Theorie der Kraft- und Arbeits-Maschinen

Pieper, Andreas

Karlruhe, 1872/73


EX·LIBRIS·A·PIEPER

Theorie

der

Kraft- und Arbeits-Maschinen.

Nach Vorträgen von Prof. Grashof

Karlsruhe
1872 – 73.

A. Pieper.

F!

Theorie der Kraftmaschinen.

Nach Vorträgen von Prof. Dr. Grashof.

Karlsruhe 1872–73
A. Pieper.

Unter Kraftmaschinen versteht man überhaupt diejenigen Maschinen, welche dazu dienen natürlich vorkommende bewegende Kräfte u. deren Arbeiten in einer solchen Form zu sammeln, daß dieselben zu einem beabsichtigten Gebrauche vortheilhafter weiter verwerthet werden können.
Solche bewegende Kräfte, die mit Rücksicht auf diese ihre Verwendung auch wohl Betriebskräfte genannt werden, sind vorzugsweise folgende:

1) d. Muskelkräfte von Menschen und Thieren, welche entweder unmittelbar oder auch mittelbar dadurch nutzbar gemacht werden, indem d. Menschen u. Thiere zunächst ihr Eigengew. d. h. sich selbst auf eine bestimmte Höhe heben, um dann ihr Eigengew. als Schwerkraft wirken zu lassen.
2) d. Schwere d. Wassers, die aber auch entweder unmittelbar nutzbar gemacht wird, indem Wasser von einer gewissen Höhe herabsinkt od. mittelbar, indem durch d. Geschwindigkeit von einer gewissen d. Wasser erst lebendige Kraft erhält, welche dann gleichfalls nutzbar gemacht werden kann.
3) d. Wind d. bewegten atm. Luft – Windkraft.
4) d. Wärme, die aber immer mittelbar wirkt durch d. Spannkraft d. Erzeugung einer auf eine hohe Temperatur gebrachten luftförmigen Flüssigkeit.

Demnach haben wir zu unterscheiden: Maschinen zur Aufnahme von Menschen und Thierkräften, hydraulische Maschinen, Windräder und calorische Maschinen.
Streng genommen könnte man freilich sagen, daß alle Kraftmaschinen als calorische Maschinen zu betrachten sind, indem d. heutigen Grundsätze über Aequivalenz von Wärme und Arbeit zufolge d. Wärme und zwar d. Sonnenwärme als d. Ursache aller genannten Betriebskräfte aufgestellt wird. Indessen ist es allgemein üblich d. Begriff d. calorischen Maschinen enger zu fassen, wie oben geschehen. Zuweilen wird d. Begriff d. calorischen Maschinen noch enger gefaßt, indem man z. B. als d. calorische Maschinen d. Gegensatz d. Dampfmaschinen bezeichnet. Indessen erscheint diese Eintheilung doch nicht gerechtfertigt.
D. Maschinen zur Aufnahme von Menschen- und Thierkräften sollen zunächst nicht berücksichtigt werden, und somit beginnen wir mit den:

Hydraulische Maschinen.

Es bedeuten im folgenden immer:

Q = Wassermenge, welche pro 1 Sek. d. hydraulischen Kraftmaschine zugeleitet wird, um durch seine Schwere od. durch seine, einem gewissen Gefälle entsprechende lebendige Kraft eine gewisse Arbeit zu verrichten also das sogenannte Aufschlagwasserquantum.

H = Absolutes Gefälle = d. Gefälle ohne Abzug d. verschiedenen Verluste durch Zuleitungen etc. also d. Differenz d. Oberwasserspiegels und Unterwasserspiegels dicht vor d. hydraulischen Maschine und dicht hinter d. Maschine, wobei d. Umstand zu berücksichtigen ist, daß d. Wasser mit einer mittleren Geschw. an d. Maschine anlangt, so daß d. Oberwasserspiegel um diese Geschw.-höhe in d. betreffenden Querschnitt zu vergrößern ist.

E_0 = Absoluteffekt = diejenige Arbeitsleistung, welche d. Wasserquantum Q vermöge seines Gefälles an und für sich repräsentiert.

Also $E_0 = \gamma Q H$ wenn γ d. spez. Gew. d. Wassers bedeutet, welches bei Absehung verschiedener kleiner Temperaturverschiedenheit $\gamma = 1000$ gesetzt werden kann.

Unter Effekt soll überhaupt eine pro 1 Sek. geleistete Arbeit verstanden werden. Drückt man diesen Absoluteffekt in Kgmtr. aus, so bekommt man meistens übermäßig große Zahlenwerte, und deshalb greift man zur Veranschaulichung d. Pferdeeffect od. Pferdestärke = 75 Kgmtr. pr. Sek. als Effekteinheit einführt.

Die einem solchen Absoluteffekt gleichen Pferdestärken nennt man auch wohl d. absoluten Pferdestärke, wir bezeichnen sie mit N_0. Also:

$N_0 = \frac{E_0}{75}$ (in Kgmtr. pr. Sek.).

Dieser Absoluteffekt kann nun thatsächlich nicht vollständig als Nutzeffekt gewonnen werden, und zwar sind d. Ursachen, welche d. hauptsächlichsten Effektverluste bedingen, folgende:

1) Ein Effektverlust ist unvermeidlich mit d. Zuleitung d. Wassers in d. Maschine verbunden, theils schon durch d. Erzeugung d. Eintrittsgeschw. und theils dadurch, daß d. Wasser mit einem gewissen Stoße in d. Maschine eintritt und also durch diese ungünstige Wirkungsweise ein Effektverlust entsteht.

2) Es wird d. Wasser, nachdem es d. Maschine verlassen hat, nicht aber eine lebendige Kraft = 0 haben, sondern dasselbe enthält immer noch einige lebendige Kraft, welche natürlich für d. Leistung verloren ist.

3) Ist es nicht immer gesagt, daß d. ganze Wasserquantum Q wirklich in d. Maschine zur Nutzwirkung gelangt, indem schon durch Undichtheiten sowie durch d. immer vorkommenden Spritzen Wasserverluste und damit Effektverluste entstehen.

4) Kommen Effektverluste verschiedener Art vor, theils bedingt durch starke Reibungswiderstände, theils bedingt durch d. Luftwiderstand und d. Erschütterungen d. Zapfen, welche immer mit einem Verbrauch an Arbeit und Wärme also mit Effektverluste verbunden sind. –

d. thatsächlich gewonnene Effect soll <u>Nutzeffect</u> genannt werden und mit E bezeichnet werden.
d. Verhältniß d. Nutzeffects zum Absoluteffect nennt man d. <u>Wirkungsgrad</u> und bezeichnet ihn mit η.

Also: $$E = \eta E_0$$

Entsprechend werden ebenso d. thatsächlich gewonnenen Pferdestärken d. <u>Nutzpferdestärken</u> genannt und mit N bezeichnet, wobei natürlich auch d. Beziehung stattfindet:

$$N = \eta N_0$$

Es handelt sich nun zunächst darum, d. hydraulischen Maschinen nach Hauptunterschieden zu scheiden. In dieser Hinsicht kann man nun zunächst bemerken, daß d. Schwerkraft d. niedersinkenden Wassers theils direkt unmittelbar durch drückende Arbeit wirkt, theils dadurch, daß sie d. Wasser zunächst eine gewisse Geschw. und dementsprechend eine gewisse lebendige Kraft ertheilt, die dann wieder in Arbeit umgesetzt wird, und zwar entweder durch Stoß, entsprechend einer plötzlichen Geschw.-Änderung od. durch Druck, entsprechend einer stetigen Geschw.-Änderung einer Maschine übertragen wird. Es können indessen auch verschiedene dieser Wirkungsweisen bei einer hydraul. Maschine zugleich vorkommen z. B. bei einer Turbine, wo d. Wasser sowohl durch sein Gew. als auch durch seine lebendige Kraft wirkt, welch letztere mit d. Niedersinken d. Wassers an d. Geschwindigkeit gewinnt(?). – Auch können Modificationen hinsichtlich dieser einzelnen Wirkungsweisen vorkommen, indem einmal d. wirkende Wasser in gewisse Räume d. Maschine gelangt und dann, gegen den Oberwasser(?) gesperrt, wieder sinkt(?), während ein andermal ein stetiger Zusammenhang d. wirkenden, in d. Maschine befindlichen Wassers mit d. Oberwasser stattfindet. Diesem letzteren Unterschied in d. Wirkungsweise d. Schwerkraft d. niedersinkenden Wassers entsprechend theilt man d. hydraul. Maschinen

ein in: <u>Rädermaschinen</u> und <u>Kolbenmaschinen</u>
oder in: <u>Wasserräder</u> und <u>Wassersäulenmaschinen</u>.

D. Radmaschinen, welche d. bei weitem allgemeiner vorkommenden sind, werden wieder eingetheilt in <u>Wasserräder im engeren Sinne</u> und in <u>Turbinen</u>.
D. Wasserräder im engeren Sinne haben immer eine horizontale Axe, eine geringe Winkelgeschw.; d. Wasser tritt ferner nur auf einem winzigen(?) Theil d. Umfangs in d. Rad ein und tritt dann auch an derselben Stelle d. Rades, wo es eingetreten, wieder heraus.
Bei d. Turbinen oder Kreiselrädern dagegen haben wir in allen Beziehungen d. Entgegengesetzte: sie haben gewöhnlich eine vertikale Axe, stets größere Winkelgeschw.; d. Wasser tritt entweder auf d. ganzen Umfange od. wenigstens auf d. größten Theil desselben und z. gleichzeitig in d. Rad ein, endlich tritt es auch an einer anderen Stelle d. Maschine wieder heraus als wo es eingetreten. Dieser letzte Umstand, daß d. relative Bew. d. Aufschlagwassers gegen d. Rad bei d. Wasserrädern im engeren Sinne eine hin und hergehende, bei d. Turbinen hingegen eine stetig fortschreitende ist, ist eigentlich d. charakteristische Unterschied dieser beiden.

Betrachten wir zunächst:

Wasserräder.

D. wesentlichsten Bestandtheile eines solchen Rades sind d. zur Aufnahme d. Wassers dienenden Schaufeln, welche am [illegible] Radgürtel mit gleichen Abständen von einander befestigt werden können, [illegible], d. in gleichen Abständen und in gleicher Lage gegen d. Radmitte am Umfang angeordnet sind, [illegible] bei d. [illegible] derselben ringförmigen [illegible] Raum beschreiben, welcher letztere in d. Folge d. ~~Schaufelraum~~ Radkranz genannt werden soll. Dieser Radkranz wird durch d. Schaufeln in eine gewisse Anzahl [illegible] Theile getheilt, welche Schaufelräume genannt werden sollen. An seiner äußeren Grenzfläche ist d. Radkranz immer offen, indem hier d. Wasser aus- und eintritt, an seiner inneren Grenzfläche kann er durch eine [illegible] Wand geschlossen sein, d. dann d. Radboden genannt wird. Auch an d. ringförmigen ebenen Seitenfl. ist d. Radkranz [illegible] offen od. durch Seitenwände geschlossen. So ist nun d. Schaufelräume in [illegible], nur an einer Seite offenen Zellenräume übergehen.

D. Schaufel selbst ist bekanntlich entweder eine ebene, gebrochene oder krumme cylindrische Fl. deren Erzeugungslinie parallel zur Axe ist. Man pflegt nun häufig zwischen Schaufelrädern und Zellenrädern zu unterscheiden; es ist damit ein Wasserrad nicht immer ein Zellenrad, wenn d. Schaufelräume d. Gestalt d. Zelle hat. [illegible] pflegt ein Zellenrad ein solches Rad zu nennen, [illegible] während d. Schaufelraum nur nach außen hin offen ist, [illegible] d. Schaufel [illegible] eine [illegible] Richtung hat.

D. Wasserräder im engeren Sinne werden ferner unterschieden in freihängende Räder und in Kropfräder, bei welchen letzteren d. d. Wasser enthaltende Theil d. Kranzes von einem Kropfe umgeben ist d.h. von einem Gerinne mit möglichst wenig Spielraum.

Man unterscheidet ferner mit Rücksicht auf d. Art d. Zuleitung d. Aufschlagwassers, Räder mit Spannschützen, mit Ueberfallschützen und mit Coulissenschützen.

D. hauptsächlichste Unterscheidung ist, mit Rücksicht auf welche d. Räder in verschiedenen Gruppen eingetheilt werden, nur durch d. Ort gegeben, an dem d. Wasser in d. Rad einfließt und mit Rücksicht darauf unterscheidet man: Oberschlächtige, rückschlächtige, mittelschlächtige, tiefschlächtige und unterschlächtige Räder. [illegible] bei d. oberschlächtigen Rädern fließt d. Wasser ganz dicht an d. obersten Stelle in d. Rad, bei d. mittelschl. fast in gleicher Höhe mit d. Axe, endlich bei d. unterschl. fast an d. tiefsten Stelle. D. rückschl. stehen zwischen d. ober- und mittelschl. Rädern und d. tiefschl. zwischen d. mittel- und unterschl. Rädern.

D. oberschl. Räder sind immer freihängende Zellenräder mit Spannschützen; d. Wasser wirkt bei ihnen vorwiegend und unmittelbar durch seine Schwere, indem es in d. Zellen d. Rades fällt und [illegible] Zusammenhang mit d. Unterwasser [illegible]. D. [illegible] ist hier nur von untergeordneter Bedeutung, da nur ein kleiner Theil d. ganzen Gefälles auf d. Erzeugung d. lebendigen Kraft d. Wassers verwendet wird.

D. rückschl. Räder sind entweder freihängende oder mit einem Kropfe umgebene; sie sind stets Zellenräder und zwar mit einem Coulissenschützeneinlauf. D. Kropf braucht indessen bei diesen rückschl. Rädern nur um d. [illegible] Theil d. Kranzes herumgeführt zu werden, es ist nicht nöthig [illegible]. Auch hier wirkt d. Wasser wie bei d. oberschl. Rädern vorwiegend unmittelbar durch seine Schwere. D. Kropf, welcher d. [illegible] ausfüllt, hat d. Zweck, daß ein zu frühzeitiges Ausfließen d. Wassers verhindert wird.

D. mittelschl. Räder sind gewöhnlich [illegible] Schaufelräder d.h. d. Schaufel hat bei ihnen [illegible] eine vorwiegend radiale Richtung, auch werden Kropfgerinne und [illegible] ein Coulissenschütze angewendet. D. Seitenwände d. Radkranzes können hier [illegible] fehlen, nur [illegible] dann d. Kropfgerinne entsprechende Seitenwände haben. Auch bei diesen mittelschl. Rädern wirkt d.

Wasser noch vorwiegend unmittelbar durch seine Schwere.

d. mittelschl. Räder sind Schaufelräder mit Kropfgerinne; d. Wasserzuführung erfolgt entweder durch Ueberfall od. durch Kulissen-Schütze und zwar mit einer Ueberfallschütze, wenn d. Rad sich mehr d. mittelschl. und mit Spannschütze, wenn es sich mehr einem unterschl. Rad nähert. Im letzteren Falle wirkt d. Wasser schon vorwiegend mittelbar durch d. lebendige Kraft, d. es außerhalb d. Rades erlangt hat, und zwar geschieht dies in d. Regel durch Stosswirkung, allerdings unter einem entsprechenden Verlust. –

Endlich d. unterschl. Räder sind Schaufelräder mit einer Spannschütze; d. Wasser wirkt hier lediglich mittelbar durch seine außerhalb d. Rades erlangte lebendige Kraft und zwar entweder durch Stoss od. durch Druck, ersteres bei d. gewöhnlichen unterschl. Rädern, letzteres bei d. sogenannten Poncelet-Rädern, bei welch' letzteren d. Schaufeln eine solche Krümmung gegeben wird, daß d. Stoss fast ganz vermieden wird. –

Zunächst müssen nun noch einige Buchstabenbezeichnungen eingeführt werden, d. in d. Folge bei Wasserrädern immer in derselben Bedeutung gebraucht werden sollen; es sei:

R d. äußere Radhalbmesser

a d. radiale Dimension d. Radkranzes = Kranzbreite
b d. axiale Dimension " " " = Radbreite
{ eigentlich nur bezogen auf d. Mittellinie; doch werden diese Maasse nur d. betreffenden Dimensionen im Lichten angewendet.

z d. Anzahl d. Schaufeln also auch d. Anzahl d. Schaufelräume.

e d. sogenannte Radtheilung d. h. d. Entfernung zweier aufeinander folgender Schaufeln im äußersten Radumfange gemessen; also:

$$e = \frac{2R\pi}{z}$$

i = d. sogenannten Füllungsbogen, d. h. derjenige Theil d. äußeren Radumfangs, auf welchem d. Wasser in d. Rad einfließt; an d. verschiedenen Punkten dieses Einflußbogens ist allerdings streng genommen d. Verhältnis d. einfließenden Wassers verschieden. Es ist aber d. Länge von i immer klein genug, um, ohne einen erheblichen Fehler zu begehen, diejenigen Verhältnisse, wie sie im Mittelpunkte dieses Bogens stattfinden, als für alle Punkte gültig in d. Rechnung einführen zu können. Es sei dann weiter

n = Tourenzahl d. Rades pro Min.

ω = Winkelgeschw. d. Rades; dann ist bekanntlich:

$$n = 9{,}55\,\omega.$$

u = diejenige Geschw., womit d. Wasser in d. Mitte vom Einflußbogen i in d. Rad einfließt, von welcher Geschw. angenommen wird, daß sie in allen Punkten gleich groß sei.

v = Umfangsgeschw. d. Rades

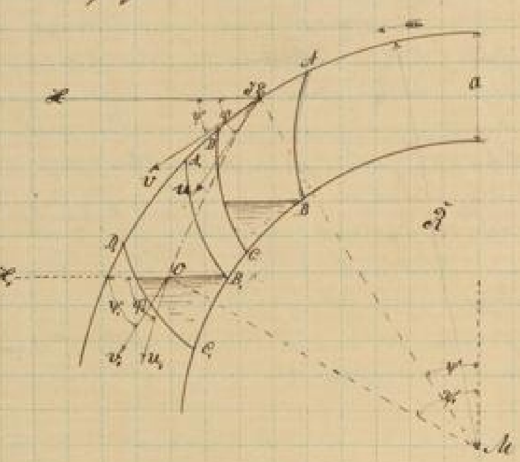
w = relative Eintrittsgeschw. d. Wassers gegen d. Rad in d. Mitte d. Einflußbogens i; diese rel. Eintrittsgeschw. w ist nach bekannten Sätzen d. theoretischen Maschinenl. = d. Resultierenden aus d. Geschw. u und d. entgegengesetzt genommenen v.

α = Winkel, welchen d. Geschw. u u. v in d. Mitte d. Einflußbogens mit einander bilden.

F = Querschnitt d. Wasserfüllung eines Schaufelraums, gebildet durch eine Schnittebene normal zur Radaxe. Multiplicirt man also F mit d. Radbreite b, so erhält man d. Volumen d. Wasserfüllung eines Schaufelraums, welches Volumen aber offenbar auch $= Q\frac{e}{v}$ ist; also:

$$Q\frac{e}{v} = Fb \quad \text{u.} \quad Q = \frac{Fbv}{e} \quad \text{u.} \quad F = \frac{Qe}{bv}. —$$

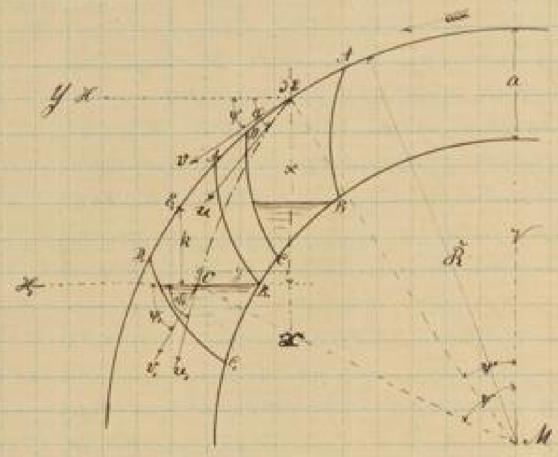
Unsere Hauptaufgabe besteht nun darin, diejenigen Verhältnisse d. hier genannten Rad-elemente zu untersuchen, durch welche d. Wirkungsgrad η möglichst groß wird und ferner kommt es hauptsächlich darauf an, Formeln zu entwickeln, nach welchen dieser Wirkungsgrad η d. Rades als Function d. durch d. Bedingungen d. Aufgabe gegebenen Radelemente für ein zu entwerfendes Rad im Voraus berechnet werden kann. —
Um diese beiden Aufgaben zu erledigen, sind zunächst d. verschiedenen Effectverluste zu untersuchen und zwar in erster Reihe d. Effectverlust, welcher durch d. Stoß d. Eintritts d. Wassers in d. Rad, also insbesondere durch d. Stoß d. Wassers gegen d. Schaufeln verursacht wird:



Es sei M d. Mittelpunkt eines zur Ebene senkrechten Durchschnittes eines Rades und ferner I d. Mittelpunkt d. Einlaufbogens c; durch diesen Punkt I wird d. Horizontale IH und d. Tangente an d. Radumfang gezogen, und auf letztere d. Größe u. Richtung nach in einem beliebigen Verhältniß d. Umfangsgeschw. v aufgetragen, ebenso sei Iw d. Richtung und Größe d. absoluten Eintrittsgeschw. d. Wassers in d. Einlaufquerschnitt. Diese beiden Geschw.-Richtungen von v u. w, welche miteinander d. Winkel α bilden, bilden mit d. Horizontalen d. Winkel ψ resp. φ. E sei d. Mittelpunkt einer Schaufeltheilung e und wir wollen uns nun einen Schaufelraum vorzeichnen in derjenigen Lage, in welcher d. Mittelpunkt E d. Radtheilung e gerade mit d. Mitte I d. Einlaufbogens c zusammenfällt. In diesem Augenblick ist dann gerade d. Hälfte d. Wasserfüllung F dieses Schaufelraumes in d. Rad hineingeflossen, aber es hat sich diese Wassermenge noch nicht vollständig im unteren Theil d. Schaufelraumes gesammelt, sondern nur ein gewisser Theil davon ist erst in relative Ruhe zum Rad gelangt, während d. übrigen Theile noch in freier Bew. begriffen sind und zwar offenbar in einer etwa parabolischen Gestalt, deren Mittellage EO sei, diesen Parabelbogen EO ungefähr Eu in E berühren. Wir wollen nun denselben Schaufelraum ABCD in einer etwas späteren Lage zeichnen, nämlich in derjenigen, in welcher er sich in d. Augenblick befindet, in welchem d. vorher noch in freier Bew. begriffenen Wassertheilchen d. selben Füllung nun gerade d. schon im Schaufelraum angesammelte Wasser treffen und so selbst in relative Ruhe gegen d. Rad gelangen. Hierbei soll jedoch zunächst von d. mehr od. minder wellenförmigen Gestalt d. freien Oberfl. d. im Schaufelraum enthaltenen Wassers abgesehen werden, und vielmehr zunächst angenommen werden, daß diese freie Oberfl. eine horizontale sei. — In diesem Augenblick sei nun d. Schaufel AB in d. Lage A_1B_1 und d. Schaufel CD in d. Lage C_1D_1 gekommen. Ist dann also $A_1B_1C_1D_1$ gerade diejenige Lage, in welcher d. selbe Wasserfüllung dieses Schaufelraumes zur relativen Ruhe gegen d. Rad gelangt ist, so ist also d. Fläche, welche durch eine Horizontale von $A_1B_1C_1D_1$ ein Stück von $\frac{1}{2}F$ unten abgeschnitten wird, nun ganz mit Wasser gefüllt sein muß.
Nennt man d. Parabelbogen, daß d. Weg d. mittelsten Wassertheilchens d. ganzen Schaufelfüllung bis zum Durchschnitt O mit d. freien Oberfl. d. Wassers in d. Schaufelraum $A_1B_1C_1D_1$ verlängert, dann ist offenbar O derjenige Punkt, in welchem d. mittlere Wassertheilchen d. ganzen Schaufelfüllung zur relativen Ruhe gegen d. Rad gelangt. Zieht man nun d. Radius OM und errichtet hierauf eine Senkrechte, so stellt diese offenbar d. Richtung d. Radgeschw.

d. Punktes O der dieser Radgeschw. sei $= v_1$; ebenso sei u_1 d. absolute Geschwindigkeit d. mittleren Wasserteilchens im Punkte O d. h. d. Geschw. mit welcher d. mittlere Wasserteilchen d. freie Oberfl. d. im Schaufelraume gesammelten Wassers trifft und sei dargestellt an Richtung und Größe durch d. Tangente O u_1 im Punkte O an d. Parabelbogen OE. Diese beiden Geschw. v_1 und u_1 bilden mit d. durch O gehenden Horizontalen d. Winkel φ_1 resp. φ_0. Es ist dann d. relative Geschw. w_1, womit d. mittlere Wasserteilchen im Punkte O anlangt, hinsichtlich d. Größe [illegible] = d. Resultanten aus u_1 und d. entgegengesetzt genommenen v_1. Indem nun d. mittlere Wasserteilchen d. freie Oberfl. d. im Schaufelraume angesammelten Wassers stoßartig trifft, geht durch diesen Stoß d. Geschw. u_1 d. Richtung und Größe nach gerade in d. Geschw. v_1 über, wenn man von unwesentlichen Nebenumständen [illegible] d. Wassers absieht. Mit diesem plötzlichen stoßweisen Übergang von u_1 in v_1 ist aber immer ein Verlust an lebendiger Kraft verbunden und zwar ist bekanntlich nach d. Carnot'schen Satze d. [illegible] d. durch Stoß 2 Körper erfolgenden Verlust an lebendiger Kraft = d. Summe d. lebendigen Kräfte, welche d. gewonnenen und verlorenen Geschw. d. Körper entsprechen. Dabei wird unter d. durch d. Stoß verlorenen Geschw. d. Resultante nach d. Geschw. unmittelbar vor d. Stoß und d. entgegengesetzt genommenen Geschw. unmittelbar nach d. Stoß verstanden. Ein solcher unelastischer Stoß findet nun auch hier zwischen Rad und d. eintretenden Wasser statt. Indem insbesondere die d. Masse d. ganzen Wasserrades so groß ist, so kann man seine Geschw. auch nach d. Stoß als constant ansehen, indem dieselbe nur unwesentlich durch d. Stoß d. mittleren Wasserteilchens geändert wird, so ist deshalb d. durch d. Stoß verloren gegangene lebendige Kraft einfach d. lebendigen Kraft gleich zu setzen, welche d. verlorenen Geschw. d. mittleren Wasserteilchens entspricht. Für dieses mittlere Wasserteilchen ist aber nach oben (Carnot'scher Satz) d. verlorene Geschw. = d. relativen Geschw. w_1 desselben in O d. h. = d. relativen Geschw., womit es im Punkte O anlangt, indem w_1 bekanntlich = d. Resultanten aus u_1 und $\div v_1$ ist. Somit ist d. dieser verlorenen Geschw. entsprechende Verlust an lebendiger Kraft $= \frac{1}{2} m w_1^2$, wenn m d. Masse dieses Teilchens bedeutet. Genau genommen findet nun dieser nicht für alle Wasserteilchen statt, denn es kommen dieselben successive nacheinander zum Stoß; indem nun aber d. Rad während d. Zeit fortschreitet, rückt d. Schaufelraum immer tiefer, so daß d. zuletzt ankommenden Wasserteilchen [illegible] d. Schaufel [illegible] sind als sie zum Stoß kommen, so daß auch ihre relative Geschw. w_1, womit sie gegen d. schon angesammelte Wasser stoßen, verschieden sein wird. Nimmt man aber alle diese Umstände in Betracht, so kommt man auf äußerst complicirte Untersuchungen. Will man sich diese ersparen, so wird man mit einem richtigen Fehler annehmen können, daß alle Wasserteilchen sich in d. Gesamtheit so verhalten wie d. betrachtete mittlere d. h. man wird annehmen können, daß, wenn man alle Verluste an lebendiger Kraft so berechnet wie oben geschehen, für jeden einzelnen Teil d. Verlust genau so groß sein wird wie für d. mittleren Teil d. h. man kann d. Verlust durch d. von dem in d. Schaufelraum eintretenden Wasser verursachten Stoß pro 1 kgr im Durchschnitt setzen $= \frac{w_1^2}{2g}$ indem bekanntlich $\frac{1}{g}$ d. Masse d. Gewichtseinheit bedeutet, unter g d. Beschl. d. Schwere verstanden. Dieser Verlust ist aber nichts anderes als ein entsprechender Gefällverlust d. h. es wird durch d. stoßweise Eintreten von 1 kgr Wasser ein Gefällverlust entsprechend $= \frac{w_1^2}{2g}$ verursacht.

Es kommt jetzt nur darauf an, w_1 als Funktion gewisser für ein Turbinen bestimmenden Elemente aufzufinden, um dann d. Frage beantworten zu können, wann dieser Gefällverlust auf ein möglichstes Minimum reduziert wird. –



Wie schon nachgewiesen worden ist w_1 d. Resultante von u_1 und d. entgegengesetzt genommenen v_1, und somit auch:
d. Horizontalcomponente von $w_1 = u_1 \cos\varphi_1 - v_1 \cos\psi_1$
Verticalcomponente von $w_1 = u_1 \sin\varphi_1 - v_1 \sin\psi_1$
und demnach auch w_1^2 = d. Summe d. Quadrate dieser beiden Componenten also:

$$w_1^2 = (u_1\cos\varphi_1 - v_1\cos\psi_1)^2 + (u_1\sin\varphi_1 - v_1\sin\psi_1)^2$$

Es ändert sich nun offenbar d. Horizontalcomponente d. absoluten Geschwindigkeit in E also d. Größe $u\cos\varphi$ nicht während d. Wassertheilchen d. Bahn EO durchlaufen, da d. Schwerkraft nur senkrecht auf d. Verticalcomponente $u\sin\varphi$ d. absoluten Geschwindigkeit während dieser Zeit wirkt; es ist also:

$$u\cos\varphi = u_1\cos\varphi_1.$$

Was d. Größe $u_1\sin\varphi_1$ betrifft, so ist diese Verticalcomponente größer als $u\sin\varphi$ im Punkte E, indem auf d. Wassertheilchen, welches etwa t Sek. gebraucht hat für d. Weg von E nach O, d. Schwerkraft in verticalem Sinne wirkte und zwar t Sekunden lang. Während dieser t Sek. hat sich aber d. Verticalcomponente d. absoluten Geschwindigkeit in E um gt zugenommen, so daß man nun hat:

$$u_1\sin\varphi_1 = u\sin\varphi + gt \quad \text{und somit:} \quad w_1^2 = (u\cos\varphi - v_1\cos\psi_1)^2 + [(u\sin\varphi + gt) - v_1\sin\psi_1]^2$$

In dieser Gl. sind nun u und φ gegebene Größen und es wäre somit d. Geschwindigkeit entsprechend w_1 zu bestimmen, wenn t, v_1 und ψ_1 bekannt wären. Die Größen v_1 und ψ_1 würden wieder bekannt sein, sobald man d. Lage d. Punktes O kennt. d. Lage d. Punktes O endlich ist selbst wieder von d. Zeit t abhängig, indem durch t d. Länge d. Parabelbogens EO bestimmt ist.
Es kommt also nun zunächst darauf an d. Größen v_1, ψ_1 u. t zu bestimmen.
Was nun d. Bestimmung d. Zeit t betr. d. Zeit, welche d. mittelste Wassertheilchen gebraucht, um vom Anfange E d. Bahn aus an d. Punkt O zu kommen, wo es in relative Ruhe gegen d. Rad gelangt, so sei d. Punkt E (2) als Anfangspunkt eines rechtwinkligen Coord.-Systems angenommen, und zwar d. X Achse vertical abwärts und d. Y Achse horizontal; x u. y seien d. Coord. d. Punktes O in Bezug auf dieses Coordsystem. d. x Coord. ist d. vertical gemessene Entfernung d. Punktes O von E (2); ist dann mit d. Berücksichtigung, daß d. Verticalcomponente d. absoluten Geschw. in E = $u\sin\varphi$ vermöge dieser Geschw. in t Sek. d. Weg $u\sin\varphi\, t$ zurückgelegt wird, wozu dann noch d. durch d. Wirkung d. Schwere verursachte Betrag $\frac{gt^2}{2}$ kommt, indem d. Wassertheilchen, um diesen Bogen zurückzulegen, t Sek. braucht:

$$x = u\sin\varphi\, t + \tfrac{1}{2}gt^2$$

Diese Größe x läßt sich aber auch anderweitig ausdrücken. Ist dann so E, d. Mitte d. Bogens $A_1D_1 = 2e$ und h d. Höhe dieses Punktes über d. freien Oberfläche d. Wassers in d. Zellenräumen bzw. $A_1 B_1 C_1 D_1$ in welchem Punkt d. selbe Wassertheilchen zur relativen Ruhe gegen d. Rad gelangt ist. Es kann dann x zusammengesetzt werden aus h und d. Verticalprojection d. Radbogens EE_1. Der Bog. EE_1 ist nun der Weg d. Radpunktes E_1 welchen dieser in t Sek. mit d. gleichförmigen Umfangsgeschw. v zurücklegt, also: $EE_1 = vt$. Dieser Bogen ist nun verhältnißmäßig immer klein genug um auch d. zugehörige Sehne $EE_1 = vt$ setzen zu können.
Es bildet dann diese Sehne mit d. Horizontalen EH einen Winkel ψ', welcher nur wenig von ψ verschieden ist und zwar ist d. Winkel, welcher zu ψ hinzugefügt werden muß bekanntlich = d. halben Winkel d. beiden Tangenten in E u. E_1; dieser letztere ist aber = $EME_1 = \frac{EE_1}{R}$ in Bogenmaß:

und somit: $$\psi' = \psi + \frac{1}{2}\frac{vt}{R}.$$

d. Horizontalprojection d. Sehne EE_1 ist demnach: $$= vt.\sin\psi'$$

und somit: $$x' = vt\sin\psi' + k$$

Setzt man diese beiden Ausdrücke von x' einander gleich und multiplicirt man d. ganze Gl. mit $2g$, so ergibt sich [illegible] für t ferner [illegible]:

$$g^2t^2 + 2gt(u\sin\varphi - v\sin\psi') = 2gk \qquad (2)$$

und demnach: $$gt = -(u\sin\varphi - v\sin\psi') + \sqrt{2gk + (u\sin\varphi - v\sin\psi')^2}$$

Allerdings kann man nun mittelst dieser Gl. nicht direct t berechnen, indem nicht [illegible] rechter Seite auch k u. ψ' vorkommen, welche Größen ebenfalls Functionen von t sind. Man [illegible] ein Näherungsverfahren anwenden, indem man zunächst $\psi' = \psi$ annimmt und ferner d. Größe k zunächst so findet, dass man in d. Anfangslage $ABCD$ d. Schaufelkanal [illegible] mit [illegible] durch eine horizontale Schnittlinie eines $\beta_1 = \frac{1}{2}\delta$ abschneidet und d. Abstand d. Punktes $E_1(2)$ von dieser Horizontalen näherungsweise $= k$ setzt. Mit diesen Näherungswerthen von ψ' und k findet man dann einen Näherungswerth von t, damit ein corrigirtes ψ' und ferner einen entsprechenden Bogen $EE_1 = vt$, den man dann abtragen und somit d. Lage d. Schaufelkanals $A_1B_1C_1D_1$ annähernd bestimmen kann. In dieser Lage [illegible] man [illegible] durch eine horizontale [illegible] $\beta_1 = \frac{1}{2}\delta$ ab und kann dann mit d. Zeichnung einen corrigirten Werth von k entnehmen, d. dann mit d. corrigirten Werth von ψ' zusammen ein corrigirtes t liefert. So fährt man fort bis 2 aufeinander folgende Werthe von t genügend mit einander übereinstimmen.

Hat man diese Weise d. Zeit $= t$ [illegible] gefunden, welche d. mittlere Wassertheilchen gebraucht um zur relativen Ruhe zu gelangen, so kann man dann auch sofort d. Lage d. Punktes O bestimmen vermittelst d. Coord. x u. y:

$$x' = vt\sin\psi' + k \quad \text{und} \quad y = u\cos\varphi\, t$$

Mit d. Lage d. Punktes O ist nun aber auch v_1 d. Größe und Richtung nach, also d. Winkel ψ_1 bestimmt und somit ist man nun im Stande auch d. ganze [illegible] d. relativen Geschw. w_1 in O und endlich d. Gefällhöhe pr. 1 Kgr. ~~Wasser~~ d. in d. Schaufelkanal [illegible] Wassers $= \frac{w_1^2}{2g}$ zu berechnen. —

Für d. gebräuchlichen [illegible] ist [illegible] noch [illegible] Verfahren noch zu [illegible] und kann man sich deshalb umständlich noch weitere Vereinfachungen erlauben, mit Rücksicht darauf, dass thatsächlich d. Punkte E und E_1 ziemlich dicht zusammen liegen; man kann deshalb annehmen, dass sowohl nach Größe als auch nach Richtung, d. Geschw. in d. Punkten O und $E(2)$ gleich sind, also:

$$v_1 = v \qquad \psi_1 = \psi \quad \text{und} \quad \psi' = \psi$$

da nun d. Bogen EE_1 verhältnißmäßig klein ist, eine Sehne zu [illegible].

Setzt man dies, so erhält man:

$$w_1^2 = (u\cos\varphi - v\cos\psi)^2 + (u\sin\varphi - v\sin\psi)^2 + g^2t^2 + 2gt(u\sin\varphi - v\sin\psi)$$

Hierin ist aber offenbar $u\cos\varphi - v\cos\psi$ d. Horizontalcomponente d. relativen Geschw. w in E, und dieses d. Verticalcomponente mit $u\sin\varphi - v\sin\psi$ ist.

Ebenso ist $u\sin\varphi - v\sin\psi$ d. Verticalcomponente von w und also d. Summe d. Quadrate dieser Componenten $=$ d. Quadrat d. rel. Eintrittsgeschw. in $E = w^2$; folglich:

$$w_1^2 = w^2 + g^2t^2 + 2gt(u\sin\varphi - v\sin\psi)$$

Setzt man nun auch in d. obigen Gl. (2) ebenfalls $\psi_1 = \psi$, $v_1 = v$ und $\psi' = \psi$, so bekommt man:

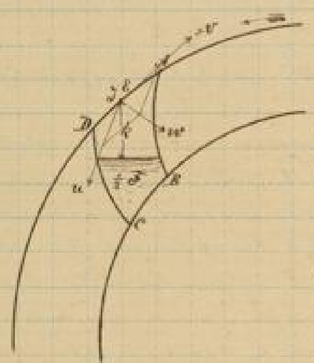
$$g^2t^2 + 2gt(u\sin\varphi - v\sin\psi) = 2gk.$$ Mit Benützung dieser Gl. wird dann [illegible]:

$$w_1^2 = w^2 + 2gk$$

oder: $$\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + k.$$

d. h. näherungsweise ist d. mittlere Gefällhöhe, d. durch d. Geschwindigkeit [illegible] Wasser in d. Radkanal [illegible], pr. 1 Kgr. Wasser $=$ d. [illegible] d. rel. Eintrittsgeschw. w in d. Punkte d. Einströmung entsprechenden Geschw.-höhe $+$ d. Höhe k.

Mittelst dieser Formel: $\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + k$ kann man nun auch rechnungsmäßig d. Gefällverlust einfach durch Construction darstellen, wobei zuvor eine Messung hierzu wegen d. Summanden k welcher von d. Zeit t bedingt wird, ausgeschlossen wäre, indem t kein Maß hierfür durch Messung zu bestimmen ist d. Construction folgende:



d. Punkt J = Mitte d. Schaufelhöhe ist gegeben; man verzeichnet dann einen Schaufelraum in einer solchen Lage, in welcher d. Mittelpunkt E d. ihm entsprechenden Radstellung e = AD genau mit J zusammenfällt, man schneidet dann durch eine Horizontale an d. Querschnitt d. Schaufelraums ein Flächenstück = ½ J ab, wo J bekanntlich ist: $J = \frac{Q_0}{bv}$, dann ist d. Höhe d. Punktes E oberhalb dieser Horizontalen = k. Ferner kann man d. rel. Schaufelgeschw. w durch Construction finden, indem man von E aus d. absolute Schaufelgeschw. u d. Richtung und Größe nach aufträgt und ebenso v aber in entgegengesetzter Richtung, wenn dann über u und ÷ v ein Geschw.-Parallelogramm construirt wird, so ist d. Diagonale desselben d. graphische Darstellung d. rel. Schaufelgeschw. w, wie dies aus d. Vorhergehenden zu entnehmen ist. Jetzt ist d. Gefällverlust $\frac{w^2}{2g} + k$ leicht zu bestimmen, indem man d. gefundenen Werthe von w und k abgreift und in d. Formel setzt um d. Gefällverlust durch Rechnung zu bestimmen, od. auch kann man dies noch durch leichte Construction erreichen. —

Dieser Ausdruck für d. Gefällverlust lässt sogleich erkennen, daß dieser Verlust um so kleiner ist, was d. ersten Summand $\frac{w^2}{2g}$ betrifft, je kleiner d. relative Schaufelgeschw. w ist. w ist aber wie aus d. Vorhergehenden zu ersehen um so kleiner, je kleiner d. Winkel α ist, welchen d. Geschw. v u. u miteinander bilden, und je weniger verschieden u u. v ihrer Größe nach sind, wobei aber nachgewiesen sein soll daß es am vortheilhaftesten wäre diese Geschw. u u. v ihrer Richtung und Größe nach so wenig wie möglich verschieden zu nehmen, indem andere ungünstige Umstände hierauf von Einfluß sind. — Was d. 2te Summand k betrifft, so wird dieser um so kleiner je größer d. Wasserfüllung d. Schaufelraumes ist, indem dann d. ½ J vom Schaufelraum abschneidende Horizontale um so höher zu liegen kommt, und somit k kleiner wird. Außerdem wird k auch abhängig sein von d. Form d. Schaufeln: Wenn dieselben eine vorwiegend verticale Richtung haben so wird offenbar k kleiner sein als wenn sie eine vorwiegend horizontale Richtung haben, es wird also im Allgemeinen k bei Schaufelrädern kleiner als bei Zellenrädern sein. Bei langsamen Rädern kann sogar d. Fall eintreten daß k sich auf 0 reducirt und sogar negativ wird, jetzt auch d. Art d. Wasserausbreitung von Einfluß auf k ist. Ein negatives k wird man jedoch d. Sicherheit wegen nie in d. Rechnung einführen, sondern in diesem Falle d. Gefällverlust durch d. stoßweisen Eintritt d. Wassers = $\frac{w^2}{2g}$ setzen. — Dieser Gefällverlust ist als aliquoter Theil d. disponiblen Gefälles H im Allgemeinen um so größer je größer d. disponible Gefälle H ist. Alle diese Umstände nach welchen d. Gefällverlust $\frac{w^2}{2g}$ kleiner wird, sind natürlich noch nicht endgültig maßgebend, indem man nicht sagen kann, daß Schaufelräder vortheilhafter wie Zellenräder (weil k klein) langsame Räder vortheilhafter wie schnelle Räder sind. Um d. ganzen Wirkungsgrad zu beurtheilen kommen aber noch mehrere einwirkende Umstände hinzu. —

Bei d. Aufstellung d. Formel für d. Gefällverlust durch d. stoßweisen Eintritt d. Wassers ist nun aber eine Vernachlässigung gemacht worden, d. ~~[illegible]~~ bestimmend zweifelhaft erscheint, indem angenommen wurde, daß in d. Moment, wo d. Wassertheilchen das in d. Schaufelraum schon gesammelte Wasser treffen, auch zur relativen Ruhe gegen d. Rad gelangen. Dieses wird als hauptsächlich nicht d. Fall sein, indem jedes Wasserteilchen, nachdem es zum Stoße gegen d. Rad gekommen ist, immer noch etwas lebendige Kraft [illegible] wird, die sich dann in wirbelförmigen Lauf d. Wassers im Schaufelraum kund geben und d. [illegible] [illegible]

[illegible]

[illegible] **Löffelrädern**, [illegible]

[illegible]

[illegible] ist nämlich k d. Höhe d. [illegible] i, [illegible] u zu erzeugen, [illegible] Höhe k [illegible] aus d. Rad ausfließenden Wasser enthalten sein, [illegible] wenn ζ d. entsprechende [illegible] Widerstandscoeff. ist.

$$k = (1+\zeta)\,\frac{u^2}{2g}$$

wenn d. Coeff. ζ [illegible] [illegible] und [illegible] aus d. Hydraulik zu entnehmen zu suchen ist. Man kann [illegible] $\zeta = 0{,}1 - 0{,}2$

d. Größe $\zeta\,\frac{u^2}{2g}$ repräsentiert dann [illegible] entsprechenden Gefällverlust, welcher durch diese Leitung d. Wassers bedingt wird. –

Bei Zellenrädern kann ferner ein Effectverlust [illegible]

[illegible]

äußersten Kopf sich d. verdrängte Luft wieder unter mit aus, wobei dadurch ein Theil d. Wassers aus d. Zellen hinaus, wodurch wieder ein Effektverlust verursacht wird, d. namentlich bei tiefgehenden Rädern ziemlich bedeutend werden kann, indem dieses hinausgeschleuderte d. Wasser aus d. Zellen zu keiner Arbeitsleistung herangezogen wird und überhaupt kein Nutzeffekt mehr, ein Verlust dagegen immer d. Fall ist. Aus diesem Grunde ist es immer vortheilhaft, d. Zellentheilung i. kleinen zu halten als d. Radtheilung d. Öffnung d. Zellen, indem dadurch doch in wenigen Zellen eine immer stattfindende Communication d. Luft in d. Zellen mit d. äußeren atm. Luft erreicht wird, freilich auch nur in wenigen Zellen, denn es kann beliebig offenbar bei einer gewissen weiteren Schaufel und einer gewissen Schaufelumschließung d. Fall sein, daß d. Mündung ganz abgesperrt wird und welche derselbe Fall stattfindet wie oben. In einigen Fällen kann man dieses Abschließen d. Luft in d. Zellen und welches d. entsprechende Effektverlust verhindert werden, indem man d. Zellenräume mit Ventilationen versieht, d.h. mit schmalen Spalten möglichst frei gehen im Radboden, damit mit d. Luft auch nicht zugleich Wasser hinausspritzt.

Bei tiefgehenden Rädern wird man freilich schwer vermeiden können, daß durch diese Spalten nicht zugleich mit d. Luft auch Wasser hinausspritzt, indem d. Wasser, wegen d. sehr stark nachfolgenden fließenden Last. in d. Zellen, beträgt immer bis zu diesen Ventilationsspalten hinausdringen wird. Das beste Mittel für diesen Verlust ist, daß man d. Breite d. einfließenden Wasserstrahls etwas kleiner nimmt als d. lichte Radbreite, indem dann immer eine Communication d. Luft in d. Zelle mit d. atm. Luft erreicht wird. Zu bemerken ist jedoch noch, daß bei Rädern, d. zugleich Zellenräder sind, es offenbar ganz unwesentlich ist, daß gewöhnlich d. Zellenräume vollständig von d. atm. Luft abgeschlossen sind, indem kann hier leicht eine Ventilation in Form d. oben angedeuteten Spalten in d. Radboden angebracht werden, da man hier nicht zu befürchten hat, daß mit d. Luft auch zugleich Wasser aus diesen Ventilationsspalten ausströmt. Dies ist namentlich d. Fall bei tiefgeh. Rädern. Übrigens ist es unter allen Umständen angemessen d. Breite d. eintretenden Wasserstrahls kleiner zu nehmen als d. lichte Radbreite, indem dadurch zugleich Verspritzungen beim Eintreten d. Wassers verhindert werden. —

Was nun denjenigen Effektverlust betrifft, welcher durch d. Austritt d. Wassers aus d. Rad verursacht wird, so beruhen dieselben namentlich auf d. verbleibenden lebendigen Kraft, mit welcher d. austretende Wasser d. Unterwasserspiegel trifft. D. dieser lebendigen Kraft, welche unbedingt für d. Nutzeffekt vollkommen verloren ist, entsprechende Gefällverlust kann man wieder ~~als~~ aus 2 Theilen bestehend betrachtet werden, nämlich aus d. Geschw.-Höhe, welche d. absoluten Austrittsgeschw. d. Wassers ~~bei~~ entspricht, und aus d. Höhe d. Austrittsstelle über d. Unterwasserspiegel. Was nun d. absolute Austrittsgeschw. betrifft, so ist dieselbe unabhängig d. Resultante aus d. relativen Austrittsgeschw. und d. Umfangsgeschw. v d. Rades. Diese ~~letztere~~ ist nun ungefähr, nämlich d. relative Austrittsgeschw. ist nun aber bei allen Rädern, mit Ausnahme d. Poncelet-Rädern verschwindend klein, entsprechend d. vorhin gemachten Annahmen, daß d. Schaufelformen derartig geformt sind, daß d. Wasser in d. Schaufelräumen genau zur relativen Ruhe gegen d. Rad gelangt ist, wenn es wieder austritt. Demnach kann man, mit Ausnahme d. Poncelet-Rädern, bei allen Wasserrädern die absolute Austrittsgeschw. = d. Umfangsgeschw. v d. Rades setzen, so daß d. dieser absoluten Austrittsgeschw. entsprechende Gefällverlust:

$$= \frac{v^2}{2g}$$

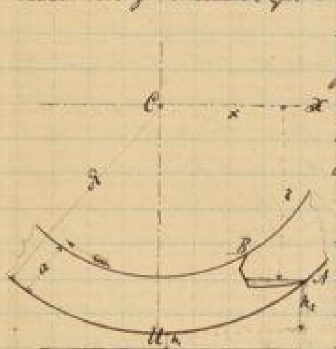
ist, welcher bei allen Wasserrädern unwesentlich ist. Dazu kommt nun noch d. mittlere Höhe d. Austrittsstelle d. Wassers über d. Unterwasserspiegel, welche Höhe namentlich bei tiefgehenden Rädern eine beträchtliche

Größe annehmen kann, mit welchem Grund wir auch diese nun außer acht Auge fassen wollen.

Diese mittlere Höhe d. Austrittsstelle über d. Unterwasserspiegel kann wieder als aus 2 Theilen bestehend betrachtet werden, nämlich aus d. sogenannten Freihängung und d. Höhe d. Austrittsstelle über d. tiefsten Punkt d. Rades. Damit solche freihängende Räder nämlich nicht mit ihren untersten Theilen ins Unterwasser tauchen, legt man d. Axe derselben so hoch, daß d. tiefste Radpunkt immer noch um eine gewisse Höhe h_1 über d. normalen Unterwasserspiegel sich befindet. Diese so genannte Freihängung h_1 ist natürlich immer ein Verlust an Gefälle; man wird jedoch bei freihängenden Rädern (ohne Kropf) einen noch ~~weit~~ größeren Effectverlust erhalten, wenn man diese Freihängung h_1 nicht machte, sondern d. Rad sich ins Unterwasser tauchen ließe, da dann d. Wasser-Widerstand viel bedeutender würde. Bezeichnet man nun d. Höhe d. Austrittsstelle über d. tiefsten Radpunkt mit h_2, so wird d. durch d. mittlere Höhe d. Austrittsstelle über d. Unterwasserspiegel bedingte Gefällverlust:

$= h_1 + h_2$. wovon nun h_2 bestimmt werden muß aus d. gegebenen Verhältnissen, während h_1 durch d. vorhandene Aufstellung gegeben ist.

Hierbei muß nun zunächst auf einen besonderen Umstand aufmerksam gemacht werden, welcher von Einfluß auf d. Werth von h_2 ist. Dieser Umstand ist nämlich der, daß d. freie Oberfl. d. Wassers in d. Zellenräumen nicht, wie vorhin angenommen, eine horizontale Fl. ist, sondern im Allgemeinen eine gekrümmte Fläche, und zwar kann diese Krümmung bei bedeutenden Umfangsgeschw. v auch ziemlich bedeutend werden und würde auf d. Höhe d. Austrittsstelle d. h. auf h_2 von wesentlichem Einfluß sein. Es kommt daher zunächst darauf an, zu untersuchen, wie d. freie Oberfl. d. Wassers in d. Zellenräumen gekrümmt ist. –



Zu dem Ende sei d. Mittelpunkt C d. Rades d. Anfangspunkt eines räumlichen rechtwinkligen Coord.-Systems, dessen X Axe horizontal, Z Axe vertical und Y Axe mit d. Radachse d. Rades zusammenfallend sei. Ferner seien x y z d. laufenden Coord. d. freien Wasseroberfl. in d. Zellenräumen, welche freie Oberfl. offenbar eine Niveaufläche ist d. h.: (nach d. Hydrostatik) eine Fläche, in deren sämmtlichen Punkten ein gleicher äußerer Druck resp. Pressung herrscht = d. atm. Druck im vorliegenden Fall od. auch nach einer andern Definition eine Fl., welche so beschaffen ist, daß d. resultirende äußere Kraft in jedem ihrer Punkte normal zu derselben gerichtet ist. Natürlich wird hierbei d. vereinfachende Annahme gemacht, daß d. Wasser in jedem Zellenraum in jedem Moment in relativer Ruhe gegen d. Rad d. h. in relativem Gleichgew. gegen d. Rad ist. Sind nun X Y Z d. nach d. betreffenden Axen genommenen Componenten d. beschleunigenden auf d. Masseneinheit bezogenen ~~äußeren~~ Resultante d. äußeren Massenkräfte, so ist bekanntlich nach d. Hydrostatik d. allgemeine Differentialgl. einer solchen Niveaufl.:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0.$$

Im vorliegenden Fall wirken nun auf irgend ein Wassertheilchen ~~erstens~~ als äußere Massenkräfte erstens d. Schwerkraft mit d. Größe g p. Masseneinheit und zweitens d. Centrifugalkraft in d. Richtung normal zur Y Axe und zwar p. Masseneinheit mit d. Größe $\omega^2 r$, wenn ω d. Winkelgeschw. d. Rades um seine Axe d. h. um d. Y Axe und r d. Entfernung von dieser Axe ist. Demnach sind d. Componenten X Y Z d. resultirenden äußeren Massenkraft:

$$X = \omega^2 x \qquad Y = 0 \qquad Z = g + \omega^2 z$$

d. Gl. differentiirt d. Niveaufl. und welche auch d. Gl. d. freien Wasseroberfl. in d. Zellenräumen ist, demnach im vorliegenden Fall:

$$\omega^2 x\,dx + (g + \omega^2 z)\,dz = 0$$

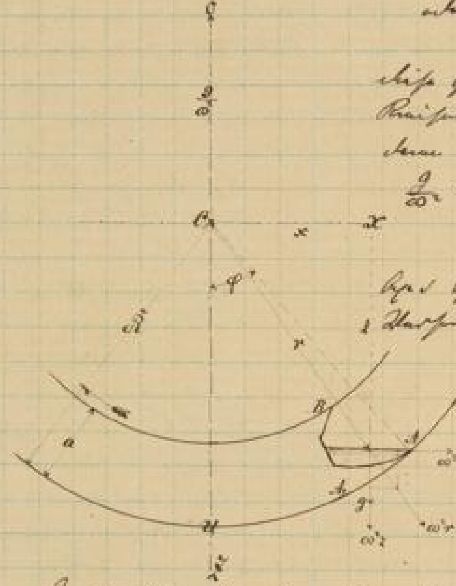
und durch Integration:

d. endl. Gl. d. freien Wasseroberfl.: $\omega^2 \frac{x^2+z^2}{2} + zg = Const$

wenn d. Integrationsconstante bestimmt sein wird durch d. gegebene Wasserfüllung d. Zellen.
Man kann diese Gl. auch schreiben:

$$x^2 + z^2 + \frac{2g}{\omega^2} z = Const$$

oder: $$x^2 + \left(z + \frac{g}{\omega^2}\right)^2 = Const + \left(\frac{g}{\omega^2}\right)^2 = Const.$$



diese Gl. ist nun aber bezogen auf d. Ebene xz d. Gl. eines Kreises und bezogen auf d. Raum: d. Gl. eines Cylinders, dessen Axe parallel d. y Axe läuft und zwar in d. oberhalb Abstand $\frac{g}{\omega^2}$. Nun ist aber auch:

$$\omega^2 = \left(\frac{v}{R}\right)^2 \quad \text{also} \quad \frac{g}{\omega^2} = g\left(\frac{R}{v}\right)^2 = \text{verticaler Abstand d.}$$

Axe d. Cylinderfl., nach welchen d. freien Oberfl. und Niveaufl. d. Wassers in d. Zellenräumen gekrümmt sind.

Denkt man sich nun um diese, um $g\left(\frac{R}{v}\right)^2$ von d. y Axe in verticalem Sinne entfernte Axe, concentrische Cylinderfl. beschrieben, so wird offenbar d. Wasser aus d. Zellenräumen anfangen auszufließen, wenn d. durch d. Schaufelspitze gehende Cylinderfl. gerade von d. Schaufelraum ein Stück = d. Querschnitt F d. Wasserfüllung abschneidet.

Aus d. obigen Formel wird offenbar d. Krümmung d. freien Oberfl. um so kleiner d. h. d. Krümmungsradius wird auch $g\left(\frac{R}{v}\right)^2$ um so größer, je kleiner d. Umfangsgeschw. v und je größer d. Radius R ist, daß bei langsam gehenden großen Rädern, werden d. freien Oberfl. d. Wassers in d. Zellenräumen nur wenig gekrümmt sein, infolgedessen also als horizontale Ebenen anzusehen sein, während dieselben bei kleineren, rascher rotirenden Wasserrädern stärker gekrümmt sein werden. Im Allgemeinen muß man jedoch d. Rechnung für d. letzteren Fall durchführen.

Es sei nun AB d. vordere Schaufel einer Zellenwand und zwar in einer solchen Lage, in welcher d. Wasserfüllung schon im Ausfließen über d. Kante A begriffen ist, d. h. nach oben, wenn O d. Projection d. Axe bedeutet, welche um d. Betrag $g\left(\frac{R}{v}\right)^2$ über d. Radmittelpunkt liegt, um welche d. Axe d. cylindrischen Krümmungsfl. d. freien Wasseroberfl. in d. Zellenräumen ist, so soll d. durch A um d. Mittelpunkt O gezogene Kreis ein kleineres Stück als F aus d. Schaufelraum abschneiden. Ist d. in diesem Augenblick noch in d. betreffenden Zelle vorhandene Wasservolumen $f_1 = V$, so wird V offenbar eine Function d. Winkels φ sein, also:

$$V = b\,f(\varphi).$$

Es bedeutet dann $f(\varphi)$ d. jeder Lage entsprechend abgeschnittene Stück d. Schaufelraumquerschnitts.
Es sei nun A_1 diejenige Stelle, an welcher sich d. Außenkante d. Schaufel AB im vorliegenden Falle befindet, wenn d. Wasser gerade anfängt auszufließen und A_2 d. Punkt, wo d. Wasser schon aus d. Zelle ausgeflossen ist, so ist in d. ersten Fall d. mit d. Radius OA_1 beschriebene Bogen gerade d. Stück F vom Schaufelraum abschneidet und im 2t. Fall d. d. Radius OA_2 d. Schaufel A_2B_2 gerade berührt. d. entsprechenden Werthe von φ entsprechende Bogen

fürs φ_1 und φ_2, festst: $f(\varphi_1) = \delta$ und $f(\varphi_2) = 0$ ist.

Wenn nun d. Rad sich um $d\varphi$ dreht d.h. also d. Winkel φ um sein Differential zunimmt, so wird ein gewisses unendl. kl. Wasservolumen aus d. betreffenden Zelle nach ausfließen. Es ist also diese unendl. kl. Änderung von V jedenfalls negativ und demnach ihr Absolutwert $= -dV$ und folgl. d. Gew. d. bei einer Weiterdrehung d. Rades um $d\varphi$ ausfließenden Wasservolumens $= +\gamma\, dV$ unter γ d. spez. Gew. d. Wassers verstanden. Indem dieses Volumenelement vom Punkt A bis zum tiefsten Radpunkts-Höhe hinunterfällt, verrichtet es eine Arbeit: $= \gamma(-dV)\, R(1-\cos\varphi)$.

Integriert man diesen Ausdruck für $\varphi=\varphi_1$ bis $\varphi=\varphi_2$, welche Winkel φ_1 und φ_2 d. Punkten A_1 und A_2 entsprechen, so erhält man offenbar d. Arbeitsverlust, welcher durch d. zu frühen Ausfluß d. Wassers aus einer einzelnen Zelle verursacht wird; man kann jedoch auch von $\varphi_2 - \varphi_1$ integrieren wenn man nur d. Vorzeichen $-$ in $+$ verwandelt. Es ist demnach dieser Arbeitsverlust:

$$= \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} \gamma(+dV)\, R(1-\cos\varphi)\, d\varphi$$

oder da man nun d. ersten Differentialquotienten von $f(\varphi) = f'(\varphi)$ setzt, also: $f'(\varphi) = \frac{df(\varphi)}{d\varphi}$ und indem man für dV seinen Wert setzt:

$$dV = b\, d f(\varphi) = b\, f'(\varphi)\, d\varphi,$$ so ist nun

dieser Arbeitsverlust auch:

$$= \gamma\, b\, R \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} f'(\varphi)\,(1-\cos\varphi)\, d\varphi$$

Um hieraus d. Gefällverlust pr. Sek. zu finden, muß dieser Ausdruck nur mit d. Zahl multipliziert werden, welche angibt wie viele Zellen pr. Sek. in diesem Bogen $A_1 A_2$ (entsprechend $\varphi_1\ \varphi_2$) ein- und austreten. In 1 Sek. bewegt sich aber jeder Umfangspunkt um v so ist also $\frac{v}{e}$ d. Anzahl d. d. betreffenden Bogen in 1 Sek. passierenden Schaufeln ist. Demnach ist d. Effektverlust pr. Sek., verursacht durch d. zu frühe Ausfließen d. Wassers bis zur tiefsten Radpunktshöhe U:

$$= \gamma\, b\, R\, \frac{v}{e} \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} f'(\varphi)(1-\cos\varphi)\, d\varphi.$$

Ist nun h_2 d. mittlere Höhe d. Austrittspunktes über d. tiefsten Radpunkt U d.h. d. mittlere Gefällverlust, welcher durch d. zu frühe Ausfließen d. Wassers aus d. Zellen verursacht wird, so ist der eben entwickelte Arbeitsverlust offenbar auch $= \gamma\, Q\, h_2$ unter Q d. pr. Sek. oben einfließende und unten ausfließende gesamte Wassermenge verstanden.

Demnach hat man d. Gl.:

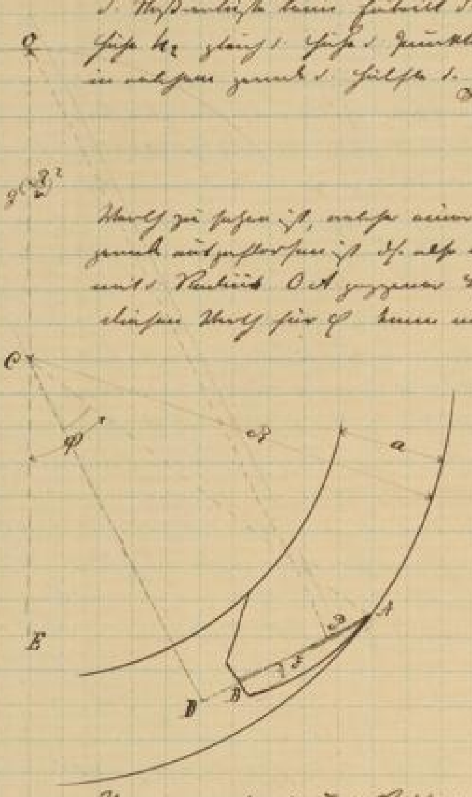
$$\gamma\, Q\, h_2 = \gamma\, b\, R\, \frac{v}{e} \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} f'(\varphi)\,(1-\cos\varphi)\, d\varphi$$

$$\text{u.}\quad h_2 = \frac{b\,v}{Q\,e}\, R \int ----$$

Also d. Gefällverlust: $$h_2 = \frac{R}{\delta} \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} f'(\varphi)\,(1-\cos\varphi)\, d\varphi.$$

Hiernach könnte man nun h_2 berechnen, wenn man d. Art d. Funktion $f(\varphi)$ kennt. Diese Funktion ist aber offenbar bedingt durch d. Form d. Schaufeln; wenn nun aber diese Gestalt d. Schaufeln nicht eine ganz einfache geometrisch gesetzmäßige ist, so wird man mit d. Berechnung d. Integrals auf äußerst umständliche Rechnungen stoßen. Um diese Weitläufigkeit zu vermeiden kann man ein ganz anderes Annäherungsverfahren einschlagen, wie bei d. Berechnung

d. Wasserteilchen beim Austritt d. Wasserstrahl, wenn man nämlich ursprünglich nicht d. Höhe h_2 gleich d. Höhe d. Punktes A über d. tiefsten Radpunkt U setzen, in d. Augenblick, in welchem gerade d. Hälfte d. Füllung aus d. Zelle ausgeflossen ist; es ist also dann:



$$h_2 = R(1-\cos\varphi)$$

wenn für φ nur einen solchen Wert zu setzen ist, welcher einer Lage d. Punktes A entspricht, wo d. halbe Wasserfüllung $\frac{Q}{2}$ gerade ausgeflossen ist d.h. also eine Lage d. Punktes A, wo ein vom Drehungspunkt O mit d. Radius OA gezogener Bogen von d. Schaufelrinne gerade ein Stück $= \frac{1}{2} J$ abschneidet. Diesen Wert für φ kann man nun leicht durch folgende Konstruktion erhalten:

Es sei C d. Mittelpunkt d. Rades; wir zeichnen dann in irgend einer Lage eine Schaufelform in möglichst großem Maßstabe auf und schneiden vom Endpunkte A aus durch eine Gerade AB ein St. vom Schaufelrinnenquerschnitt ab $= \frac{1}{2} J$ = d. Wasserfüllungsquerschnitt. Dürfte man nun annehmen, daß d. freie Wasseroberfl. in allen Schaufelräumen eine horizontale Ebene sei, so wäre schon durch diese Konstruktion d. gesuchte Wert d. Winkels φ gefunden, indem man nur d. Radius CA und von C aus eine Normale auf d. Richtung AB zu ziehen brauchte, es ist dann, wenn CD diese Normale ist, offenbar: $\widehat{ACD} = \varphi$, welches d. obigen Bedingung genügt.

Wenn man aber darauf Rücksicht nehmen will oder muß, daß d. freie Wasseroberfl. in d. Schaufelräumen keine horizontalen Ebenen, sondern annähernd eine Zylinderfl. ist, die nur eine Lage beschreibend ist, welche um d. Entfernung $\frac{g}{\omega^2}$ vertikal über d. Umdrehungsachse liegt, so muß man diesen eben gefundenen Winkel φ durch folgende Konstruktion korrigieren:

Man hat dann AB in 3 gleiche Teile zu teilen so daß $AP = \frac{1}{3} AB$, und durch P eine Normale zu AB ziehen bis zum Durchschnitt O mit einem um d. Mittelpunkt C mit einem Radius $\frac{g}{\omega^2} = g\left(\frac{R}{v}\right)^2$ gezogenen Kreis. Ist dann $\overline{OCE}$ d. von O durch d. Mittelpunkt gezogene Gerade, so ist, wie weiterhin noch zu beweisen ist:

$\widehat{ACE} = \varphi$, welcher Wert d. obigen Bedingung genau entspricht.

Wenn diese Konstruktion richtig sein soll, so muß offenbar nur bewiesen werden, daß ein um O als Mittelpunkt gezogener, durch d. äußere Schaufelkante A gehender Kreisbogen mit d. Schaufelrinne ein ebenso großes St. $b = \frac{1}{2} J$ begrenzt wie d. Gerade AB mit d. Schaufelrinne, also nur bewiesen werden, daß d. ||||| schraffierte St. ebenso groß ist wie d. \\\\ schraffierte St. Dies läßt sich aber mit Rücksicht, daß d. Radius OA ganz bedeutend größer ist als d. hier speziell in Betracht kommenden Größen, folgendermaßen leicht beweisen:

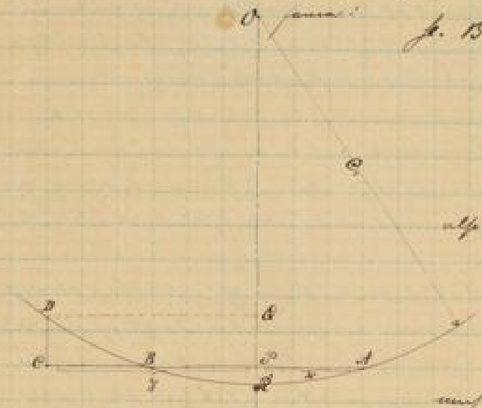
Es sei OR d. Radius eines Kreises, entsprechend d. vorhin von O mit OA gezogenen, zu diesem Radius OR werde eine zufällig lange Sehne AB (entsprechend d. obigen Gerade AB) senkrecht gezogen, und nun fragt man sich, wo man einen Punkt C auf dieser Sehne AB annehmen muß, daß wenn man durch C eine Normale CD zu $\widehat{ABC}$ zieht, daß dann d. Flächenstück $BCD = BAR$, wobei man aber voraussetzen darf, daß d. Sehne AB sehr klein im Verhältnis zum Radius OR sei, wie dies bei d. Anwendung auf d. vorliegenden Fall immer d. Fall sein wird. Um diese Frage zu beantworten sei:

$$AP = x = BP\;;\quad PC = y \quad RP = p \text{ und } RQ = q$$

(DQ ∥ AB).

Nun ist bekanntlich einzusehen: $\text{Fl. } ABR = \frac{2}{3}\, 2xp$

O ferner:



$$\text{Fl. } BCD = \text{Fl. } CDQP + \text{Fl. } RBP - \text{Fl. } RDQ$$
$$= y(q-p) + \frac{2}{3}xp - \frac{2}{3}yq$$
$$= \frac{1}{3}yq + \left(\frac{2}{3}x - y\right)p$$

Es soll nun aber d. Bedingung genügt: Fl. ABR = Fl. BCD sein, also wenn man auf beiden Seiten mit 3 multiplicirt, so muss sein:

$$4xp = yq + (2x - 3y)p$$

d. $(3y + 2x)p = yq$ sein.

Da nun RP und RQ im Verhältniss sehr klein gegen d. Radius OR sein sollen, so darf man setzen, wenn ρ = Radius d. Kreises:

$$p = \frac{x^2}{2\rho} \quad \text{und} \quad q = \frac{y^2}{2\rho}$$

Man hat demnach, wenn man diese Werthe einsetzt und beiderseits mit 2ρ multiplicirt:

$$(3y + 2x)x^2 = y^3$$

oder wenn man durch x^3 dividirt und d. Verhältniss $\frac{x}{y} = z$ gesetzt wird:

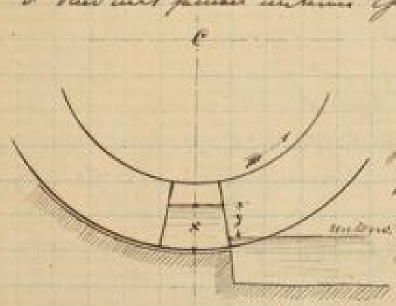
$$z^3 - 3z - 2 = 0$$

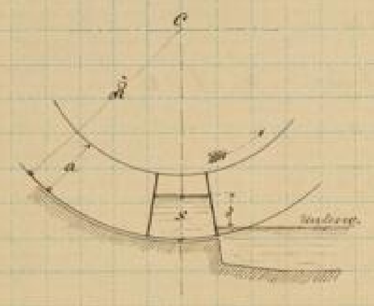
d. $$(z-2)(z+1)^2 = 0.$$

Diese Gl. giebt nun einerseits d. Werth $z = -1$, welcher hier aber zu keiner Deutung gelangt, andererseits aber d. Werth $z = 2$ d.h. $\frac{x}{y} = 2$; d. gesuchte Punkt C muss also so liegen, daß d. Punkt P d. Sehne AC in 2 Theile theilt, d. sich verhalten wie $1:2$ od. es muss $AP = \frac{2}{3}AC$ sein, damit d. Bedingung entsprechend d. Fl. ABR = Fl. BCD sein kann. Hiermit ist nun denn auch d. Bestimmung d. Winkels [illegible] bewiesen. —

Offenbar werden d. Neigungen d. freien Wasser[illegible] in d. Schaufelräumen um so flacher sein, je kleiner d. Werth $\frac{g}{\omega^2}$ ist, je grösser d. Winkelgeschw. ω od. da auch $\frac{g}{\omega^2} = g\left(\frac{R}{v}\right)^2$, je grösser d. Umfangsgeschw. und je kleiner d. Radradius R sind; aus diesem Grunde ist es für diese schnellgehenden Räder vorzüglich, die oben besprochenen Eigenschaften [illegible] d. Winkelgeschw. ω od. Umfangsgeschw. v nicht übermässig gross, dagegen d. Radradius nicht gross zu nehmen, während bei kleinen schnell laufenden Rädern, dieser, an und für sich schon ziemlich bedeutende Verlust, noch bedeutender wird. —

Diese Betrachtungen beziehen sich grösstentheils nur auf [illegible] Räder. Für Rück[illegible] Räder [illegible] d. Wasser [illegible] d. [illegible] durch d. Austritt aus d. Wasser aus d. Radkränzen [illegible]. Allerdings kommt auch hier zunächst d. bei allen Rädern unvermeidliche Geschwindigkeitsverlust in Betracht, welcher daher rührt, daß d. absolute Austrittsgeschw. d. Wassers aus d. Rad [illegible] und welche wieder annähernd = d. Umfangsgeschw. v d. Rades, also d. Geschwindigkeitshöhe $= \frac{v^2}{2g}$ gesetzt werden kann. Außerdem kann hier aber noch ein anderer Verlust verursacht werden, indem d. Rad mit seinen unteren Theilen ins Unterwasser taucht; um diesen Verlust möglichst zu vermeiden, sei C d. Mittelpunkt eines Rades und es werde ein Schaufelraum in d. tiefsten Lage gezeichnet (hier mit [illegible] Schaufeln, weil es nicht auf d. Form d. Schaufeln [illegible] ankommt). Das Wasser wird dann in d. Regel [illegible] bis zu einer Schaufelstellung e, wo es dann gleichsam nur einen gewissen Theil [illegible] und dann in d. Gerinne d. Abflusskanals zu [illegible]. In dieser tiefsten Stellung d. Schaufelraums ist auch so ziemlich d. ganze Wasserfüllung in demselben enthalten, während auch bei einer kleinen Drehung d. Rades schon ein beträchtlicher Theil [illegible] sein kann.





Es sei nun mit x d. Höhe d. Wasserspiegels im tiefsten Schaufelraum über d. Gerinneboden bezeichnet od. über d. spaltförmigen Zwischenraum, durch welchen [illegible] d. Wasser [illegible] beginnt. Die Höhendifferenz zwischen diesem Wasserstand und d. Unterwasser sei y.
Hierbei wollen wir nun auf d. Voraussetzung ausgehen daß $y < x$, deshalb d. Rad noch etwas ins Unterwasser taucht, in welchem Grad aber d. Fall sein wird wird unwesentlich abhängig (davon) sein in welchem Grade man d. Abfall d. Schützenraums in d. Abflußgerinne übergehen läßt.

Es kommen hier dann 2 Gefällverluste vor, nämlich erstens d. Höhendifferenz y, welche Gefällhöhe vollkommen für d. Effect verloren ist, denn sobald d. Rad sich auch nur ein bischen weiter dreht, so fließt d. im Rad enthaltene Wasser frei mit d. Schaufelraum heraus ohne irgend welche Arbeit zu verrichten, d. in dieser Hinsicht entstehende gesammte Arbeitsverlust ist demnach pro Sek. $= \gamma Q y$. Dann wird aber noch ein Effectverlust verursacht durch d. Widerstand welchen sich d. Bew. d. Schaufeln im Unterwasser entgegensetzt. Hierbei ist nun zu bemerken, daß, wenn irgend ein Körper eine relative Bewegung gegen eine Flüssigkeit unterhalten soll, man bekanntlich d. d. Bew. sich entgegensetzenden Widerstand in Rechnung zu bringen pflegt durch einen gewissen Widerstandscoeff. Es ist dies eine Zahl, mit welcher man d. Gew. einer gewissen Flüssigkeitssäule multipliciren müßte, um d. Größe d. Bew.-Widerstandes zu erhalten, wobei d. Flüssigkeitssäule zur Basis d. Querschnitt d. vom Körper im Wasser eingetauchten Raums = d. Widerstandsfl. und zur Höhe d. relative Geschw.-Höhe hat.
In unserem Fall ist d. Bew. d. Radschaufeln im Unterwasser ist nun d. Widerstandsfl. = Querschnitt d. eingetauchten Raums $= b(x-y)$ wenn b d. Radbreite bedeutet
ist = d. eingetauchten Schaufelfl. Ferner ist d. relative Geschw., womit sich d. Radschaufeln im Wasser bewegen $= v - c$, wenn c d. mittlere (absolute) Geschw. d. Wassers im Abflußkanal bedeutet, und folgl. d. mittlere relative Geschw.-Höhe:

$$= \frac{(v-c)^2}{2g}$$

d. sich d. Bewegung d. eingetauchten Schaufeln sich entgegensetzende Widerstand ist demnach, wenn ζ d. betreffenden Widerstandscoeff. bedeutet:

$$= \zeta \gamma b (x-y) \frac{(v-c)^2}{2g}$$

und folgl. d. Arbeit, welche pro Sek. aufgewendet werden muß, um diesen Widerstand zu überwinden $= v \zeta \gamma b (x-y) \frac{(v-c)^2}{2g}$
d. h. d. Unterwasser mit d. Geschw. v zurückzudrängen.
und somit ist d. resultirende gesammte Arbeitsverlust, welcher von d. Höhendifferenz y und d. Arbeit d. Schaufeln im Unterwasser verursacht wird:

$$= \gamma Q y + v \zeta \gamma b (x-y) \frac{(v-c)^2}{2g}$$

Wenn man nun annimmt, daß d. Wasser im untersten Schaufelraum vollkommen d. Geschw. d. Rades angenommen hat also zur relativen Ruhe gegen dasselbe gelangt ist, so kann man offenbar d. pro Sek. zufließende Wassermenge Q setzen:

$$Q = b x v$$

und folgl. d. obige Arbeitsverlust:

$$= \gamma b v \left[x y + \zeta (x-y) \frac{(v-c)^2}{2g} \right].$$

Ist nun h_1 d. diesem Arbeitsverlust entsprechende gesammte Gefällverlust, so kann man d. Arbeitsverlust auch setzen $= \gamma Q h_1$ oder $= \gamma b x v h_1$, so ergibt man nunmehr d. Gl. zur Bestimmung d. Gefällverlustes h_1:

$$\gamma b x v h_1 = \gamma b v \left[x y + \zeta (x-y) \frac{(v-c)^2}{2g} \right]$$

und demnach

$$h_1 = y + \zeta \left(1 - \frac{y}{x}\right) \frac{(v-c)^2}{2g}.$$

Wenn man d. Widerstandscoeff. ζ mit Sicherheit kennte, dann könnte man sich d. Frage vorlegen, bei welchem Verhältniß von $\frac{x}{y}$ dieser Gefällverlust h_1 möglichst klein wird. Leider ist es uns aber nicht möglich, ζ auch nur mit einiger Sicherheit angeben zu können, indem d. Vorgang beim Fassen d. Schaufeln im Unterwasser deswegen schon nicht ein sehr einfacher ist, wie als d. Vernehmen eines sogenannten ... Unterwasserspiegels unmittelbar hinter d. Rade entstehen würde, indem sich dort ein Aufwallen bildet, wodurch also y noch kleiner werden würde, überhaupt ein Vorgang, welchen man nicht rationell zur völligen Sicherheit untersuchen kann. Unter diesen Umständen wird es gewöhnlich vorgezogen, sich von diesem Übelstand ganz unabhängig zu machen, und zu diesem Zweck unter normalen Verhältnissen d. Abflußgerinne so tief zu legen, daß d. Unterwasserspiegel nur eben d. untersten Radpunkt berührt, wodurch d. Widerstände und Wirbeln d. Rades im Unterwasser ganz aufgehoben wird und man also dann nur d. Höhe x im Gefälle H verliert, welches letztere selbst dann aber kleiner ist.

In diesem Falle ist also $y = x$ und wird also:

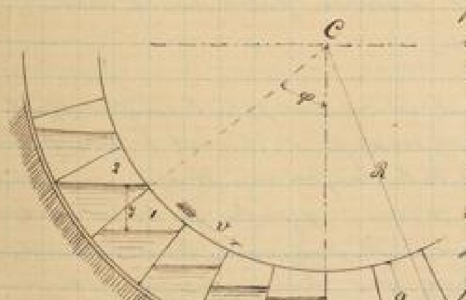
$$\text{d. Gesammtgefällverlust } h_1 = x = y.$$

und demnach dieser Gefällverlust bei Kropfrädern unter diesen Umständen ganz analog d. Gefällverlust, welcher bei oberschlächtigen Rädern durch d. Größe d. Freihängens bedingt wird. Um diesen Verlust bei d. vorliegenden Kropfrädern nicht zu groß zu bekommen, ist es offenbar angemessen d. Wasserfüllung nicht allzu groß zu machen od. was auf dasselbe ist, d. <u>Füllungscoefficienten</u> nicht allzu groß zu wählen, wobei unter Füllungscoefficient d. Verhältniß d. Wasserfüllung zum Volumen d. ganzen Schaufelraumes verstanden wird. Immerhin bleibt diese Schätzung d. Verlustes aber noch eine willkürliche und unsichere, wie es auch noch in manchen anderen d. folgenden Fälle d. Fall sein wird. —

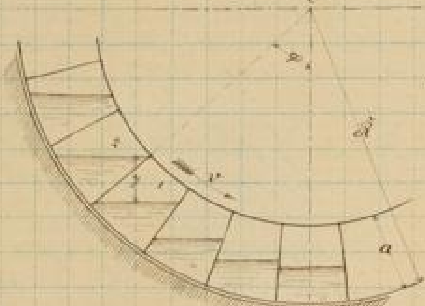
Nachdem nun d. Gefällverluste behandelt worden sind, welche durch d. Art d. Ein- und Austritts d. Wassers aus resp. in d. Rad verursacht würden, wollen wir nun d. Gefällverluste untersuchen, welche während d. <u>Wirkung d. Wassers im Rade</u> stattfinden.

Bei oberschlächtigen Zellenrädern kommen diese Verluste nicht in Betracht, es wird hier d. Wasser ausschließlich in d. Zellen getragen, anders ist es aber bei mittelschl. und unterschl. Rädern mit Kropfgerinne od. spannendem Schaufelraume.

Wir wollen zunächst diese Verluste bei **Kropfrädern** etwas näher betrachten:



Es sei C d. Mittelpunkt d. Kropfrades, von welchem nur d. vom Kropfbogen umschlossene Theil später zu betrachten werden braucht. Die hier angezeichneten Schaufeln haben eine radiale Richtung, welche d. Einfachheit wegen angenommen werden kann, da dieser Umstand zunächst nicht weiter in Betracht kommt. — Wenn ein solcher Schaufelraum sich durch d. Kropfgerinne hindurchbewegt, dann wird d. darin befindliche Wasser offenbar von diesem Schaufelraum zum vorangehenden fließen durch d. Spalt hindurch, welcher von d. durch stetig ... Umfangslinie d. Rades bedingten Spielraum zwischen Rad und Gerinne gebildet wird; es findet also ein beständiger theilweiser Austausch d. Wassers zwischen d. nach aufeinanderfolgenden Schaufelräumen. Wenn nun nachzuweisen ist, daß ein Schaufelraum immer mehr Wasser vom vorhergehenden Schaufelraum bekommt als d. er an d. vorangehenden abgibt, so daß d. Wasserfüllung eines Schaufelraumes bei d. Bewegung immer mehr od. etwas mehr ... im Sinne d. Lauf d. Rades, (mit d. Grund, daß bei d. Ausfluß bedingenden Wirbelgruppen ... im Sinne d. Radlaufs abnehmen), so kann man doch näherungsweise annehmen, daß d. Wasserfüllungen in allen Schaufelräumen im Allgemeinen gleich groß sind trotz d. genannten Umstandes.



Es sei nun d. Höhenunterschied d. freien Wasserstandsspiegel zweier aufeinander folgenden Schaufelräume im Allgemeinen $= y$ und speziell d. Höhenunterschied d. Wasserspiegels in d. äußeren einer beliebigen Zelle aufeinander folgenden Schaufeln 1 und 2. Wir denken uns willkürlich angenommen, daß Höhendifferenz y im Punkte d. Lot d. Radius durch d. Radzapfen hindurch immer abnehme bis sie im tiefsten Punkte $= 0$ ist. V sei d. Wasservolumen, welches in 1 Sek. vom Schaufelraum 2 zum vorausgehenden Schaufelraum 1 durch d. Zellenwandspalt hindurchfließen würde, wenn d. betreffenden Umstände 1 Sek. lang unverändert blieben.

Tatsächlich wird das Letztere nun freilich nicht d. Fall sein, jedoch kann man annehmen, daß während eines unendl. kl. Zeitelements dt diese betreffenden Umstände dieselben bleiben, folglich ist d. Gew. d. in diesem Zeitelement dt überfließenden Wassers $= \gamma V dt$. Dieses Wassergew. erreicht d. freie Oberfl. d. Wassers im Schaufelraum 1 mit einer relativen Geschw., welche d. Höhendifferenz y entspricht, welche erreichte Geschw. und einer entsprechenden lebendigen Kraft entsprechen ist. d. natürlich für d. Nutzeffekt vollkommen verloren ist.

Es ist also:

$$\gamma V y \, dt$$ = d. Arbeitsverlust, welcher durch d. Überfließen von Wasser von Schaufelraum 2 zum vorausgehenden 1 während eines unendl. kl. Zeitelements dt verursacht wird.

Es sei nun φ d. Winkel, welchen d., nach d. zwischen d. betreffenden Schaufelräumen 1 u. 2 liegenden Zelle gezogenen Radius mit d. vertikalen Radius bildet; dann ist natürlich:

$$-R \, d\varphi$$ = d. absolut genommene Wegelement d. betreffenden Zellen in einem Zeitelement, während dessen d. Rad sich um d. Winkelelement $d\varphi$ weiter gedreht hat, d. h. während d. Winkel φ um $d\varphi$ abnimmt.

Folglich ist auch $-\frac{R \, d\varphi}{v}$ d. Zeitelement dt selber, wenn v d. Umfangsgeschw. d. Rades ist. Also ergibt sich für d. genannten Arbeitsverlust in einem Zeitelement und betreffend eine Zelle:

$$= -\gamma \frac{R V}{v} y \, d\varphi$$

d. Effektverlust findet nun statt während d. ganzen Zeit, in welcher sich d. betreffende Zelle durch d. ganzen Radbogen hindurchbewegt. Ist nun $\beta = \max \varphi$ d. Winkel d. Radius vom Zelle mit d. vertikalen Radius, wo gerade d. Überfließen von Wasser von Schaufelraum zu Schaufelraum anfängt, und welcher Winkel nicht mehr aufzusuchen ist bei mittelst, mittels und unterschl. Winkeln finden nach bekannten d. Füllung und ferner d. Schaufeln, so ist offenbar d. Gesamtarbeitsverlust während d. Zeit, da d. betreffende Zelle d. Weg von $\varphi = \beta$ bis $\varphi = 0$ durchläuft, d. Ausdruck, welchen man gewinnt, indem d. oben gefundenen Ausdruck integriert wird zwischen d. Grenzen $\varphi = \beta$ und $\varphi = 0$, oder wenn man d. Vorzeichen $-$ in $+$ verwandelt, zwischen d. Grenzen $\varphi = 0$ bis $\varphi = \beta$, also:

$$= \gamma \frac{R}{v} \int_0^\beta V y \, d\varphi$$ = Arbeitsverlust, welcher mittelbar durch eine solche Zellenwandspalte beim Durchgang durch d. ganzen Radbogen verursacht wird, da für $\varphi = 0$ d. h. an d. tiefsten Radstelle kein Überfließen von einem Schaufelraum zum andern mehr stattfindet.

Im Ganzen sind es aber $\frac{v}{e}$ solche Zellen, welche zu 1 Sek. d. Radgerinne gehören, so ist demzufolge d. Arbeitsverlust pro 1 Sek. ist:

$$-\gamma\,\frac{R}{v}\cdot\frac{v}{e}\int^{\beta}\cdots \;=\; -\gamma\,\frac{R}{e}\int_0^{\beta} V y\, d\varphi.$$

Was nun d. Größe V betrifft, nämlich d. Wassermenge, welche pro Sekunde von einem Schaufelraum zum vorangehenden überfließt und welche nach d. bekannten Gesetzen d. Hydraulik bestimmt werden kann, so ist diese nicht allein bedingt durch d. Zellenquerschnitt zwischen Radumfang und Gerinne, sondern auch von d. Spielräumen zwischen d. Radseiten und d. Seitengerinne (wenn nämlich d. Rad nicht mit dichten Seitenwänden versehen ist, ... zugeschlossen ... sind und ... Seitengerinne angebracht sind.) Jedoch ist d. Betrag ... kleiner als d. ... durch d. Seitenspielräume überfließende Wassermenge ... kleiner als d. durch d. betrachteten Zellenraum überfließende ist, so wollen wir uns nur auf d. letzteren beschränken und d. begangenen Fehler aber durch einen größeren Ausflusskoeffizient μ in Rechnung bringen. Ist demnach s d. Größe d. mittleren Spielraums zwischen Rad und Gerinne und b d. Breite d. Rades, so ist V d. durch d. Zellenquerschnitt bs von einem zum anderen Schaufelraum überfließende Wassermenge:

$$V = \mu\, b s \sqrt{2gz}$$

wenn unter z d. wirksame Druckhöhe zwischen 2 aufeinanderfolgenden Schaufelräumen verstanden wird, unter dem d. überfließende Wasser (als Strahl ...) ... Offenbar ist diese wirksame Druckhöhe z mit d. Winkel φ zu- und abnehmend und zwar ist ... = d. Schaufelteilung y und für größere Winkel φ kleiner als d. ... y d. Wasserstände d. aufeinanderfolgenden Schaufelräume. Setzt man diesen Ausdruck für V in d. obigen Ausdruck für d. Gesamtarbeitsverlust pro 1 Sek. ein, so erhält man diesen in d. Form:

$$= \gamma\,\frac{R}{e}\,\mu\, b s \sqrt{2g}\int_0^{\beta} y\sqrt{z}\, d\varphi.$$

Ist ferner nun d. durch diesen im Rad entstehenden Arbeitsverlust entsprechende Gefällverlust $= k_3$, dann ist d. soeben gefundene Gesamtarbeitsverlust auch $= k_3 Q\gamma$ und demnach dieser von d. betrachteten Umstand bedingte Gefällverlust:

$$k_3 = \mu\sqrt{2g}\;\frac{R b s}{Q e}\int_0^{\beta} y\sqrt{z}\, d\varphi.$$

Um dieses Integral auszuwerten wird man irgend eine d. bekannten Näherungsmethoden in Anwendung bringen müssen. Für ein gegebenes Rad kann man nämlich zunächst d. Winkel $\beta = \max \varphi$ feststellen (einfach mit d. Hilfe graphischer Zeichnung ...). Teilt diesen Max.-Winkel φ, ... d. Wasser aber von einem Schaufelraum zum anderen überzufließen beginnt, bekannt ist, dann man diesen Winkel in mehrere gleiche Teile und diesen Teilen entsprechend d. Schaufelräume ..., in welchen d. Wasserfüllungen durch horizontale Linien ... werden. Aus d. so ... Zeichnung kann man dann mit Hilfe zusammengehöriger Werte von y, z und φ entnehmen und ferner nach d. bekannten Näherungsformeln (Simpson'sche Regel) d. Integral ... [illegible] bringen. —

Um d. Umstand zu erkennen, unter welchen dieser Gefällverlust k_3 möglichst klein wird, kann man den Ausdruck hierfür noch etwas anders schreiben, indem man d. Schaufelteilung y und wirksame Druckhöhe z in Verhältnis setzt zur Radteilung e, nämlich:

$$y = \eta e \qquad \text{und} \qquad z = \zeta e$$

$$\text{also}\quad \frac{y}{e} = \eta \qquad \text{und} \qquad \frac{z}{e} = \zeta$$

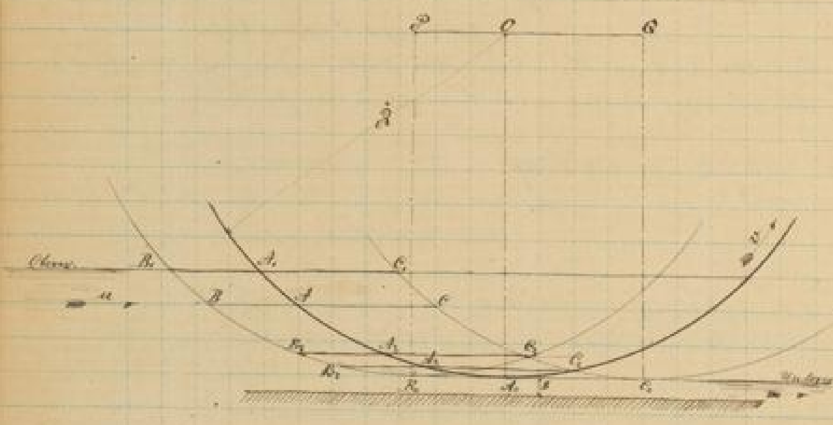
diese Verhältnisse eingesetzt gibt:

$$h_3 = \mu \frac{R b s \sqrt{2ge}}{\Theta} \int_{\varphi_0}^{\beta} \eta \sqrt{z}\, d\varphi$$

Hieraus ersieht man, daß der Verlust um so kleiner ist, je kleiner der Spielraum S ist und um so kleiner, wenn die Radtheilung e nimmt, d. h. je mehr Schaufeln man nimmt und je dichter man dieselben stellt. Was den Werth des Faktors betrifft, so kann man an der Größe $\eta = \frac{?}{e}$ kaum etwas ändern, indem dieses Verhältniß einen durchschnittlich festen, welcher durch den Umstand gegeben ist. Anders verhält es sich mit dem bei Faktor vorkommenden Größen ζ, indem diese durch Form und Stellung der Schaufeln abhängig sind, und die sich wesentlich verkleinern lassen durch Schrägstellen der Schaufeln, so daß die Hinterkante derselben immer in der Luft ist oder auch noch besser durch gekrümmte Schaufelformen wie bei Zellenrädern in neuerer Zeit. Was endlich den Ausflußcoeffic. μ betrifft, so kann man diesen nicht direkt mit Hilfe theoretischer Rechnung genau bestimmen; im Allgemeinen kann man ihn nicht annehmen zu:

$$\mu = 0{,}8 - 0{,}9.$$

Von ganz anderer Art als der hier besprochene Verlust bei Wasserrädern, ist der Verlust, welcher bei unterschl. Rädern in einem geraden Schnurgerinne im Betrieb stattfindet, und welcher nicht als ein Wasserverlust, sondern als ein Gefällverlust darzustellen, und zwar wesentlich darin, daß ein Theil des Wassers gar nicht zur Wirkung gelangt und zwar nicht nur das Wasser, welches durch den unvermeidlichen Spielraum fließt, sondern auch ein Theil des in einen Schaufelraum eingetretenen Wassers. Diese Umstände lassen sich am besten übersehen mittelst folgender zuerst von Gerstner angestellten Betrachtung:



Es sei O der Mittelpunkt des Rades und OA_0 sein vertikal gezogener Radius $= R$, die durch A_1 gezogene Horizontale sei die Oberfl. des Wassers im Zuflußgerinne. Durch den Mittelpunkt O werde ebenfalls eine Horizontale gezogen auf welche von O aus die Werthe OP und OQ abgetragen werden, die folgendermaßen bestimmt sind:

$$\frac{OP}{e} = \frac{u}{v} \quad \text{und} \quad \frac{PQ}{OQ} = \frac{OP}{e} = \frac{u}{v}$$

unter u die absolute Geschw. des Wassers im Zuflußkanal und unter v die Umfangsgeschw. des Rades verstanden. Um P und Q werden nun ebenfalls Kreise mit dem Radius R beschrieben und die vertikalen Radien PB_0 und QC_0 gezogen; dann liegen natürlich die Punkte $B_0\, A_0\, C_0$ in einer horizontalen Geraden, welche in diesem betrachteten Falle von unterschl. Rädern zugleich die Oberfl. des Unterwassers darstellt, indem diese während des äußersten Radumfangs berührend angenommen wird. Die Abflußgerinne = Sohle des Unterwasserkanals muß dann natürlich um den nöthigen Spielraum S tiefer liegen.

Der Werth OP ist demnach derjenige Weg, welchen jedes ein Wassertheilchen im Gerinne in derselben Zeit durchfließt, in welcher ein Punkt des Radumfangs den Weg e = Radtheilung durchläuft und ebenso PQ derjenige Weg, den ein Wassertheilchen im Gerinne in derselben Zeit durchläuft, in welcher ein Punkt des Radumfangs den Weg OQ zurücklegt.

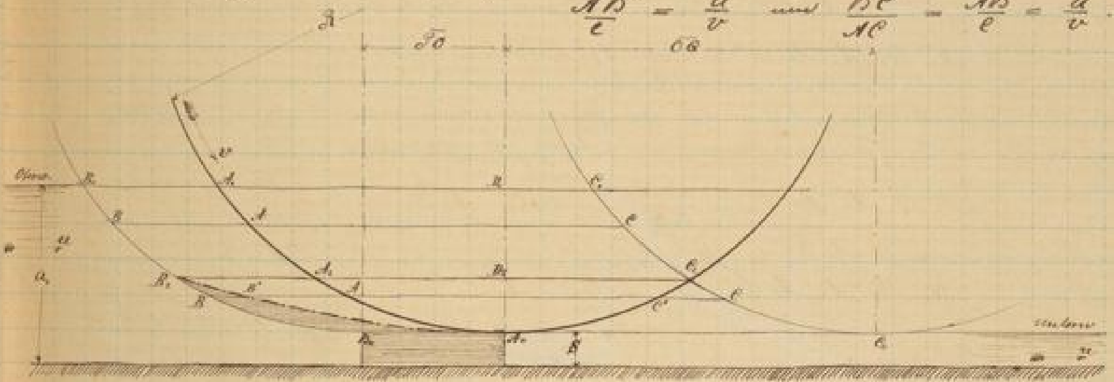
Die beiden um O und Q gezogenen Kreise mögen sich im Punkte C_2 schneiden, durch welchen Punkt man ebenfalls eine Horizontale gezogen denkt, d. die um O und P gezogenen Kreise in d. Punkten A_2 und B_2 schneidet. Ferner sei noch eine beliebige Horizontale gezogen, welche d. 3 Kreise in d. Punkten A B C schneidet. Nach d. Construction ist dann offenbar:

$$AB = A_0B_0 = A_1B_1 = A_2B_2 = OP$$

und $$AC = A_0C_0 = A_1C_1 = A_2C_2 = OQ$$

u. $$BC = B_0C_0 = B_1C_1 = B_2C_2 = PQ,$$ folglich also allgemein AB derjenige Weg ist, den ein Wassertheilchen im Freien vermöge d. Geschw. u in derselben Zeit zurücklegt in welcher ein Radumfangspunkt vermöge d. Geschw. v eine Radtheilung e zurücklegt und ferner allgemein BC die von einem Wassertheilchen im Freien mit d. Geschw. u durchlaufene Weite in einem Zeitraum, in welchem ein Umfangspunkt d. Rades mit d. Geschw. v einen Weg AC zurücklegt d. h.: es ist auch:

$$\frac{AB}{e} = \frac{u}{v} \quad \text{und} \quad \frac{BC}{AC} = \frac{AB}{e} = \frac{u}{v}.$$



Wenn nun d. äußerste Punkt A eines Wasserfadens AB gerade d. Austrittskante einer vorübergehenden Schaufel trifft, so wird d. hinterste Wassertheilchen B dieses Fadens schon eben d. Vorderkante d. nachfolgenden Schaufel treffen, indem d. Construction gemäß der in dieser Zeit, ~~während~~ in welcher d. Punkt B d. Geschwindigkeit d. Weg BA zurücklegte, d. Rad um eine Theilung e sich weiter bewegt hat. Es findet also d. Wasserfaden AB gerade zwischen 2 aufeinanderfolgenden Schaufeln seinen Platz, während d. hinter B kommenden schon in einen folgenden Schaufelraum fließen. Da nun dieses offenbar für alle Wasserfäden zwischen A_1B_1 und A_0B_0 gilt, so repräsentirt demgemäß d. Fl. $A_1B_1B_0A_0$ dasjenige Wasservolumen, welches in einen Schaufelraum zu Gunsten d. Radbreite b eindringt. Dieses Wasservolumen kommt aber nicht alles zur Mitwirkung. Von d. Wasserfäden AB zwischen B_2A_2 und B_1A_1 kommen einzelne Wassertheilchen zur Wirkung, indem selbst noch d. hintersten d. Radschaufeln in einem Punkt C treffen, welcher innerhalb d. Rades liegt. Ebenso werden vollständig alle Wassertheilchen aller Wasserfäden zwischen A_1B_1 und A_2B_2 zur Wirkung gelangen. — Dies würde aber nicht nur für d. Fäden unterhalb A_2B_2 gelten, indem für d. hinterste Punkt B, wenn d. äußerste Punkt A gerade d. Austrittskante einer vorübergehenden Schaufel getroffen hat, dieselbe Schaufel erst in einem Punkt C treffen würde, welcher außerhalb d. Rades liegt; es fließt demnach dieses Wassertheilchen B mit derselben Geschw. wieder aus d. Rad heraus, mit welcher es eingeflossen ist, so daß d. dieser Geschw. entsprechende lebendige Kraft vollständig für d. Nutzeffekt verloren geht. Ebenso werden sich noch mehrere Wassertheilchen d. Wasserfadens AB verhalten. Ist nun B' d. Wassertheilchen dieses Wasserfadens, welches noch vollständig zur Wirkung gelangt d. h. noch einen Radumfangspunkt C' trifft, so ist dieser Punkt offenbar bestimmt nach Obigem durch folgendes Verhältniß:

$$\frac{B'A'}{AC'} = \frac{u}{v}.$$

Die hinter diesem Punkte B' kommenden Wassertheilchen gehen dann offenbar alle für d. Nutzeffekt verloren. — Suchen wir nun auf d. einfachste Weise diese entsprechenden Grenzpunkte B' für sämtliche Wasserfäden AB zwischen d. Linien A_2B_2 und A_0B_0 verzeichnet, und alle diese Punkte durch eine stetige Curve verbindet, so wird diese Curve offenbar durch d. Punkte A_0 u. B_2 gehen. Dasjenige Wasservolumen, welches nun wirklich zur Wirkung gelangt d.h. eine Schaufel trifft, wird dann repräsentiert durch d. Fl. $B_2B_2B'A_0A_2A_2$, während d. Fl. $B_2B'A_0B_0B$ dasjenige Wasservolumen repräsentiert, welches zwar in d. Rad hineinfließt aber gar nicht zum Stoß gelangt und mit derselben Geschw. wieder herausfließt. Diese Fl. $B_2B'A_0B_0B$ kann man nun sehr leicht berechnen, es ergibt sich nämlich d. entsprechenden zu sehen:

$$BC' : AC' = \mathcal{D}\Theta : O\Theta = u : v$$

also auch: $$(B'C' - AC') : AC' = (\mathcal{D}\Theta - O\Theta) : O\Theta = (u+v) : v$$

also: $$AB' : AC' = O\mathcal{P} : O\Theta = (u-v) : v$$

Indem also $\frac{AB'}{AC'}$ immer ein constantes Verhältnis bleibt, so muss dasselbe Verhältnis auch d. Fl. $B_2A_2A_0B'$ zum Kreissegment $A_2A_0C_2$ haben, es muss also

$$Fl.\ B_2A_2A_0B' = \frac{O\mathcal{P}}{O\Theta}\, A_2A_0C_0 \text{ sein.}$$

Da nun dieses Kreissegment schließlich immer sehr flach ist, so kann man es als ein Parabelsegment betrachten d.h. $= \frac{2}{3}$ d. umschriebenen Rechtecks setzen, somit kann:

$$Fl.\ B_2A_2A_0B' = \frac{O\mathcal{P}}{O\Theta}\cdot\frac{2}{3}\,\overline{A_2C_2}\cdot\overline{A_0D_2}$$

Nach d. Construction ist nun aber: $\overline{A_2C_2} = O\Theta$ also:

$$Fl.\ B_2A_2A_0B' = \frac{2}{3}\,\overline{O\mathcal{P}}\cdot\overline{A_0D_2}$$

Um nun d. Fl. $B_2B'A_0B_0B$ zu erhalten, welche d. Wasserverlust pr. Zeiteinheit d. Radbreite repräsentiert, braucht man jetzt nur noch diese Fl. $B_2A_2B_0B'$ von d. Fl. $B_2A_2A_0B_0$ abzuziehen; d. letztere Fl. ist aber $= \overline{O\mathcal{P}}\cdot\overline{A_0D_2}$; zieht man ferner hiervon aber davon d. Fl. $B_2A_2A_0B'$ ab, so erhält man:

$$Fl.\ B_2B'A_0B_0B = \frac{1}{3}\,\overline{O\mathcal{P}}\cdot\overline{A_0D_2} = Fl.,$$

welche pr. Zeiteinheit d. Radbreite b d. Wasservolumen repräsentiert, welches zwar in einen Schaufelraum hineinfließt, aber nicht Zeit genug hat d. vorderste Schaufel zu erreichen d.h. zur Wirkung zu gelangen, welches Wasservolumen somit vollständig verloren geht.

Außer diesem Wasserverlust ist aber noch ein anderer vorhanden, indem ein Teil d. Wassers frei durch d. vorhandenen Spielraum zwischen Rad und Gerinne fließt und somit auch nicht zur Wirkung gelangt, indem er gar nicht einmal d. Rad berührt. Ist nun S d. Größe dieses Spielraums, so wird offenbar d. hierdurch verlorene Wasservolumen pr. Zeiteinheit d. Radbreite b repräsentiert durch ein Rechteck, dessen eine Seite $= A_0B_0 = O\mathcal{P}$ und dessen andere Seite $= S$ ist und es wird d. ganze Wasserverlust, welcher erhalten wird von d. durch d. Spielraum S frei hindurchfließenden Wassermengen, und d. Wassermenge, d.h. eine gewisse Wassermenge welche in einen Schaufelraum hineinfließt aber nicht Zeit genug hat um d. vorderste Schaufel zu treffen, pr. Zeiteinheit d. Radbreite und pr. Schaufelraum repräsentiert durch d. Fl.:

$$Q_1 = \frac{1}{3}\,\overline{O\mathcal{P}}\cdot\overline{A_0D_2} + \overline{O\mathcal{P}}\cdot S$$

d. ganze Wasservolumen, welches d. Rad pr. Schaufelraum und pr. Zeiteinheit d. Radbreite b zugeführt wird, ist offenbar nun repräsentiert durch eine Fl. $= O\mathcal{P}\cdot a$, wo a d. Dicke d. zugeführten Wasserstrahls vorstellt. Dividiert man nun d. Verlust durch dieses ganze zugeführte Wasservolumen, so bekommt man d. verhältnismäßigen Wasserverlust, also wenn Q_1 d. ganze Wasserverlust und Q d. ganze zugeführte Wassermenge bezeichnet:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\frac{1}{3}\overline{OP}\,\overline{A_0D_2} + S\,\overline{OP}}{a_1\,\overline{OP}} = \frac{1}{a_1}\left(S + \frac{1}{3}\overline{A_0D_2}\right)$$ = verhältnismäßiger Wasserverlust.

Was nun A_0D_2 betrifft, so kann man im vorliegenden Falle, wo A_0D_2 nur klein gegen d. Radradius R ist, setzen:

$$A_0D_2 = \frac{\overline{A_2D_2}^2}{2R} \quad \text{oder da: } A_2D_2 = \frac{1}{2}A_2C_2 = \frac{1}{2}OQ$$

$$A_0D_2 = \frac{\overline{OQ}^2}{8R}$$

Ferner ist bekanntlich nach d. Anfangspunkten: $\frac{OQ}{OP} = \frac{v}{u-v}$ und $\frac{OP}{e} = \frac{u}{v}$

$$\text{Also: } \frac{OQ}{e} = \frac{u}{u-v}$$

und somit: $A_0D_2 = \frac{e^2}{8R}\left(\frac{u}{u-v}\right)^2$ und folgt d. verhältnismäßige Wasserverlust:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{1}{a_1}\left[S + \frac{e^2}{24R}\left(\frac{u}{u-v}\right)^2\right]$$

Bei gegebenen Werten von R, a_1 und u erkennt man aus diesem Ausdruck für d. verhältnismäßigen Verlust, daß derselbe umso kleiner sein wird, je kleiner d. Zwischenspielraum S, je kleiner d. Radteilung e und je kleiner d. Umfangsgeschw. v ist, so daß es auch in dieser Hinsicht zweckmäßig ist, eine enge Radteilung d.h. ein kleines Schaufelabstand mit kleiner Umfangsgeschw. zu combinieren, um einen möglichst kleinen Wasserverlust zu erhalten. —

Es setzt diese Rechnung natürlich voraus, daß d. Schnittpunkt C_2 d. beiden um Punkt O mit gleichem Radius beschriebenen Kreise tiefer liegt als d. Schnittpunkt C_1 d. horizontalen Oberfl. d. Wassers im Zuflußgerinne mit d. um O als Mittelpunkt gezogenen Kreis. Offenbar muß dies aber unter allen Umständen verlangt werden, da im Gegenfall ein bedeutender Wasserverlust d. Folge sein würde. Wenn nämlich C_1 tiefer läge als C_2 also $A_0D_2 > A_0D_1$ d.h. $A_0D_2 > a_1 - S$ sein würde, so wäre, weil $A_0D_2 = \frac{\overline{OQ}^2}{8R}$ ist, auch $\frac{e^2}{8R}\left(\frac{u}{u-v}\right)^2 > a_1 - S$ und wäre d. verhältnismäßige

Wasserverlust $\frac{Q_1}{Q} > \frac{1}{a_1}\left(S + \frac{a_1 - S}{3}\right)$ oder $\frac{Q_1}{Q} > \frac{1}{3} + \frac{2}{3}\frac{S}{a_1}$

d.h. d. verhältnismäßige Wasserverlust würde dann jedenfalls größer als 30%, was aber doch unter allen Umständen nicht zugelassen werden darf. —

Um diesen Verlust, welcher nach d. obigen Ausdruck bei ~~größeren~~ kleineren Rädern mit weiten Schaufelräumen eine bedeutende Größe erlangen kann, zu verringern, bildet man d. Gerinne [illegible] nicht [illegible], sondern [illegible] Radkranz $A_1A_0C_2$ [illegible] (natürlich [illegible]) [illegible] wird. Wenn man nun annehmen könnte, daß d. Wasser in diesem Raum [illegible], so würde [illegible] Wasserverlust [illegible], indem man d. Wasser gezwungen würde [illegible] Punkt A_2 [illegible] zur Wirkung gelangen. Tatsächlich ist dies aber nicht d. Fall, indem d. [illegible] Wasserteilchen sich vermengen und somit doch noch immer ein [illegible] Verlust an Wasser stattfindet. Immerhin wird dieser durch [illegible] Kropf [illegible] vermindert, wenn man [illegible] d. Kropflänge [illegible] von A_2 bis C_2 [illegible] d.h. $= OQ = e\frac{u}{u-v}$ [illegible] will man d. [illegible] Wasserverlust möglichst vermindern, so [illegible] durch einen Kropf [illegible], dessen Länge im Verhältnis $\frac{u}{u-v}$ größer als d. Radteilung e ist. —

Es sind nun die Ursachen d. Verluste besprochen worden, welche entstehen von d. Geschwindigkeit d. Wassers. Wenn nun d. Art d. Austrittes und Eintrittes d. Verluste infolge d. Wirkung d. Wassers ein Druck. Es bleiben dann endlich zur Besprechung noch einige Effektverluste von noch untergeordneter Art übrig, die sich auch nicht in demselben Grade rationell beurtheilen lassen. Dazu gehören d. Verluste, welche verursacht werden 1) d. bei Bewegung auftretende Reibung d. in d. Schaufelräumen enthaltenen Wassers gegen d. Radgerinne, ferner 2) d. Luftwiderstand, d. sich bis zu einem gewissen Grade bei d. Bew. aller Räder zeigt und endlich 3) d. bei allen Rädern stattfindende Zapfenreibungswiderstand d. Wellenzapfen in ihren Lagern.

Was zunächst d. Reibungswiderstand d. von d. Schaufelräumen enthaltenen Wassers gegen d. Radgerinne betrifft, so kann man bei einem solchen Rad zunächst in diejenigen Schaufelräume, welche vom Wasser eingenommen werden d. entspr. Wasserfläche durch horizontale Linien hineinlegen und damit dann d. Länge d. Reibungsfl. zwischen Wasser und Gerinne mit d. Zeichnung mit d. Zirkel abgreifen. Es sei l d. so gefundene Gesammtlänge d. Lagen, längs welchen d. Wasser in d. Schaufelräumen in Berührung ist mit d. Gerinneboden. Längs d. ganzen Fl. $b.l$ unter b d. Radbreite verstanden, findet also eine gewisse Reibung statt zwischen Wasser und Gerinneboden. Ist nun f d. Reibungswiderstand pro Flächeneinheit, welcher natürlich von d. Umfangsgeschw. v d. Räder abhängig sein wird, so ist d. ganze stattfindende Reibungswiderstand $= blf$.

Was nun diesen Reibungswiderstand f pro Flächeneinheit betrifft, so kann man annähernd nach Versuchen von Darcy und Bazin für d. Bew. d. Wassers in offenen Gerinnen setzen:

$$f = \left(0{,}15 + 0{,}0045\,\frac{L}{\delta}\right)v^2 \text{ in kg pro □m.}$$

wenn v d. in m pro Sek. gegebene rel. Geschw. d. Wassers gegen d. Gerinne, δ d. Querschnitt d. Wasserschicht in □m und L d. benetzten Umfang bedeutet.

Im vorliegenden Fall ist nun d. Querschnitt d. Wasserschicht offenbar $= bS$ unter S d. Größe d. Spielraums verstanden, während d. benetzte Umfang L nur wenig verschieden von d. Radbreite b sein wird, da d. Spielraum zur Radbreite gemessen ein kleiner S sehr klein gegen b ist.

Setzt man d. gewöhnlichen Ausführungen entsprechend einfach

$$\frac{\delta}{L} = 0{,}09\text{, so bekommt man } f = (0{,}15 + 0{,}05)v^2 = 0{,}2\,v^2$$

wenn nun v d. Umfangsgeschw. d. Rades bedeutet = Geschw. mit d. d. Wasser am Gerinneboden entlang fließt. Demzufolge ist d. Größe d. Gesammtreibungswiderstandes

$$= bl\,.\,0{,}2\,v^2$$

und da dieser mit d. Geschw. v m pro Sek. überwunden werden muß, die dazu erforderliche Arbeit

$$E_w = 0{,}2\,blv^3$$

= d. mit d. Geschw. v d. Rades entsprechende Effektverlust pro Sek., welcher durch d. Reibung d. Wassers am Gerinneboden verursacht wird.

Insofern aber d. den Versuchen von Darcy und Bazin zu Grunde liegenden glatten Gerinnewände und entsprechend d. ~~Anwendung~~ dort stattfindende regelmäßige gleichförmige Bew. d. Wassers bei d. Anwendung nicht immer sein soll, namentlich bei roherer Ausführung d. Rades und d. Gerinnebodens, nicht mehr vorausgesetzt werden können, so ist es zu empfehlen, entsprechend d. Grad d. gewöhnlichen Ausführung d. Rades und d. stattfindenden Umfangsgeschw. d. Rades, diesen Effektverlust etwas größer zu veranschlagen und etwa zu setzen:

$$E_w = 0{,}2\,blv^3 \text{ bis } 0{,}4\,blv^3.$$

Was aber d. Luftwiderstand bei d. Bew. d. Räder betrifft, so rührt dieser namentlich davon her, daß d. Schaufeln d. Luft vor sich her vertreiben müssen, wozu eine gewisse Arbeit aufgewendet werden muß, d. natürlich für d. Effect vollständig verloren ist. Jedoch kann dieser Widerstand nur von beträchtlicher Größe bei an d. Seite offenen Radkränzen also bei Schaufelrädern sein, indem offenbar bei an d. Seiten geschlossenen Zellenrädern d. in d. Zellenräumen enthaltene Luft mit rotiert und also nur eine Art Theilung d. Luft vor sich geht. — Andererseits kann aber diesem Luftwiderstand eine Art Luftreibung zu Grunde liegen, denn wenn irgend ein fester Körper sich mit einer relativen Geschw. in d. Luft bewegt, so findet hier ganz ein ähnlicher Widerstand statt wie bei d. oben besprochenen relativen Bew. d. Wassers in Kanälen und Gerinnen. Dieser hier stattfindende Luftreibungswiderstand ist offenbar gerade umgekehrt bei geschlossenen Zellenrädern größer als bei d. an d. Seite offenen Schaufelrädern, indem bei ersteren eine größere Reibungsfl. vorliegt. — Endlich kann dieser allgemeine Luftwiderstand bei Kropfrädern (welche zugleich Zellenräder sind) auch noch zurückgeführt werden auf eine ventilatorartige Wirkung d. Gerinnes, indem an d. inneren Seite d. Radkranzes Luft angesaugt, diese durch d. Zellen nach außen geschafft und dort vermöge d. Centrifugalkraft weggeschleudert wird. Von diesem Umstand kann natürlich nur bei ventilirten Zellenrädern d. Rede sein.

Also, durch d. beiden letzt genannten Umstände verursachten Effectverluste können offenbar nur bei Rädern mit geschlossenen Zellenkränzen also bei Zellenrädern von Bedeutung sein. Dieselben lassen sich aber kaum in genügender Sicherheit rationell berechnen, aus welchem Grund denn auch diese Effectverluste nur auf oberflächliche Schätzung in Procent und Lagen veranschlagt werden können. D. aus d. ersteren Umstand, nämlich aus d. Forttragen d. Luft durch d. Schaufeln resultirende und nur bei Schaufelrädern in engerem Sinne in Betracht kommende Luftwiderstand kann man indessen schon eher berechnen. In Bezug hierauf sind nämlich namentlich von Morin, Didion und Piobert Versuche angestellt worden mit rechteckigen Schaufeln, die in genügender Weise von einander entfernt waren, um voraussetzen zu können, daß jede Schaufel eine Luftmenge vor sich habe, welche unabhängig von d. Wirkung d. vorausgehenden Schaufel sei. Aus diesen Versuchen ergab sich dann ein gewisses Gesetz, wenn mit a u. b d. Dimensionen d. Schaufeln bezeichnet sind, ein Widerstand jeder Schaufel:

$$= 0{,}12\, a b v^2 \text{ in Kgr} \qquad (a \text{ u. } b \text{ in metre})$$

und zwar auf d. Umfang reducirt wo d. Umfangsgeschw. v metr. pro Sek. beträgt.

Sind nun z Schaufeln im Rad vorhanden, so ist d. Gesammtwiderstand $= 0{,}12\, z a b v^2$ und da dieser Widerstand mit d. Geschw. v überwunden werden muß, d. dazu erforderliche und natürlich verlorene Arbeit:

$$E_c = 0{,}12\, z a b v^3 =$$ Effectverlust, welcher durch d. Widerstand beim Forttragen d. Luft durch d. Schaufeln pro Sek. verursacht wird.

Nun pflegt dieser Widerstand auch noch auszudrücken mit Hilfe eines gewissen Widerstandscoeff. ζ, unter d. Widerstandscoeff. ζ diejenige Zahl verstehend, mit welcher d. Gew. eines gewissen Luftprisma multiplicirt werden muß um d. Größe d. Luft-Widerstandes zu erhalten, wobei d. Luftprisma zur Basis d. Querschnitt d. Widerstand leistenden Körpers = Widerstandsfl. und zur Höhe d. Geschw.-Höhe hat, welche d. relativen Geschw. d. festen Körpers in d. Luft entspricht. Im vorliegenden Falle ist nun offenbar d. Widerstandsfl. $= a \cdot b$ und d. Geschw.-Höhe $= \frac{v^2}{2g}$ und folglich, wenn man d. spec. Gew. d. Luft $= 1{,}25$ setzt, d. Größe d. Luft-Widerstandes:

$$0{,}12\, z a b v^2 = \zeta z\, 1{,}25\, a b \frac{v^2}{2g}$$

und somit d. Widerstandscoeff. $\zeta = 1{,}88$

Grunde wäre es also vortheilhaft möglichst wenig Schaufeln zu nehmen; macht man dagegen recht viele Schaufeln, macht man etwa 2 bedeutend größer, so wird dieser Ausdruck für d. betreffenden Effektverlust in Folge [illegible] ungenau, denn wenn d. Schaufeln in kurzen Entfernungen aufeinander folgen, dann wird d. zwischen 2 Schaufeln befindliche Luftschicht mit [illegible] d. Schaufeln in [illegible]; es findet also d. Schaufel eine Luftschicht vor, d. schon [illegible] derselben hat, so ist bei größeren [illegible] von 2 dieser Coeff. 0,12 zu groß. Es liegen jedoch keine Versuche darüber vor, in welchem Maße dieser Coeff. abhängig ist von d. Entfernung zweier Schaufeln. Man wird aber jedenfalls sicher gehen, wenn man mit Rücksicht auf d. Widerstand diesen Coeff. beibehält. —

Was d. Effektverlust durch d. Zapfenreibung betrifft, so sei G d. Gew. d. Rades in Kgr, d d. Durchmesser d. Welle in d. Lagern oder wenn d. Durchmesser verschieden sind, d. mittlere Durchmesser, μ d. Reibungscoeff. Dann ist μG d. Größe d. Reibung, wenn man an d. Gew. d. Wasserfüllung und d. Gew. d. eventuell vorhandenen Zahnkranzes [illegible] durch Zuschlag von G (entsprechend [illegible] d. Zapfenbelastung einbegriffen). d. Effektverlust durch d. Zapfenreibung ist demnach $= \mu G$ mal d. Umfangsgeschw. d. Wellenzapfens, also:

$$E_2 = \mu G \frac{d}{2R} v$$

Nun kennt man bei einem neu zu construirenden Rade von vornherein weder G noch d und man braucht doch schon diesen Effektverlust, ehe G u. d berechnet werden. Man muß sich dann mit einer vorläufigen Schätzung begnügen; [illegible] man setzt:

$G = 500\,N$ wo $N =$ Nutzpferdestärke à 75 kgmeter.

Setzt man nun für einen Gußzapfen: $d = 0{,}18\sqrt{\frac{G}{2}}$ in ctm, so hat man, ausgedrückt in meter: $d = 0{,}0018\sqrt{\frac{G}{2}} = 0{,}0018\sqrt{250\,N}$

und damit:

$$E_2 = 7{,}1\,\mu \frac{v}{R} N\sqrt{N} = 0{,}6 \frac{v}{R} N\sqrt{N}$$

wenn $\mu = 0{,}085$ genommen wird. (R ebenfalls in meter ausgedrückt).

Wenn d. Wasserradwelle nicht nur d. Wasserrad-Gewicht zu tragen hat, wie es dann d. Fall ist, wenn d. Rad selbst mit einem Zahnkranz versehen ist, sondern wenn außerdem d. Welle selbst d. gewonnene Arbeit fortleiten muß, so kann es d. Fall sein, daß man d. Dicke d. Welle größer nehmen muß, indem dann d. Welle auch [illegible] in Anspruch genommen ist. Dessen ungeachtet wird diese Formel keine erheblich fehlerhafte sein können, denn es wird, wenn auf d. einen Seite G größer wird, es auf d. anderen Seite kleiner werden, wo d. Gew. d. Zahnkranzes wegfällt. Unter übrigens gegebenen Umständen wird dieser Verlust mit $\frac{v}{R}$ wachsen, es wird also bei kleineren Rädern, d. mit größerer Geschw. laufen, einen größeren Werth annehmen können.

Außer d. hier erwähnten Effektverlusten, d. wenigstens nach annähernden [illegible] berechnet werden konnten, gibt es noch verschiedene Effektverluste, auf deren Berechnung man ganz verzichten muß; dazu gehören:

Ein Wasserverlust, d. durch Durchsickern d. Wassers beim Gerinne verursacht werden kann, ferner ist d. Luftwiderstand in einer Luftströmung d. Ventilatorwirkung [illegible], ferner durch Abspritzen d. Wassers an d. Schaufeln und [illegible] d. Zellen. [illegible] bleibt immer noch d. wenige Wasser an d. Wandungen d. Zellen hängen u. es läuft d. Wasser erst nach [illegible] d. Zellen herunter. Diese Stöße, bei welchen d. Wasser [illegible] d. Stoß zerstört wird, wird mit d. Umfangsgeschw. wachsen und sie wird um so mehr [illegible], je kleiner sie ist. Um diesen Effektverlust möglichst zu vermindern, muß man namentlich für möglichst glatte Wände sorgen. Endlich können unbedeutende Effektverluste verursacht werden durch d. unter unvollkommenen Stabilität jeder Turbine, da jedes Wasserrad im Laufe d. Zeit einer gewissen Abnormalität unterworfen ist. Mit Rücksicht auf alle diese unterlassenen Effektverluste wird es gut sein, einige Procente mehr in Rechnung zu bringen, wie viel hängt vorzugsweise ab von d. Sorgfalt, d. auf d. ganzen Bau verwendet werden soll. Bei schönen Turbinen, wo man auf gute Bearbeitung rechnen darf, wird es genügen 2–3% in Abzug zu bringen, bei schlechten, weniger sorgfältig gearbeiteten, wird man 4–5% rechnen müssen. —

Berechnung d. Wirkungsgrades η.

Jetzt wird es zweckmäßig sein, d. Formeln nochmals übersichtlich zusammenzustellen. Ist Q_1 d. Wassermengeverlust zc., H_1 d. Gefällverluste zc. und E_1 d. Effektverlust durch unvermeidliche Widerstände, d. außer d. Wasser- und Gefällverluste in Rechnung zu bringen sind; dann ist d. Nutzeffekt:

$$E = \gamma (Q - Q_1)(H - H_1) - E_1$$

dividirt man diese Gl. durch d. absoluten Effekt $E_a = \gamma Q H$, so ist d. Wirkungsgrad

$$\eta = \left(1 - \frac{Q_1}{Q}\right)\left(1 - \frac{H_1}{H}\right) - \frac{E_1}{E_a}$$

Was nun zunächst H_1 betrifft, so kann derselbe im Allgemeinen aus verschiedenen Bestandtheilen bestehen und zwar ist im Allgemeinen anzunehmen:

$$H_1 = \zeta \frac{u^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} + h_1 + h_2 + h_3$$

worin aber ist: $$\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + k$$

worin w d. rel. Geschw. ist, mit d. d. Wasser in d. Radkrone eintritt; h_1 ist für freihängende Zellenräder d. Höhe d. Freihängens, bei Reaktionsturbinen d. Höhe d. Wasserspiegels im tiefsten Schaufelraum über d. Unterwasserspiegel, wobei gewöhnlich jedoch d. Unterwasser im unteren Zustand d. Rad berührt, so ist h_1 = d. Wasserhöhe in d. untersten Schaufelraum ist.

h_2 bedeutet bei freihängenden Zellenrädern d. Höhe d. mittleren Ausflußpunktes d. Wassers aus d. Rade, und zwar ist:

$$h_2 = R(1 - \cos\varphi)$$

h_3 bezieht sich nur auf Reaktionsräder und betrifft d. Effektverlust durch d. Unterschieden von Schaufelraum zu Schaufelraum, es ist:

$$h_3 = \mu\sqrt{2g}\ \frac{R b s}{Q e} \int_0^\beta y\sqrt{z}\, d\varphi$$

μ kann man hier ziemlich constant $= 0{,}8 - 0{,}9$ setzen, so daß $\mu\sqrt{2g} = 3{,}5 - 4$ wird.

Was in d. Formel für η d. Werth $\frac{Q_1}{Q}$ betrifft, so bezieht sich dies nur auf unterschlächtige Räder mit Schaufelzellen. Für dieselben ist:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{1}{a_1}\left[s + \frac{e^2}{24 R}\left(\frac{4}{u - v}\right)^2\right]$$

Ferner was E_1 betrifft, so ist:

$$E_1 = E_w + E_t + E_z + \delta E_1$$

E_w ist ein Effektverlust, d. sich nur auf Reaktionsräder bezieht, und zwar von dem d. Reibung d. Wassers längs d. Radkranzes, nämlich:

$$E_w = 0{,}2\, l b v^3$$

Jedoch wird es besser sein, diesen E_w etwas größer zu nehmen, und zwar:

$$E_w = 0{,}2\, l b v^3 \text{ bis } 0{,}4\, l b v^3$$

Es bezieht sich nur auf Räder, d. einen offenen Radkranz haben, weil d. geschlossenen Radkränze desselbe keinen völlig frei, äußere Luft zur Seite zu verdrängen, ist nun

$$E_1 = 0{,}12\, z\, a\, b\, v^3.$$

E_2 ist d. Effektverlust durch Zapfenreibung, und ist nun: $E_2 = \mu\, G\, \frac{d}{2R}\, v$
wenn $\mu = 0{,}08$ bis $0{,}09$ und gesetzt werden können, so ist nun fast:

$$E_2 = 0{,}6\, \frac{v}{R}\, N \sqrt{N}$$

δ lässt sich nicht theoretisch bestimmen, da es fr. angenommen

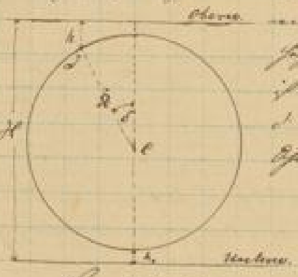
$$\delta = 0{,}02 \text{ bis } 0{,}05.$$

Schließlich lässt sich nun d. Nutzeffekt E und d. Wirkungsgrad η berechnen.

Nun könnte sich nun d. Aufgabe stellen, d. Radelemente, welche d. Wirkungsgrad η bestimmen, unter übrigens gegebenen Umständen, nämlich bei gegebenen Werthen von Q u. H oder P u. H, so zu ermitteln, daß η ein maximum wird. Abgesehen ~~davon~~, daß von d. großen Zahl d. Elemente, d. η bedingen, ~~und~~ bei d. Zusammengesetztheit u. Schwierigkeit d. Ausdrucks nur beiläufig nur ein richtiger Gewinn erzielt werden, weil d. Wahrscheinlichkeit d. verschiedenen Umstände außerdem auch von d. Natur u. anderen praktischen Rücksichten sehr abhängt. Man zieht es deshalb vor und hält sich gewöhnlich daran, gewisse d. Verhältnisse d. fraglichen Widerstände und zwar für diejenigen, welche auf d. Herstellungskosten einen wesentlichen Einfluß ausüben, gewisse Mittelwerthe anzunehmen, wobei man sich natürlich an diese Regeln nicht strenge binden muß.

In erster Linie ist d. zweckmäßige Wahl d. fraglichen Radelemente abhängig von d. zu wählenden Art d. Rades.

Wenn d. Größen Q u. H nur gegeben sind, dann kann eine graphische Darstellung von Radelementen willkürlich dienen dürfen, um d. passende Wahl d. Rades zu entscheiden. Wenn aber H u. E gegeben sind, so müßte man, um sich dieser graphischen Darstellung zu bedienen, zunächst Q kennen, dieses kann geschehen, wenn man für verschiedene Arten von Rädern d. Werte d. Wirkungsgrades kennt, denn es ist $E = \eta\, \gamma\, Q\, H$ u. es kann Q gefunden werden, wenn man η kennt. Hat man so eine Wahl getroffen bezüglich d. Art d. Rades, so kann man nun zunächst d. Radius R feststellen. Handelt es sich nun um ein oberschlächtiges freihängendes Gefälle, so wird durch H d. Radius R schon ziemlich bestimmt sein, bei anderen Rädern hat man jetzt noch einen gewissen Spielraum für R. Ist nämlich für ein oberschl. Rad h d. Theil von H, d. zur Erzeugung d. Zuleitungsgeschwindigkeit u verwendet werden muß, also h d. Höhe d. Wasserspiegels über α u. ist h_1 d. Lage d. Freihängens, dann ist $H - h - h_1$ d. Höhe d. mittleren Eintrittspunktes α über d. tiefsten Punkt d. Rades. Aus verschiedenen Gründen lässt man d. Wasser nicht im Scheitelpunkt d. Rades eintreten, sondern so, daß etwa d. Winkel



$$\delta = 8^\circ \text{ bis } 12^\circ \text{ ist; dann folgt:}$$

$$R = \frac{H - h - h_1}{1 + \cos\delta}$$

Bei rückschlächtigen Rädern nimmt man: $R = \frac{2}{3} H$
" mittel " . . . . . $R = H$
" tief " . . . . . $R = 1\frac{1}{4} H$ bis $2 H$.

Bei unterschl. Rädern steht d. Halbmesser R in gar keiner Beziehung zu H, bei Poncelet Rädern gibt es allerdings eine angenommene Beziehung, jedoch lässt sich dieselbe nicht so einfach ausdrücken, es ist dies auch noch von anderen Dimensionen abhängig.

Hat man nun so d. Radius R festgestellt, so kann man dazu schreiten, hinsichtlich v eine Festsetzung zu treffen; bei unterschl. Rädern, der sind d. Wahl von v nicht willkürlich ist,

ist η in solchem hohen Grade von v abhängig, daß für jeden Fall d. Umfangsgeschw. v entsprechend d. Anordnung zu bestimmen ist, daß η ein max werden soll. Aus d. anderen Rücksichten kann man d. Umfangsgeschw. v nur innerhalb gewisser erfahrungsmäßig annehmen, erstens weil d. sich entgegenstehenden Rücksichten gegen einander abwägen muß, da es Umstände gibt, d. es vortheilhaft erscheinen lassen v groß zu machen und umgekehrt. d. Rücksicht auf einen möglichst großen Wirkungsgrad spricht im Allgemeinen dafür, v möglichst klein zu machen, vorausgesetzt, daß man auch ε entsprechend klein genommen wird. Denn d. Ausdruck für d. Gefällverlust sind nämlich d. Glieder $\zeta \frac{v^2}{2g}$, $\frac{u_1^2}{2g}$ u. $\frac{v^2}{2g}$ um so kleiner, je langsamer d. Rad geht, ebenso h_1 h_2 h_3 dagegen darf andererseits mit d. Verkleinerung von v über eine gewisse Grenze nicht heruntergegangen werden, weil sonst d. Dimensionen und somit d. Kosten d. Rades zu groß würden. Wenn d. Schaufelräume sich vollständig mit Wasser anfüllten, dann würde offenbar $Q = \varepsilon a b v$ sein, wo d. Coeff. ε d. [illegible] bedeutet, und man deshalb etwas kleiner als 1 wäre, weil d. Größe d. mittleren Querschnittes einer Schaufel etwas kleiner als d. Projektionsgröße ist u. weil d. Schaufeln wegen ihrer Stärke einen Theil d. Raumes ausfüllen. In Wirklichkeit sind aber diese Schaufelräume nie ganz gefüllt, es liegt vielmehr dieser Coeff. ε, d. man d. Füllungscoeff. nennt, zwischen erfahrungsmäßig angenommenen Grenzen, er ist zu klein wenn d. Umfangsgeschw. [illegible]; daher größer muß a u. b ausfallen, namentlich b und damit auch d. Herstellungskosten, ferner wird auch mit kleinerem v d. Zähnezahl kleiner, gewöhnlich ist aber d. Zähnezahl d. vom Rad zu treibenden Maschine ziemlich groß, so daß also auch d. Transmissionsübersetzung größer wird je kleiner v ist, womit dann ein größerer Kostenpunkt und auch ein größerer Arbeitsverlust verbunden ist. — In gewissen Fällen kommen noch andere Umstände in Betracht, wie bei rückschlächtigen Zellenrädern. Hier macht nämlich h_2 einen wesentlichen Theil d. ganzen Gefällverlustes aus, dieses zu frühe Ausfließen d. Wassers bedingt einen [illegible] Gefällverlust. Diese Größe h_2 ist aber um so größer, je mehr d. Wasser in d. Schaufelräumen [illegible] wird, und dies ist um so mehr d. Fall, je größer v ist. Man nimmt deshalb für rückschlächtige Zellenräder höchstens:

$$v = 1{,}5 \text{ metr. p. Sec.}$$

Etwas anders verhält es sich bei Kropfrädern, bei denselben kommt in d. Ausdruck für H_v d. Glied h_2 gar nicht vor, statt dessen kommt aber d. Glied h_3 vor, d. sich auf d. Gefällverlust bezieht, d. durch d. Entweichen d. Wassers von Schaufelraum zu Schaufelraum bedingt ist. Dieses verhält sich gerade umgekehrt wie h_2, derselbe wird um so kleiner, je größer v ist, es wäre also zweckmäßig, ein Kropfrad schnell laufen zu lassen, namentlich wenn d. Spielraum s groß ist. In d. Regel nimmt man hier:

$$v = 1{,}5 \text{ bis } 2 \text{ metr. p. Sec.}$$

Was d. Füllungscoeff. ε betrifft, so ist es, nachdem man Q u. v angenommen hat, mit Rücksicht auf d. Kostenpunkt angemessen, ε so groß zu machen, als es mit Rücksicht auf η angemessen erscheint. Diese Rücksicht setzt aber bei Zellenrädern bald eine Grenze; es ist klar, daß d. Wasser aus d. Zellen um so früher ausfließt, je mehr d. Zellen mit Wasser angefüllt sind, soll also hier h_2 nicht übermäßig groß werden, so muß ε klein gewählt werden und zwar nimmt man hier

$$\varepsilon = \tfrac{1}{4} \text{ bis } \tfrac{1}{3}.$$

Bei Kropfrädern fällt diese Rücksicht fort, hier kann ε größer angenommen werden; eine Grenze wird aber namentlich gesetzt durch d. Luftgehalt d. Schaufelräume, d. wenn man ε zu groß macht, so kann es sein, d. d. Luft nicht genügend aus d. Zellen entweichen, es entweicht mit d. Luft auch Wasser, auch wird d. Gefällverlust, d. mit d. Austritt d. Wassers verbunden ist, um so größer, je größer man d. Füllungscoeff. macht. Soll d. Unterwasser d. Umfang berühren, so ist bei Kropfrädern h_2 um so größer zu nehmen, je größer ε ist. Will man d. Unterwasserspiegel höher legen, so wird man diese Höhe d. Wasserspiegels im unteren Schaufelraum über d. Unterwasserspiegel vermindert, jedoch werden weniger Widerstände herbeigeführt. Bei diesen Rädern wählt man:

$$\varepsilon = \tfrac{1}{2}.$$

Bei rückschl. Kropfrädern wird d. Füllungsverh. ε kleiner als $\frac{1}{2}$ gewählt, weil sonst zu leicht Wasser aus d. Ventilationsspalten mitausfließen würde; bei denselben sowie bei mittelschl. Rädern nimmt man: $\varepsilon = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$.

Hat man nun auch hinsichtlich ε eine Annahme gemacht, so würde man sofort d. Product ab bestimmt sein durch d. Gl.:

$$ab = \frac{Q}{\varepsilon v}$$ woraus wird a u. b bestimmt sein, wenn man eine derselben wählt, oder ein Verhältniß zwischen beiden annimmt. Redtenbacher empfiehlt zu diesem Zweck:

$$\frac{b}{a} = 2{,}25\sqrt[3]{N_0} \quad \text{für hochgehende Zellenräder}$$
$$\frac{b}{a} = 1{,}75\sqrt[3]{N_0} \quad \text{„ Kropfräder.}$$

Hat man hiernach ein Verhältniß $\frac{b}{a}$ gefunden, so sind a u. b einzeln bestimmt; sollte sich dabei ein unzulässiger Werth von a ergeben, so würde man d. Breite aus d. Formel für $\frac{b}{a}$ etwas anders zu wählen haben.

Auf d. Poncelet-Räder haben alle diese Regeln keinen Einfluß u. finden keine Anwendung. —

Was endlich noch d. Wahl d. Radtheilung e betrifft, so ist es mit Rücksicht auf η im Allgemeinen vortheilhaft eine große Zahl von Schaufeln zu nehmen, also e möglichst klein zu nehmen, besonders bei Rädern mit offenem Radkranz wächst d. Luftwiderstand mit d. Zahl d. Schaufeln. Ebenso erkennt man leicht, daß es für jede Schaufel eine gewisse vortheilhafteste Lage gegen d. einströmenden Wasserstrahl gibt. d. Verhältnisse für d. Schaufel werden bestimmt mit Rücksicht auf d. vortheilhafteste Lage gegen d. einfließenden Strahl; daher deshalb ist es vortheilhaft, daß jede Schaufel bald durch eine andere ersetzt werde, um diese beste Lage so oft als möglich zu erreichen. Würde man jedoch mit d. Vermehrung d. Schaufeln über eine gewisse Grenze hinausgehen, so würde zu wenig Platz für d. Wasserzufluß übrig bleiben, ferner darf e über eine gewisse Grenze nicht verkleinert werden wegen d. Verengung d. Luft; am besten ist e gleich a zu nehmen und man kann in dieser Hinsicht an gewisse praktische empirische Regeln halten, wonach zu setzen ist:

$$e = 0{,}2 + 0{,}7a$$ —

wobei nur noch zu bemerken ist, daß e durch d. Anzahl N theilbar sein muß. —

d. übrigen Radtheile fallen in d. Bereich d. praktischen Maschinenbaus.

Bevor man zu d. unterschl. Rädern übergegangen wird, soll für d. anderen Räder noch über η ermittelt werden:

Gewöhnlich ist d. Aufgabe so gestellt, daß d. disponible Gefälle H gegeben ist und daß für dies gegebene H ein Wasserrad construirt werden soll, welches eine gegebene Zahl von Pferdestärken N äußern muß. Um d. Bild d. Rades zu entwerfen, muß man noch d. Größe Q kennen. Q kann aber durch H u. N bestimmt werden, wenn man eine Annahme hinsichtlich η macht, denn es ist:

$$N = \frac{1000}{75}\,\eta\, Q H \quad \text{also} \quad Q = \frac{0{,}075}{\eta}\,\frac{N}{H}.$$

Für ein oberschl. Rad ist nun:

(Redtenbacher Resultate p. 172.)

$$\eta = 0{,}91 - \left[\frac{0{,}114 v^2 + 0{,}5\frac{\sqrt[3]{N}}{\sqrt{vH}} + 0{,}1 + 0{,}013\, v\sqrt{N}}{H}\right]$$

Durch diese Formel kann man bequem einen ersten Annahme η als Function von N, H u. v erhalten. Bei allen diesen Rechnungen sind solche Annahmen zu Grunde gelegt, wodurch η eher zu klein als zu groß wird; ist insbesondere $v = 1{,}5$ so ist:

$$\eta = 0{,}91 - \frac{0{,}257 + 0{,}41\frac{\sqrt[3]{N}}{\sqrt{H}} + 0{,}02\sqrt{N}}{H}$$

Redtenbacher setzt in seiner geschichtlichen Darstellung d. untere Grenze d. vortheilhaften Anwendbarkeit eines oberschl. Rades: $H = 2{,}5$ m, während d. obere Grenze 12 m ist; zwischen diesen Grenzen kann η bedeutend verschieden sein; so ist:

$$\text{für } v = 1{,}5\text{ m} \begin{cases} \text{für } H = 2{,}5\text{ m u. } N = 5 \ldots\ldots & \eta = 0{,}57 \\ \text{„ } H = 12\text{. } N = 40 \ldots\ldots & \eta = 0{,}83 \end{cases}$$

Für ein rückschl. Rad mit Kulisse ist nach Redtenbacher:

$$\eta = 0{,}94 - \frac{0{,}156\,v^2 + 0{,}034\,\frac{\sqrt{N}}{\sqrt{vH}} + 0{,}0084\,v\sqrt{N}}{H}$$

Nach Redtenb. angenommen werden d. Grenzen vortheilhafter Anwendbarkeit eines solchen Rades zwischen $H = 2{,}5$ u. $7{,}5$ m liegen und es ist:

$$\text{für } v = 1{,}5\text{ m} \begin{cases} \text{für } H = 2{,}5 \text{ u. } N = 5 \ldots\ldots & \eta = 0{,}56 \\ \text{„ } H = 7{,}5 \quad N = 40 \ldots\ldots & \eta = 0{,}85 \end{cases}$$

Es kann also auch hier d. Wirkungsgrad zwischen ziemlich weiten Grenzen schwanken. Wenn man bei einem gegebenen Gefälle zweifelhaft ist, ob man ein ober- od. ein rückschl. Rad bauen soll, so kann man bemerken, daß in solchen Fällen d. rückschl. Rad zwar kostspieliger in d. Ausführung, aber auch einen größeren Wirkungsgrad hat. Z. B. für $H = 7{,}5$ u. $N = 40$ ergibt sich für ein oberschl. Rad nur $\eta = 0{,}78$, wobei allerdings dies η größer werden wird, wenn man v kleiner macht.

Für ein mittelschl. Rad hat man:

$$\eta = 0{,}86 - 0{,}0052\,v^2$$

$$\eta = 0{,}86 - 0{,}0053\,v^2 - \frac{0{,}136\,v^2 + 0{,}092\,\frac{\sqrt[3]{N}}{\sqrt{vH}} + 0{,}0056\,v\sqrt{N}}{H}$$

Hierfür sind d. Redtenb. Grenzen $H = 2{,}5$ bis $4{,}5$ m und es ist für:

$$v = 1{,}6 \begin{cases} \text{für } H = 2{,}5 \text{ u.} \\ \quad H = 4{,}5 \text{ „} \end{cases} \Big\} N = 40 \;\text{——}\; \begin{matrix} \eta = 0{,}62 \\ \eta = 0{,}73. \end{matrix}$$

Auch hier gilt d. Bemerkung, daß wenn man bei d. oberen Grenzen im Zweifel ist, ob man ein rückschl. oder mittelschl. Rad bauen soll, dann zwar d. mittelschl. Rad sich oft kostspieliger ergeben wird, jedoch einen größeren Wirkungsgrad ergibt; man bekommt nämlich für ein rückschl. Rad mit $v = 1{,}6$ $H = 4{,}5$ und $N = 40$ — $\eta = 0{,}66$.

Ein rückschl. Rad mit Kulisse pflegt, wenn es einem mittelschl. Rade nahe kommt, mit Ueberfalleinlauf, wenn es einem rückschl. Rade nahe kommt mit einem Spannschützen-Einlauf zu versehen; im letzteren Falle mit Spannschütze ist:

$$\eta = 0{,}97 - \frac{(0{,}09 + 0{,}008\,H)\,v^2 + 0{,}002\,v\sqrt{N}}{H} \div \frac{0{,}034 + 0{,}05\,H}{v} \div (0{,}011 - 0{,}003\,H)\,v^2$$

und für einen Ueberfall-Einlauf:

$$\eta = 0{,}87 - 0{,}006\,v^2 - \frac{0{,}130\,v^2 + 0{,}052 + 0{,}004\sqrt{N}}{H}$$

Dieses sind d. wichtigsten Anhaltspunkte für eine Schätzung von η; dies ist aber nur für d. hier angeführten Räder anwendbar, für d. unterschl. Räder ist es nicht möglich in solcher Weise allgemeine Formeln zu entwickeln, weil hier d. Wirkungsgrad in sehr hohem Grade von v u. a. abhängt; beim Poncelet. Rade kommen noch andere Verhältnisse in Betracht, weshalb diese Räder einzeln behandelt werden sollen. —

Unterschlächtiges Stossrad.

[illegible]

$$\eta = \left(1 - \frac{Q_1}{Q}\right)\left(1 - \frac{H_1}{H}\right) - \frac{E_1}{E_0}$$

[illegible] $\frac{Q_1}{Q}$ [illegible] q [illegible]:

$$q = \frac{1}{a}\left[s + \frac{e^2}{2eR}\left(\frac{u}{u-v}\right)^2\right]$$

[illegible] H_1 [illegible] $\zeta \frac{u^2}{2g}$ [illegible] $\frac{w_1^2}{2g}$ [illegible] k [illegible] $\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g}$ [illegible] w [illegible] u [illegible] v [illegible]: $w = u - v$, [illegible] $u - v$ [illegible] $\frac{w_1^2}{2g} = \frac{(u-v)^2}{2g}$

[illegible] v [illegible] $\frac{v^2}{2g}$; [illegible] h_1, h_2 [illegible] h_3, [illegible]:

$$H_1 = \zeta\frac{u^2}{2g} + \frac{(u-v)^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} = (1+\zeta)\frac{u^2}{2g} - \frac{uv}{g} + \frac{v^2}{g}$$

[illegible] $(1+\zeta)\frac{u^2}{2g}$ [illegible] $= H$, [illegible]:

$$H_1 = H - \frac{(u-v)v}{g}$$

$$\text{od.}\quad \frac{H_1}{H} = 1 - \frac{(u-v)v}{gH} \quad \text{[illegible]} \quad \eta = (1-q)\frac{(u-v)v}{gH} - \delta$$

[illegible] $\delta = \frac{E_1}{E_0}$ [illegible] δ [illegible] η [illegible] max [illegible] v [illegible] η [illegible] q [illegible] δ [illegible] v, [illegible] max [illegible] $v = 0{,}5\,u$. [illegible] q [illegible] δ [illegible] v, [illegible] v [illegible] $0{,}5$ [illegible] v [illegible] q, [illegible] δ [illegible] v. [illegible] v [illegible] $0{,}5\,u$ [illegible]:

$$u = \sqrt{\frac{2gH}{1+\zeta}} \quad \text{[illegible]} \quad \frac{v}{u} = 0{,}4\sqrt{1+\zeta}$$

[illegible] ζ [illegible] $\zeta = 0{,}1$ [illegible] $\frac{v}{u} = 0{,}42$

Es kommt hier ja nicht so wesentlich darauf an, diese Verhältnisse in der Ausführung ganz genau einzuhalten. Wie jede Funktion in der Nähe ihres max. sich nur wenig ändert, so kann $\frac{v}{u}$ etwas merklich größer als 0,42 sein, ohne daß dadurch ein wesentlicher Einfluß auf η ausgeübt wird. — Setzt man diesen Wert in den Ausdruck für η ein, so folgt:

$$\frac{(u-v)v}{gH} = \left(\frac{1}{0{,}42} - 1\right)0{,}32 = 0{,}44$$

und

$$\eta = 0{,}44(1-\varphi) - \vartheta.$$

Was den verhältnismäßigen Wasserverlust betrifft, so wird derselbe im Allgemeinen mindestens $= 0{,}1$ geschätzt werden können. Bei der gewöhnlich ziemlich rohen Ausführung eines solchen Rades wird man mindestens auf einen Spielraum $s = 1{,}5$ Ctm rechnen müssen. Da nun die Dicke des zufließenden Wasserstrahls a durchschnittlich $= 15$ Ctm ist, so würde schon $\frac{s}{a} = 0{,}1$ sein; nun kommt noch der Umstand hinzu, daß nicht alles in die Schaufeln fließende Wasser zur Wirkung gelangt, jedoch läßt sich dies durch die zweckmäßige Ausführung vermeiden. Nimmt man also an, daß in φ der letzte Bestandteil ganz fortfallen könnte, so bleibt $\varphi = 0{,}1$ übrig.

Was ϑ betrifft, so kann die früher benutzte Formel für die Zapfenreibung hier nicht gut angewendet werden, indem eine derartig einfache Formel für die Zapfenreibung des Rades nicht zutreffend sein kann, weil eine Beziehung zwischen dem Rade und dem Gefälle stattfindet. Derjenige Bestandteil von ϑ, der vom Luftwiderstand herrührt, kann übrigens ungefähr angenommen werden zu $2\frac{1}{2}$ %; es ist nämlich für diesen Fall der frühere Ausdruck: $E_e = 0{,}92\, z a b v^3$

Andererseits ist aber der absolute Effekt $E_o = 1000\, Q H = 1000\, \varepsilon a b v H$

Mit einem hier zu verwendenden Füllungsgrad $\varepsilon = \frac{1}{2}$, bekommt man dann:

$$\frac{E_e}{E_o} = 0{,}000242\, \frac{v^2}{H}$$

$\frac{v^2}{H}$ ist nun bei Annahme des vorteilhaftesten Ganges $= 0{,}1529$, also

$$\frac{E_e}{E_o} = 0{,}000752$$

Setzt man durchschnittlich $z = \frac{100}{3} = 33$, so ist:

$$\frac{E_e}{E_o} = 0{,}025.$$

Rechnet man dies von ϑ ab, so bleibt:

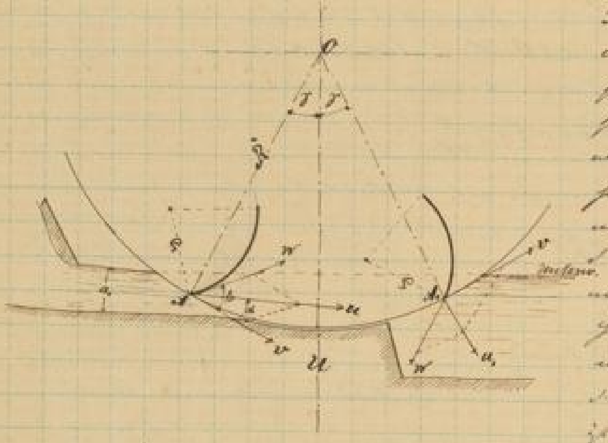
$$\eta = 0{,}37 - \vartheta$$

wo jetzt ϑ den Widerstand durch die Luft nicht mehr enthält. So würde also η höchstens $= 0{,}33$ sein können. Der Wirkungsgrad läßt sich vergrößern durch geneigte Stellung der Schaufeln; indessen ist diese Erhöhung des Wirkungsgrades doch immer nur ziemlich unbedeutend. —

Poncelet-Rad.

§ 5.

Bei [illegible] wirkt d. Wasser, indem es an d. entsprechend gekrümmten Schaufeln entlang fließt, [illegible] … d. Wasser [illegible] … einem Winkel von 3° entsprechend einem Gefälle von 1 : 20. Unmittelbar unter d. Rad [illegible] … d. Rad zufließenden Wassers sei $= Q$. [illegible] … in diesem Falle fließt d. Wasser d. Rad zu mit einer Geschw. $= u$, deren Richtung um 3° gegen d. Horizont geneigt ist; d. Winkel zwischen u und d. Tangente in A [illegible] Umfangsgeschw. v sei $= \alpha$. [illegible]



[illegible] … A u. A_1 mit O, so ist $AOU - UOA_1 = \gamma$, d. bei A [illegible] … Winkel β. [illegible] … Geschw. W, womit d. Wasser in A einfließt [illegible]

1) … wenn: $u \sin(\beta - \alpha) = v \sin\beta$

[illegible] … $W = 0$. [illegible]

$$= u\cos(\beta-\alpha) - v\cos\beta,$$

[illegible] … $= 0$ [illegible]

d. gegenseitigen Wirkungen u. d. Ableitung d. Wassers von d. Schaufelfl. ab, so wird d. Wasserteilchen d. Punkt A mit derselben rel. Geschw. verlassen, mit welcher es im Punkte A seine Bahn anfing. d. absolute Geschw. u_1, womit d. Wasserteilchen ausfließt findet man also als Resultante von W u. v. d. Unterschied d. lebendigen Kräfte, welche d. Geschw. u u. u_1 entspricht, ist durch d. Rad genommen worden, es ist also d. Nutzeffekt d. Rades:

$$E = 1000\,(Q - Q_1)\,\frac{u^2 - u_1^2}{2g} - E_1$$

wo E_1 d. Summe aller übrigen Verluste bedeutet. Wie aus d. Figur ersichtlich ist, wird:

$$u^2 = v^2 + w^2 + 2vW\cos\beta$$

$$u_1^2 = v^2 + W_2^2 - 2vW\cos\beta$$

also $$u^2 - u_1^2 = 4vW\cos\beta.$$

$W\cos\beta$ ist d. Comp. d. rel. Anfangsgeschw. d. Wasserteilchens genommen nach d. Richtung d. Tangente am d. Rad. weil aber W d. Resultante von u u. d. entgegengesetzten von v ist, so ist d. Componente von W nach d. Richtung von v = d. Comp. von u nach d. Richtung v, − d. von v nach seiner eigenen Richtung, also:

$$W\cos\beta = u\cos\alpha - v$$

somit $$u^2 - u_1^2 = 4v\,(u\cos\alpha - v)$$

Setzt man dies in E ein und setzt d. verhältnismäßigen Wasserverlust $\frac{Q_1}{Q} = q$, so ist:

$$E = 1000\,Q\,(1-q)\,\frac{2v\,(u\cos\alpha - v)}{g} - E_1$$

dividiert man dies durch d. absoluten Effekt $E_0 = 1000\,Q\,H$, so bekommt man d. Wirkungsgrad:

$$\eta = (1-q)\,\frac{2v\,(u\cos\alpha - v)}{g} - \frac{E_1}{E_0}$$

Nimmt man hier vorläufig q u. $\frac{E_1}{E_0}$ als unabhängig von v betrachtet und frägt dann, bei welcher Umfangsgeschw. v d. Wirkungsgrad am größten ist, so ergibt sich dies für

$$v = \frac{\cos\alpha}{2}\,u.$$

Weil aber nun hier wieder q u. $\frac{E_1}{E_0}$ von v einigermaßen abhängig sind, so möchte man vermuten, daß d. Verhältnis $\frac{u}{v}$ [illegible] kleiner sein müßte als $\frac{1}{2}$; dies wird hier nicht durch d. praktischen Versuche bestätigt, indem dieselben lehren, daß d. Wirkungsgrad ein max wird, wenn d. Quotient $\frac{v}{u}$ [illegible] größer als $\frac{1}{2}$ ist, nämlich es ergibt sich d. max. Wirkungsgrad mit:

$$\frac{v}{u} = 0{,}5 \text{ bis } 0{,}55.$$

Dies rührt her von d. Wirkungen, d. d. einzelnen Wasserteile bei ihrem Lauf im Rad auf einander ausüben, spielt auch durch d. Widerstand beim Abfließen d. Wassers aus d. Rad. Es scheint, daß wenn man v kleiner als $\frac{u}{2}$ machen würde, daß dann d. Wasser schon früher d. äußeren Umfang wieder erreicht, dadurch würde d. Wasser für ein Rad [illegible] einen Widerstand verursachen; anderseits läßt sich erkennen, daß bei A d. Austrittsgeschw. [illegible] nach außen gerichtet ist und es ist denkbar, daß durch eine Vergrößerung von v d. Ausfließen d. Wassers ein [illegible] werde und dadurch d. Effekt vermindert wird. Für d. [illegible] ergibt sich als am besten:

$$v = 0{,}5\sqrt{2gH}$$

Setzt man nun

$$u = \sqrt{\frac{2gH}{1+\zeta}}$$

so wird: $\frac{v}{u} = 0{,}5\sqrt{1+\zeta}$

und wenn man $\zeta = 1$

annimmt: $\frac{v}{u} = 0{,}55\sqrt{2} = 0{,}525$

also $\frac{u}{v} = 1{,}9.$

Legt man diese Verhältnisse zu Grunde,

so ergibt sich: $\eta = (1-\varphi)(1{,}9\cos\alpha - 1) - \frac{E_1}{E_0}$

Um nun aber nach dieser Formel η schließlich beurtheilen zu können, müssen d. Constructionsverhältnisse so gewählt werden, daß d. hier zu Grunde liegenden Voraussetzungen auch wirklich erfüllt sind, daß also d. Wasser ohne Stoß eintritt und in senkrechter Richtung nach A in A_1 austritt. Ferner sind noch andere Constructionsbeziehungen aufzustellen. Was d. Winkel γ betrifft, so kann derselbe nicht willkürlich gewählt werden, zunächst steht derselbe in Beziehung zu α; wie es genau festgestellt, kann $\gamma = \alpha$; setzt man also:

$$\gamma = \alpha + 3^\circ$$

Ferner steht aber γ u. λ in Zusammenhang mit d. Lage d. Rades, d. durch d. Wasserstrahl Zuleitung eingeschlossen werden soll und d. Dicke a_1 d. Wasserstrahls. Ist nun λ d. sogenannte Centriwinkel dieser gleichmäßigen Zuleitung d. Gerinnebodens, dann ist:

$$\gamma = \lambda + \frac{i}{2R}$$

Nun ist i so kurz, daß derselbe ohne in Betracht kommenden Fehler als gerade Linie angenommen werden kann, dann ist:

$$i = \frac{a_1}{\sin\alpha}$$

Also 2.)

$$\gamma = \lambda + \frac{a_1}{2R\sin\alpha}$$

Es kommt nun ferner hauptsächlich darauf an, namentlich d. Voraussetzung zu entsprechen, daß d. mittlere Wasserelement, welches in A einfließt, in A_1 in senkrechter Richtung wieder ausfließt. Diese hier so gesuchte Lage d. Wassertheilchens ist aber wesentlich bedingt durch d. Krümmung u. Stellung d. Schaufeln, so daß diese Letztere zunächst näher untersucht werden muß. Dieselbe ist bedingt durch d. Dimension a d. Radkranzes d. Rades und für dieselbe muß ein gewisser Minimalwerth entwickelt werden, so daß d. Wasser nicht über d. oberen Rand d. Schaufeln hinüberfließen kann.

Betrachten wir zu d. Zweck ein Wassertheilchen, welches in A d. Rad zufließt. Dasselbe wird in einem gewissen Moment zu rel. Ruhe gegen d. Rad gelangen; d. Entfernung dieses Punktes von O sei $= r$ und d. Winkel, d. diese Verbindungslinie dieses Punktes mit O mit OU bildet sei $= \delta$, dann ist:

$$R\cos\gamma - r\cos\delta$$

d. verticale Projection d. abgelaufenen Weges, d. d. Wassertheilchen durchläuft. D. Arbeit, welche somit d. Schwerkraft zu dieser Erhebung d. Wassertheilchens u. zwar zu Masseneinheit desselben in Anspruch nimmt, ist:

$$g(R\cos\gamma - r\cos\delta)$$

Außerdem ist bei dieser immerhin gewählten Lage d. Wassers d. Wirkung d. Centrifugalkraft zu überwinden. Ist x d. Entfernung d. Wassertheilchens vom Punkte O während dieser Lage, so ist in diesem Augenblick d. Centrifugalkraft f. Masseneinheit $= \frac{v^2}{R^2}x$;

d. Arbeit, welche d. Überwältigung d. Centrifugalkraft erfordert, während sich x von R bis r ändert, ist also $= \div \int_r^R \frac{v^2}{R^2}\, x\, dx$ und es ist d. Summe d. Arbeiten, [illegible] vom Augenblick d. Eintritts in A bis zum Austritt:

$$\frac{w^2}{2} = g(R\cos\gamma - r\cos\delta) - \int_r^R \frac{v^2}{R^2}\, x\, dx.$$

[illegible] lebendige Kraft $\frac{w^2}{2}$ d. Wasserelements [illegible]. Aus dieser Gl. folgt [illegible]

$$w^2 = 2gR\left(\cos\gamma - \frac{r}{R}\cos\delta\right) + v^2\frac{R^2-r^2}{R^2}$$

oder:

$$w^2 - v^2 = 2gR\left(\cos\gamma - \frac{r}{R}\cos\delta\right) - v^2\frac{r^2}{R^2}$$

oder da:

$$w^2 = u^2 + v^2 - 2uv\cos\alpha$$

mit d. [illegible] $u\ v\ w$ im Punkte A

folgt:

$$\frac{u(u-2v\cos\alpha)}{v^2} = \frac{2gR}{v^2}\left(\cos\gamma - \frac{r}{R}\cos\delta\right) - \frac{r^2}{R^2}$$

oder mit $v = 0{,}5\sqrt{2gH}$ also $\frac{2g}{v^2} = \frac{4}{H}$ u. $\frac{u}{v} = 1{,}9$ (Gl. 1), so folgt:

$$\left(\frac{r}{R}\right)^2 + 4\frac{R}{H}\cos\delta\,\frac{r}{R} = 4\frac{R}{H}\cos\gamma - 1{,}9(1{,}9 - 2\cos\alpha)$$

d. Winkel γ ist nur wenig von α verschieden, [illegible] Winkel δ, [illegible] $\cos\delta = 1$ [illegible] $\cos\gamma = \cos\alpha$ [illegible]:

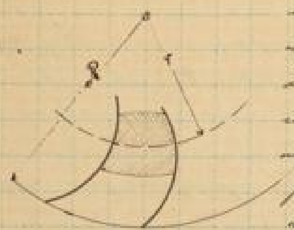
$$\left(\frac{r}{R}\right)^2 + 4\frac{R}{H}\frac{r}{R} = \left(4\frac{R}{H} + 3{,}8\right)\cos\alpha - 3{,}8.$$

also

$$\frac{r}{R} = \div 2\frac{R}{H} + \sqrt{4\frac{R^2}{H^2} + \left(4\frac{R}{H} + 3{,}8\right)\cos\alpha - 3{,}8} \quad \ldots 3)$$

[illegible]

[illegible] Kranzbreite $a > R - r$ [illegible] Punkte O [illegible] r [illegible] Kranzbreite a [illegible] $R - r$ [illegible] Radius r [illegible]



[illegible] Radius r [illegible] $= a$, $u\ \frac{e}{v}$ [illegible] Radius r [illegible] $\frac{1}{2}\, a$, $u\ \frac{e}{v}$; [illegible] $=$ d.

in d. Figur doppelt schraffierten Theil; d. mittlere Breite ist hier aber $= \frac{r}{R}\, b$, also d. Wasserkante bis zu welcher d. Wasserschichten über r hinaus gelangen können ist

$$\frac{a}{2} \cdot \frac{u}{v} \cdot \frac{R}{r} = 0{,}95\, a\, \frac{R}{r}$$

Thatsächlich werden d. Wassertheilchen noch weiter gelangen können, da d. Entfernung 2 Schaufeln voneinander r gemessen kleiner als $\frac{r}{R}\, b$ ist; mit Rücksicht darauf sei d. Höhe $= a\,\frac{R}{r}$ gesetzt, so daß d. Kranzbreite $= R - r + a\,\frac{R}{r}$ sein muß. Dürfte nun aber ein kleiner Werth, d. geringste Unregelmäßigkeit im Gange d. Rades würde zur Folge haben können, daß etwas Wasser überfließt; man wird also für d. Kranzbreite a d. Bedingung haben:

$$a > R - r + a\,\frac{R}{r}$$

oder

4) $$a > R\left(1 - \frac{r}{R}\right) + a\,\frac{R}{r}$$

Es ist nun ferner nicht gleichgültig, wie d. Schaufeln gekrümmt sind und wie dieselben gegen d. Rad gestellt sind. Was d. Gestalt d. Schaufeln betrifft, so sei vorausgesetzt, sie seien nach einem Kreisbogen gekrümmt, dessen Krümmungsradius $= \rho$ ist; d. Winkel d. Schaufeln mit d. Peripherie ist $= \beta$. Zunächst wird man diese beiden Größen ρ u. β so wählen müssen, daß d. Wasser bei seiner rel. Bew. längs einer Schaufel beständig durch eine resultierende überwiegende Kraft gegen d. andere Schaufel gedrängt wird.

Wenn es sich überhaupt handelt um d. rel. Bew. eines materiellen Punktes längs einer festen Leitfläche, welch letztere als Ganzes in Ruhe vorausgesetzt werden soll, so findet man nach d. Prinzip d. [illegible] d. Normaldruck gegen diese Fl. auf folgende Weise: Es sei für einen solchen Fall K d. resultierende bewegende Kraft, d. auf diesen Punkt wirkt, N sei d. gesuchte Normaldruck, d. d. Punkt auf d. feste Leitfläche ausübt, dann ist, wenn man von d. Richtung d. Punktes von d. Fl. absieht, d. Bew. d. materiellen Punktes gerade so, als ob d. Punkt frei bewegt wäre und als ob auf ihn d. Kraft K − N wirkt. Bei einer solchen freien Bew. eines Punktes kann man d. resultierende bewegende Kraft, also hier d. Resultante von K u. −N zerlegen in d. Centripetalkraft u. d. Tangentialkraft, erstere sei mit P, letztere mit T bezeichnet. Dann ist also d. Resultante von K u. −N = d. Resultante von P u. T; es ist daher also d. Folge, es müssen d. Kräfte K u. −N und d. entgegengesetzt genommenen Kräfte P u. T mit einander im Gleichgewicht sein. d. entgegengesetzte d. Centripetalkraft ist d. Centrifugalkraft, welche mit C bezeichnet sei; d. entgegengesetzte Tangentialkraft sei $= -T$; demnach ist also:

$$\text{Resultante von } (K, -N, C, -T) = 0$$

woraus folgt, daß jede dieser Kräfte entgegengesetzt genommen gleich d. Resultanten d. übrigen ist, also:

$$N = \text{Result.}\,(K, -T, C)$$

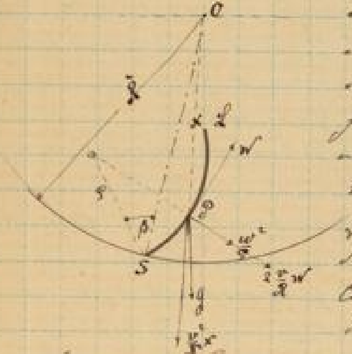
Zerlegt man nun K in seine Komponenten K_n normal zur Fl. und K_t tangential zur Fl. und ebenso C in C_n u. C_t, so muß auch N gleich sein d. normal zur Fl. gerichteten Kräfte für sich allein, also:

$$N = C_n \pm K_n$$

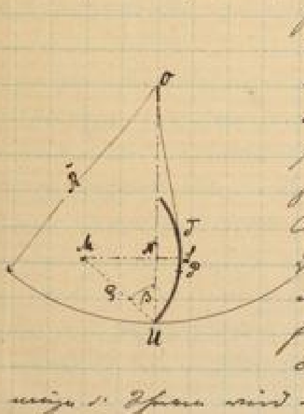
wenn N gerichtet nach d. Richtung d. [illegible] d. h. Es ist also d. Normaldruck d. Punktes gegen d. Fl. = d. algebraischen Summe aus d. zur Fl. normal gerichteten Komponente d. relativen Centrifugalkraft und d. normalen Komponente d. rel. bewegenden Kraft. Ist d. Fl. in Bew., so muß unter K d. relativ bewegende Kraft verstanden werden, also unter K d. beiden Ergänzungskräfte d. rel. Bew. hinzugefügt.

Ist bei einer LS eine Schaufelcurve in d. Lage, wo ein Wasserteilchen auf ein Auftreffen ist, so befindet sich d. Teilchen gerade in P und zwar sei d. rel. Geschw. in diesem Augenblick = W. d. Centrifugalkraft ist nach d. Verbindungslinie d. Mittelpunktes d. Schaufelcurve und zum d. Punktes P gerichtet, d. Größe derselben ist $\frac{W^2}{\varrho}$ und ist normal zur Schaufelfl. gerichtet, so daß dieselbe nicht noch zerlegt zu werden braucht in Componenten. Ferner wirkt auf d. Masseneinheit d. Punktes P d. Schwerkraft g, welche eine normal zur Schaufelfl. gerichtete Componente hat. Nun kommen noch d. Ergänzungskräfte d. rel. Bew. hinzu; von denselben ist d. erste zu Masseneinheit = und entgegengesetzt d. Beschl., welche d. Punkt vermöge d. Drehung d. Rades besitzt; es ist dies also d. absolute Centrifugalkraft und hat d. Richtung OP und wenn OP = x d. Größe $\frac{v^2}{R^2}x$. d. 2te Ergänzungskraft d. rel. Bew. ist bekanntlich ebenfalls pro Masseneinheit = $2\omega W'$ wo ω d. Winkelgeschw. d. Systems um seine Momentanaxe und W' d. Projection d. rel. Geschw. auf eine zu dieser Axe senkrechte Ebene; hier ist $\omega = \frac{v}{R}$, d. rel. Geschw. d. materiellen Punktes hat hier, wenn derselbe sich aufwärts bewegt, d. Richtung tangential an LS. diese liegt aber hier ganz in einer Ebene senkrecht zur Momentanaxe d. Systems, also W' = W selbst. Was d. Richtung dieser Kraft betrifft, so wird sie bekanntlich dadurch gefunden, daß d. Projection W' d. rel. Geschwind. d. zur Momentanaxe senkrechten Ebene um 90° gedreht wird und zwar entgegengesetzt d. Drehungssinne d. Systems; damit kommt man hier also in d. Richtung d. Centrifugalkraft. Somit ist ersichtlich, daß während ein Wasserteilchen sich aufwärts bewegt durchaus keine Möglichkeit vorhanden ist, daß d. Wasser nicht gegen d. vordere Schaufel gedrückt wird. Anders verhält es sich beim Rückwärtsfließen d. Wassers. d. 3 ersten Kräfte werden zwar auch jetzt noch zusammenwirkend d. Wasserteilchen gegen d. hohle Seite d. Schaufelfl. hinhalten, dagegen hat d. 2te Ergänzungskraft d. rel. Bew. ihre Richtung umg. hier, weil es d. Fall hier ist d. 2te Ergänzungskraft dominirt d. anderen Kräfte, so dürfte d. Wasserelement in seinem Gang von d. Schaufel entfernt werden. Um nun aber das sicher zu zeigen, daß auch für d. rückläufige Bew. d. Wassers immer noch dasselbe gegen d. hohle Seite d. Schaufel gedrängt werde, wird es genügen, wenn man diese Bedingung für d. Anfang u. d. Ende d. rückläufigen Bew. herstellt.

d. Augenblick in welchem d. mittleren Wasserteilchen zur rel. Ruhe gegen d. Rad gelangt ist, wird ungefähr derjenige sein, in welchem sich d. Schaufel, an welcher sich dies mittlere Wasserelement hinbewegt, durch d. tiefsten Punkt d. Rades hindurchgeht, für diesen Punkt soll also obige Forderung gezeigt werden.



Es sei OU d. vertikale Radius d. Rades, M d. Mittelpunkt d. Schaufelkrümm. durch M sei eine Horizontale gezogen, welche d. Schaufelfl. in L und OU in N schneidet. ~~ferner sei von O eine Tangente an d. Schaufelcurve gezogen~~ welche d. berühr. Für d. Augenblick, in welchem d. Element seine rückläufige Bew. beginnt, sind von d. 4 Kräften, d. im Allgemeinen d. Element afficiren 2 = 0 geworden, nämlich d. rel. Centrifugalkraft ist = 0 weil nun W = 0, und demselben Grund ist auch d. 2te Ergänzungskraft = 0; es wirken also nur noch d. Schwerkraft und d. absolute Centrifugalkraft auf d. Teilchen. Letztere wird d. Element dann gegen hohle Schaufelfl. hindrängen, wenn nur d. Punkt P, in welchem d. Element zur Ruhe gelangt ist, tiefer als M liegt; vermöge d. Schwere wird d. Element dann gegen d. Schaufel hingedrückt, sofern P nur tiefer als L liegt; in Wirklichkeit wird also, um in diesem Augenblick noch eine überschüssige



Kraft übrig zu behalten, es genügen, wenn d. Ort P irgendwo zwischen L u. d. Lage, wo aber schon zu groß sind es noch besser sein, d. Forderung zu stellen, daß dieser Punkt P noch diesseits L liege, d. h. es soll also $OL < r$ sein.

Aus d. Figur ergibt sich nun:

$$\overline{OL}^2 = \overline{ON}^2 + \overline{NL}^2$$

Da aber: $ON = R - \rho\cos\beta$ und $NL = \rho(1-\sin\beta)$

also soll: $(R-\rho\cos\beta)^2 + \rho^2(1-\sin\beta)^2 < r^2$ sein

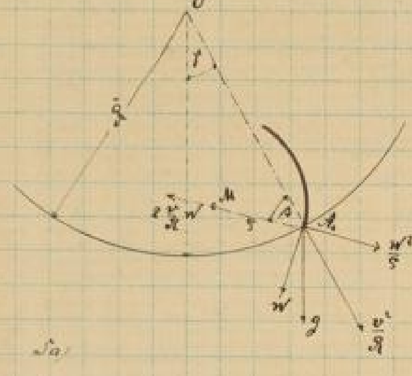
oder:

5) $$\left(\frac{\rho}{R}\right)^2(1-\sin\beta) - \frac{\rho}{R}\cos\beta + \frac{1}{2}\left(1-\frac{r^2}{R^2}\right) < 0$$

Diese Gl. kann nun als Bedingungsgl. gelten für ρ u. β, zwischen d. einen od. d. andern gegeben ist. —

Es soll derselben Forderung aber auch genügt werden an jedem d. nachfolgenden Lot. d. materiellen Punktes, um dann mit Wahrscheinlichkeit annehmen zu können, daß Lot während d. ganzen Dauer d. Lot. stattfindet.

Es befindet sich also nun d. Wasserelement an jedem d. nachfolgenden Lot., im Punkte A, ist d. rel. Geschw. $= W$ u. zu Anfang d. Lot. sind d. 4 auf d. Wasserelement einwirkenden Kräften und Reibung $= 0$ gesetzt. D. rel. Centrifugalkraft wirkt mit d. Größe $\frac{W^2}{\rho}$, d. Schwerkraft mit g, d. erste Ergänzungskraft d. rel. Bew. mit $\frac{v^2}{R}$ und d. 2te mit $2\frac{v}{R}W$



Soll nun auch in diesem Augenblick noch d. Element mit einem gewissen Druck gegen d. hohle Schaufelfl. gedrückt werden, so muß gelten:

$$2\frac{v}{R}W < \frac{W^2}{\rho} + \frac{v^2}{R}\cos\beta + g\cos(\beta+\gamma) \text{ sein.}$$

Nun ist aber nach früherem:

$$W^2 = u^2 + v^2 - 2uv\cos\alpha = (4{,}6 - 3{,}8\cos\alpha)v^2 = \mu v^2$$

dies eingesetzt liefert:

$$2\frac{\sqrt{\mu}}{R}v^2 < \frac{\mu v^2}{\rho} + \frac{v^2}{R}\cos\beta + g\cos(\beta+\gamma)$$

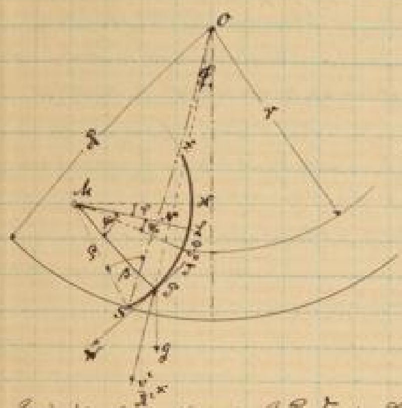
Wegen d. Gl. $v = 0{,}5\sqrt{2gH}$ ist $\frac{2g}{v^2} = \frac{4}{H}$ also:

5a) $$\mu\frac{R}{\rho} > 2\sqrt{\mu} - \cos\beta - 2\frac{R}{H}\cos(\beta+\gamma).$$

wo $\mu = 4{,}6 - 3{,}8\cos\alpha$ ist. Wird nun d. Bedingung d. Gl. 5a genügt, so wird man annehmen dürfen, daß auch während d. ganzen Verlaufs d. Lot. d. Wassers dasselbe immer gegen d. vordern hohle Schaufelfl. gedrückt wird. —

Nun ist noch d. Hauptbedingung namentlich einzuführen, nämlich daß d. mittlere Wasserelement gerade seine Lot. vollendet hat, wenn d. Schaufel in A ist. Zu dem Ende muß d. Gesetz d. Lot. d. Wassers längs d. Schaufel näher betrachtet werden.

Es sei demnach in vorstehender Figur d. Wasserelement während d. Lot. irgendwo begriffen. MNL sei zu OS senkrecht gezogen, d. Winkel von OS mit d. Vertikalen sei $= \varphi$, dann ist, wenn MH horizontal ist, auch $HML = \varphi$. D. Winkel φ ändert sich während d. Lot. d. Wasserelements offenbar von $+\gamma$ bis $+\gamma$. D. Wasserelement befinde sich in P; es sei $\angle LMP = \psi$. P_0 sei derjenige Ort, wo d. Wasserelement zur rel. Ruhe gelangt, derselbe ergibt sich, wenn man mit r um O einen Kreisbogen beschreibt, es sei $\angle LMP_0 = \psi_0$. Es kommt nun darauf an, d. Tangentialbeschl. d. Wasserelements für diesen beliebigen tangential auszudrücken. Zu d. Zwecke sei in P d. Tangente an d. Schaufelcurve gezogen, dann ist d. Tangentialbeschl. d. Componente aller Kräfte d. auf d. Element wirken, genommen nach d. Richtung dieser Tangente. Hierzu beschränken sich nur d. Schwerkraft g p. Masseneinheit u. d. absolute Centrifugalkraft mit d. Grösse $\frac{v^2}{R^2}x$, wenn $x = OP$ ist. d. ... d. Tangentialbeschl. ist $= \rho$ mal d. Winkelbeschl. bei d. Rotation um N, also $= \rho\frac{d^2\psi}{dt^2}$, wobei d. Tangentialbeschl. gezählt nach d. Richtung d. Pfeils sei. g bildet mit dieser Tangente d. Winkel $\varphi+\psi$ und $\frac{v^2}{R^2}x$ d. Winkel OPT, so ist.



$$\rho\frac{d^2\psi}{dt^2} = g\cos(\varphi+\psi) + \frac{v^2}{R^2}x\cos OPT$$

Nun ist aber $x\cos OPT$ d. Projection von OP auf PT, diese Projection ist auch = d. Projection von MNO auf PT, diese aber ist $= MN\sin\psi + NO\cos\psi$ also:

$$x\cos OPT = ON\cos\psi + MN\sin\psi$$

und da: $ON = R-\rho\cos\beta$ und $MN = \rho\sin\beta$

folgt:

$$\rho\frac{d^2\psi}{dt^2} = g\cos(\varphi+\psi) + \frac{v^2}{R^2}\left[(R-\rho\cos\beta)\cos\psi + \rho\sin\beta\sin\psi\right]$$

In dieser Gl. kommen 3 Variabeln vor, nämlich φ ψ und t. Während d. Wasser seine Hin- u. Herbewegung macht, ändert sich φ von $+\gamma$ bis $-\gamma$, ψ von $90-\beta$ bis ψ_0 und dann wieder bis zu $90°-\beta$. Nun läßt sich t aus d. Gl. fortschaffen, es kann nämlich d. Weg, d. d. Endpunkt S d. Schaufelcurve in einem Zeitelement durchläuft, doppelt ausgedrückt werden, einmal ist derselbe $= -R\,d\varphi$ und zwar $-$ weil d. Winkel φ in d. Abnehmen begriffen ist, und andererseits ist derselbe Weg auch $= v\,dt$, also:

$$v\,dt = -R\,d\varphi$$

$$\frac{dt^2}{d\varphi^2} = \frac{R^2}{v^2}$$

Multiplicirt man hiermit obige Gl., so bekommt man:

$$\rho\frac{d^2\psi}{dt^2}\frac{dt^2}{d\varphi^2} = \rho\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = g\frac{R^2}{v^2}\cos(\varphi+\psi) + (R-\rho\cos\beta)\cos\psi + \rho\sin\beta\sin\psi$$

Dies ist nun eine Differentialgl. 2ter Ordnung zwischen φ u. ψ und es sollte nun eigentlich versucht werden, diese Gl. zu integriren, also eine Beziehung zwischen φ u. ψ in endlicher Form herzustellen. Bei dieser Integration würden 2 Constanten hinzuzufügen sein. Die erste kann bestimmt werden mit Rücksicht darauf, daß $\frac{d\psi}{d\varphi} = 0$ ist wenn $\psi = \psi_0$ ist und d. 2te dadurch, daß $\psi = \frac{\pi}{2}-\beta$ ist für $\varphi = \gamma$; ferner müßte auch $\psi = \frac{\pi}{2}-\beta$ sein wenn $\varphi = -\gamma$ ist. Nun überzeugt man sich leicht, daß dieser ganze Weg d. Rechnung auf kaum überwindliche mathematische Schwierigkeiten führt. Man sieht sich deshalb genöthigt ein Näherungsverfahren einzuschlagen, welches für d. vorliegenden Fall einen kaum wesentlichen Fehler herbeiführt.

Betrachtet man d. ursprüngliche Gl. für $\frac{d^2\psi}{dt^2}$, so kommt darin φ nur an einer Stelle vor; in diesem Glied ändert sich φ von $+\gamma$ bis $-\gamma$, wobei $\varphi = 0$ ein Mittelwerth ist. Setzt man statt d. veränderlichen Werthes von φ diesen Mittelwerth $\varphi = 0$ ein, so findet man d. Zeit, d. d. Wassertheilchen braucht, um hinauf zu fließen und d. Zeit um hinabzufließen in fehlerhafter Weise, erstere zu klein, letztere zu groß; indessen läßt sich im Allgemeinen begreifen, daß wenn d. eine Zeit um ebenso zu klein als d. andere zu groß gefunden, daß d. Summe beider Zeiten nicht wesentlich fehlerhaft sein wird. Es kommt nun aber darauf an, es zu erweisen, daß d. Summe dieser Zeiten so groß ist, wie d. Zeit, d. d. Rad braucht, um von A bis A_1 zu kommen. Wenn man also $e = 0$ setzt und dann d. Gl. durch ρ dividirt, so läßt sie sich schreiben:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{v^2}{R^2}\left[\frac{gR^2}{\rho v^2} + \frac{R}{\rho} - \cos\beta\right]\cos\psi + \frac{v^2}{R^2}\sin\beta\sin\psi.$$

Diese Gl. als Differential-Gl. zwischen ψ u. t betrachtet hat d. allgemeine Form:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = A\cos\psi + B\sin\psi$$

und mit $2\,d\psi$ multiplicirt liefert:

$$\cancel{2\frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{A}{2}\cos}$$

$$2\frac{d^2\psi}{dt^2}\frac{d\psi}{dt}dt = d\left[\left(\frac{d\psi}{dt}\right)^2\right] = A\,d(\sin\psi) - B\,d(\cos\psi)$$

Diese Gl. läßt sich nun integriren. Zur Bestimmung d. Constanten hat man nur zu berücksichtigen, daß für $\psi = \psi_0$ $\frac{d\psi}{dt} = 0$ ist, also:

$$\left(\frac{d\psi}{dt}\right)^2 = A(\sin\psi - \sin\psi_0) + B(\cos\psi_0 - \cos\psi)$$

und somit

$$t = \int_{\psi_0}^{\delta-\beta}\frac{d\psi}{\sqrt{A(\sin\psi - \sin\psi_0) + B(\cos\psi_0 - \cos\psi)}}$$

Dieses t wird für d. halbe Zeit d. Ein- u. Austrittes sein. Während dieses Ein- u. Austrittes soll nun ein Punkt d. äußeren Radumfangs sich durch $AA_1 = R\,2\gamma$ hindurchbewegen mit d. Geschw. v, mit Rücksicht hierauf soll also d. Zeit $= \frac{R}{v}2\gamma$ sein, also d. halbe Zeit $= \frac{R}{v}\gamma$, und dieses soll nun $= t$ sein. Setzt man dies ein, so bekommt man:

5) $$\gamma = \int_{\psi_0}^{\delta-\beta}\frac{d\psi}{\sqrt{m(\sin\psi - \sin\psi_0) + 2\sin\beta(\cos\psi_0 - \cos\psi)}}$$

wenn $m = \frac{R^2}{v^2}A$ ist, also: $m = 2\frac{R}{\rho}\left(g\frac{R}{v^2} + 1\right) - 2\cos\beta.$

Gemäß d. Bedingung im Zwischenhöhen

Gewöhnlich ist nun: $v = 0{,}5\sqrt{2gH}$ also $\frac{g}{v^2} = \frac{2}{H}$ und somit:

$$m = 2\frac{R}{\rho}\left(\frac{2R}{H} + 1\right) - 2\cos\beta.$$

Hiermit sind nun d. Constructionsbedingungen dieses Rades aufgestellt, u. ist nun allerdings nicht möglich mit dieser Gl. zwischen den verschiedenen unbekannten Dimensionen dieses Rades zu ermitteln durch bekannte Functionen, dieses muß man durch Probiren thun. Es mag dies beispielsweise für mittlere Verhältnisse eines Poncelet-Rades durchgeführt werden:

D. Gefälle, für welches ein Poncelet-Rad mit Vortheil angewendet wird, liegt zwischen d. Grenzen $\frac{3}{4}$ u. $1\frac{1}{2}$ mtr., so daß durchschnittlich genommen werden kann:

$$R = 2H$$

ferner sei für a_1 festgesetzt: $a_1 = \frac{1}{6}H$

und erfahrungsmäßig angenommen: $\gamma = 15^\circ$

Welche Annahmen angemessen sind wird sich aus Fig. 2 ergeben.
d. Gesamtbreite wird in d. Regel so gewählt, daß 2 Schaufelräume bedeckt sind u. es zeigt sich daß bei den gemachten Annahmen entsprechend d. Fall ist. Setzt man in Fig. 2 $\alpha = 15°$ so findet man:

$$\delta = 9°$$

wobei δ d. Mittelpunktswinkel eines Schaufelraumes ist.
Was β betrifft d. i. d. Winkel, unter d. d. Radperipherie von d. Schaufelkurven geschnitten werden soll, so folgt aus d. Beziehung I):

$$\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} = \frac{v}{u}$$

oder

$$\cos\alpha + \operatorname{ctg}\beta \sin\alpha = \frac{v}{u}$$

$$\operatorname{ctg}\beta = \frac{\cos\alpha - \frac{v}{u}}{\sin\alpha}$$

$\frac{v}{u}$ war gemäß d. Beziehung für d. vorteilhaftesten Gang $= 0{,}525$; also für $\alpha = 15°$ folgt:

$$\beta = 30°$$

Genau genommen ist $\beta = 30° 25'$; weil man aber $\frac{v}{u}$ nicht ganz bestimmt einhalten wird können, so können diese 25' immer ohne Nachteil vernachlässigt werden, so daß also in runden Zahlen ist:

$$\beta = 30°.$$

Nun handelt es sich um noch d. wenigstens nötigen Wert d. Kranzbreite a.
Benutzt man nun Fig. 3 $\frac{R}{r}$, indem man $\frac{R}{H} = 2$ und $\alpha = 15°$ setzt, so findet man:

$$\frac{r}{R} = 0{,}876$$

und dann aus Fig. 4:

$$a > 0{,}22\, R.$$

Da es aber unbedingt erforderlich ist d. Kranzbreite beträchtlich höher zu machen, damit d. Wasser niemals über d. inneren Rand hinausfließen kann, so sei:

$$a = 0{,}3\, R.$$

Setzt man nun in Fig. 5 $\beta = 30°$ ein, so folgt:

$$\frac{\rho}{R} > 0{,}147$$

Was d. Beziehung IIa betrifft, so überzeugt man sich daß auf Grund d. gemachten Annahmen u. d. weiteren Rechnung dieser Beziehung unter allen Umständen genügt wird, sobald nur

$$\frac{\rho}{R} > 0{,}147 \text{ ist.}$$

Um wieviel aber $\frac{\rho}{R}$ größer genommen werden muß, bleibt zu entscheiden durch Fig. 6, wenigstens daß dieses möglich ist, sonst müßte man d. ganze Rechnung umgekehrt machen. Um sicher zu gehen sei:

$$\frac{\rho}{R} = 0{,}22.$$

Wenn man mit diesen Werten ρ

u. mit $\beta = 30^\circ$ d. Schraubenlinie anlegt, und sie mit einem Kreis vom Radius r schneidet, wo dann $\angle$ ... misst, so bekommt man:

$$\psi_0 = 16^\circ$$

Es wäre also nun d. Integral zu berechnen, um zu untersuchen, ob dieses $\gamma = 18^\circ$ liefert, da $\gamma = \alpha + 3^\circ$ ist.

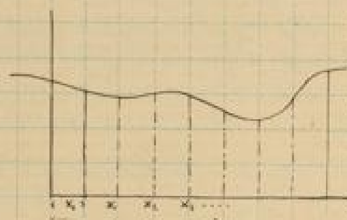
Was dieses Integral betrifft, so kann dies nur näherungsweise berechnet werden. Zunächst ist:

$$m = 43{,}72$$

Es ist zu integrieren: $$\int_{\psi_0}^{\frac{\pi}{2}-\beta} \frac{d\psi}{f(\psi)}$$

wo $$f(\psi) = \sqrt{43{,}72 \sin\psi - \cos\psi - 11{,}09}$$ ist.

Um dieses Integral auszuwerten, kann man sich folgender Methode bedienen: Es ist $\int_{x_0}^{x_n} f(x)\,dx$, wo $f(x)$ irgend eine ungleichartige Function vorstellt — folgendermaßen zu berechnen:



Denkt man sich d. Curve $y = f(x)$ aufgetragen, ferner d. beiden Endpunkte markiert, welche d. Abscissen x_0 u. x_n entsprechen, so ist dies Integral nichts anderes als d. Inhalt d. Fl. Theilt man d. Länge dieser St. in n gleiche Theile, so entsprechen diesen Punkten d. Abscissen x_1, x_2, x_3 .... x_{n-1}. Denkt man sich durch diese $n+1$ Punkte eine algebraische Curve hindurchgelegt, also von d. Fl.:

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + \ldots\ldots$$

so kann dies immer geschehen. Diese algebraische Curve wird sich d. wirklich gegebenen um so genauer anschmiegen, je größer n ist. Führt man dieses durch, so findet man:

$$\int_{x_0}^{x_n} f(x)\,dx = (x_n - x_0)\left[k_0 f(x_0) + k_1 f(x_1) + k_2 f(x_2) + \ldots\ldots k_n f(x_n)\right]$$

wo $f(x_0)$ d. Werth bedeutet, d. $f(x)$ annimmt für $x = x_0$, während k_0 k_1 ... k_n gewisse constante Coeff. sind, deren Werthe von n abhängen und zwar findet man z. B.

$$k_0 + k_1 + k_2 + \ldots\ldots k_n = 1$$

und $$k_0 = k_n, \quad k_1 = k_{n-1}; \quad k_2 = k_{n-2} \text{ etc. ist.}$$

Im vorliegenden Fall sei $n = 4$ angenommen, dann ist:

$$k_0 = k_4 = \frac{7}{90}, \quad k_1 = k_3 = \frac{32}{90} \text{ u. } k_2 = \frac{12}{90}.$$

D. meist bekannte Simpson'sche Regel ist nur ein specieller Fall dieses Verfahrens, nämlich für $n = 2$. Hierbei ist jedoch vorausgesetzt, daß $f(x)$ zwischen d. Grenzen d. Integration nicht $= \infty$ wird; dies ist aber d. Fall für $\psi = \psi_0$; es muß also d. Integral getheilt werden. Von ψ_0 bis zu einem etwas größeren Werth ψ muß d. Integration auf eine etwas andere Art ausgeführt werden. Sind d. Grenzen ψ_0 und ψ, wo ψ_0 u. ψ nur wenig von einander verschieden sind, kann $\int_{\psi_0}^{\psi} \frac{d\psi}{f(\psi)}$ auf folgende Weise berechnet werden:

Wenn ψ nur wenig größer als ψ_0 ist, also $\psi = \psi_0 + \Delta\psi$, so ist:

$$\cos\psi = \cos\psi_0 \cos\Delta\psi - \sin\psi_0 \sin\Delta\psi$$
$$= \cos\psi_0 - \sin\psi_0\,\Delta\psi$$
$$\sin\psi = \sin\psi_0 + \cos\psi_0\,\Delta\psi$$

Also: $\sin\psi - \sin\psi_0 = \cos\psi_0\,\Delta\psi$

$\cos\psi_0 - \cos\psi_0 = \sin\psi_0\,\Delta\psi$

und folgt:
$$f(\psi) = \sqrt{m \cos\psi_0\,\Delta\psi + \sin\psi_0\,\Delta\psi}$$
dieser Ausdruck kann gesetzt werden, so daß d. Integral wird:
$$\int_{\psi_0}^{\psi} \frac{d\psi}{f(\psi)} = \frac{2}{\sqrt{m\cos\psi_0 - \sin\psi_0}} \int \frac{\tfrac{1}{2}\,d(\Delta\psi)}{\sqrt{\Delta\psi}} = 2\sqrt{\frac{\Delta\psi}{42{,}30}}$$

Im vorliegenden Fall hat man zu integrieren zwischen 16° u. 60°. Dieses Intervall soll nun zerlegt werden in eins von 16° – 24° und in 24° – 60°.

Es ist dann:
$$\int_{16}^{24} \frac{d\psi}{f(\psi)} = 0{,}1149 = 6{,}59^\circ$$

und
$$\int_{24}^{60} \frac{d\psi}{f(\psi)} = \frac{36}{90}\left(\frac{7}{f(24)} + \frac{32}{f(33)} + \frac{12}{f(42)} + \frac{32}{f(51)} + \frac{7}{f(60)}\right) = 9{,}29^\circ$$

Also
$$\int_{16}^{60} \frac{d\psi}{f(\psi)} = 6{,}59^\circ + 9{,}29^\circ = 15{,}88^\circ.$$

Wenn bekanntlich also ungefähr 16° anstatt 18° herauskommen sollten, man erkennt nun aber leicht, in welchem Sinne d. Annahme $\rho = 0{,}22\,R$ verändert werden muß, um d. Integral zu vergrößern; d. Integral muß etwas vergrößert werden und das wird ungefähr dadurch erreicht, daß man ein verkleinert d. $\frac{\rho}{R}$ größer nimmt und es läßt sich schon jetzt merken, daß man demselben [illegible] entsprechen muß, wenn man
$$\rho = \tfrac{1}{4}\,R$$
nimmt, so wird dann d. Wert d. Integrals ungefähr 18° werden, dabei ist zu beachten, daß sich nun auch ψ_0 ändert, derselbe muß wieder aus d. Zeichnung entnommen werden. –

Es ist hierbei jedoch nicht gesagt, daß diese Verhältnisse immer zu Grunde gelegt werden müssen, sondern man hätte auch von anderen Werten, wie $R = 2H$ ausgehen können.

Es kann nun d. Wirkungsgrad η berechnet werden nach d. Formel:
$$\eta = (1-\varphi)(1{,}9\cos\alpha - 1) - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0}$$

Was d. [illegible] Wasserverlust betrifft, so ist hier festgesetzt:
$$\varphi = \frac{s}{a_1}$$
unter s d. Spielraum und unter a_1 d. Breite d. Wasserstrahls verstanden. In Wirklichkeit wird durch d. Zuschärfung d. Zwischenwände dieser Wasserverlust vermindert, weil es aber schwer ist zu sagen, in welchem Grade, so soll einfach $\varphi = \frac{s}{a_1}$ gesetzt werden, da $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0}$ doch nicht genau berechnet werden kann. s ist nun durchschnittlich:
$$s = 1{,}5 \text{ mm}$$
ungefähr

$a_1 = \frac{1}{6} H$ m, setzt man:

$$q = \frac{6 \cdot 0{,}015}{H} = \frac{0{,}09}{H}$$

also für $\alpha = 15^\circ$ $$\eta = 0{,}835\left(1 - \frac{0{,}09}{H}\right) - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0}$$

wo $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0}$ in sich begreift d. Verluste durch Luftwiderstand, Zapfenreibung u. solche Widerstände, die nicht rationell zu berechnen sind, [illegible] [illegible] auf d. Widerstand, d. verursacht wird durch d. [illegible] [illegible] d. Rades in d. Unterwasser.

Es ergibt sich:

$$H = \begin{Bmatrix} 0{,}75 \\ 1{,}5 \end{Bmatrix} \quad \eta = \begin{cases} 0{,}735 - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0} \\ 0{,}785 - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0} \end{cases}$$

Damit [illegible] verhältnißmäßige [illegible] [illegible] nicht etwa zu groß veranschlagt werde, so wird es genügen

$$\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_0} = 0{,}085 \quad \text{zu veranschlagen.}$$

Dann ist:

$$\eta = 0{,}65 \text{ bis } 0{,}70.$$

welches Resultat auch durch d. meisten Versuche bestätigt wird. —

Theorie der Turbinen.

Auch bei d. Turbinen ist, wie bei d. Wasserrädern im engeren Sinne, vorzugsweise nur d. Radkranz mit seinen einzelnen Theilen d. Gegenstand einer theoretischen Betrachtung und Untersuchung; an d. Kranze sind es wiederum vorzugsweise d. Schaufeln und deren Gestaltung, d. näher betrachtet werden müssen; hierbei ist ebenso wie bei d. Wasserrädern im engeren Sinne unter Radkranz derjenige Raum verstanden, den d. Schaufeln, welche zur Aufnahme d. Wassers dienen, durchlaufen.

D. wesentlichste Unterschied zwischen d. Wasserrädern im engeren Sinne und d. Turbinen ist, wie schon früher hervorgehoben wurde der, daß bei d. Wasserrädern d. Wasser an derselben Stelle d. Rades wieder austritt, wo es eingetreten ist, während bei d. Turbinen d. Radkranz vom Wasser durchflossen wird; auf d. Wege d. Wassers durch d. Radkranz d. Turb. müssen möglichst alle Bewegungs-Widerstände, also wesentlich alle Richtungsänderungen vermieden werden, aus welchem Grunde man nicht gleichmässig und scharf gekrümmte Schaufeln anwenden darf, wie etwa, wie bei d. Wasserrädern, [illegible] ist, scharfe Biegungen an d. Schaufeln herzustellen.

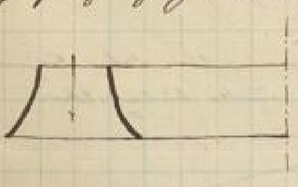
Bei d. Wasserrädern konnte man mit Rücksicht auf d. enorme Grösse d. Rades ~~im~~ im Verhältniss zur Schaufeldicke diese letztere Dimension vernachlässigen; bei d. Turb. jedoch, wo d. Räder bedeutend kleiner sind, darf solches nicht mehr geschehen, indem hier d. Raum, d. d. Material der Schaufeln ~~durchlaufen~~ einnimmt, im Verhältniss zu d. ganzen Raum, d. d. Schaufeln durchlaufen, also zu d. Kranzraum, nicht mehr so ganz unbedeutend ist. Also auch hierin tritt eine neue Schwierigkeit für d. theoretische Rechnung und Betrachtung auf.

Bei d. Turbinen fliesst nun d. Wasser durch d. Radkranz in 3 verschiedenen Weisen, nämlich von 1) von Innen nach Aussen; 2) von Aussen nach Innen und 3) von d. Seite. Hiernach kann man nun d. Turbinen in 3 verschiedene Klassen zerlegen, nämlich

1) Innenschlächtige Turb. 2) Aussenschl. Turb. und 3) Seitenschl. Turb.

D. Radkranz d. Turb. muss immer auf 2 Seiten offen sein, wie solches d. Fall ist bei d. beiden erstgenannten Arten, indem d. Wasser an d. einen Seite ein- und an d. anderen Seite ausfliesst; er kann jedoch auch auf 3 Seiten offen sein wie bei d. dritten Art; in diesem Falle ist d. einzige materielle Wand dargestellt durch d. innere Cylinderfl., an d. d. Schaufeln befestigt sind.

Bei d. innenschl. und aussenschl. Turbinen sind d. Austritts- und Eintrittsfl. immer concentrische Cylinderfl. zur Radaxe; bei d. seitenschl. Turb. sind d. Austritts- und Eintrittsfl. parallel zur Radaxe senkrecht stehende Ebenen. D. Durchschnitt durch d. Radkranz bei diesen letztgenannten Turb. ist eine Fl., d. von 2 parallelen Geraden begrenzt sein muss; d. beiden übrigen Begrenzungslinien können auch parallele Geraden sein, so daß d. ganze Fl. ein Rechteck wird; sie können aber auch divergirende Gerade sein, so daß man d. Trapezform bekommt; endlich, und dieses kommt am häufigsten vor, können d. beiden letzten Begrenzungslinien auch Curven sein, wie d. nebenstehende Skizze angedeutet, d. Wasser tritt oben nach d. Schaufelrichtung ein und unten wieder aus.



In diesem Falle beschreibt d. Radkranz bei d. Drehung d. Rades aber auch keine Cylinderfl., sondern annähernd eine Ringfl.

Wesentlich sind dann auch d. Winkel, unter d. d. Eintritts- und Austrittsrichtungen d. Schaufelfl. gegen d. Eintritts- und Austrittsfl. d. Wassers geneigt sind. d. Winkel, unter d. d. Schaufelfl. gegen d. Eintrittsfl. geneigt ist, ist besonders mit Rücksicht darauf wichtig, daß d. Rad ohne Stoß getrieben werden soll, daß also nicht stoßweise gegen d. andere Wand getrieben wird. d. Winkel, d. d. Schaufelfl. mit d. Austrittsfl. bildet, ist besonders mit Rücksicht darauf zu bestimmen, d. daß Wasser mit möglichst kl. Geschw. aus d. Rad herausströmen soll.

Um nun einen möglichst guten Eintritt d. Wassers in d. Radkranz zu vermitteln u. also ein stoßweises Eintreten d. Wassers möglichst vollständig zu vermeiden, werden bei diesen Turb. besondere Leitschf. angeordnet; die Anordnung besteht in einem nicht an d. Umdrehung theilnehmenden Rad, an d. sich ein System von Leitschf. befindet; bei d. Drehung d. eigentlichen Rades, d. sog. Laufrades dreht sich dieses System von Leitschf., d. sog. Leitrad nicht. Mittelst d. Leitrades fließt nun d. Wasser entweder auf d. ganzen Umfang d. Laufrades zugleich in d. Schaufeln, od. aber es wird d. Wasser nur in einen Theil d. Umfangs zugleich eingeleitet. Nach dieser Art d. Einleitung d. Wassers unterscheidet man Vollturbinen und Partialturbinen. An d. Leitrad befinden sich Schaufeln, d. sog. Leitschaufeln, längs welche d. Wasser fließt; zum Unterschied von d. Leitschaufeln nennt man d. Schaufeln d. Laufrades einfach Radschaufeln. Es kann nun allerdings vorkommen, daß auch bei Vollturb. d. Wasser nur an einem Theile d. Umfangs gleichzeitig eingeleitet wird, so daß also dann aus d. Vollturb. eine Partialturb. wird; jedoch soll dieser Umstand hier nicht in Betracht gezogen werden u. eine Partialturb. nur dann als eine solche angesehen werden, wenn ihre Construktion und Ausführung sie von vornherein als solche hinstellt.

Nun kann man d. Turbinen auch nach anderen Umständen und Eigenschaften, wie d. genannten eintheilen z. B. nach d. Art, wie d. Wasser in d. Turb. wirkt und ob d. Wasser an d. Rad in freier Luft od. unter Wasser wirkt; namentlich hat man für eine besondere Art von Turb. unter d. Namen Reaktionsturbinen aufgestellt, d. sich ganz in einem Rohr befinden, welches vom Unterwasserspiegel bis zum Oberwasserspiegel geht, so daß d. Wassersäule hier aus 2 Theilen besteht; d. eine ist d. Druck in d. Turbine und d. andere d. Theil über d. Turb. d. gezählte Wirkung d. beiden Drücke ist dieselbe. Durch diese Anordnung hat man d. Vortheil, daß d. Turb. über d. Unterwasser angebracht werden kann. Andere Unterscheidungen, wie d. bisher genannten, berühren auch nur d. Construktion Ausführung d. Turb. und dürfen hier nicht weiter erörtert werden.

Was d. Theorie d. Turb. betrifft, so ist sie im höheren Grade einer allgemeinen Darstellung fähig wie d. d. Wasserräder im engeren Sinne. d. Wirkung d. Wassers in allen Turb. ist fast ganz dieselbe. Auch d. Widerstände sind bei d. Turbinen im Ganzen mehr gleichmäßig, wie bei d. Wasserrädern, insbesondere sind d. hydraulischen Widerstände bei allen Turbinen wohl ganz gleichartig. Dagegen sind d. Widerstände von anderen Umständen herrührend bei d. Turbinen noch weniger genau zu bestimmen, wie bei d. Wasserrädern im engeren Sinne. Die Aufgabe d. Theorie ist es nun, Regeln zu ermitteln, nach denen man d. Turb. bestimmen muß, um einen möglichst großen Wirkungsgrad zu erlangen, auch ohne einzelne Widerstände ganz genau zu kennen. Wenn man auch genau von Messung d. Wirkungsgrad bestimmt hat, so ist es damit nicht als und genau angesehen, daß d. Werth d. ... sei und man muß sich dann auf d. genannten Versuche stützen.

Es sind nun zunächst einige Bezeichnungen einzuführen und zwar sollen dabei diejenigen Bezeichnungen, welche bei d. Wasserrädern im engeren Sinne angewandt wurden beibehalten werden. Es sei demnach:

Q d. Menge d. Aufschlagwassers in cubm. pr. Sek.
H d. disponible Gefälle, also d. Abstand d. Oberwasserspiegels von d. Unterwasserspiegel dicht an d. Turbine.
$E_0 = 1000\,Q\,H$ sei d. Q und H entsprechende Absoluteffekt
$E = \eta\,E_0$ sei d. Nutzeffekt in Kgrm. pr. Sek.
η = Nutzeffectcoefficient od. Wirkungsgrad.
$N_0 = \frac{1}{75}\,E_0$ ist dann d. Absoluteffekt in Pferdestärken
$N = \eta\,N_0$ d. Nutzeffekt in Pferdestärken.

Was d. Wirkungsgrad η betrifft, so werden d. Effektverluste, welche η bestimmen, abhängig sein von d. gewöhnlichen Widerständen, als Querschnittsänderungen, Reibungen, Stößen, wirbelförmigen Bew. etc., mit Rücksicht auf alle diese Widerstände sei d. ~~[illegible]~~ ~~[illegible]~~ $= (1 - \varepsilon)\,H$ nützliches Gefälle [illegible] und es ist demnach nach dieser Annahme εH d. ~~Gefällverlust~~, man pflegt d. Werth ε d. hydraulischen Wirkungsgrad zu nennen. – D. Effektverluste, welche η bedingen, sind ferner bedingt durch d. unvermeidlichen Wasserverlust, d. entsteht beim Unterlassen d. Wassers vom Leitrad in d. Laufrad, durch d. Verspritzen beim Aufschlagen d. Wassers und d. Undichtheiten, [illegible] bei d. Reactionsturbinen [illegible], bei welchen nur d. innere Spielraum d. Räder eine materielle Wand ist, und andere Verluste. d. Gesammtwasserverlust sei $= (1 - \varphi)\,Q$
so daß φQ d. Theil d. Aufschlagwassers ist, d. zur Wirkung kommt. Was d. sonstigen Effektverluste betrifft, die entstehen mit Rücksicht auf d. schwankende [illegible] d. Rades, welche um ein [illegible] zu vermindern, d. Zapfenstärken zu [illegible] sind, als d. Festigkeitsbedingungen erfordern, so ist es besonders d. Zapfenreibung, d. hier eine große Rolle spielt. Diese Verluste lassen sich weder als Gefällverluste noch als Wasserverluste darstellen. Sie sollen in d. Rechnung eingeführt werden als ein abzuziehender Theil vom Absoluteffekt mit d. Größe $\mu\,E_0$, wobei man diesen Verlust, da d. Zapfenreibung d. anderen Verluste unverhältnißmäßig überwiegt, = d. Zapfenreibungseffektverlust pr. Sek. setzen kann, wenn nur μ mit Rücksicht auf d. anderen Verluste etwas vergrößert wird; μ ist dann nach Versuchen und praktischen Erfahrungen zu bestimmen. Wenn man nun d. angenommenen Werthe braucht, so hat man d. Nutzeffekt:

$$E = 1000\,\varphi\,Q\,\varepsilon\,H - \mu\,E_0$$

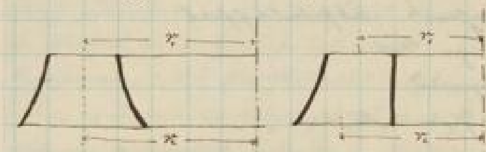
denn d. Nutzeffekt E ist = d. Nutzgefälle εH mal d. nützlichen Wassermenge $= \varphi Q$ mal 1000, vermindert um d. Effektverlust durch diejenigen Widerstände, d. weder als Wasserverluste noch als Gefällverluste zu bestimmen sind $= \mu E_0$. Ist nun $\eta = \frac{E}{E_0}$ und $E_0 = 1000\,Q\,H$, wenn man d. Gl. nun durch E_0 dividirt und zwar links durch E und rechts durch $1000\,Q\,H$ beim ersten Glied und beim 2ten Glied durch E_0, so findet man:

$$\eta = \varphi \cdot \varepsilon - \mu$$

Damit ist also η auf d. Größen φ, ε und μ zu bestimmen; d. bedeutendste von diesen 3 Werthen ist ε, d. hydraulische Wirkungsgrad.

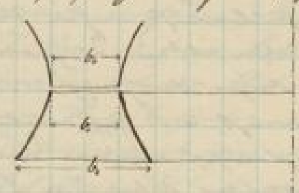
Was nun d. verschiedenen anderen Bezeichnungen betrifft, so sind es 3 Gruppen von Werthen, d. zu benennen sind, nämlich d. verschiedenen Größen beim Durchfließen d. Wassers, beim Einfließen und beim Aufschlagen d. Wassers. Alle Werthe, d. sich auf d. Aufschlagen beziehen, sollen d. Zeiger 0 haben; alle diejenigen, d. sich auf d. Einfließen beziehen und denen beim Aufschlagen ähnlich sind, sollen dieselben Buchstaben mit d. Zeiger 1 haben, nach diesem bekommen die sich auf d. Ausfließen beziehenden Werthe den Zeiger 2 entsprechend sei nun:

r_1 d. Radius d. Rades an d. Eintrittsstelle
r_2 d. " " " " " Austrittsstelle
Bei innerschl. Turbinen ist dann r_1 d. Halbmesser d. inneren Grundfl. d. Rades, dem Leitrad zugewandt und r_2 d. Halbmesser d. äußeren Grundfl., d. Unterwasser zugewandt; bei außenschl. Turb. ist es umgekehrt. In vielen Fällen, wenn besonders d. Querschnitt nicht sehr lang gestreckt ist, wird $r_1 = r_2 = r$.



Es sei Z_0 d. Anzahl d. Kanäle im Leitrad, in d. das Wasser zunächst kommt und dem Laufrad zugeleitet zu werden u. Z sei d. Anzahl d. Kanäle im Laufrad. Z bekanntlich, ist gleichzeitig als Schaufelzahl des Laufrades anzusehen, wenn nur eine Vollturbine d. Rad ist, während eine Partialturbine $Z+1$ Schaufeln haben muß, indem eine Wand mehr da sein muß, wie Schaufelräume entstehen. Aus demselben Grund kann Z_0 d. Anzahl d. Kanäle im Leitrad, d. Schaufelanzahl im Leitrad sein und auch nicht.

Wenn ein Schnitt d. Turb. ist nun d. Querschnitt eines Leitrades oder eines Laufrades, so ist darunter diejenige ebene Fl. verstanden, d. zunächst d. unteren Fl. d. Leitrades liegend, d. Eintrittsöffnung in d. Schaufel d. Laufrades darstellt. Diese Fl. ist senkrecht zur Radachse und liegt in d. Ebene d. Kreises, d. d. Radumfang zunächst d. Leitrad beschreibt. Die Begrenzungen dieser Fl. sind d. innere und äußere Gleitfl. d. Radkranzes u. 2 aufeinander folgende Schaufeln. Bei inner- und außenschl. Turb. ist dieser Querschnitt rechteckig, bei Achsialturb. ist er bogenförmig und erweitert sich von Innen nach Außen. D. eine Dimension d. Kanalquerschnitts, d. in d. betreffende Schaufelfl. hineinfällt, sei nun $= b$ und die andere dazu senkrechte Dimension $= a$ beim rechteckigen Querschnitt und bei d. bogenförmigen Querschnitt ist b als Mittelwert zu verstehen. a soll d. Kanalweite und b d. Kanalbreite genannt werden; es ist also a d. Entfernung zweier Schaufeln voneinander und b d. Dimension parallel zu d. Schaufeln gemessen.



Es seien nun: a_0 und b_0 resp. d. Weite und Breite d. Austrittsquerschnitts d. Kanals im d. Leitrad

a_1 " b_1 resp. d. Weite u. Breite d. Kanals am Eintrittsquerschnitt d. Laufrades

a_2 " b_2 " d. Kanalweite und Breite für d. Austrittsquerschnitt am Laufrad.

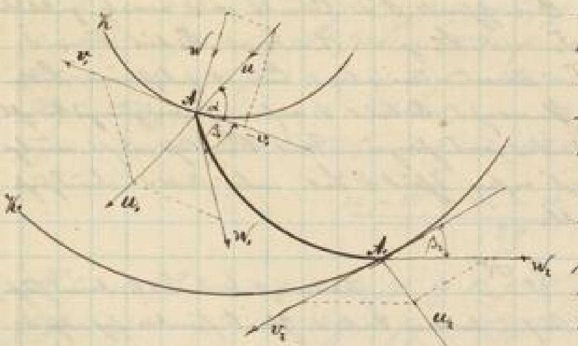
Von diesen Dimensionen sind 2 einander gleich, nämlich $b_0 = b_1$, da diese Querschnitte dicht beieinander liegen; jedoch könnte man auch b_0 kleiner nehmen als b_1; a_0 und a_1 dagegen können sehr verschieden sein.

Es sei nun $\mathfrak{F}_0$ d. Summe d. Austrittsquerschnitte d. sämtlichen Leitkanäle,
so ist: $\mathfrak{F}_0 = Z_0 \cdot a_0 b_0$, (es soll im folgenden immer angenommen werden, daß $b_0 = b_1$ sei.)
$\mathfrak{F}_1$ = Summe d. Eintrittsquerschnitte d. sämtlichen Schaufeln d. Laufrades
also: $\mathfrak{F}_1 = Z \cdot a_1 b_1$.
Wenn dann $\mathfrak{F}_2$ = Summe d. Austrittsquerschnitte aller Schaufeln d. Laufrades,
so ist auch $\mathfrak{F}_2 = Z \cdot a_2 b_2$.

Was d. Höhenlage d. Laufrades d. Turbine über d. Unterwasserspiegel betrifft, so sei H_1 d. mittlere Höhe d. Eintrittsstelle über d. Unterwasserspiegel und H_2 d. mittlere Höhe d. Austrittsstelle über d. Unterwasserspiegel. H_1 und H_2 können offenbar nie gleich sein; $H_1 - H_2$ ist somit d. mittlere Höhe, um d. d. Wasser während d. Durchgangs durch d. Turbine herabfällt. –

Bei d. Eintritt d. Wassers in d. Laufrad ist nun streng genommen d. Wasser nicht in allen seinen Punkten senkrecht gegen d. Schaufeln gerichtet und überall gleich gewölbt zu ihnen. Wenn man diesen Umstand alle in Rechnung ziehen wollte, so würde man eine außerordentlich verwickelte Rechnung bekommen und doch kein richtiges Resultat erhalten, indem man, um nur zum Ziele zu kommen, Vereinfachungen machen muß, also d. fehlerhafte Annahmen einführen. d. folgenden Annahmen und Rechnungen beziehen sich deshalb auch nur auf Mittelwerte und es wird als Geschw. im Mittel d. gegen d. Schaufel senkrecht gerichtete Komponente angenommen. In diesem Sinne sei nun U d. absolute Geschw., mit welcher d. Wasser aus d. Leitapparat ausfließt, um in d. Laufrad zu gelangen; diese absolute Geschw. ist abhängig von d. Art d. Ausflußstelle und d. Leitzellen. U_1 sei d. absolute Geschw. d. Wassers nach erfolgtem Eintritt in d. Rad und U_2 sei d. absolute Geschw., mit d. d. Wasser aus d. Laufrad herausfließt. Ferner sei V_1 d. mittlere Umfangsgeschw. an d. Eintrittsstelle d. Wassers in d. Laufrad, also am Umfange d. Kreises vom Radius r_1; V_2 sei d. mittlere Umfangsgeschw. an d. Austrittsstelle d. Wassers, entsprechend d. Radius r_2.

W sei d. relative Geschw., mit d. d. Wasser in d. Turb. fließt, also aus d. Leitrad herauskommt, womit also W d. Resultante aus d. absoluten Geschw. U und d. entgegengesetzt genommenen Umfangsgeschw. V_1; diese rel. Eintrittsgeschw. W erfährt beim Eintreten d. Wassers in d. Laufrad eine Veränderung nach Größe und Richtung und das Wasser erfährt dabei eine Querschnittsänderung. W_1 sei d. relative Geschw. d. Wassers nach erfolgtem Eintritt in d. Laufrad, also d. Resultante aus U_1 und d. entgegengesetzten V_1, und zwar muß, wie bei d. Geschw. W von V_1, weil W und W_1 sich auf dieselbe Stelle beziehen, muß also d. Wasser eine Richtungsänderung bekommen, wie nebenstehende Figur erläutert. Wenn nun d. Wasser durch d. Kanäle d. Laufrades fließt, so ändert sich seine Richtung und es sei W_2 d. rel. Geschw. am Ende d. Kanals d. Laufrades. d. Figur ist nach d. speciellen Fall einer [illegible] Turb. bezogen: d. beiden Kreise K und K_1 seien d. innere und äußere Begrenzung d. Kanals, V_1 ist in A tangential gerichtet, U unter d. Winkel α gegen V_1 geneigt und wenn man nun d. Geschw.-Dreieck aus U und $+V_1$ bildet, so ist d. 3te Seite d. rel. Geschw. W. Es wird nun im Allgemeinen von A ab d. Wasser eine andere Richtung annehmen müssen als d. von W und d. Richtung, d. es nun bekommt, ist W_1, tangential an d. Schaufelkurve. d. absolute Eintrittsgeschw. hat



natürl. dieselbe Richtung noch wie U und ist offenbar U_1 d. Resultante von W_1 und V_1 nun zu finden. Es ändert sich nun W_1 beim Durchfließen d. Kanals beständig und ist beim Verlassen d. Punktes A_1 gleich W_2 geworden; d. Umfangsgeschw. ist hier $= V_2$ und es ist wieder d. absolute Austrittsgeschw. U_2 d. Resultante aus W_2 und V_2. Es sei nun, wie schon angedeutet, α derjenige Winkel, d. d. Richtung von U mit d. Richtung von V_1 bildet, es sei ferner β_1 d. Winkel, d. d. Schaufelkurve mit d. inneren Kreise bildet, also auch d. Winkel d. Richtungen von W_1 mit $+V_1$, od. endlich d. β_1 Supplement zu d. Winkel, d. d. Richtung von V_1 mit derjenigen von W_1 bildet. Man kann dies also ausdrücken durch:

$$\beta_1 = 180^\circ - (V_1, W_1)$$

Ebenso ist nun auch β_2 d. Supplement zu d. Winkel, d. d. Richtungen von V_2 u. W_2 mit einander bilden, also:

$$\beta_2 = 180^\circ - (V_2, W_2).$$

Die angegebenen Beziehungen

sollten nun allgemein gültig sein und sich nicht, wie es mit d. Vorhergehenden sehr allein auf eine innenschl. Turb. beziehen.
d. Ueberdruck in d. Kellen, d. u u_1 u_2 ebenso W_1 W_2 W entsprechen, sollen bezeichnet sein mit h h_1 h_2.

Endlich sei noch ω d. Winkelgeschw. d. Laufrades und n d. Umdrehungszahl pr. Min. so ist dann:

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} = 9{,}55\,\omega$$

So ist nun noch:

$$\omega = \frac{v_1}{r_1} = \frac{v_2}{r_2}$$

wenn v_1 und v_2 sind d. Umfangsgeschw. in d. Entfernung r_1 resp. r_2 von d. Radaxe.
Was nun d. Bew. d. Wassers vom Oberwasserspiegel bis zum Unterwasserspiegel betrifft, so kann man sie in 4 Abtheilungen bringen, d. dann einzeln für sich zu betrachten sind. Diese Abtheilungen sind:
1) d. Bew. vom Oberwasserspiegel bis zum Austritt aus d. Leitrad
2) d. Bew. vom Leitrad bis zum Eintritt in d. Laufrad
3) d. Bew. durch d. Laufrad hindurch u.
4) d. Bew. nach d. Austritt bis zum Unterwasserspiegel.
Je bezüglich auf diese 4 Theile kann man nun zunächst für jeden Theil eine Fundamentalgl. aufstellen, nämlich d. Gl. d. lebendigen Kraft. Wenn sich nun Wasser in einem Gefäß, welches auch, in Bew. befindet, so lautet d. Fundamentalgl. folgendermaßen: So ist d. Summe aus d. Druckhöhe und Geschw.-höhe in einem Querschnitt F d. Canals = d. analog gebildeten Summe eines vorhergehenden Querschnitts F_0 + d. Länge d. Niveaus von F_0 bis F ÷ d. Widerstandshöhe für d. Bew. von F_0 bis F. Wenn nun aber d. Canal selbst eine Bew. hat, so kommt auf d. letztgenannten Seite d. Gl. noch d. Arbeit d. ersten Schwungkraft pr. 1 Kgr. Wasser d. hinzukommenden rel. Bew. d. Wassers hinzu. Mit Rücksicht auf d. entsprechenden Fall bestimmt sich nun d. Gl. für d. ersten Theil d. Bew., wobei stets d. Druckhöhe d. Ueberdruckhöhe in Rechnung gebracht werden soll:

1) $$h + \frac{u^2}{2g} = H - H_1 - \zeta_0 H$$

Hierin ist h d. Ueberdruckhöhe, welche d. Druckhöhe ersetzt, $\frac{u^2}{2g}$ d. Geschw.-höhe. Auf d. linken Seite d. Gl. befinden sich also d. Größen, d. dem Sinne gemäß da sein sollten. Auf d. rechten Seite sollten für d. Querschnitt F_0 d. h. d. Querschnitt in d. Höhe d. Oberwasserspiegels, d. Geschw.-höhe und Druckhöhe vorkommen; d. Ueberdruckhöhe, d. d. Druckhöhe ersetzt, ist hier aber offenbar = 0 und weil d. Wasser sich hier in Ruhe befindet, so ist auch d. Geschw.-höhe = 0. d. analog d. linken Seite gebildete Summe ist also = 0; ferner kommt auf d. rechte Seite d. Entfernung d. Querschnitte F_0 und F und diese ist nach d. Bezeichnung von F und F_0 = $H - H_1$. Eine eigene Bew. hat d. Leitrad nicht, indem es fest liegt, es ist also nur noch d. Widerstandshöhe in Abzug zu bringen, die man als einen aliquoten Theil d. Gefälles H in Rechnung bringen kann, sei sie
$= \zeta_0 H$.
Was nun d. 2ten Theil d. Bew. betrifft, so handelt es sich schon eher um eine relative Bew. Man bekommt hier d. Gl.

$$h_1 + \frac{W_1^2}{2g} = h + \frac{W^2}{2g} - \zeta_1 H.$$

die d. Sache entsprechenden

Nunmehr befinden sich auf beiden Seiten d. Gl. d. Querschnitt f_2 ist hier d. Querschnitt [illegible] d. Wasser und d. Leitrad [illegible]. [illegible] d. beiden Querschnitte f_0 und f_1 [illegible], so [illegible] Rücksicht kommen kann, und diesem Grund kann auch d. [illegible] d. ersten Fliehkraft d. rel. Lst. [illegible] u. es ist auf d. rechten Seite nur noch d. Widerstandshöhe in Abzug zu bringen, d. als ein aliquoter Theil d. Gefälles dargestellt werden kann u. $= \rho_1 H$ sein mag.

Für d. IIten Theil d. Lst., also für d. Lst. durch d. Canäle d. Laufrades hindurch, hat man d. Gl.:

$$h_2 + \frac{u_2^2}{2g} = h_1 + \frac{W_1^2}{2g} + H_1 - H_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} - \rho_2 H.$$

d. Glied $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ rührt von d. Fliehkraft, in diesem Falle d. Centrifugalkraft her. In d. Augenblick, wo d. Wasserquerschnitt sich in d. Ebene von r_1 befindet, ist d. Centrifugalkraft $= \omega^2 r_1$ und d. entsprechende lebendige Kraft: $= \frac{\omega^2}{g} r_1$. [illegible] d. Wasser zu durchlaufen hat, [illegible] Querschnitte [illegible], es geht dabei r_1 in r_2 über und man hat somit für diesen Werth:

$$\frac{\omega^2}{g}\int_{r_1}^{r_2} r\,dr = \frac{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2g}$$

Wie schon früher bemerkt ist nun aber $\omega = \frac{v_1}{r_1} = \frac{v_2}{r_2}$ also auch $\omega r_1 = v_1$; $\omega r_2 = v_2$; dies eingesetzt gibt: $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$.
d. letzte Glied $\rho_2 H$ stellt wiederum d. Widerstandshöhe dar.

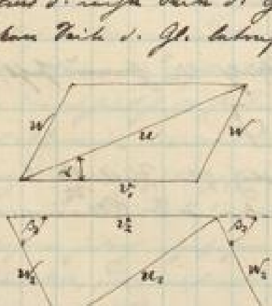
Für d. IIIten Theil d. Lst. muß nun d. linke Seite d. Gl. zu 0 werden, indem man d. Turbine so anzuordnen hat, daß d. Wasser alle seine lebendige Kraft an d. Turb. abgibt. d. Gl. ist somit:

$$0 = h_2 + \frac{u_2^2}{2g} + H_2 - \rho_3 H.$$

u kommt hier in Rechnung, weil es sich beim Ausfließen um absolute Lst. und Geschw. handelt. d. Glied $\rho_3 H$ stellt d. Widerstandshöhe als einen aliquoten Theil d. Gefälles H dar. – Damit sind nun d. 4 Fundamentalgl. für d. Lst. d. Wassers, während es d. Weg H zurücklegt, bestimmt. Addirt man nun diese 4 Gl., so heben entsprechende Größen gegen einander fort und man bekommt als Resultat dieser Addition d. Gl.

$$\frac{u^2 - W^2 + W_1^2 - u_2^2 + v_1^2 - v_2^2}{2g} = H(1 - \rho_0 - \rho_1 - \rho_2 - \rho_3) = \varepsilon H.$$

H mal d. Summe d. 4 Coeff. ρ liefert d. Gesammtgefällverlust aus d. Gesammtwiderstandshöhe resultirend, d. in Folge d. hydraulischen Widerstände entstehen. Nun war aber früher εH d. disponible Gefälle nach Abzug d. verschiedenen Gefällverluste, demnach war $(1-\varepsilon)H$ d. Gesammtgefällverlust. Nimmt man nun $1-\varepsilon$ an Stelle von $-\rho_0 - \rho_1 - \rho_2 - \rho_3$ [illegible], so findet sich für d. rechte Seite d. Gl. d. Werth εH. – Die Summe d. Geschw.-Ausdrücke auf d. linken Seite d. Gl. betreffend, so hat man, um sie durch andere Größen auszudrücken, d. Geschw.-Parallelogramm zu Hilfe zu nehmen. Bildet man d. Parallelogramm mit d. Seiten W und v_1, so ist u d. Diagonale, α d. Winkel, den u mit v_1 bildet, und:



$$W^2 = u^2 + v_1^2 - 2uv\cos\alpha.$$

Diese Geschw. beziehen sich auf d. Eintrittsstelle d. Wassers in d. Laufrad. Nimmt man d. Parallelogramm aus d. Geschw. für d. Austrittsstelle bildet und β_2 d. früher definirte Winkel ist, so hat man:

$$u_2^2 = v_2^2 + W_2^2 - 2 v_2 W_2 \cos\beta_2$$

(Aus d. ersten Gl. ist nun: $u^2 - W^2$, Aus d. ersten Gl. ist nun: $u^2 - w^2 + v_1^2 = 2 u v_1 \cos\alpha$

" " 2ten " " " $w_2^2 - u_2^2 + v_2^2 = 2 v_2 w_2 \cos\beta_2$

ferner $-2v_2^2 = -2v_2^2$

Und aus diesen 3 Gl. durch Addition:

$$u^2 - w^2 + w_2^2 - u_2^2 + v_1^2 - v_2^2 = 2\left[u v_1 \cos\alpha + v_2 w_2 \cos\beta_2 - v_2^2\right]$$

d. Ausdruck auf d. linken Seite ist offenbar d. Zähler d. Bruchs auf d. linken Seite d. Gl. für εH. Wenn man nun einsetzt und $\frac{g}{H}$ multipliziert, so hat man:

$$\varepsilon = \frac{1}{gH}\left[u v_1 \cos\alpha + v_2 w_2 \cos\beta_2 - v_2^2\right]$$

Nun kann sich man zunächst d. Frage stellen, unter welchen Umständen ε ein max wird; von ε hängt auch d. Wirkungsgrad η ab und wenn ε ein max, so ist ungefähr auch η sein max erreicht, indem η = εφ − μ ist und φ ungefähr = 1 u. μ ein sehr kleiner Bruch ist. ε ist nun abhängig von verschiedenen Elementen, jedoch hauptsächlich von d. Geschw. d. Laufrads, außerdem aber auch von d. Dimensionen d. Turb. Wenn nun alle Dimensionen gegeben sind, so fragt es sich, welche Geschw. man für d. Laufrad zu nehmen hat, um ε zu einem max zu machen; man hat also ε als eine Function d. beiden Umfangsgeschw. v_1 und v_2 d. Laufrads zu bestimmen. Zu d. Zweck kann man zunächst d. verschiedenen Gefällverluste ρ. H und also auch deren Summe

$$(\rho_0 + \rho_1 + \rho_2 + \rho_3)H = (1-\varepsilon)H$$

nach d. bekannten Regeln d. Hydraulik ausdrücken mit Hilfe von erfahrungsmäßig bestimmten Coeff. Es ist dabei auch d. Querschnitt d. Wassermenge, d. in d. Turbine einfließt, in Betracht zu ziehen. Man muß dann d. Geschw. d. Wassers durch d. Canäle verfolgen und nach hydraulischen Gesetzen d. Ausdr. von (1−ε)H ausdrücken, wozu man d. beiden genannten Dinge, Wasserquerschnitt und erfahrungsmäßig bestimmte Coeff. gebraucht. Jede einzelne Widerstandshöhe ist d. Product aus d. Widerstandscoeff. und d. Geschw.-höhe d. Abfließens an d. betreffenden Stelle. Mit Rücksicht nun auf d. als bekannt vorausgesetzten Querschnittsverhältnisse kann d. Abflußgeschw. in Verhältniß gesetzt werden zu d. Geschw. an einer bestimmten Stelle, d. nach Umständen gewählt werden kann. Zu dieser bestimmenden Geschw. soll nun w_2 gewählt werden, also d. rel. Ausflußgeschw. aus d. Laufrad und es sollen also alle Geschw. durch w_2 ausgedrückt werden. Dann kann man d. Ausdr. (1−ε)H auf d. Form bringen:

$$(1-\varepsilon)H = A\frac{w_2^2}{2g} \quad \text{oder} \quad = A\frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{w_2}{v_2}\right)^2.$$

Letzterer Ausdr. ist deshalb eingeführt, weil v_2 diejenige Größe ist, durch welche d. Umfangsgeschw. d. Turb. bestimmt ist. Damit ist nun ε als Function von v_2 dargestellt und es soll nun diejenige Geschw. v_2 gesucht werden, welche ε zu einem max macht. Aus d. obigen Gl. für (1−ε)H folgt:

$$\varepsilon = 1 - \frac{A}{H}\frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{w_2}{v_2}\right)^2.$$

Wenn man nun aus d. Gl. für ε oben aus d. Klammer d. Ausdr. v_2^2 heraushebt, so ist:

$$\varepsilon = \frac{v_2^2}{gH}\left[\frac{u}{v_2}\cdot\frac{r_1}{r_2}\cos\alpha + \frac{w_2}{v_2}\cos\beta_2 - 1\right].$$

In d. Klammer ist $\frac{v_1}{v_2} = \frac{r_1}{r_2}$ gesetzt worden, was offenbar richtig ist. Statt $\frac{u}{v_2}$ kann man nun setzen $\frac{u}{w_2}\cdot\frac{w_2}{v_2}$, dann enthalten d. beiden ersten Glieder in d. Klammer d. Factor $\frac{w_2}{v_2}$ und man kann d. Gl. dann auf d. Form bringen:

$$\varepsilon = \frac{v_2^2}{2g}\left(B\frac{w_2}{v_2} - 1\right)$$

Hierbei ist dann $B = \frac{u}{w_2}\cdot\frac{r_1}{r_2}\cos\alpha + \cos\beta_2$ und man hat also B als eine Function von α β $\frac{r_1}{r_2}$ und d. Querschnittsverhältnissen, von denen $\frac{u}{w_2}$ abhängig ist. – Setzt man nun

d. gesuchte, d. vortheilhaftesten ε entsprechende Umfangsgeschw. v_2 im Verhältniß zum Gefälle, setzt man also etwa:

$$\frac{v_2^2}{2g} = x \cdot H,$$

so hat man für d. ersten Ausdruck von ε d. Werth:

$$\varepsilon = 1 - A x \left(\frac{w_1}{v_2}\right)^2$$

und für d. 2ten Ausdruck:

$$\varepsilon = 2x\left(B\,\frac{w_1}{v_2} - 1\right).$$

Hierbei ist besonders hervorzuheben, daß d. beiden eingeführten Größen A u. B unabhängig vom Gefälle H sind. Wenn man nun d. beiden Ausdrücke von ε einander gleich setzt, so bekommt man eine Gl., aus welcher d. Verhältniß $\frac{w_1}{v_2}$ als eine Function von x bestimmt werden kann. Sie ist dann:

$$\frac{1}{x} = A\left(\frac{w_1}{v_2}\right)^2 + 2B\,\frac{w_1}{v_2} - 2.$$

und hieraus ist $\frac{w_1}{v_2}$ als Function von x, von A u. von B bestimmt. Angenommen nun es finde sich d. Gl.:

$$\frac{w_1}{v_2} = f(x)$$

dann findet sich auch ε als eine Function von x und einfachen als eine Function von d. Dimensionen d. Turb., d. jedoch unabhängig sind von $\frac{w_1}{v_2}$, indem $\frac{w_1}{v_2}$ nicht durch Dimensionen d. Turb. gegeben sein können. Setzt man in d. Gl. für ε d. Werth f(x) ein, so findet sich:

$$\varepsilon = 2x\left(B \cdot f(x) - 1\right).$$

Jetzt kann man sich d. Frage stellen, wann ε ein max wird, wenn man es nur als eine Function von x betrachtet, indem d. Dimensionen, welche B bedingen gegeben sind. Derjenige Werth von x, welcher ε zu einem max macht entspricht d. Gl.: $\frac{d\varepsilon}{dx} = 0$ wobei nach d. bekannten Regeln d. Differentialrechnung noch zu bestimmen ist, ob man ein max od. ein min. hat. D. Werth von x nun, d. ε zu max macht, sei x', dann findet sich d. vortheilhafteste Umfangsgeschw. v_2 an d. Austrittsstelle aus d. Laufrad aus d. Gl.: $\frac{v_2^2}{2g} = x \cdot H$ und somit ist dann:

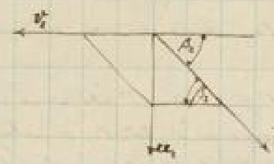
$$v_2 = \sqrt{x' \, 2g H}.$$

und als max für ε findet sich:

$$\varepsilon_{max} = 2x'\left[B\,f(x') - 1\right]$$

Mit diesen Werthen von ε wird dann auch d. Wirkungsgrad η entsprechend ein max sein. Da nun B und A unabhängig vom Gefälle H sind, so ist auch f(x) unabhängig von H und ebenso x', wenn also dieselbe Turb. für verschiedene Gefälle benützt wird, dann ist d. vortheilhafteste Umfangsgeschw. einfach proportional d. Quadratwurzel aus d. Gefälle H. —

Bei d. genannten Untersuchungen ist nur vorausgesetzt, daß d. Dimensionen d. Querschnitte, welche in A und B enthalten sind, fortwährend d. nämlichen bleiben, was aber nur dann d. Fall sein kann, ~~[illegible]~~ wenn alle Canäle in d. Turb. von [illegible] strömendem Wasser stets vollständig gefüllt sind. An diese Voraussetzung ist d. ganze Verfahren angelehnt, um d. vortheilhafteste Umfangsgeschw. zu finden; es kann aus dem Grunde also dies Verfahren nicht allgemein anwendbar sein, indem man Turb. construirt, bei denen es offenbar principiell gleichgültig ist, ob d. Canäle ganz oder nur theilweise gefüllt sind. Ehe man also allgemein A u. B bestimmen kann, muß man d. Füllungsgrad bestimmen. Es ist dieses Verfahren jedoch, abgesehen von einigen Arten von Vollturb., mit großen Weitläufigkeiten verbunden, und außerdem auch ziemlich unsicher, indem immer einige Umstände nur theilweise in Rechnung gezogen werden können od. auch ganz vernachlässigt werden müssen. D. praktische Turbinenbau erfordert daher ein einfacheres und besser zu [illegible] Verfahren. — Man kann nun mit Rücksicht auf d. Erfahrungen d. Praxis von gewissen erfahrungsmäßig erscheinenden Annahmen auszugehen, oder man sich vorbehält, gewisse Coeff. durch Versuche zu ermitteln. Eine solche Annahme ergiebt sich nun durch d. Überlegung, daß es am vortheilhaftesten ist, wenn d. Wasser möglichst ohne alle lebendige Kraft aus d. Turb. abfließt, so daß also d. absolute Ausflußgeschw. u_2 möglichst klein wird, indem d. lebendige Kraft, welche u_2 noch in sich enthält, für d. Rad verloren ist. Andererseits kann aber auch u_2 auch nicht $= 0$ sein, denn d. Wasser muß einige lebendige Kraft behalten, daß es aus d. Canälen herausfließen kann u. d. nachfließenden Wasser keinen Widerstand entgegensetzt. Offenbar fließt d. Wasser nun am besten aus, wenn d. Ausflußrichtung möglichst senkrecht gegen d. Austrittsfl. d. Turb. gerichtet ist. Handelt es sich nun um eine Achsial-Turbine, bei d. d. Austrittsfl. eine horizontale Ebene ist, so muß man d. Verhältnisse so wählen, daß d. Richtung von u_2 vertical ist. Wenn man nun d. Geschw.-Parallelogramm bilden für d. Ausflußstelle aus d. Seiten v_2 und w_2, d. Diagonale ist u_2 und diese theilt d. Parallelogramm in 2 rechtwinklige Dreiecke, da v_2 horizontal und u_2 vertical ist. Man kann somit sehen:



$$w_2 \cos\beta_2 = v_2 \quad \text{oder} \quad w_2 \cos\beta_2 \, v_2 = v_2^2$$

dieses in d. Gl. für ε gesetzt giebt: $$\varepsilon = \frac{u \, v_1 \cos\alpha}{g H}.$$

Eine weitere Annahme kann man machen bezüglich d. Eintritts d. Wassers in d. Laufrad, indem man offenbar d. lebendige Kraft d. Wassers am vortheilhaftesten ausnützt, indem man es ohne Stoß in d. Canäle eintreten läßt; dieses ist aber d. Fall, wenn beim Eintritt in d. Laufrad d. Wasser seine Richtung nicht zu ändern braucht, also in d. Richtung d. rel. Eintrittsgeschw. hineinfließt, so daß d. Richtungen von w und w_1 zusammenfallen. u ist d. absolute Zuflußgeschw. dargestellt durch d. Diagonale d. Parallelogramms aus w und v_1; d. Richtung von v_1 ist bestimmt durch d. Horizontale. Setzt man nun d. genannte Annahme, wie es Redtenbacher, Rittinger und theilweise auch Weisbach gethan haben, so besteht zwischen u und v_1 d. Verhältniß:

$$\frac{u}{v_1} = \frac{\sin\beta_1}{\sin(\alpha+\beta_1)}$$

und folgt: $$u = \frac{v_1 \sin\beta_1}{\sin(\alpha+\beta_1)}.$$

Setzt man dieses in d. obigen Ausdruck für ε ein, d. unter d. Annahme, daß u_2 vertical gerichtet sei, gefunden wurde, so ist:

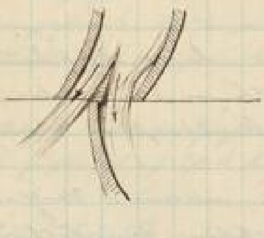
$$g H \varepsilon = v_1^2 \frac{\cos\alpha \, \sin\beta_1}{\sin(\alpha+\beta_1)}$$

Damit sind also d. beiden Annahmen in Rechnung gezogen und es findet sich nun hieraus d. vortheilhafteste Umfangsgeschw. für d. Laufrad an d. Eintrittsstelle:

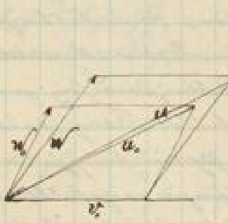
$$v_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H \frac{\sin(\alpha+\beta_1)}{\cos\alpha \, \sin\beta_1}}$$

Vergleicht man diesen Ausdruck mit demjenigen für d. vortheilhafteste Umfangsgeschw., wie sie vorhin ohne irgend welche Annahmen, allein durch theoretische Rechnung gefunden wurde, so zeigt es sich, daß beide Ausdrücke im Allgemeinen dieselbe Form haben, daß somit hierin kein Widerspruch enthalten ist; jedoch lehrt d. Praxis und zeigen d. Versuche, daß d. hier stehende Coeff. $\sqrt{\varepsilon}$ etwas zu groß ist, daß also, um einen entsprechenden Werth zu bekommen, dieser Coeff. kleiner genommen werden muß. Es erscheinen somit d. gemachten Annahmen nicht ganz als zutreffend; d. erste Annahme betreffend, so ist daran nicht Kann etwas zu ändern dann jedenfalls ist es am vorteilhaftesten, d. Wasser senkrecht gegen d. Austrittsfl. wegfließen zu lassen. D. 2te Annahme betreffend, so läßt sich zeigen, daß sie nicht ganz zutreffend ist, daß d. Richtungen v. W und W_1 nicht vollständig zusammenfallen dürfen. Denkt man sich d. Verhältnisse an einer Turb. so gewählt, daß bei einem bestimmt. regelmäßigen Gang d. Richtungen v. W und W_1 zusammenfallen, dann wird, wenn d. Geschw. v_1 um etwas abnimmt, auch d. Wert $\div v$ etwas kleiner zu nehmen sein und sich d. Parallelogramm in d. punktierten Weise deformieren; es bekommt dann also W eine andere Richtung und d. Wirkungsgrad wird um etwas, jedoch verhältnismäßig nur um sehr wenig verkleinert, dadurch, daß d. Wasser einen Stoß gegen d. Schaufel ausübt in d. Drehrichtung d. Rades. Wenn dagegen d. Umfangsgeschw. d. Rades um etwas vergrößert wird, also auch $\div v_1$ größer anzunehmen ist, so deformiert sich d. Parallelogramm in d. strich-punktierten Weise; dadurch wird d. Wirkungsgrad in bedeutendem Maße vermindert, indem d. Wasser nicht allein d. Schaufel nicht berührt, sondern auch noch gegen d. hintere Fl. d. nachfolgenden Schaufel stößt. Nun ist aber offenbar d. vorteilhafteste Gang d. Rades immer dann erreicht, wenn durch Geschw.-Änderungen nur einer od. in anderem Sinne in d. Mitte d. max. d. Geschw. d. Wirkungsgrad nur unwesentlich beeinträchtigt wird. Aus diesem Grund ist es zu empfehlen, einen kleinen Stoß gegen d. Schaufel in d. Drehungsrichtung d. Rades zu gestatten, so daß bei einer wesentlichen Änderung d. Geschw. v_1 erst d. Wasser d. Schaufel berührt, also W_1 mit W in eine Richtung fällt.

Derselbe Grundsatz entspricht d. Annahme, d. Weisbach zu Grunde legt: er gestattet d. Annahme nicht, daß man d. vorteilhaftesten Gang bekäme, wenn d. volle Querschnitt d. aus d. Leitrad ausströmenden Wassers möglichst gleichzeitig an d. Schaufelenden beginne, und daß d. volle Querschnitt d. Wasserstrahls mit gleicher Geschw. in d. Schaufel eintritt. Wenn diese Geschw. $= u$ ist, so ist aber dieselbe u größer als d. Geschw., mit d. d. Wasser bis zur Ausflußstelle aus d. Leitrad gelangt, wie leicht zu zeigen ist.

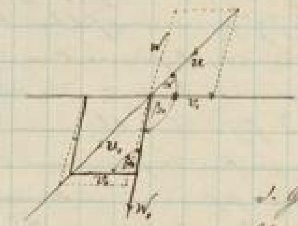


Man stelle Laufrad und Leitrad gegeneinander in einer solchen Stellung, daß d. untere Schaufelkante d. Laufrades in d. Mitte steht zwischen 2 Schaufeln d. Leitrades. D. Schaufelkante d. Laufrades hemmt nun in d. Mitte d. Ausfl. d. Wassers und es bilden sich 2 Wasserstrahlen, so daß eine Contraction entsteht, welche d. Geschw. d. Wassers vergrößert durch Verengung d. Querschnitts.



Wenn also nun u d. Geschw. ist, mit d. d. Wasser wirklich in d. Laufrad hineinströmt und u_0 d. Geschw., welche d. Wasser vor d. Eintritt hat, so ist offenbar $u_0 < u$ mit Rücksicht auf d. stattfindende Querschnittsverengung. Wenn man nun d. Parallelogramm mit Rücksicht auf W_0 und u_0 construiert, und dabei d. Richtung v. W_0 mit W_1 zusammenfallen läßt, so bekommt man eine vorteilhafte Lage, wie aus d. Umstand hervorgeht, daß, wenn man d. Diagonale u_0, wie es offenbar geschehen muß, zu u vergrößert, d. Richtung W so beschaffen ist, daß d. Wasser einen Stoß gegen d. Schaufel ausübt. Es fragt sich jetzt nur noch, wie dieser Umstand in d. betreffenden Formel aufzunehmen ist. Man könnte z.B. einen kleinen Winkel zwischen W und W_1 annehmen und dann d. Aufgabe entsprechend behandeln. Einfacher jedoch gestaltet sich d. Sache, wenn man mit Prof. Schmidt annimmt, daß d. absolute Eintrittsgeschw. u keine Richtungsänderung erfahren dürfe, um eine vorteilhafte Gangart zu bekommen. Dabei ist dann vorausgesetzt, daß d. Wasser keinerlei Widerstände beim Eintritt in d. Laufrad findet. Wenn man unter dieser

Voraussetzung d. beiden Geschw.-Parallelogramme entspricht, so sind beide einander angepaßt. Thatsächlich sind nun aber nicht unbedeutende Widerstände mit d. Eintritt in d. Laufrad verbunden, weshalb $u_1 < u$; ist aber $u_1 < u$, so entspricht in d. Folge d. unveränderlichen Richtung von u_1, identisch mit u, eine solche Verzögerung von W_1 gegen W, so daß also jedenfalls ein mäßiger Stoß gegen d. innere Schaufel ausgeübt wird.



D. Grund, in d. Sache d. Fall ist, kann man dadurch in Rechnung bringen, daß man d. Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{u_1}{u}$ durch einen Coeff. ausdrückt, dessen Größe man sich für d. verschiedenen Gattungen von Turb. zu bestimmen vorbehält und zwar sei

$$\frac{u_1}{u} = \frac{\varepsilon - \lambda}{\varepsilon}$$

wo λ also für d. verschiedenen Turb. verschieden ist. Ob diese Annahme übrigens d. ursprünglichen mäßigen Verhältnissen entspricht, wird sich dadurch zeigen, daß man unter dieser Annahme auf dieselbe Form von v_1 wie früher kommt, nur mit d. Unterschied, daß d. Coeff. etwas kleiner als $\sqrt{\varepsilon}$ ist, wie es auch sein sollte. Auf Grund dieser Annahme hat man nun in d. Dreieck, dessen Seiten $u_1\ v_1\ W_1$ sind, d. Seite W_1 gegenüberliegend d. Winkel α, u_1 gegenüber β_1, also:

$$1)\qquad u_1 : v_1 : W_1 = \sin\beta_1 : \sin(\alpha+\beta_1) : \sin\alpha$$

Bezüglich d. Art und Weise, wie d. Wasser aus d. Rad abfließt, soll d. frühere Voraussetzung wiederum erhalten werden, also:

$$2)\qquad u_2 : v_2 : W_2 = \sin\beta_2 : \cos\beta_2 : 1.$$

Mit Rücksicht auf Voraussetzung 2 wird nun wie früher:

$$3)\qquad \varepsilon g H = u v_1 \cos\alpha$$

Mit Benützung von Gl. 1 also:

$$\varepsilon g H = \frac{u}{u_1} u_1 v_1 \cos\alpha = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-\lambda}\,\frac{\cos\alpha\sin\beta_1}{\sin(\alpha+\beta_1)}\,v_1^2.$$

und hieraus

$$4)\qquad v_1 = \sqrt{\varepsilon-\lambda}\,\sqrt{gH\,\frac{\sin(\alpha+\beta_1)}{\cos\alpha\sin\beta_1}}.$$

Dieser Ausdruck unterscheidet sich von d. früheren nur dadurch, daß $\sqrt{\varepsilon-\lambda}$ an Stelle von $\sqrt{\varepsilon}$ getreten ist, und auch durch d. Erfahrung bestätigt ist. — Es fragt sich nun, wie man zur Kenntniß von λ durch Versuche gelangt. Dies kann folgendermaßen geschehen:

Angenommen es sei eine gewisse Turb. in d. Ausführung vorhanden, um nun d. Werth von λ für diese Turbine versuchsweise zu finden, wird man folgendermaßen verfahren: Man löst irgend eine Kuppelung, an deren Stelle wird d. Prony'sche Zaum od. ein Bremsdynamometer gebracht und zunächst nur d. Bremshebel mäßig belastet, so daß bei vollständig beaufschlagter großer Geschw. sich ein Beharrungszustand herausstellt; nachdem man d. Hebel d. Prony'schen Zaums mäßig belastet hat, werden d. Schrauben so regulirt, daß bei diesem Gang sich ein Einspielen d. Hebels herausstellt. Hat man dies erreicht, so werden d. nöthigen Messungen angestellt: es werden ermittelt d. Belastung P d. Bremshebels incl. d. auf d. Endpunkt reducirten Gew. d. Hebels, ferner d. Umdrehungszahl n p. Min., ferner durch d. directe Messung d. augenblicklich disponible Gefälle und endl. d. Wasserquantum Q. Vermittelst dieser Größen kann man nun d. Wirkungsgrad η bestimmen; zunächst findet man:

$$\mathfrak{E}_0 = 1000\,Q\,H.$$

und vermittelst d. Prony'schen Zaums kennt man:

$$\mathfrak{E} = \frac{n}{60}\,P\,2\pi l = 0{,}1047\,n P l.$$

, wenn l d. Länge d. Bremshebels ist, und endl.:

$$\eta = \frac{\mathfrak{E}}{\mathfrak{E}_0}.$$

Nun wird d. Belastung P ein wenig vergrößert, es wird dann nöthig werden, d. Schrauben, welche Größe d. Reibung zwischen d. Turbinenwelle u. d. Bremsklotz. reguliren, etwas mehr anzuziehen. Hat man es dann wieder erreicht, daß d. Bremshebel frei zwischen d. Anschlägen spielt u. sich ein gleichförmiger Gang herausgestellt hat, so wird wieder P, n, Q u. H gemessen

und η nimmt bestimmt. Es wird fortgesetzt; dabei zeigt es sich, daß zunächst d. Werte von η wachsen u. wieder abnehmen; man findet also d. Maximum von η u. d. Werte von n, welcher d. vorteilhaftesten Gang entspricht. Zugleich mit diesem max ist auch d. max Wert von ε bestimmt durch d. Gl.:
$$\eta = \varepsilon\varphi - \mu.$$
Wenn man also φ u. μ, die von untergeordneter Art sind, schätzungsweise bestimmt, so findet man:
$$\varepsilon = \frac{\eta + \mu}{\varphi}.$$
Um nun d. Gefälle h zu finden, kann man bemerken, daß d. Größe $gH\frac{\sin(\alpha+\beta_1)}{\cos\alpha_1 \sin\beta_1}$ berechnet werden kann, daß für diesen vorteilhaftesten Gang d. Turb. genommen werden, wird diese somit bekannte Wassergröße mit V_1 bezeichnet, so ist:
$$\varepsilon - h = \left(\frac{v_1}{V_1}\right)^2 \text{ also } h = \varepsilon - \left(\frac{v_1}{V_1}\right)^2.$$
Was v_1 betrifft, so ergibt sich dieses aus Beobachtung d. Umdrehungszahlen:
$$v_1 = \frac{n}{60}\,2\pi r_1 = 0{,}1047\,n\,r_1.$$
r_1 ist für d. gegebene Turb. bekannt und n ist beobachtet worden.
Es versteht sich, daß, um mit d. max Wert von h d. max von ε zu erhalten, μ u. φ geschätzt od. näherungsweise bestimmt werden müssen. Was μ betrifft, so kann derselbe berechnet werden dadurch, daß er vorzugsweise von d. Zapfenreibung abhängt, mit Rücksicht auf d. Gew. d. Turb., d. darüber befindlichen Wassersäule u. d. Umdrehungszahl u. einem gewissen Reibungscoeff. Was dagegen φ betrifft, welches sich auf d. Wasserverlust bezieht, so würde dieser schwer genau zu beurteilen sein: d. hauptsächlichste Wasserverlust findet statt beim Übertritt d. Wassers vom Leitrad zum Laufrad. d. Größe d. Öffnung, aus welcher hier d. Umständen gemäß ein Teil d. Wassers entweichen kann, sei bezeichnet mit δ', ferner sei d. hydraul. Überdruck in d. diesen Spielraum äußerlich umgebenden Raum, innerhalb dessen d. Wasser sich ergießt $= h'$. Da nun d. hydraul. Überdruck d. Wassers in d. Spaltraum mit h bezeichnet wurde, so ist $h - h'$ d. hydraul. Überdruck, unter dessen Einfluß d. Ausfluß in δ' erfolgen muß, so ist also d. pr. Zeit verloren gehende Wasserquantum gleich ist $= \mu'\delta'\sqrt{2g(h-h')}$ unter μ' einen entsprechenden Ausflusscoeff. verstanden, also:
$$Q(1-\varphi) = \mu'\delta'\sqrt{2g(h-h')}.$$
Was in dieser Gl. d. hydraul. Überdruck h betrifft, d. d. Wasser selbst zukommt an d. Stelle, wo es d. Laufrad zuströmt, so ist h bedingt durch d. von früher bekannte Gl.:
$$h + \frac{u^2}{2g} = H - H_1 - \varrho_0 H.$$
d. Geschw.-Höhe $\frac{u^2}{2g}$, mit d. d. Wasser d. Laufrad zuströmt, sei mit Hilfe eines neu einzuführenden Coeff. im Verhältnis zu H gesetzt, etwa $\frac{u^2}{2g} = mH$, so daß:
$$\cancel{h + \frac{u^2}{2g}} \; h = H(1 - \varrho_0 - m) - H_1.$$
Was d. hydraul. Überdruck h' betrifft, d. in d. Raume herrscht, wo sich d. entweichende Verlustwasser hin ergießt, so sind 2 Fälle zu unterscheiden: Wenn dieses Wasser in ununterbrochenem Zusammenhang mit d. Unterwasser steht, wie es dann d. Fall ist, wenn d. ganze Turb. sich im Unterwasser umdreht od. wenn d. Turb. in einem Rohr eingeschlossen ist, so ist:
$$h' = -H_1.$$
Wenn d. Turb. z. B. sich im Unterwasser selbst umdreht, so ist d. Höhe d. Eintrittsstelle über d. Unterwasserspiegel negativ und d. Absolutwert dieses H_1 ist dann umgekehrt d. Höhe d. Unterwasserspiegels über d. Eintrittsstelle d. Wassers in d. Turb. Bei einer Rohrturb. ist an d. Stelle, wo d. Wasser in d. Laufrad eintritt ein kleinerer Druck als d. Atm.-Druck vorhanden, H_1 hat einen positiven Wert, h' ist also negativ und zwar $H_1 = -h'$, also:
$$h - h' = H(1 - \varrho_0 - m).$$
Wenn aber d. Turb. sich in freier Luft umdreht, also d. Spielraum äußerlich von d. freien Luft umgeben ist, so ist dieser Raum, in welchen sich d. verlorene Wasser sich ergießt d. freie Atm. selbst, also ein Raum, wo d. Überdruck $= 0$ ist, dann ist $h' = 0$, dann wenn aber H_1 immer sehr klein (H_1 d. Lage d. Spaltraums) u. d. Lage dieses H_1 nur eine untergeordnete

Theil d. Turb. und wenn man H_1 in $\rho_0 H$ mit einbegriffen denken, dass d. letzte Formel auch für diese Turbinenart gilt; es ist also:

$$(1-\varphi)\,Q = \mu' F' \sqrt{2g\,H(1-\rho_0-m)}\,.$$

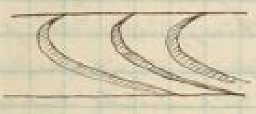
Aus diesem Ausdruck ist ersichtlich, dass in hohem Grade d. Wasserverlust bedingt ist durch m; wenn $m = 1-\rho_0$ dann wird dieser Wasserverlust absolut $= 0$, wenn $m > 1-\rho_0$, dann wird $u-u'$ negativ. Dann wird zwar kein Wasser durch d. seitlichen Zwischenräume weg müssen sie entweichen, es wird dann aber von außen Luft od. Wasser eingesaugt werden, was ein Umstand, d. ebenso schädlich wie ein kleiner Wasserverlust wäre. Auf keinen Fall soll also m so gewählt werden, dass es größer als $1-\rho_0$ wäre, dagegen ist es vortheilhaft, m so zu wählen, dass es möglichst gleich od. kleiner als $1-\rho_0$ ist. —

In höherem Grade hat d. Coeff. m aus einem andern Grunde eine wesentliche Bedeutung, weil von m d. Eigenschaften d. Turb. hauptsächl. bedingt sind, weshalb dieser Coeff. m auch d. von ~~Redtenbacher~~ Rittinger gebrauchten Namen d. Charakteristick d. Turb. genannt werden kann. Wenn nämlich diese Charakteristik m in d. Grenze $= 1-\rho_0$ ist, so ist $\frac{u^2}{2g} = (1-\rho_0)H$ ebenso also in diesem Fall d. ganze Arbeitsvermögen, welches d. Wasser mit Rücksicht auf d. disponible Gefälle zukommt mit Abzug d. Verlustes bis zum Leitrad in Form von lebendiger Kraft in d. Wasser enthalten, welches bis zum Laufrad strömt. Bei dieser Art d. Wirkung d. Wassers in d. Turb. ist es offenbar unnöthig, dass ein continuierlicher Zusammenhang zwischen dem d. Turb. zufließenden Wasser u. d. in d. Turb. hineinfließenden Wasser stattfindet. Wird also eine solche Turb. nur partiell beaufschlagt, so hat dieses für d. Wirkung einer solchen Turb. gar keinen schädlichen Einfluss. D. Wirkungsgrad einer solchen Turb., deren Charakteristik $= 1-\rho_0$ ist, wird durch d. partielle Beaufschlagung nicht merklich geändert. Diesem Vortheil einer solchen Turb. steht allerdings auch ein Nachtheil gegenüber, nämlich dass d. Wirkungsgrad einer solchen Turb. bedeutend gestört wird, wenn sie im Unterwasser taucht. Wenn nämlich d. ganze disponible Arbeitsvermögen in Form von lebendiger Kraft in d. Wasser aufgespeichert ist, so wird im Allgemeinen eine volle Ausfüllung d. Canäle nicht stattfinden, es bilden sich hohle Räume im Laufrad, d. nicht von ungebrauchtem strömenden Wasser erfüllt werden; sind diese Räume mit Luft erfüllt, so wird dies gewiss keinen schädlichen Einfluss haben, taucht aber d. Turb. im Unterwasser u. diese hohlen Räume füllen sich mit Unterwasser, so wird d. an diesem Unterwasser vorbeiströmende Wasser in wirbelförmige Bew. gebracht; ist also d. Charakteristik $= 1-\rho_0$ u. d. Turb. taucht im Unterwasser, so wird eine Verringerung d. Wirkungsgrades eintreten. — Wenn aber andererseits d. Charakteristik wesentlich kleiner als $1-\rho_0$ ist, so ist nur ein Theil d. ganzen disponiblen Arbeitsvermögens in Form von lebendiger Kraft im Wasser enthalten, welches d. Laufrad zufließt. Je kleiner aber d. Geschw. u, od. d. lebendige Kraft $\frac{u^2}{2g}$ ist, desto größer ist H also d. Pressungszustand d. Wassers. Bei einer solchen Turb. wird d. Wasser gar nicht nur durch seine lebendige Kraft, zum großen Theil aber auch durch seinen Pr.-Zustand wirken. Letztere Wirkungsweise setzt d. Wassers stets einen beständigen continuierlichen Zusammenhang mit d. Oberwasser voraus; wird eine solche Turb. nur partiell beaufschlagt, so hört d. Pr.-Zustand im Wasser, sowie es bei d. Zuflusscanal vorbei ist auf; deshalb macht es nöthig, dass ein beständiger Zusammenhang d. im Laufrad befindlichen Wassers mit d. Oberwasser stattfindet. Dagegen hat eine solche Turb. d. Vortheil, dass ihr Wirkungsgrad keine Änderung beeinträchtigt werden kann, dass sie im Unterwasser taucht, da wegen d. Pr.-Zustandes d. Wassers gewährleistet ist, d. Canäle ganz auszufüllen. Mit Rücksicht auf diese Charakteristik m schließt man zu unterscheiden zwischen:

Actions- und Reactions-Turbinen.

Eine Actions-Turb. wird nach d. von Rittinger zuerst eingeführten Bezeichnung eine Turb.

genannt, deren Charakteristik = oder fast = $1-\varepsilon_0$ ist, so daß d. Wasser in dieser Turb. fast nur durch seine lebendige Kraft wirkt, wogegen eine Turb., deren Charakteristik wesentlich kleiner als $1-\varepsilon_0$ ist, wo also d. Wasser bedeutend durch d. Pr.-Zustand wirkt, eine Reactionsturb. genannt wird. D. Charakteristik gibt also einen Maßstab ab, in welchem Grad eine Turb. als Action- oder Reactionsturb. wirkt. Um d. Vorzüge dieser beiden Arten von Turb. möglichst mit einander zu vereinigen, haben fast gleichzeitig Pittinger u. Hänel zuerst vor einer Reihe von Jahren d. Actionsturb. mit Rückschaufeln ausgestattet. Es lassen sich d. Vorzüge so vereinigen, daß d. Turb. zwar principiell als Actionsturb. gebaut wird, daß aber gleichzeitig d. Schaufeln mit Rückschaufeln versehen sind, um es zu erreichen, daß d. Querschnitte d. Canäle d. Laufrads sich nach einem solchen Gesetz ändern, daß sich keine Räume nicht bilden können. Es handle sich z. B. um eine seitenschl. Turbine, wobei dieses System hauptsächlich angewendet wird. Wird diese Turb. als Actionsturb. construiert, so kann es d. Fall sein, daß d. Wasser d. Canal nur theilweise ausfüllt. D. vollständige Erfüllung d. Eintritts- und



Endquerschnitts kann erreicht werden durch eine passende Wahl von β_1 u. β_2; in d. Regel bildet sich aber in d. Mitte ein Raum, d. nicht mit regelmäßig strömendem Wasser erfüllt ist; um nun aber d. Nachtheile, d. damit verbunden sind, zu beseitigen, kann man einfach d. ursprünglichen Schaufeln an d. Rückwand mit sogenannten Rückschaufeln verbinden; ob jedoch d. ursprünglichen Rückschaufeln mit solchen Rückschaufeln verbunden werden, oder ob d. Schaufeln von vornherein eine entsprechende veränderl. Dicke erhalten ist gleichgültig, so daß also trotzdem, daß kein Unterdruck vorhanden ist, dennoch in Folge dieser veränderl. Schaufeln eine überall volle Ausfüllung d. Canäle stattfindet. Bei Partialturb. liegt es in d. Natur d. Sache, daß d. mit Schluckwasser erfüllten Canäle d. Laufrads eine längere Zeit sich außer Zusammenhang mit d. Oberwasser befinden; eine solche Turb. muß deshalb immer als Actionsturb. construiert werden d. h. so daß d. Charakteristik = od. wenig kleiner als $1-\varepsilon_0$ ist. Solche Turb. mit Rückschaufeln zu versehen ist nicht nöthig. Derartige Partialturb. finden Anwendung bei sehr bedeutenden Gefällen, wo d. Dimensionen einer Vollturb. übermäßig klein würden; man läßt dann d. Turb. in geringer Höhe über d. Unterwasserspiegel in d. Luft gehen. —

Nachdem also nun d. Coeff. m als wesentliches Constructions~~element~~ element in d. Berechnung eingeführt ist, soll d. Gl., wodurch m eingeführt wurde, als weitere Gl. zu d. 4 schon abgeleiteten hinzugefügt werden:

$$5)\quad \frac{u^2}{2g} = m\,H$$

$$6)\quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

Diese Gl. 1–6 bilden nun offenbar 8 (Gl. 1 u. 2 sind doppelt zu zählen) von einander unabhängige Gl. und zwar enthalten diese 8 Gln. außer d. als gegeben vorausgesetzten disponiblen Gefälle H u. d. erfahrungsmäßig zu bestimmenden Coeff. ε eine Beziehung zwischen folgenden 12 Constructionselementen:

$$m \quad \alpha \quad \beta_1 \quad \beta_2 \quad \frac{r_1}{r_2} \quad u \quad u_1 \quad u_2 \quad v_1 \quad v_2 \quad w_1 \quad w_2 .$$

Diese 8 von einander unabhängigen Beziehungen lassen sich in mannigfacher Weise anderweitig aufstellen; 2 solche sollen noch hervorgehoben werden: Zunächst sei bemerkt, daß d. Gl.: $\frac{u_1}{u} = \frac{\varepsilon-\lambda}{\varepsilon}$ eine solche Beziehung ist, die nicht als neue Gl. betrachtet werden kann, denn sie wurde bereits aus Gl. 1 u. 3 d. Gl. 4 abgeleitet. Es ergibt sich nun aus Gl. 3:

$$v_1 = \frac{\varepsilon g H}{u \cdot \cos\alpha} = \frac{\varepsilon}{\cos\alpha}\,\frac{gH}{u}$$

oder für u d. Werth aus Gl. 5 eingesetzt, folgt:

$$v_1 = \frac{\varepsilon}{\cos\alpha}\sqrt{\frac{gH}{2m}}$$

Wenn man diesen Ausdruck v_1 gleichsetzt d. Ausdruck von v_1 in Gl. 4 und diese Gl. quadriert, so folgt:

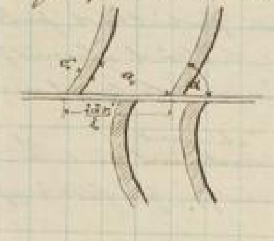
$$\frac{\varepsilon^2}{\cos^2\alpha}\,\frac{gH}{2m} = (\varepsilon-\lambda)\,gH\,\frac{\sin(\alpha+\beta_1)}{\cos\alpha\cdot\sin\beta_1}$$

u. durch $(\varepsilon-\lambda)$ u. $\sin\alpha$ dividiert:

$$\operatorname{ctg}\alpha + \operatorname{ctg}\beta_1 = \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon-\lambda}\,\frac{1}{m\cdot\sin 2\alpha} . \text{ —}$$

Voll-Turbinen.

Bei denselben sind d. Canäle d. Laufrades in ihrem Anfangsquerschnitt vollständig mit Wasser erfüllt; was d. Endquerschnitte d. Canäle d. Laufrades betrifft, so ist dasselbe zwar nicht immer unbedingt nothwendig, indessen hält doch diese Voraussetzung als Forderung zu Grunde gelegt werden. Wenn nämlich d. Endquerschnitte d. Canäle d. Laufrades nicht vollständig mit Wasser erfüllt sind, so wäre dies nur einem zu großen Werth von d. Winkel β_2 zuzuschreiben. Je kleiner β_2 ist, desto enger sind d. Endquerschnitte und desto kleiner ist auch a_2; es ist also vortheilhaft so zu construiren, daß am Ende d. Canäle dieselben noch vollständig mit strömendem Wasser ausgefüllt sind. Wenn nun, während d. Canäle am Anfang und Ende vollständig mit Wasser gefüllt sind, d. Charakteristik wesentlich kleiner als $1-\zeta_0$ ist, d. Turb. also wesentlich d. Charakter einer Reactionsturb. hat, so wird von selbst eine Ausfüllung d. übrigen Querschnitte d. Laufrads stattfinden, wie d. Charakteristik $= 1-\zeta_0$, so würde d. weitere Aufgabe hinzutreten, d. Gestalt d. Radschaufeln so zu bestimmen, daß trotz eines fehlenden Ueberdrucks dennoch vollständige Ausfüllung d. Canäle mit strömendem Wasser stattfindet. Es lassen sich nun für solche Vollturb. zunächst gewisse Glgn. für d. Canalweite a_0 a_1 a_2 aufstellen. Was zunächst d. Austritt d. Wassers aus d. Leitrad betrifft, so ist d. mittlere Umfang dieser Austrittsstelle $= 2\pi r_1$; dividirt man diesen mittleren Umfang durch d. Schaufelzahl z_0 d. Leitrads, so erhält man denjenigen Bogen, welcher auf einen solchen Canal kommt. Dieser Bogen ist klein genug, um als gerade Linie in Rechnung gebracht zu werden, wird derselbe dann noch mit $\sin\alpha$ multiplicirt, so erhält man d. Summe aus d. Weite a_0 u. d. Schaufeldicke δ_0 wie aus d. Zeichnung ersichtlich; also:



$$a_0 = \frac{2\pi r_1}{z_0}\sin\alpha - \delta_0.$$

Ganz ebenso erhält sich bezüglich d. Weite d. Laufradcanäle, also:

$$a_1 = \frac{2\pi r_1}{z}\sin\beta_1 - \delta_1$$

$$a_2 = \frac{2\pi r_2}{z}\sin\beta_2 - \delta_2$$

Außer diesen Glgn. sind nun weitere Glgn. aufzustellen mit Rücksicht auf d. Wassermenge, welche z. B. dem Laufrad zufließt, durch d. Anfangsquerschnitte d. Laufradcanäle hindurch seine Bew. beginnt u. am Ende derselben austritt. In dieser Beziehung muß bemerkt werden, daß mit Rücksicht auf d. Schaufeldicke eine eigentlich volle Ausfüllung mit strömendem Wasser weder in den Endquerschnitt d. Leitcanäle, noch in d. Anfangsquerschnitt d. Laufcanäle stattfinden kann. Bei d. gezeichneten Lage d. Canäle gegeneinander bildet sich am Ende d. Leitcanals, d. Vorderst. d. Schaufel d. Laufradcanals gerade gegenüber ein keilförmiger Raum, in welchem d. Wasser an d. strömenden Bew. nicht Theil nimmt. Ebenso erhält sich bezüglich d. Eintritts d. Wassers in einem solchen Canal d. Laufrades, d. d. Leitschaufel gegenüberliegt, hier kann ein Zufluß nicht stattfinden und es bildet sich demnach auch hier ein keilförmiger Raum, in welchem eine eigentlich strömende Bew. nicht stattfinden kann. Mit Rücksicht auf d. Dicke d. Schaufeln d. Laufrades werden also d. Austrittsquerschnitte d. Leitrades verengt u. ebenso d. Eintrittsquerschnitte d. Laufrades verengt. Bei d. Festsetzung d. hier vorzunehmenden Bezeichnung von F_1 d. volle Gesammteintrittsquerschnitt d. Leitrades bezeichnet. Da derselbe aber wegen d. Dicke d. Schaufeln d. Rades nicht vollständig mit strömendem Wasser erfüllt sein kann, so wird derjenige Theil, welcher mit strömendem Wasser erfüllt ist, etwa $= k_1 F_1$ sein, wo k_1 also ein Coefficient ist. Ebenso von F_2 d. Summe d. Eintrittsquerschnitte

d. Kanäle d. Laufrades, der nämlich auch dieser nicht vollständig mit strömendem Wasser erfüllt sein kann, so soll derjenige Theil, welcher mit strömendem Wasser erfüllt ist mit $k_1 \delta_1$ bezeichnet werden. Was diese Coeff. k_0 u. k_1 betrifft, so ist etwas ... klar, welche ungefähren Werthe ihnen beigelegt werden müssen; k_0 wird bedingt durch d. Schaufeldicke δ_1; je grösser δ_1 od. vielmehr je grösser δ_1 im Verhältniss zu a_1 ist, desto kleiner wird k_0 sein, derart, dass man wird setzen können

$$k_0 = \frac{a_1}{a_1 + \delta_1}$$

wäre δ_1 verschwindend klein im Vergleich zu a_1, so würde eine solche Gl. d. Austrittsquerschnitts ... sein. Ebenso ... d. Eintrittsquerschnitt d. Kanäle d. Laufrades bezüglich Ausfüllung mit strömendem Wasser von δ_0 ab, also:

$$k_1 = \frac{a_0}{a_0 + \delta_0}$$

Bezeichnet man nun mit $k u$ d. Geschw., mit d. d. Wasser an d. ... vom Leitrad zum Laufrad strömt, welche Geschw. natürlich wegen d. ... Verengung d. Ausflussquerschnitts d. Leitrades durch d. Schaufelkanten d. Laufrades grösser sein muss, als d. Geschw. u d. Wassers im Leitradkanal, also $k > 1$, so ist offenbar d. Wassermenge Q:

$$Q = k u \, k_0 \delta_0$$

oder da $\delta_0 = z_0 a_0 b_0 = z_0 a_0 b_1$:

$$Q = k k_0 z_0 a_0 b_1 u.$$

Dieselbe Wassermenge, oder besser eine wenig kleinere Wassermenge φQ muss auch ... durch d. Eintrittsquerschnitt d. Laufrades strömen, und zwar ist φ etwas kleiner als 1, weil ... durch d. Spalt zwischen Leit- u. Laufrad beim Übertritt d. Wassers immer etwas von demselben verloren geht. Es ist also auch:

$$\varphi Q = k_1 \delta_1 w_1$$

oder da $\delta_1 = z a_1 b_1$:

$$\varphi Q = k_1 z a_1 b_1 w_1$$

Dieselbe ganz genaue Wassermenge φQ muss auch aus d. Gesammtaustrittsquerschnitt δ_2 d. Laufrades austreten, und hier ist zu sehen, da hier keine Querschnittsverengung und auch keine Contraction stattfindet, (ohne Multiplication mit einem Contractionscoeff.):

$$\varphi Q = \delta_2 w_2$$

oder da $\delta_2 = z a_2 b_2$:

$$\varphi Q = z a_2 b_2 w_2.$$

Außer d. genannten früheren 8 haben wir also nun noch 6 Bestimmungsgln. für d. Radelemente hinzu bekommen, wovon d. letzteren jedoch nicht zur Bestimmung d. genannten 12 Radelemente dienen, sondern zur Bestimmung d. folgenden 11 Radelemente:

$$a_0 \; a_1 \; a_2 \; r_1 \; b_1 \; b_2 \; \delta_0 \; \delta_1 \; \delta_2 \; z_0 \; z \, .$$

D. Gl. für φQ sollen nun noch etwas umgeformt werden, indem sie durch d. Gl. für Q dividirt werden sollen; es ergeben sich dann folgende 2 verschiedene Ausdrücke für d. Coeff. φ:

$$\varphi = \frac{k_1}{k k_0} \frac{z}{z_0} \frac{a_1}{a_0} \frac{w_1}{u}$$

u.

$$\varphi = \frac{1}{k k_0} \frac{z}{z_0} \frac{a_2}{a_0} \frac{b_2}{b_1} \frac{w_2}{u}$$

Anstatt u kann man nun mit Hilfe d. früheren Gl.: $\frac{u_1}{u} = \frac{\varepsilon - z}{\varepsilon}$ d. Geschw. u_1 einführen, indem man setzt: $\frac{1}{u} = \frac{\varepsilon - z}{\varepsilon u_1}$. Ferner soll zur Abkürzung gesetzt werden: $\varphi\, k \frac{k_0}{k_1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 2} = \psi$. Dies eingesetzt giebt mit d. ersten Ausdruck für φ:

$$\frac{a_1}{a_0} = \psi \frac{z_0}{z_1} \frac{u_1}{w_1}$$

und mit d. 2ten Ausdruck für φ:

$$\frac{a_2}{a_0} = k_1 \psi \frac{z_0}{z} \frac{b_1}{b_2} \frac{u_1}{w_2}.$$

Nun ist aber nach Gl. 1: $\frac{u_1}{w_1} = \frac{\sin\beta_1}{\sin\alpha}$

und mit Rücksicht auf Gl. 2: da $\frac{v_1}{v_2} = \frac{r_1}{r_2}$

$$\frac{u_1}{w_2} = \frac{u_1}{v_1} \frac{v_1}{v_2} \frac{v_2}{w_2} = \frac{\sin\beta_1}{\sin(\alpha + \beta_1)} \frac{r_1}{r_2} \cos\beta_2$$

Dies eingesetzt giebt:

$$\frac{a_1}{a_0} = \psi \frac{z_0}{z} \frac{\sin\beta_1}{\sin\alpha}$$

$$\frac{a_2}{a_0} = k_1 \psi \frac{z_0}{z} \frac{b_1 r_1}{b_2 r_2} \frac{\sin\beta_1 \cos\beta_2}{\sin(\alpha + \beta_1)}$$

und endl. durch Division beider Gln.:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{1}{k_1} \frac{b_2 r_2}{b_1 r_1} \frac{\sin(\alpha + \beta_1)}{\sin\alpha \cdot \cos\beta_2}$$

oder

$$k_1 \frac{a_1}{a_2} \frac{r_2 \sin\beta_2}{r_1 \sin\beta_1} = \frac{b_2}{b_1} \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \operatorname{tg}\beta_2 \left(\operatorname{cotg}\alpha + \operatorname{cotg}\beta_1\right)$$

d. Ausdruck auf d. linken Seite sei nun bezeichnet mit i; also:

$$i = k_1 \frac{a_1}{a_2} \frac{r_2 \sin\beta_2}{r_1 \sin\beta_1}.$$

dann kann man auch schreiben d. Gl.:

$$i \cdot \operatorname{cotg}\beta_2 = \frac{b_2}{b_1} \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \left(\operatorname{cotg}\alpha + \operatorname{cotg}\beta_1\right)$$

Was diese Grösse i betrifft, so kann man bemerken, daß sie nur wenig kleiner als 1 sein kann; denn wären d. Schaufeldicken verschwindend klein, so müßte i vollständig $= 1$ sein. d. Bedeutung von i ist nämlich folgende, wenn man für a_1 u. a_2 d. bekannten Werthe einsetzt:

$$i = k_1 \frac{\frac{2\pi}{z} - \frac{\delta_1}{r_1 \sin\beta_1}}{\frac{2\pi}{z} - \frac{\delta_2}{r_2 \sin\beta_2}}$$

Wären nun δ_1 u. $\delta_2 = 0$ od. verschwindend klein, so würden d. mit δ verbundenen Ausdrücke im Zähler u. Nenner $= 0$ und würde d. ganze Bruch $= 1$; weil $\delta_0 = 0$
7) ist aber auch $k_1 = 1$ und demnach auch d. ganze Ausdruck für $i = 1$. Also nur d. mehr od. weniger geringen Schaufeldicken bedingen ein Verschiedensein von i u. 1, welche Differenz natürl. nie groß sein kann. Setzt man deshalb i vorläufig $= 1$, dann kann d. gewonnene Gl. in $i \operatorname{cotg}\beta_2$ als eine neue 7te Bestimmungsgl. d. ursprüngl. 12 Unbekannten betrachtet werden, wenn für d. Verhältniß $\frac{b_2}{b_1}$ von vornherein irgend ein beliebiger Werth angenommen wird, indem dann nur noch die d. ursprüngl. 12 Unbekannten in d. Gl. vorkommen. Es läßt sich diese fragliche Gl. auch noch auf eine andere Form bringen, wenn man nämlich für $\operatorname{cotg}\alpha + \operatorname{cotg}\beta_1$ d. frühern Ausdruck setzt:

$$\operatorname{cotg}\alpha + \operatorname{cotg}\beta_1 = \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon - 2} \frac{1}{m \cdot \sin 2\alpha}$$

Dies oben eingesetzt und dann nach d. Gl. $\operatorname{tg}\beta_2$ aufgelöst giebt:

$$\operatorname{tg}\beta_2 = i \frac{b_1}{b_2} \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{\varepsilon - 2}{\varepsilon^2} m \cdot \sin 2\alpha$$

Wie gesagt, so bildet diese Gl. 7 als eine neue 7te Bestimmungsgl. nur unter d. Bedingung, daß $i = 1$ gesetzt und für $\frac{b_2}{b_1}$ ein Verhältniß von vornherein angenommen wird. –

Es waren nun vorhin für $\frac{a_1}{a_0}$ und $\frac{a_2}{a_0}$ Ausdrücke gefunden, aus deren Combination Gl. 7 hervorgegangen ist. Man kann also irgend einen der beiden und zwar an Stellen d. ersten hinzuzufügen. d. betreffende Gl. für $\frac{a_1}{a_0}$ bestimmt aber dagegen nicht Neues, sondern nur d. Koeff. K und zwar wird K folgendermaßen bestimmt:

Aus d. Gl. für $\frac{a_1}{a_0}$ soll $\frac{z}{z_0}$ entwickelt werden, wobei wieder für φ sein Wert gesetzt werden soll; also:

$$\frac{z}{z_0} = \varphi K \frac{k_0}{k_1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - \lambda} \frac{a_0}{a_1} \frac{\sin\beta_1}{\sin\alpha}$$

d. Größe $\frac{k_0 a_0}{k_1 a_1}$ ist nun aber nach d. Ausdrücken für $k_0 = \frac{a_1}{a_1 + \delta_1}$ und $k_1 = \frac{a_0}{a_0 + \delta_0}$:

$$\frac{k_0 a_0}{k_1 a_1} = \frac{a_0 + \delta_0}{a_1 + \delta_1}$$

also:
$$\frac{z}{z_0} = \varphi K \frac{\varepsilon}{\varepsilon - \lambda} \frac{a_0 + \delta_0}{a_1 + \delta_1} \frac{\sin\beta_1}{\sin\alpha}$$

Nach d. Gln. für a_0 u. a_1 ist aber: $\frac{a_0 + \delta_0}{a_1 + \delta_1} = \frac{z}{z_0} \frac{\sin\alpha}{\sin\beta_1}$ und somit:

$$\frac{z}{z_0} = \varphi K \frac{\varepsilon}{\varepsilon - \lambda} \frac{\sin\alpha}{\sin\beta_1} \frac{\sin\beta_1}{\sin\alpha}$$

und folgt:
$$K = \frac{\varepsilon - \lambda}{\varepsilon \varphi} . —$$

Wenn man nun Gl. 7 als eine 9te Bestimmungsgl. d. ursprünglichen 12 Radelemente betrachtet, dann sind offenbar von d. 6 Bestimmungsgl. für d. letzten 11 Radelemente nur 4 Bestimmungsgln. übrig geblieben. Es können also von d. aufgezählten 12 Radelementen 3 beliebig angenommen werden, während d. übrigen 9 dann durch d. betreffenden 9 Gln. bestimmt sind; von d. übrigen 11 Radelementen können dagegen 7 beliebig angenommen werden, nur 4 bestimmt durch d. folgenden 4 Gln. Am zweckmäßigsten wird es nun sein von diesen 7 Elementen d. Schaufelzahlen z_0 u. z, d. Schaufeldicken δ_0, δ_1, δ_2 und d. Verhältnis $\frac{b_2}{b_1}$ od. eines d. beiden Größen b_2 u. b_1 d. praktischen Rücksichten und Erfahrungen entsprechend beliebig zu wählen; betreffend d. Wahl d. 3 beliebig zu wählenden Radelemente von d. zuerst genannten 11 kann man bemerken, daß deren Wahl meistens durch anderweitige Bedingungen (eine bestimmte Umdrehungszahl, mit Rücksicht auf Gesamtgröße d. Turb., also namentlich d. Verhältnis $\frac{b_1}{r_1}$ oder eine verlangte Größe d. Wassers im Zuflußkanal bei Hochdruckturb.) bestimmt ist oder doch in Grenzen gehalten wird. —

D. Gang, d. nun im Allgemeinen bei d. Berechnung einer Turb. einzuschlagen ist, wird nun etwas ersichtlicher sein, so erhalten wir d. eine od. die andern Annahmen nicht im Betreff d. 3 willkürlich zu wählenden Radelemente von d. ursprünglich 12.

In d. Regel wird es am zweckmäßigsten sein, folgende 3 Konstruktionselemente nach Erfahrungen und praktischen Gründen anzunehmen:

Zuerst nämlich d. Charakteristik m, wodurch d. wesentlichen Haupteigenschaften d. verschiedenen Turb.-Arten bestimmt ist, damit man von vornherein weiß, welches Turb.-System man zu konstruieren hat und dies nicht etwa erst nach d. Rechnung ersieht, wodurch man unter Umständen großen Zufälligkeiten ausgesetzt wäre.

Zweitens möge d. Winkel α passend angenommen werden, unter d. das Wasser d. Radst. zugeführt wird. Was d. Wahl dieses Winkels α betrifft, so wird es im Allgemeinen zweckmäßig sein, diesen um so kleiner zu wählen, je kleiner Q und je größer d. betreffende Gefälle ist, damit man keine unverhältnismäßige Gesamtgröße d. Turb. bekommt. Es ist nämlich klar, daß r_1 um so größer ausfällt, je kleiner man α wählt. Wenn es sich nun z. B. um eine Hochdruckturb. handelt, und man wollte d. Wasser unter sehr spitzem Winkel α einführen, so würde d. Weite d. Leitradsquerschnitts nur sehr klein ausfallen, und demnach müßte man mit Rücksicht auf d. vorhandene größere Wassermenge Q d. Radius r_1 übermäßig groß machen. Je kleiner aber Q

und je größer d. disponible Gefälle ist, desto kleiner kann d. Eintrittsquerschnitt werden und also um so kleiner kann d. Radius werden und infolge α kleiner genommen werden. Sollte sich im Lauf d. Rechnung zeigen, daß durch d. Wahl von α einige Constructionselemente ganz ungeeignete Dimensionen bekommen, so würde man d. Annahme von α entsprechend corrigieren müssen.

Endlich erscheint es zweckmäßig d. Verhältniß $\frac{r_1}{r_2}$ je nach Art d. Turb. zweckmäßig zu wählen. —

Im folgenden sollen nun alle wesentlichen Dimensionen d. Turb. d. Reihe nach berechnet werden:

Außer d. oben gemachten willkürlichen Annahmen soll aber noch vorausgesetzt werden, daß ganz d. aus d. Gefälle H nutzbar zu machende Pferdestärkenzahl N gegeben sei. Es muß nun ferner noch eine erfahrungsmäßige Annahme hinsichtlich d. Wirkungsgrades η d. Turb. zu Grunde gelegt werden und es sei darnach vorausgesetzt, daß für η eine erfahrungsmäßige Annahme gemacht wäre.

Dann kann man zunächst d. Aufschlagwassermenge Q, welche z. Turb. zugeführt werden muß, berechnen; es ist nämlich d. Formel:

$$E = 75 N = \eta \cdot 1000\, Q H$$

daher

$$Q = \frac{75}{1000\,\eta} \cdot \frac{N}{H}.$$

Es muß aber auch von vornherein eine Annahme hinsichtlich d. hydraul. Wirkungsgrades ε gemacht werden und zwar etwas größer als η, indem bekanntlich ist:

$$\eta = \varepsilon\varphi - \mu \quad \text{also:} \quad \varepsilon = \frac{\eta + \mu}{\varphi}$$

, worin man μ im Durchschnitt veranschlagen kann zu:

$$\mu = 0{,}04$$

, welche Coeff. d. Nebenwiderstände, namentlich d. Zapfenreibungswiderstand in Rechnung bringt.

D. Coeff φ ist etwas kleiner als 1, etwa

$$\varphi = 1 - \psi$$

worin ψ d. verhältnißmäßigen Wasserverlust bedeutet; dieser beträgt aber immer nur wenige Procente d. ganzen Wassermenge Q, so daß man auch setzen kann:

$$\varepsilon = \frac{\eta + 0{,}04}{1 - \psi} = \eta + 0{,}04 + \frac{2}{3}\psi$$

dieser verhältnißmäßige Wasserverlust, veranlaßt durch d. Spalträume zwischen Leit- u. Laufrad, ist am kleinsten bei einer Actionsturb., indem hier gar kein Ueberdruck vorhanden ist an d. Stelle d. Wasserübertritts vom Leit- zum Laufrad.

Für Actionsturbinen und solche Turbinen, d. denselben ziemlich nahe stehen, kann man setzen:

$$\psi = 0 \text{ bis } 0{,}03$$

und folgl.: $\varepsilon = \eta + 0{,}04$ bis $\eta + 0{,}06$

Für Reactionsturb. und diesen nahe stehenden Turbinen kann man setzen:

$$\psi = 0{,}03 \text{ bis } 0{,}06$$

und folgl. d. hydraul. Wirkungsgrad: $\varepsilon = \eta + 0{,}06$ bis $\eta + 0{,}08$.

Es kann nun hieraus zunächst d. Winkel β_1 bestimmt werden aus d. Gl.:

$$\cot\alpha + \cot\beta_1 = \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon - \lambda} \cdot \frac{1}{m \cdot \sin 2\alpha}$$

wobei jedoch bemerkt werden muß, daß d. Coeff λ für d. betreffende zu entwerfende Turbinenart von vornherein zweckmäßig angenommen werden muß; es ist dann:

$$\cot\beta_1 = -\cot\alpha + \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon - \lambda} \cdot \frac{1}{m \cdot \sin 2\alpha}$$

Hierdurch ist β_1 bestimmt, indem ε, λ, m u. α bekannt resp. angenommen sind. —

Ferner kann man für d. Verhältniß $\frac{b_1}{b_2}$ eine passende Wahl à priori gemacht werden; jedoch ist es hier angemessen, zu untersuchen, ob d. angenommene Werth für dieses Verhältniß sich auch im weiteren Verlaufe d. Rechnung als zweckmäßig herausstellt. Mit d. Annahme $i = 1$ und $\frac{r_1}{r_2} = 1$ findet man nämlich einen Näherungswerth für d. Winkel β_2:

$$tg(\beta_2) = \frac{b_1}{b_2}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{e-2}{e^2}\, m. \sin 2\alpha$$

Dieser Winkel β_2 darf nun aber nicht übermäßig groß ausfallen, indem dann auch d. absolute Geschw. w_2 übermäßig groß würde, mit dem d. Wasser d. Turb. verläßt; letzteres ist aber durchaus nicht erwünscht. Würde man also diesen Näherungswerth von β_2 übermäßig groß finden und also auch recht schließen, daß d. wirkliche Werth von β_2 zu groß würde, so hat man $\frac{b_1}{b_2}$ entsprechend d. obigen Controllformel zu verringern.

Angenommen dieses sei geschehen.

Nun kann man weiter d. absolute Geschw. u d. Wassers im Leitrad zwischen Leit. u. Laufrad berechnen, nämlich:

$$u = \sqrt{2gmH}$$

und dann auch d. d. vortheilhaftesten Gang entsprechende Umfangsgeschw. v_1 an d. Eintrittsstelle:

$$v_1 = \frac{1}{\cos\alpha}\sqrt{\frac{gH}{2m}}\,. -$$

Es kommt nun zunächst darauf an, d. Radius r_1 zu berechnen, nachdem dann auch, da d. Verhältniß $\frac{r_1}{r_2}$ von vornherein angenommen wurde, r_2 bestimmt ist. Hiezu ist aber, wie schon erwähnt, eine weitere Bedingung nöthig, welche noch nicht durch d. zu Gebote stehenden Gl. ausgedrückt ist. Diese nothwendige Bedingung kann verschieden sein; es kann z. B.: verlangt werden eine bestimmte Tourenzahl n pr. Min., wenn aber n gegeben ist, so ist bekanntlich:

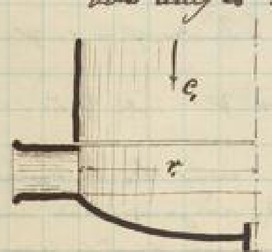
$$n = 9{,}55\,\frac{v_1}{r_1}$$

und mithin:

$$r_1 = 9{,}55\,\frac{v_1}{n}$$

wodurch aber r_1 bestimmt ist, da man v_1 bereits berechnet hat.

Oder auch es kann von einer passend erscheinenden Geschw. c_1 ausgegangen werden, mit welcher d. Wasser in d. inneren Zuflußrohr einer Fourneyron od. Nagel-Turb. fließen soll;



dann hätte man:

$$Q = \pi r_1^2 c_1$$

und daher:

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{\pi c_1}}\,.$$

Oder man könnte in Fall kommen, daß es geboten scheint ein gewisses Verhältniß $\frac{b_1}{r_1}$ anzunehmen. Dann könnte man d. Gl.: $Q = kk_0 z_0 a_0 b_1 u$ benutzen; es ist nämlich dann, wenn d. bekanntlich auch vorausgesetzten: $k_1(a_0+d_0) = a$ ist:

$$Q = kk_0k_1\, z_0(a_0+d_0)\, b_1 u$$ oder mit Rücksicht auf.

Es. für d. Radstärke a_0: $z_0(a_0+d_0) = 2\pi r_1 \sin\alpha$, also auch

$$Q = kk_0k_1\, 2\pi r_1^2 \sin\alpha\, \frac{b_1}{r_1}\, u$$

Also:

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{kk_0k_1\, 2\pi \sin\alpha \left(\frac{b_1}{r_1}\right) u}}$$

die Coeff. k k_0 u k_1, wenigstens d. beiden letzten, k_0 u k_1, lassen sich in diesem Stadium d. Rechnung freilich noch nicht genau angeben, weil d. Weiten a_0 u a_1 noch nicht berechnet sind. Indessen kann man d. Erfahrung gemäß d. Produkt k k_0 u k_1 mit einem gewissen Durchschnittswerth in d. Rechnung einführen etwa:

$$k \cdot k_0 \cdot k_1 = 0{,}8.$$

Der hiermit gefundene Werth d. Radius r_1 wird doch meistens nicht genau beibehalten, sondern vielmehr etwas abgerundet, indem es in dieser Hinsicht nicht so sehr genau darauf ankommt.

Hat man nun r_1 bestimmt und mit d. von vornherein angenommenen Verhältniss $\frac{r_1}{r_2}$ auch r_2 bestimmt, so gewinnt man auch einen Ueberblick über d. Gesammtgröße d. Turb. und so kann man auch nun erst ein Urtheil sich bilden über d. zu wählenden Schaufelzahlen z_0 u z und d. Schaufeldicken δ_0 δ_1 δ_2, welche nun d. praktischen constructiven Rücksichten entsprechend festgesetzt werden können, wobei noch zu bemerken, dass, je größer d. Schaufelzahl ist, d. Wasser um so mehr d. vorgeschriebenen Art u. Weise hinsichtlich d. Ldt. folgt, während aber auch gleichzeitig d. Reibungswiderstand und mithin d. Effectverluste vergrößert werden. —

Nachdem diese Wahlen getroffen sind, können zunächst d. Canalweiten a_0 u a_1 berechnet werden vermittelst d. bekannten Formeln:

$$a_0 = \frac{2\pi r_1}{z_0} \sin \alpha - \delta_0$$

$$a_1 = \frac{2\pi r_1}{z} \sin \beta_1 - \delta_1$$

die Weite a_2 kann in diesem Augenblick noch nicht genau berechnet werden, sondern nur mit einem Näherungswerth, weil d. Winkel β_2 überhaupt nur erst als ein Näherungswerth gefunden worden ist (entsprechend d. Annahme $i = 1$). Bevor β_2 und damit a_2 corrigirt werden können, müssen zuvor d. Dimensionen b_1 und b_2 berechnet werden, deren Verhältniss zu einander freilich schon angenommen wurde. Zur Berechnung dient hier d. Gl. für $Q = k k_0 z_0 a_0 b_1 u$; es folgt nämlich:

$$b_1 = \frac{Q}{k k_0 z_0 a_0 u}.$$

worin k bestimmt ist durch d. Formel: $k = \frac{\varepsilon - \lambda}{\varepsilon \varphi}$
wobei d. Coeff. ε λ u φ schon als bekannt sind; setzt man wieder $\varphi = 1 - \psi$ so kann man schreiben:

$$k = \left(1 - \frac{\lambda}{\varepsilon}\right)(1 + \psi) = 1 - \frac{\lambda}{\varepsilon} + \psi$$

da ψ u. d. andern Coeff. nur sehr klein sind. —

Mit b_1 ist nun auch d. angenommenen Verhältniss von $\frac{b_1}{b_2}$ auch b_2 bestimmt. —

Jetzt kann auch d. Correction betreffend β_2 und a_2 vorgenommen werden. Rechnen wir nun i berechnen kann, wenigstens näherungsweise genauer, als wenn man $i = 1$ setzt, nämlich:

$$i = k_1 \frac{a_1}{(a_2)} \frac{r_2 \sin(\beta_2)}{r_1 \sin \beta_1}$$

worin d. eingeklammerten Werthe, d. dieser Annahme $i = 1$ entsprechend gefundenen Näherungswerthe β_2 und a_2 bedeuten:

$$a_2 = \frac{2\pi r_2}{z} \sin \beta_2 - \delta_2$$

Man erhält damit einen corrigirten Näherungswerth von i und dann auch corrigirte Näherungswerthe von β_2 und a_2. Sollten diese gefundenen Werthe sich mit d. erst gefundenen zu sehr differiren, so könnte man ~~ein~~ noch eine abermalige Correction vornehmen. —

Damit sind nun d. wesentlichsten Dimensionen bestimmt und kann man nun d. Turbine verzeichnen. Betreffend d. Schaufelformen waren wir freilich noch ziemlich gleichgültig gewesen, da indem d. Forderungen, d. an ~~ihnen~~ sie gestellt wurden, ziemlich willkürlich und allgemein waren. Indessen kann man auch nicht gut bestimmte, auf theoretische Grundlagen beruhende Regeln betreffs d. gegenseitigen Lage d. Anfangs- und Endpunktes d. Kanalmittellinie feststellen, während man d. Anfangs- und Endrichtung d. Mittellinie natürlich mit d. bekannten Winkeln α β_1 und β_2 entnehmen kann. Die von verschiedenen Theoretikern aufgestellten Konstruktionsregeln beruhen nur auf empirischen Anschauungen, und sollen deshalb dieselben auch hier nicht weiter erörtert werden. —

Statt d. theoretischen Berechnung einer Turb. wie bisher einen gewissen Wert d. Spaltüberdruck m zu Grunde zu legen (was aber jedenfalls d. Vorteil hat, daß man von vornherein genau bestimmt über d. Turb.-Art im Klaren ist), steht es einem auch frei von einem à priori angenommenen Wert d. Winkels β_1 auszugehen, und also d. Größen $\frac{v_1}{v_2}$ β_1 und α von vornherein anzunehmen. Dies kann namentlich geschehen, wenn man weniger eine Aktionsturb. wünscht; da auch wenn man eine Aktions-Turb. konstruieren will, kann man dies durch
entspr. Wahl von α u. β_1 ziemlich gut erreichen dadurch, daß man für α ein ziemlich hohen Winkel und β_1 so wählt, daß:

$$180^\circ - \beta_1 \text{ wenig } < 2\alpha \text{ ist.}$$

Es ist nämlich klar, daß, wenn es sich um eine Aktions-Turb. handelt, α ziemlich klein angenommen werden muß, weil d. Ueberdruck d. Gl. 7 für $tg\,\beta_2$ erkennt man, daß d. Winkel β_2 und damit d. absolute ~~Abfluss~~ Austrittsgeschw. u_2 ~~aber~~ um so mehr übermäßig groß wird, je größer α ist; damit also d. Produkt $m \sin 2\alpha$ nicht zu groß wird muß α möglichst klein genommen werden. Für eine Aktions-Turb. ist nun weiter ein Anhaltspunkt zu sehen:

d. hydraul. Wirkungsgrad: $\varepsilon = 0{,}75$

und d. Coeff.: $\lambda = 0{,}05$

also: $\frac{\varepsilon^2}{\varepsilon - \lambda} = 0{,}80$, welche Größe nicht viel kleiner als d. Spaltüberdruck m, welche einer Aktions-Turb. beizulegen ist.

nämlich für Aktions-Turb.: $m = 1 - \rho_0 =$

und es ist demnach $\frac{\varepsilon^2}{\varepsilon - \lambda} \cdot \frac{1}{m}$ ein nur wenig von 1 verschiedener Bruch.

und folgt nach Gl. $\cot\alpha + \cot\beta_1 = \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon-\lambda} \frac{1}{m \sin 2\alpha}$:

$$\cot\beta_1 \text{ wenig } > -\cot\alpha + \frac{1}{\sin 2\alpha}$$

$$\text{d. } \cot\beta_1 \text{ wenig } > \frac{-2\cos^2\alpha + 1}{\sin 2\alpha} = -\cot 2\alpha$$

$$\text{d. } -\cot\beta_1 \text{ wenig } < \cot 2\alpha$$

$$\cot(180 - \beta_1) \;\;\text{"}\;\;\text{"}\;\; \cot 2\alpha$$

$$\text{d. endlich } 180^\circ - \beta_1 \text{ wenig } < 2\alpha.$$

Wenn man also hiernach α u. β_1 wählt, so wird man für d. Spaltüberdruck m einen Wert bekommen, welcher, wie verlangt, einer Aktions-Turb. entspricht. — Bezüglich auf eine solche Aktions-Turb. ist es besonders bemerkenswert mit Rücksicht auf d. Konstruktion d. Radschaufeln, daß d. Verhältnis

$$\frac{w_1}{w_2} \text{ ungefähr } = \frac{r_1}{r_2} \text{ ist.}$$

Mit Rücksicht auf Gl. 1 ist nämlich:

$$w_1 = \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha + \beta_1)} v_1$$

und mit Gl. 2:

$$w_2 = \frac{1}{\cos\beta_2} v_2 = \frac{1}{\cos\beta_2} \frac{v_2}{v_1} v_1 = \frac{1}{\cos\beta_2} \frac{r_2}{r_1} v_1$$

und folgt:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{\sin\alpha \cdot \cos\beta_2}{\sin(\alpha+\beta_1)} \; \frac{r_1}{r_2}.$$

Wie vorhin erkannt ist aber für eine Actions-Turb.:

$$180^\circ - \beta_1 \text{ wenig} < 2\alpha$$

$$\text{u.} \quad 180^\circ - (\alpha+\beta_1) \text{ wenig} < \alpha$$

$$\text{d.} \quad \sin\alpha \text{ wenig} > \sin 180^\circ - (\alpha+\beta_1) = \sin(\alpha+\beta_1)$$

$$\text{und folgl.} \quad \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta_1)} \text{ wenig grösser als } 1.$$

Andererseits ist aber auch β_2 ein ziemlich spitzer Winkel und daher $\cos\beta_2$ nur wenig kleiner als 1, und somit d. ganze rechts stehende Bruch $\frac{\sin\alpha \cdot \cos\beta_2}{\sin(\alpha+\beta_1)}$, als ein Product aus 2 Grössen, von welchen d. eine nur wenig grösser und d. andere nur wenig kleiner als 1 ist, ungefähr $= 1$ sein und folgl. auch:

$$\frac{w_1}{w_2} \text{ ungefähr} = \frac{r_1}{r_2}.$$

Dieses Verhältniss kann dazu dienen, d. bei Actions-Turb. oft angewandten Rückschaufeln zu bestimmen, welche ja bekanntlich angebracht werden, damit d. ganze Canal in allen Querschnitten mit strömendem Wasser erfüllt wird, verhüten, dass kein Unterdruck im Wasser stattfindet.

Es handle sich z. B. um eine solche Actions-Turb., welche mit Rückschaufeln construirt werden soll.

Mit Rücksicht auf d. vorhin vorgenommene Vereinfachung d. Turb. kann man auch d. Mittellinie d. Canals allein d. Laufrades als festgesetzt betrachten.

Es ist nun nicht ganz richtig diesen besonderen Fall einer Actions-Turb. ins Auge zu fassen sondern vorerst ganz allgemein ist es nicht nur d. rel. Geschw. w_1 und w_2 am Anfang u. Ende eines Canals in d. genannten Verhältniss zu einander stehen, sondern es muss d. rel. Geschw. d. Wassers in d. Zwischenräumen zwischen w_1 und w_2 in demselben Verhältniss zum Radius steh. Bezeichnet demnach w d. rel. Geschw. d. Wassers in einem Canal d. Laufrades in d. Entfernung x von d. Radaxe, dann könnte man w proportional x setzen und also auch setzen w = einer linearen Gl. von x, also

$$w = p + qx \quad \text{unter } p \text{ u. } q \text{ Constante verstanden.}$$

Insbesondere ist dann auch $\quad w_1 = p + q r_1$

und $\quad w_2 = p + q r_2$

Da nun w_1 und w_2 in Folge d. vorhergegangenen Rechnung bekannt sind, so können diese beiden letzten Gl. dazu dienen, um d. Constanten p u. q zu bestimmen, nach d. Combination d. ersten und 2t. Gl. folgt: $\quad w - w_1 = q(x - r_1)$

" " " " 2t. u. 3t. " $\quad w_1 - w_2 = q(r_1 - r_2)$

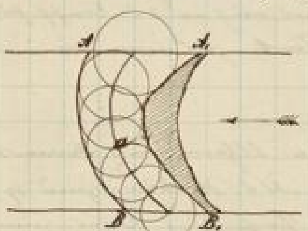
und folgl. ~~[illegible]~~: $\quad \cancel{w - w_2 =}$

$$w = w_1 + \frac{w_1 - w_2}{r_1 - r_2}(x - r_1)$$

Diese Gl. stellt offenbar d. Gesetz dar, nach welchem sich d. rel. Geschw. w d. Wassers im Canal ändert. Wollte man genau ermitteln d. Gesetz nach welchem sich d. rel. Geschw. w während d. Fliessens vom Anfang bis zum Ende d. Canals zwischen w_1 u. w_2 ändert, so müsste man Rücksicht nehmen auf d. Reibung, auf Querschnittsänderungen, Richtungsänderungen und andere d. Bew. beeinflussende Umstände. Dass dies unendlich schwierig [illegible] ist, ist klar. Man muss daher am besten d. obige Annahme [illegible] um einfach zu einem Resultat und einfachen Constructionsregeln zu kommen. Wenn man d. Dimensionen d. Querschnitts d. Wasserstroms in d. Abstand x von d. Radaxe bezeichnet mit a u. b, so ist ab = Querschnitt d. Wasserstroms, welcher durch d. Canal hindurchfließt, im Abstand x von d. Radaxe. Am Kranzende, wo d. Wasser aus d. Rad ausfließt, ist d. Canal vollständig mit strömendem Wasser erfüllt, und somit für d. Canalquerschnitt $a_2 b_2$ d. Querschnitt d. Wasserstrahls selbst. Es ist nun aber offenbar:

$$\frac{a_2 b_2}{ab} = \frac{w_1}{w_2}$$

für W kann man nun seinen Werth einsetzen und erhält dann, da d. andern Dimensionen ganz auf d. Kranzbreite b als constant angenommen wird, wird dieser G. d. Aenderungsgesetz d. Kranzweite a zwischen d. Grenzen a_1 u. a_2 als Function von x', so daß man nun für jeden Punkt d. Kranzmittellinie d. zugehörige Kranzweite a berechnen kann. Man braucht dann nur in d. betreffenden Punkten mit d. entsprechenden $\frac{a}{2}$ als Radius Kreise zu schlagen und dann an die Tangenten derselben ~~eine~~ Begrenzungscurven legen, um d. zuverlässigen Schnitt, welcher in eine Ebene abgewickelt ist, also Wasserstrahls zu bekommen; hierbei ist jedoch zu berücksichtigen, daß an d. Eintrittskante d. Canals bekanntlich eine gewisse Contraction durch d. Schaufelkanten d. Leitrades eintreten, so daß man hier d. Canalweite etwas größer, nämlich $= a_1$ annehmen muß, in welcher Dimension diesem Umstand schon früher Rechnung getragen wurde.



Offenbar stellt nun d. Begrenzungscurve AB d. Form d. Vorderfl. einer Schaufel und d. Begrenzungscurve A_1B_1 d. Form d. Rückseite d. Schaufel dar; um also d. vollständigen in eine Ebene abgewickelten Gleichschnitt einer Schaufel zu bekommen, braucht man nur an d. Curve A_1B_1 am Anfang u. Ende d. betreffenden Metalldicke d_1 u. d_2 anzutragen und dann d. Curve AB parallel mit sich selbst bis hierher zu verschieben. D. schraffirte Theil ist dann d. vollständige Form einer Schaufel mit Rückschaufel; werden d. Schaufeln von Blech hergestellt, so hat man d. Vorderschaufel nach d. Curve AB und d. Rückschaufel nach d. Curve A_1B_1 zu krümmen. —

Es mögen nun d. im Allgemeinen festgestellten Gesetze auf d. verschiedenen Arten von Turb. angewandt werden.

c) Innenschlächtige oder Fourneyron-Turbinen.

Die Anregung zur Construction solcher Turb. war vorzugsweise hervorgegangen aus d. Bedürfniß d. Ausbeutung sehr großer Gefälle. Bisher konnten durch Wasserräder nur solche Gefälle nutzbar gemacht werden, welche nicht größer als d. Durchmesser d. größten zu erbauenden Wasserräder waren; größere Gefälle, also über 12 m, konnten nicht mehr gut nutzbar gemacht werden. Im Jahre 1830 gelang es d. Ingenieur Fourneyron in Besançon seine Turb. zu bauen, welche damaligen Anforderungen genügend entsprach und zur Ausnützung sehr großer Gefälle (St. Blasien, 100 m) angewandt werden konnte. Die Theorie war indessen noch hinter d. Praxis, erst im Jahre 1839 stellte Poncelet auf vielen Versuchen mit Fourneyron'schen Turb. eine Turb.-Theorie auf, welche auch noch jetzt allen Turbinentheorien mehr od. weniger zu Grunde gelegt wird. —

Was d. Wirkungsgrad d. Fourneyron-Turb. betrifft, so kann derselbe bei guter Ausführung und Montirung und vortheilhaftesten Gange nach vielen vorliegenden Versuchen u. Erfahrungen angenommen werden:

$$\eta = 0{,}65$$

, wenigstens wenn sie als Vollradturb. verwendet wird. Bei [illegible] scheinen nämlich d. innenschl. Turb.

besonders dazu geeignet als Actions-Turb. construiert zu werden, indem auch hier β_2 bei unveränd. Schaufeln immer sehr klein ausfallen wird, obgleich d. Schaufelbreite m (= 0,8) ziemlich groß, entsprechend Actions-Turb. angenommen werden kann. Indessen baut Fourneyron seine Turb. immer als Reactionsturb. Es ist dann:
d. ges. Aufschlagwasser:

$$Q = \frac{75}{1000}\cdot\frac{1}{\eta}\,\frac{N}{H} = 0{,}115\,\frac{N}{H}.$$

Was d. Coeff. λ betrifft, so ist dieser im Allgemeinen nicht so genau bestimmt, weil noch nicht eine genügende Anzahl von Versuchen in dieser Hinsicht vorliegen und auch weil d. Coeff. für verschiedene Constructionsarten verschieden ist. Bei Fourn.-Turb. hat man im Durchschnitt gefunden:

$$\lambda = 0{,}15.$$

Was d. hydraul. Wirkungsgrad ε betrifft, so wurde schon im Allgemeinen bemerkt, daß derselbe um 0,04 bis 0,08 größer gesetzt werden könne als d. Wirkungsgrad η, je nachdem d. Turb. mehr Actions- od. Reactionsturb. ist. Hinsichtlich dieses, zum Wirkungsgrad η hinzukommenden Summanden, welcher von d. entstehenden Wasserverlust abhängig, welch letzterer bei Reactionsturb. immer am größten ist, hält man beim Fourn.-Turb. d. günstigen Umstand ein, daß hier d. Spalt, durch welchen d. Wasserverlust stattfindet, innen liegt, und somit d. Wasserverlust nur ein geringerer ist, setzt man bei sorgfältiger Ausführung u. Montierung setzen kann
d. Coeff.

$$\varphi = 0{,}97.$$

Unter diesen Umständen kann dann d. hydraul. Wirkungsgrad gesetzt werden:

$$\varepsilon = \eta + 0{,}06 = 0{,}71.$$

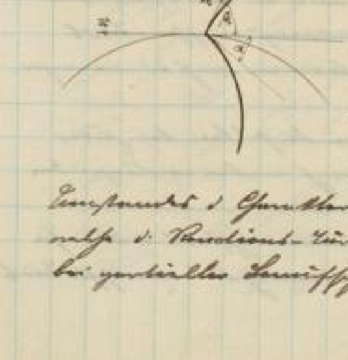
Beim Entwurf einer solchen Fourn. Turb. pflegt man nun auszugehen von gewissen angenommenen Werthen d. Winkel α u. β_1 und d. Verhältnisses $\frac{r_1}{r_2}$, und zwar nimmt man:

$$\alpha = 25^\circ \text{ bis } 30^\circ$$

und innerhalb dieser Grenzen α um so größer, je größer Q und je kleiner H ist.
Ferner pflegt man:

$$\beta_1 = 90^\circ \text{ bis } 60^\circ$$

anzunehmen. Nach d. ursprüngl. Construction von Fourneyron wird $\beta_1 = 90^\circ$ gemacht und erst von Redtenbacher, welcher einen kleineren Werth von β_1 empfiehlt um eine weniger scharf gekrümmte Schaufelform zu bekommen, wie sich leicht auch direkt einsehen läßt. Es sei z. B. A ein solcher Punkt wo d. Mittellinie eines Leitcanals d. äußeren Umfang d. Leitrads trifft, ferner sei hier d. Tangente = Richtung von Umfangsgeschw. v_1 gezogen und d. Winkel $\alpha = 25^\circ$ bis 30° angetragen, so welche Richtung dann d. Mittellinie d. Leitcanals bezeichnen muß. Macht man nun d. Winkel β_1, welcher d. vordere Richtung d. Mittellinie d. Canals im Laufrad bestimmt, kleiner als 90°, so fallen d. Schaufelcurven offenbar weniger scharf gekrümmt aus, als wenn man $\beta_1 = 90^\circ$ nimmt bei denselben Werthen von β_2 natürlich. Es muß indessen bemerkt werden, daß in Folge dieses Umstandes d. Schaufelbreite m wesentlich kleiner wird und somit d. Vortheile sich ergeben, welche d. Reactions-Turb. immer auszeichnen u. welche besonders darin bestehen, daß d. Wirkungsgrad bei partieller Beaufschlagung ungemein bedeutend herabgesetzt wird. Läßt man



nämlich in d. Gl. für $\cot\beta_1 + \cot\alpha = \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon - h} \cdot \frac{1}{m \cdot \sin 2\alpha}$ für ε, h und $\alpha = 25°$ d. Werthe ein, also $\varepsilon = 0{,}71$ — $h = 0{,}15$ u. $\alpha = 25°$

so bekommt man für $\beta_1 = 90°$: $m = 0{,}548$
und für $\beta_1 = 60°$ $m = 0{,}431$.

Ob es nun zweckmäßig ist, d. Redtenbacher'sche Regel zu folgen, wird wesentlich davon abhängen, ob es weniger darauf ankommt, daß man sich einer Reactions-Turb. nähert oder nicht. —

Was d. Verhältniß $\frac{r_1}{r_2}$ betrifft, welches bei innerschl. Turb. immer ein ächter Bruch ist, so schlägt man hier zu nehmen:

$$\frac{r_2}{r_1} = 1{,}2 \text{ bis } 1{,}5.$$

Zwischen diesen Grenzen ist es angemessen, d. Werth dieses Verhältnisses $\frac{r_2}{r_1}$ abhängig zu machen von d. Absolutwerth von r_1 und d. Werth von β_1. Es kommt nämlich darauf an, daß d. Canäle d. Laufrades nicht übermäßig scharf gekrümmt werden, weil man dann nur auf ein ungleichmäßiges Ausfl. Wassers rechnen kann, während umgekehrt d. Wasser vielmehr Neigung zu ungleichmäßigem Ausfl. hat. Wenn also r_1 einen kleinen Werth hat, so muß man $\frac{r_2}{r_1}$ verhältnißmäßig groß nehmen, damit d. Krümmungsradius genügend groß und somit d. Schaufelformen weniger scharf gekrümmt zu sein brauchen; ebenso muß man aus demselben Grund auch $\frac{r_2}{r_1}$ um so größer nehmen, je größer β_1 ist. Redtenbacher hat zum Zweck d. Wahl von $\frac{r_2}{r_1}$ eine empirische Formel aufgestellt, welche, wie sich finden ließ, mit guter Annäherung diesen Umständen Rechnung trägt, nämlich:

$$\frac{r_2}{r_1} = 1 + 0{,}0045 \frac{\beta_1}{\sqrt{r_1}} \quad \text{worin } \left\{ \begin{matrix} \beta_1 \text{ in Graden} \\ r_1 \text{ in meter} \end{matrix} \right\} \text{ gegeben sein muß.}$$

damit man aber hiernach rechnen kann, muß man erst r_1 kennen. Bei Fourneyron-Turb. ist aber r_1 ziemlich bestimmt durch d. Größe Q/s d. Wassers, weil d. d. Wasser in d. inneren Zuflußrohr vom Radius r_1 zugeführt wird; es ist nämlich:

$$Q = \pi r_1^2 c_1$$

$$\text{also } r_1 = \sqrt{\frac{Q}{\pi c_1}} = 0{,}54 \sqrt{Q} \text{ (nach Redtenbacher)}$$

entsprechend einer Geschw. $c_1 = 1{,}09$ mtr. pr. Sek. —

Man kann also d. Rechnung damit beginnen, nachdem Q bestimmt ist, r_1 zu berechnen, dann α u. β_1 anzunehmen und darauf d. Verhältniß $\frac{r_2}{r_1}$ zu berechnen, welches aber immer am besten zwischen d. Grenzen 1,2 u. 1,5 bleiben muß. —

Es handle sich nun z. B. um d. Aufgabe eine solche Fourneyron-Turb. zu construiren, mit welcher auf einem disponiblen Gefälle $H = 2{,}2$ m $N = 10$ Pferdestärken erhalten gewonnen werden sollen.

Zunächst wird nun d. erforderliche Aufschlagwasser pr. Sek. sein müssen:

$$Q = 0{,}115 \frac{10}{2{,}2} = 0{,}523 \text{ cubm. pr. Sek.}$$

d. hydraul. Wirkungsgrad $\varepsilon = 0{,}71$ und $h = 0{,}15$ angenommen, gilt für d. Coeff. $\sqrt{\varepsilon - h}$ d. Formel für d. vortheilhafteste Umfangsgeschw. v_1 an d. Eintrittsstelle:

$$\sqrt{\varepsilon - h} = \sqrt{0{,}71 - 0{,}15} = 0{,}748$$

und wenn angenommen $\varphi = 0{,}97$

dann ist d. Coeff. $k = \frac{\varepsilon - h}{\varepsilon \varphi} = 0{,}82.$

Um nun d. vortheilhaftesten Werth für $\frac{r_2}{r_1}$ zu bestimmen, hat man zunächst nach obiger Formel:

$$r_1 = 0{,}54\sqrt{Q} = 0{,}390 \text{ metre.}$$

und wir angenommen: $\alpha = 25^\circ$ und $\beta_1 = 90^\circ$

d. vortheilhafteste Verhältniß:

$$\frac{r_2}{r_1} = 1 + 0{,}0045\,\frac{90}{\sqrt{0{,}39}} \sim 1{,}5.$$

und folgl. $r_2 = 1{,}5 \cdot r_1 = 1{,}5 \cdot 0{,}39 = 0{,}585$ mtr.

d. Dimensionen b_1 und b_2 werden hier immer durchgehend genommen, also:

$$b_1 = b_2 \quad \text{oder} \quad \frac{b_2}{b_1} = 1.$$

Aus Gl. 7 erste Form ergiebt sich nun mit diesen berechneten resp. angenommenen Werthen von $\frac{b_2}{b_1} = 1$, $\frac{r_2}{r_1} = 1{,}5$, $\alpha = 25^\circ$, $\beta_1 = 90^\circ$ und mit d. vorläufigen Annahme von $i = 1$

ein Näherungswerth $\cot g(\beta_2) = (1{,}5)^2 \cot g\, 25^\circ$

und hieraus ein Näherungswerth für $(\beta_2) = 11^\circ 43'$, welcher Werth nachher noch corrigirt werden muß, nachdem d. Rechnung für Schaufelverhältniß um d. Coeff. i corrigiren zu können. –

d. vortheilhafteste Umfangsgeschw. an d. Eintrittsstelle ist nun:

$$v_1 = \frac{1}{\cos\alpha}\sqrt{\frac{g\,\mathfrak{H}}{2m}} = 3{,}48 \text{ mtr p. Sek.}$$

und d. absolute Geschw. $u = \sqrt{2gm\mathfrak{H}} = 4{,}86$ mtr p. Sek.

d. Tourenzahl n p. Min. für d. vortheilhaftesten Gang d. Turb. wird nun sein:

$$n = 9{,}55\,\frac{v_1}{r_1} = 9{,}55\,\frac{3{,}48}{0{,}39} = 85.$$

d. Schaufeln mögen durchgehends aus Blech gebildet sein, und für d. Dicke d. Blechs für d. Leitschaufeln $\delta_0 = 0{,}003$ mtr

" " Laufschaufeln $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}005$ mtr.

Was d. Schaufelzahlen z_0 u. z betrifft, so kann hier jedenfalls d. Schaufelzahl d. Laufrades größer genommen werden als d. d. Leitrades, weil d. kleinere Leitrad sich innen befindet. Übrigens ist eine Annahme in dieser Hinsicht auch nur eine vorläufige, denn stellt sich im Lauf d. Rechnung auf Grund dieser Annahme irgend etwas Ungesundes od. Unrationelles heraus, so muß man d. Annahmen ändern. Im vorliegenden Fall sei angenommen:

d. Schaufelzahl d. Leitrades $z_0 = 24$

" " " " Laufrades $z = 32$.

Hieraus können nun d. Canalweiten a_0, a_1 u. a_2 berechnet werden, wenn auch a_2 nur näherungsweise, weil d. betreffende Winkel β_2 überhaupt erst näherungsweise bekannt ist. Man findet:

$$a_0 = \frac{2\pi r_1}{z_0}\sin\alpha - \delta_0 = 0{,}040 \text{ mtr.}$$

$$a_1 = \frac{2\pi r_1}{z}\sin\beta_1 - \delta_1 = 0{,}072 \text{ "}$$

$$(a_2) = \frac{2\pi r_2}{z}\sin\beta_2 - \delta_2 = (0{,}018 \text{ "}).$$

Und demnach d. Coeff.:

$$k_0 = \frac{a_1}{a_1 + \delta_1} = 0{,}935.$$

$$k_1 = \frac{a_0}{a_0 + \delta_0} = 0{,}930.$$

Jetzt kann zur Berechnung d. Dimensionen $b_1 = b_2$ geschritten werden, und zwar mit d. früheren Gl. für Q:

$$b_1 = b_2 = \frac{Q}{k k_0 z_0 a_0 u} = \frac{0{,}523}{0{,}88 \cdot 0{,}935 \cdot 24 \cdot 0{,}040 \cdot 4{,}86} = 0{,}147 \text{ mtr.}$$

Nach einer empirischen Formel, welche aus einer Menge von gut ausgeführten Turbinen abgeleitet ist, würde es im Allgemeinen für zweckmäßig gehalten, daß d. Dimensionen b_1 und a_0 in einem Verhältniß zu einander stehen, welches nicht sehr verschieden von $2(1+r_1)$ ist, also:

$$\frac{b_1}{a_0} = 2(1+r_1).$$

In unserem Falle ist nun: $\frac{b_1}{a_0} = \frac{0{,}147}{0{,}040} = 3{,}7$ und $2(1+r_1) = 2{,}8$
daß es scheint in unserem Falle nicht ganz genau d. Annahme von z_0 u. z mit dieser empirischen Regel, so daß man, um derselben zu genügen, schließlich z_0 u. z andere Annahmen machen müßte und für diese dann d. Rechnung noch einmal durchführen. Indessen braucht man sich an dieser empirischen Formel als vollkommen wissenschaftlich begründet nicht genau zu halten, sondern dieselbe ist nur auf Grund gut ausgeführter und bewährter Constructionen zu empfehlen. –

Es bleiben sich nun noch d. Dimensionen β_2 und a_2 genauer bestimmen, nachdem zuvor d. Coeff. i corrigirt worden ist. Es ergibt sich nämlich nun einen corrigirten Werth von i nach d. bekannten Formel:

$$i = k_1 \frac{a_1}{(a_2)} \frac{r_2 \sin\beta_2}{r_1 \sin\beta_1} = 0{,}93 \cdot \frac{72}{18} \cdot 1{,}5 \cdot \sin 11^\circ 43' = 1{,}133$$

und somit corrigirt:

$$\operatorname{tg}\beta_2 = 1{,}133 \cdot \operatorname{tg} 11^\circ 43' =$$

$$\beta_2 = 13^\circ 13'$$

und somit endlich auch einen corrigirten Werth für a_2:

$$a_2 = 0{,}021 \text{ mtr.}$$

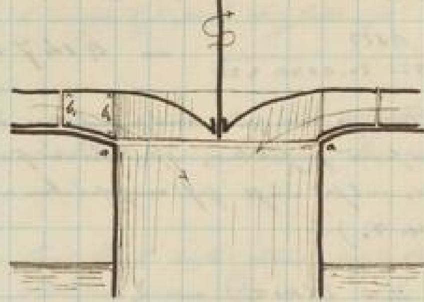
Mit diesen corrigirten Werthen von β_2 und a_2 könnte man nun wieder d. Coeff. i noch genauer corrigiren und somit dann auch noch genauere Werthe für β_2 und a_2 bekommen. Indessen genügt hier wie auch in d. meisten Fällen schon eine einmalige Correction. –

2) Aussenschlächtige Turbinen.

Dieselben scheinen aus Amerika zu stammen; indem schon im Jahre 1838 d. Ingenieur Howd in New-York ein Patent auf eine solche, freilich noch ganz von Holz gefertigte außenschl. Turb. erhielt. Wesentlich verbessert wurde dieselbe von Ing. Francis in Lowell, welcher 1849, 2 außenschl. Turb. construirte, die wegen ihrer Größe u. bedeutenden Leistungsfähigkeit vielfach als Muster bei d. Entwerfen von außenschl. Turb. aufgestellt wurden. Im Jahre 1856 wurde von Zeuner zuerst d. Theorie solcher außenschl. Turb. aufgestellt. –

D. Vorzüge, welche für d. außenschl. Turbinen angeführt werden, bestehen außer in d. leichteren Zugänglichkeit auch darin, daß man d. Turb. leicht in einiger Höhe über d. Unterwasserspiegel aufstellen kann, wodurch dann d. Wassersäule vom Oberwasser bis zum Unterwasser in 2 Theile getheilt wird, wovon d. eine Theil so zu sagen auf d. Turb. drückt, während d. andere untere Theil an d. Turb. saugt. Die theoretische Wirkung beider Theile ist aber natürl. im Prinzip ganz dieselbe. – Eine praktische

Aufstellung ist untenstehende:



d. obere Radkranz wird in d. gekrümmten Weise zur Welle nieder geführt, damit d. Wasser allmählich aus seiner Richtung abgelenkt wird und nicht etwa schädliche Wirbelungen erfolgt. d. Abflußrohr wird dann mit möglichst wenig Spielraum unten angeschlossen; natürlich muß d. Spielraum bei a recht klein sein, damit hier keine Luft von Außen hereindringt, wie dies in d. That möglich ist, indem d. innere Druck hier kleiner als d. atm. Pressung ist. Um diesen Spielraum gänzlich zu vermeiden läßt man manchmal d. Abflußrohr in d. umgebenden Turbinenmantel übergehen wie in untenstehender Skizze gezeigt.

Ein anderer Vortheil d. Francis-Turb. ist auch noch der, daß man d. Umdrehungszahl n ziemlich klein halten kann, wie dies namentlich bei großen Gefällen von Nutzen ist. Ist nämlich d. d. vortheilhaftesten Gange entsprechende Umfangsgeschw. v_1 unter gegebenen Umständen gegeben, so kann man d. Radius r_1 so wählen, um eine geringere Tourenzahl n p. Min. zu bekommen nach d. bekannten Formel:

$$n = 9{,}55\,\frac{v_1}{r_1}.$$

Endlich läßt sich bei d. außenschl. Turb. auch noch ein etwas besseren Wirkungsgrad η erwarten als bei d. innenschl. Turb., denn während bei letzteren d. Centrifugalkraft d. Geschw. d. von Innen nach Außen strömenden Wassers vergrößert, wirkt bei außenschl. Turb. d. Centrifugalkraft gerade entgegengesetzt vermindernd auf d. Geschw. d. von Außen nach Innen strömenden Wassers ein. Wenn also in beiden Fällen d. Wasser mit derselben Geschw. d. Turb. zugeleitet wird, so wird d. rel. Geschw. in d. außenschl. Turb. kleiner sein als d. rel. Geschw. in d. innenschl. Turb. Je kleiner aber d. rel. Geschw. ist, desto geringer sind bekanntlich auch d. Reib.-Widerstände und mithin desto größer d. Wirkungsgrad. Francis ermittelte sogar bei seinen großen Turbinen einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}80$.

Als Action-Turb. verwendet zu werden ist jedenfalls eine solche außenschl. Turb. am wenigsten geeignet, sondern nur als Reactions-Turb., da nämlich hier offenbar $v_1 > v_2$ und somit $\left(\frac{v_2}{v_1}\right) < 1$ ist, so würde man nach Gl. 7 ... Gesetz ... für $\hat{\beta}_2$ einen zu großen Werth und somit eine ungünstige zu große absolute Abflußgeschw. u_2 zu bekommen, wenn man auch noch für d. Spaltweite m einen d. Action-Turb. entsprechenden hohen Werth nehmen. Aus diesem Grunde baut man d. außenschl. Turb. nur als Reactions-Turb.; um außerdem auch d. Winkel $\hat{\beta}_2$ wegen d. größeren Verhältnisses $\frac{v_2}{v_1}$ hinlänglich klein zu bekommen, kann man sich veranlaßt fühlen, d. Verhältniß $\frac{b_1}{b_2}$ kleiner als 1 zu wählen, und also d. Radien-Dimensionen in d. Richtung von Außen nach Innen wachsen zu lassen. —

Aus d. vorliegenden Erfahrungen, namentlich auf Grund d. Versuche mit d. Francis-Turb. und d. Zeuner'schen Theorie, ergeben sich folgende Constructionsregeln für außenschl. Turbinen:

Im Durchschnitt kann angenommen, um sicher zu gehen:

Wirkungsgrad $\eta = 0{,}70.$

und demnach Aufschlagwassermenge:

$$Q = \frac{75}{1000\,\eta}\,\frac{N}{H} = 0{,}107\,\frac{N}{H} \text{ cbm pr. Sek.}$$

Da eine außenschl. Turb. durchweg als Reactions-Turb. gebaut wird, so wird d. Coeff. φ zu 0,97 vorausgesetzt werden können entsprechend 3% Wasserverlust. Indessen scheint es angemessen hier noch einen größeren Wasserverlust anzunehmen, indem hier d. d. Wasserverlust bedingende Spielraum außen am Rade liegt und somit dieser sich auch einen bedeutenden

[illegible]

$$\varphi = 0{,}96$$

[illegible]

$$\mu = 0{,}04$$

[illegible]

$$\varepsilon = \frac{\eta + \mu}{\varphi} = \frac{0{,}70 + 0{,}04}{0{,}96} = 0{,}77$$

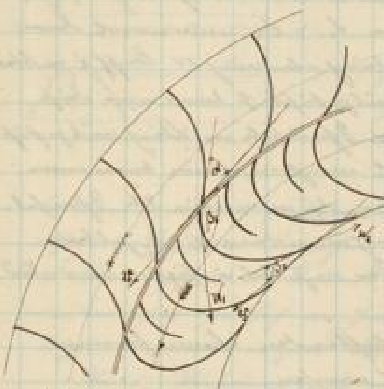
[illegible]

[illegible]

$$\lambda = 0{,}04.$$

[illegible]

$$k = \frac{\varepsilon - \lambda}{\varepsilon \varphi} = 0{,}99. \; -$$



[illegible]

$$\alpha = 12^\circ \quad 15^\circ \quad 18^\circ$$

$$180 - \beta_1 = 40^\circ \quad 50^\circ \quad 60^\circ$$

[illegible] $m = 0{,}568 \quad 0{,}561 \quad 0{,}553.$

[illegible]

[illegible] α [illegible] $180 - \beta_1$ [illegible] Q [illegible]

[illegible] v_1 [illegible] u [illegible]

[illegible] r_1 [illegible] $\frac{b_1}{r_1}$ [illegible]

$$\frac{b_1}{r_1} = \frac{1}{4}.$$

[illegible] r_1 [illegible]

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{k k_0 k_1 \, 2\pi \sin\alpha \, \frac{b_1}{r_1} \, u}}$$

[illegible] $k k_0 k_1$ [illegible]

$$k k_0 k_1 = 0{,}80.$$

[illegible] $\frac{r_1}{r_2}$ [illegible] r_1 [illegible] r_2 [illegible]

[illegible] β_1 [illegible] r_1 [illegible] Redtenbacher [illegible]

$$\frac{r_1}{r_2} = 1 + 0{,}003 \frac{\beta_1}{\sqrt{r_1}}$$

[illegible] $\frac{r_1}{r_2}$ [illegible]

$$\frac{r_1}{r_2} < 1{,}3.$$

[illegible] $\frac{b_2}{b_1}$ [illegible]

[illegible]

$$\frac{b_2}{b_1} = 1 \text{ bis } 1{,}3.$$

[illegible]

wenn $\frac{b_2}{b_1}$ größer nimmt als 1 fängt denn an, daß d. Winkel $\hat{\beta}_2$ höchstens = 25° wird also von d. Bedingung:

$$\hat{\beta}_2 \leqq 25°.$$

Man kann nun d. Annahme von $\frac{b_2}{b_1}$ prüfen vermittelst Gl. 7, indem man darin $i = 1$ für $\frac{v_2}{v_1}$ seinen Wert und für $\frac{b_2}{b_1}$ seinen oben angenommenen Wert setzt, man kann dann daraus $\hat{\beta}_2$ berechnen u. muß dann finden, daß dieser Wert höchstens = 25° ist.

In diesem Theile d. Rechnung, nachdem d. wesentlichsten Dimensionen d. Turb. festgestellt sind und somit man einen Überblick über d. Gesammtgröße d. Turb. erhalten hat, kann man d. Schaufelzahlen z_0 u. z sowie d. Schaufeldicken δ_0 δ_1 δ_2 entsprechend annehmen. Was d. Schaufeldicken δ_1 u. δ_2 betrifft, so kann man d. Vortheil, um $\hat{\beta}_2$ nicht größer als 25° zu bekommen, nutzbringend erreichen, daß man $\delta_1 > \delta_2$ annimmt, denn durch Vergrößerung von δ_1 wird d. Kranzbreite a_1 verkleinert, dadurch aber auch d. Cosφ i verkleinert und somit d. Winkel $\hat{\beta}_2$ verkleinert. Wenn d. Gußeisen ausgeführt, so kann man diese Verstärkung d. Schaufeldicke sehr gut erreichen; wenn aber d. Schaufeln in Blech ausgeführt werden, so kann man freilich d. Schaufeldicke nicht verändert annehmen; dann kann man sich aber schnell auf Vorschlag von Zeuner damit helfen, daß man eine 2te Schaufel anbringt, welche aber nur bis zur Mitte d. Kranzes reicht, wodurch man dann d. Zweck erreicht, daß d. Lauf d. Wassers besser u. [illegible] regulirt u. fixirt wird und außerdem $\delta_1 > \delta_2$ geworden ist. (siehe Skizze nächste Seite).

Mit diesen Annahmen können nun d. anderen noch fehlenden Dimensionen nach d. allgemein angegebenen Rechnungsgange bestimmt werden. —

3) Seitenschlächtige Turbinen.

Dieselben werden auch erst Jonval od. richtiger Henschel Turbinen genannt, indem im Jahre 1837 schon Henschel u. Sohn in Cassel um ein Patent für eine als Wasserturbine gebaute seitenschl. Turbine einkamen; allerdings wurde d. Ausführung d. Turb. durch ungünstige Umstände verhindert, bis im März 1841 d. erste Turb. dieser Art in d. Königl. [illegible] zu Holzminden aufgestellt wurde. Erst im October 1841 bekam sich d. Werkmeister Jonval in d. Werkstatt André Köchlin zu Mühlhausen für eine gleiche Turb. nur ein französisches Patent. —

Früher wurden diese Turb. meistens als Vollturbinen-Turb. gebaut, während sie jetzt fast nur noch als Partial-Turb. auf Vorschlag Rittingers und Hänels gebaut werden, welch letztere auch noch bei dieser Gelegenheit auf d. Vortheile d. gekrümmten Leitschaufel aufmerksam machte. —

D. Schaufelformen sind hier natürlich schraubenförmig, wenn man eine solche Schraubenfl. sich geschnitten denkt durch einen Schnitt von concentrischen Cylindern, so ergeben sich Schraubenlinien als Durchschnittslinien; also diese Schraubenlinien haben andere Verhältnisse und insbesondere sind α β_1 und β_2 für jede Schraubenlinie verschieden. Dieses ist ebenfalls als ein principieller Mangel dieser Turb. anzusehen, indem es doch nicht möglich ist, daß α β_1 β_2, welche für verschiedene Schraubenlinien verschieden sind, alle d. vortheilhaftesten Wert haben können, welchen man ihnen sonst auch beilegen würde. Wenn nichtsdestoweniger d. Wirkungsgrad einer gut construirten seitenschl. Turb. ebenso groß und größer als bei einer axial. Turb. ist, so kommt dies hauptsächlich daher, daß d. Zuleitung d. Wassers bis zum Laufrad eine einfache ist und somit d. Leitungswiderstände geringer sind. —

Bei d. Berechnung [illegible] man nun [illegible] an d. [illegible] Radschaufeln d. [illegible] Winkel ab und [illegible] bei d. Rechnung [illegible]. [illegible] d. Mittellinie d. Radschaufeln als Kurve in d. Rechnung einführt, welche eigentlich [illegible] für diese betreffende Mittellinie gilt, [illegible] eine genaue Untersuchung und Berechnung [illegible] werden [illegible] d. Anwendung [illegible] zum Werth d. ganzen [illegible]. –

Wenn man bei d. Berechnung einer [illegible] Turb. [illegible], [illegible] für d. mittlere [illegible] von d. Axe, so müsste man [illegible] d. Rang, wie nebenstehend, [illegible] gebildet ist, einen bestimmten Mittelwerth von r_1 und r_2 einführen.

[illegible] nicht [illegible] in dieser Weise zu [illegible], sondern [illegible] wie nebenstehend d. [illegible] ist in Bezug auf eine zur Axe [illegible] und somit r_1 und r_2 einander gleich werden. Wenn man dies [illegible] als allgemein gültig annimmt, so können beide [illegible] mit r bezeichnet werden.

[illegible] ist dann auch $v_1 = v_2 = v$ zu setzen und d. rel. Geschw. w und [illegible] beziehen sich dann auf d. mittlere [illegible] von [illegible] r. [illegible] d. Leitrades u. d. Laufrades sind [illegible], [illegible]. b [illegible] b_1 d. Breite am Austritt. –

Was d. Wirkungsgrad einer [illegible] Turb. betrifft, so kann derselbe [illegible] für Actions- und Reactions-Turb. bei voller [illegible] gesetzt werden:

$$\eta = 0,70.$$

und [illegible] d. [illegible] zu

$$Q = 0,107 \frac{N}{H}.$$

Was d. Coeff. φ betrifft, so ist er bei dieser [illegible] Turb. als Reactions-Turb. ein größerer [illegible] als bei Actions-Turb. [illegible] kann man [illegible] für beide Arten setzen:

$$\varphi = 0,97$$

und d. Coeff. μ [illegible] zu $\mu = 0,04.$ so [illegible] für d. hydraul. Wirkungsgrad zu setzen ist:

$$\varepsilon = 0,76 \; \left(= \frac{\eta + \mu}{\varphi}\right)$$

diese Annahmen [illegible] werden gleicherweise für Reactions-Turb. wie für Actions-Turb. –

Was aber d. Coeff. λ betrifft, so [illegible] sich d. beiden Arten in dieser Hinsicht [illegible]. Für Reactions-Turb. kann man setzen:

$$\lambda = 0,12$$

und [illegible]

$$k = \frac{\varepsilon - \lambda}{\varepsilon \varphi} = 0,87.$$

Wenn es sich nun [illegible] d. [illegible] Turb. als Reactions-Turb. zu [illegible], so kann von einem angenommenen Werth für m ausgegangen werden, etwa

$$m = 0,5.$$

[illegible], um d. Rechnung durchführen zu können, für Winkel α eine Annahme zu machen; er kann [illegible] werden zwischen d. Grenzen:

$$\alpha = 15° \text{ bis } 24°$$

und zwar um so größer, je größer Q und je kleiner H ist. Damit kann dann, wie früher [illegible], d. Berechnung d. [illegible] d. Turb. durchgeführt werden, [illegible] wird, daß hierbei keine Verminderung stattfindet, b_1 u. b_2 verschieden zu machen, also:

$$b_1 = b_2$$

Daß d. Verteilung im allgemeinen üblich einen rechteckigen Querschnitt zu geben; es wird dann auch für $m = 0{,}5$ nicht zu befürchten sein, daß β_2 größer als $25°$ sich ergibt. –

Auf d. Fall, daß d. Turb. als Aktions-Turb. entworfen werde, soll etwas näher eingegangen werden.

In diesem Fall ergibt sich d. Coeff. λ wesentlich kleiner und in einigen Fällen sogar einen kleinen negativen Wert; durchschnittlich kann man setzen:

$$\lambda = 0.$$

und somit erhält man:

$$\psi = 0{,}97$$

$$k = \frac{3-\lambda}{3\psi} = 1{,}03.$$

Sollte d. Turb. als reine Aktions-Turb. gebaut werden, d. h.: vom Oberwasser bis zum Unterwasser kein innerer Überdruck herrschen, so müßte man bekanntlich setzen: $m = 1 - \varrho_0$

wobei $\varrho_0 H$ d. Gefällverlust entspricht, bedingt durch d. Leit-Widerstände vom Oberwasser bis zum Austritt aus d. Leitrad. Es kann nun allerdings d. Coeff. ϱ_0 nicht genau angegeben werden, im Durchschnitt wird er jedoch nicht kleiner als 0,1 sein. Wenn man somit $m = 0{,}9$ annehmen, vermutlich dann ϱ_0 etwas zu klein und m zu groß angenommen hätte, so würde nicht nur kein innerer Überdruck in d. ganzen Wasserstrom vom Oberwasser bis zum Unterwasser stattfinden, sondern es würde sogar ein negativer Druck vorhanden sein, wodurch freilich ermöglicht wird, daß Wasser verloren geht, wodurch aber auch Luft von Außen eindringen kann in d. Turb., und somit vielleicht noch größere Effektverluste eintreten, als wenn man einen kleinen Wasserverlust durch d. Spielraum (?) gestattet. Aus diesem Grunde ist es empfehlenswerter zu nehmen:

$$m = 0{,}8$$

wo man dann freilich keine reine Aktionsturb. sondern nur eine dieser ziemlich nahe kommende Turb. erhält.

Mit diesen Annahmen hinsichtlich ξ, λ u. m ergibt sich nun aus d. Gl. $\operatorname{cotg}\beta_1 + \operatorname{cotg}\alpha = \ldots$

$$\operatorname{cotg}\beta_1 = -\operatorname{cotg}\alpha + \frac{0{,}95}{\sin 2\alpha}$$

sobald man für α eine Annahme gemacht hat; für β_2 ergibt sich dann aus Gl. 7:

$$\operatorname{tg}\beta_2 = i\,\frac{b_1}{b_2}\,\frac{\sin 2\alpha}{0{,}95}$$

ferner ergibt sich d. absolute Geschw. u, mit welcher d. Wasser d. Laufrad zufließt:

$$u = 3{,}962\sqrt{H}$$

und für d. d. vorteilhaftesten Gang entsprechende Umfangsgeschw.

$$v_1 = \frac{1{,}882}{\cos\alpha}\sqrt{H}.$$

Was nun d. aber d. Annahme d. Winkels α betrifft, welcher wesentlich von allen Einflüssen maßgebend ist, so sieht man zunächst an, daß, wenn man auch für diesen Fall $b_1 = b_2$ machen wollte, man für λ schon auf einen sehr kleinen Wert annehmen müßte, um einen kleinen Wert von β_2 zu bekommen. Setzt man z. B. $\alpha = 14°$, so findet man für β_1:

$$180 - \beta_1 = 26°\,44'$$

(entspricht d. allgemeinen Lehrsatz $180 - \beta_1 \leq 2\alpha$ entsprechend für Aktions-Turb.)

Setzt man nun $\frac{b_2}{b_1} = 1$, dann findet man mit $i = 1$:

Winkelwert (?) $\beta_2 = 26°\,15'$

dieser Wert ist aber schon etwas größer als $25°$, welcher allgemein nicht überschritten werden soll. Wollte man nun α noch kleiner annehmen, so müßte man schon d. ganze Turb. bedeutend größer nehmen. Aus diesem Grunde wird man auch ferner für kleinen Gefälle und größere Wassermengen Q d. Verhältnis $\frac{b_2}{b_0}$ nicht $= 1$ sondern größer als 1 nehmen. Hänel setzt:

$$b_2 = 2b_1$$

und erhält dann d. Querschnitt untenstehende Form.

Außerdem kann man unbedenklich einen kleinen Wert für d. Winkel β_2 d. derselbe immer genügend groß angenommen werden; setzt man

$$\alpha = 22\tfrac{1}{2}^\circ$$

so findet man $180^\circ - \beta_1 = 43^\circ 3'$

und Austrittswinkel $(\beta_2) = 20^\circ 25'$ also $< 25^\circ$ trotz d. verhältnismäßig größeren Wertes von α. –

Wenn man durch solche Erwägungen nun d. Winkel α u. β_1 festgesetzt hat, und für d. Verhältnis $\frac{b_2}{b_1}$ einen gewissen Wert angenommen hat, derart, daß d. Austrittswinkel β_2 mit $i = 1$ berechnet höchstens einen Wert von 20° bis 25° zeigt, so kann nun auch u u. v berechnet werden und kann dann zur Berechnung d. Halbmessers r schreiten.
D. Berechnung von r kann man abhängig machen von einem Verhältnis $\frac{b_1}{r}$ und zwar pflegt dieses Verhältnis genommen zu werden zu:

$$\frac{b_1}{r} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{3}.$$

Wenn man dies angenommen hat, so kann man nun r berechnen nach d. bekannten Formel:

$$r = \sqrt{\frac{Q}{k_0 k_1 k \, 2\pi \sin\alpha \, \frac{b_1}{r} \, u}}$$

worin man für d. Produkt $k\,k_0\,k_1$ d. Mittelwert $0{,}80$ setzen kann.
Man braucht sich natürlich an d. angenommene Verhältnis von $\frac{b_1}{r}$ nicht genau zu halten, sondern kann d. gefundenen Wert r auch bequem abrunden. –
Bei d. Wahl von $\frac{b_2}{b_1}$ kann man nun in Betracht ziehen, daß um so kleiner man $\frac{b_1}{r}$ nimmt, um so kleiner r und umso größer d. Umdrehungszahl n wird, also desto größer d. Turb. Bei d. Wahl von $\frac{b_1}{r}$ wird man also in Betracht ziehen, ob eine teure, verhältnismäßig kleine Umdrehungszahl besitzende Turb. mit einer größeren schweren Turb., oder eine kleinere billige Turb. mit selbst einer großen Umdrehungszahl vorzuziehen ist, wobei jedoch bemerkt werden muß, daß je kleiner $\frac{b_1}{r}$ ist, d. Lauf d. Wassers um so regelmäßiger ist und d. Lauf-Zustand im äußeren und inneren Radkranz verhältnismäßig am wenigsten abweichen und im ... verhältnismäßig am wenigsten abweichen von d. Lauf-Zustand im mittleren Radialabstand r. Man wird also auch hier dann auf einen um so höheren Wirkungsgrad rechnen dürfen. –
Wenn man nun auf Grund dieser Erwägungen r festgestellt hat, hat man nun einen Anhaltspunkt gewonnen über d. Gesamtgröße d. Turb. und kann demgemäß zur Wahl d. Schaufelzahlen z_0 u. z und d. Schaufeldicken $\delta_0\ \delta_1\ \delta_2$ schreiten.
D. Zahl d. Schaufeln im Leitrad kann angenommen werden:

$$z_0 = 16 \text{ bis } 24.$$

Obgleich Leitrad und Laufrad hier gleich groß sind, nimmt man doch d. Schaufelzahl d. Laufrades größer, um d. Lauf d. Wassers mehr zu sichern, obgleich dadurch d. Leitungswiderstand zunehmen. Dann nimmt gewöhnlich:

$$z = 24 \text{ bis } 32.$$

Im Übrigen geschieht nun d. Durchführung d. weiteren Rechnung nach d. früher angegebenen Gang; nachdem also d. Dicken $\delta_0\ \delta_1\ \delta_2$ angenommen sind, wird man d. Kanalweiten $a_0\ a_1$ und möglicherweise a_2 berechnen, dann k_0 u. k_1 bestimmen und demnächst b_1 berechnen mit d. bekannten Gl. für Q. Endlich kann man nun auch mit d. gefundenen Austrittswinkeln α_2 u. β_2 d. Coeff. i ... und damit auch d. Werte β_2 u. a_2 selbst ... –
Einige dieser Rechnungsgänge an einem Beispiel durchgeführt werden, und zwar ...

denselben Weg gemacht, wie früher bei d. Beispiel zur Fourneyron'schen Turb.

Es soll also mit einem disponiblen Gefälle von $H = 2,2\,m$ durch eine Girard'sche Achsial-Turb. a $N = 10$ Pferdestärken entnommen, und nun die Dimensionen dieser Turb. angegeben werden.

Entsprechend d. Annahme: $\eta = 0,70$ findet man d. pr. Sek. erforderliche Aufschlagwassermenge:

$$Q = 0,107 \frac{N}{H} = 0,4864 \text{ cbm pr. Sek.}$$

Ferner $m = 0,8$ angenommen und $b_2 = 1,5 b_1$.

Unter diesen Umständen wurde versuchsweise $\alpha = 18^\circ$ angenommen; ob diese Annahme zulässig sein wird, wird sich zeigen, wenn man d. Austrittswinkel von β_2 berechnet.

Nun findet man:

$$\cot\beta_1 = -\cot\alpha + \frac{0,95}{\sin 2\alpha}$$

$$\text{Also } 180^\circ - \beta_1 = 34^\circ 23'$$ (entsprechend d. allgemeinen Bedingung für Achsial-Turb.: $180 - \beta' < 2\alpha$)

Nimmt man vorläufig $i = 1$, so findet man:

Austrittswinkel $\operatorname{tg}(\beta_2) = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sin 36^\circ}{0,95}$

Austrittswinkel $(\beta_2) = 22^\circ 25'$. Da dieser Wert von β_2 nicht $> 25^\circ$ ist, so kann d. Annahme $\alpha = 18^\circ$ beibehalten werden.

Nun findet man nach d. bekannten Formeln weiter:

$$u = 5,876\,m \text{ pr. Sek.}$$

mittlere Geschw. für d. Schaufelring: $v = 2,935\,m$ pr. Sek.

Es kann nun zur Berechnung von r geschritten werden und es wurde zu dem Ende angenommen:

$$\frac{b}{r} = 0,3.$$

Setzt man nun $K k_0 k_1$ Anfang $= 0,80$, so findet man:

$$r = \sqrt{\frac{0,4864}{0,80 \cdot 2\pi \cdot \sin 18^\circ \cdot 0,3 \cdot 5,876}} = 0,421\,m.$$

oder abgerundet $r = 0,45\,m$.

demnach Tourenzahl $n = 9,55 \frac{v}{r} = 9,55 \cdot \frac{2,935}{0,421} = 62,3$ pr. Min.

Angenommen d. Schaufelzahl d. Leitrades $z_0 = 18$

" " " " Laufrades $z = 28$.

d. Schaufeln sollen aus Gußeisen gemacht werden und werden d. Schaufeldicken genommen:

$$\delta_0 = 0,007\,m \quad \delta_1 = \delta_2 = 0,008\,m.$$

Hiernach können jetzt d. Kanalweiten a_0 a_1 und näherungsweise auch a_2 berechnet werden nach d. bekannten Formeln, man findet:

$$a_0 = 0,042\,m$$
$$a_1 = 0,049\,m$$
$$(a_2) = 0,031\,m$$

Zu diesen Werten von a_0 a_1 δ_0 u. δ_1 findet man d. Coeff. k_0 u. k_1.

$$k_0 = 0,86$$
$$k_1 = 0,86.$$

d. demnächst zu berechnende Dimension ergibt sich:

$$b_1 = \frac{Q}{K k_0 z_0 a_0 u} = \frac{0,4864}{1,03 \cdot 0,86 \cdot 18 \cdot 0,042 \cdot 5,876} = 0,123\,m.$$

und folgt d. Verhältnis: $\frac{b_1}{r} = \frac{0,123}{0,45} = 0,273.$

Es können nun mit Hilfe von (β_2) aus (a_2) d. Coeff. i ermittelt werden:

$$i = k_1 \frac{a_1}{(a_2)} \cdot \frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1} = 0,86 \cdot \frac{49}{31} \cdot \frac{\sin 22^\circ 25'}{\sin 34^\circ 23'} = 0,918.$$

Hiernach sind d. corrigirten Werthe von β_2 und a_2:

Corrigirt: $tg\,\beta_2 = i \cdot tg\,\beta_1 = 0{,}918\ tg\,\beta_1$,

hieraus $\beta_2 = 20^\circ 44'$ also nur etwas kleiner als

vorhin zu Gunsten d. absoluten Austrittsgeschw. u_2.

und endlich $a_2 = 0{,}028\,m$.

Was d. Verhältnis d. R_2 gemessenen Höhe d. Leitrades u. Laufrades betrifft, so kann man im Allgemeinen setzen:

für d. Leitrad Höhe $= 0{,}6\,r - 0{,}5\,r$

für d. Laufrad " $0{,}5\,r - 0{,}4\,r$

und in unserem besonderen Fall: Höhe d. Leitrades $= \frac{5}{9}\,r = 0{,}25\,m$

" " Laufrades $= \frac{4}{9}\,r = 0{,}2\,m$

Unter diesen Umständen ist nun:

$$k_1 a_1 = 0{,}86 \cdot 0{,}049 = 0{,}042 = \frac{3}{2} a_2$$

so war nun aber in d. Rechnung angenommen: $b_1 = \frac{2}{3} b_2$.

Nun ist nun $k_1 a_1 b_1$ = Querschnitt eines Radcanals an d. Eintrittsstelle d. Wassers, sofern derselbe vollkommen mit regelmäßig strömendem Wasser ausgefüllt ist, also:

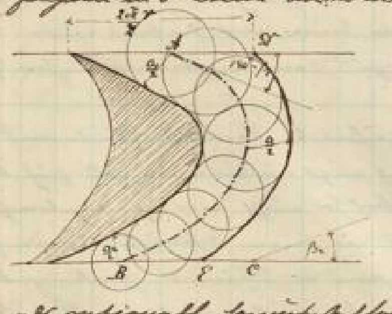
$$k_1 a_1 b_1 = \frac{3}{2} a_2\, b_1 = \frac{3}{2} a_2\, \frac{2}{3} b_2 = a_2 b_2$$

D. h. d. Querschnitte d. Canals an d. Eintritts- und Austrittsstelle d. Wassers sind gleich groß und folgl. auch d. rel. Geschw. d. Wassers in diesen Querschnitten genau gleich groß nämlich:

$$w_1 = w_2$$

wie dies auch schon früher als ungefähr richtige Eigenthümlichkeit von Reaction-Turb. bemerkt wurde.

Um nun d. Schaufeln zu verzeichnen, wenn jetzt ein Canalquerschnitt mit d. mittleren zylindrischen Schnittfl., so kann man zunächst d. Mittellinie eines Canals aufzeichnen in d. oben Abbildung, indem man an einem Punkte A d.



Eintrittsfläche d. Winkel $180^\circ - \beta_1$ und an einem beliebigen Punkte C d. Austrittsfläche d. Winkel β_2 anträgt; d. Mittellinie muß dann an A entsprechend d. Richtung d. Winkels $180^\circ - \beta_1$ beginnen und ebenso bei B parallel mit d. Richtung d. Winkels β_2 sein, wobei bemerkt werden muß, daß man, obwohl d. jeweilige Krümmung beliebig, an d. Eintrittsstelle A d. Krümmung etwas stärker nimmt, wie sich dies später als rationell herausstellen wird. Hierauf beschreibt man um A einen Kreis mit d. Radius $\frac{1}{2} a_1$ und um B einen Kreis mit d. Radius $\frac{a_2}{2}$ entsprechend d. beiden gefundenen Canalweiten. Es kann nun angenommen werden, daß nicht nur d. rel. Geschw. w_1 u. w_2 am Anfang u. Ende d. Canals einander gleich sind, sondern daß auch d. rel. Geschw. d. Wassers in jedem Punkte d. Canals $= w_1 = w_2$ ist. Diese Annahme zu Grunde gelegt müssen auch natürl. alle Querschnitte d. Canals einander gleich sein, woraus dann aber folgt, daß dann auch d. Weite a in d. entsprechenden verschiedenen Punkten bestimmt werden kann, sobald man, wie dies immer zu geschehen pflegt, hinsichtlich d. Canalbreitenverhältnisses $\frac{b}{b}$ eine Annahme gemacht hat. Diesen a entsprechend können nun in d. verschiedenen Punkten d. Mittellinie mit $\frac{a}{2}$ d. entsprechend verschiedenen $\frac{a}{2}$ Kreise gezogen werden, an welche dann d. beiden Umhüllungscurven gezogen werden, d. aber auch d. Kreise um A u. B berühren müssen, um somit d. Form d. Canals u. Radschaufeln zu bekommen.

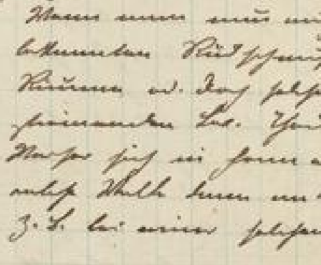
Wenn man nun vom Punkte A aus eine Strecke $= \frac{2\pi r}{z}$ abträgt, u. dann d. Curve DE auch diesen Punkt parallel mit sich selbst verschiebt, so hat man in d. schraffirten Fl. d.

durchschnitt d. vollkommenen Schaufelform, ungeachtet man d. zuschärfenen Schaufeln gegossen od. d. Blechschaufeln gekrümmt werden müssen. Wie bekannt erreicht man mit Hilfe dieser Rückschaufeln, daß alle Querschnitte mit strömendem Wasser ausgefüllt werden (mit Ausnahme eines, durch d. von d. zunehmenden Verengung d. Schaufelquerschnitts durch d. Schaufelkanten d. Leitrades hervorgebrachten unbedeutenden keilförmigen Raumes) dadurch daß zu kein Unterdruck vorhanden ist vom Oberwasser bis zum Unterwasser. –

Partial-Turbinen.

Man versteht unter Partial-Turb. solche Turb., welche auch bei größter Wirkung d. Wassers nicht am ganzen Umfang sondern nur an einem Theil d. Umfangs zugeführt wird und zwar an einer einzigen Stelle od. an 2 diametral gegenüberliegenden Stellen, um Biegung einer einseitigen Zapfen u. Wellendruck zu vermeiden. Es ist klar, daß solche Partial-Turb. nur als ~~reine~~ Action-Turb. gebaut werden müssen, indem d. ~~Wasser~~ durch d. Kanäle strömende Wassers zwischenweise ganz außer Zusammenhang mit d. Oberwasser kommt, denn wenn ein Kanal d. Laufrades sich einer Schaufelstelle nähert, so tritt d. Wasser zuerst nur durch einen schmalen Spalt ein, d. sich aber mit d. Weiterbewegung d. Rades mehr u. mehr verbreitert und schließlich zum vollen Schaufelquerschnitt d. Kanals wird; mit d. Weiterbewegung d. Rades vermindert er sich wieder ab bis endlich beim vollständig erreichten Vorübergange d. betreffenden Kanals an d. Wasserzutrittsstelle d. Wasserzufluß in d. betreffenden Schaufelraum ganz aufhört und erst nach einem [illegible] an einer Wasserzuleitungsstelle wieder erneuert wird. D. Wasser in d. Kanälen kommt also zwischenweise ganz außer Zusammenhang mit d. Oberwasser, so daß d. Wasser nur durch seine lebendige Kraft wirken kann, entsprechend einer Action-Turb., nicht aber durch seine Pressungs-Zustand, denn dazu ist ein ununterbrochener Zusammenhang mit d. Oberwasser erforderlich. –

Wenn man nun auch eine solche als Action-Turb. gebaute Partial-Turb. mit d. bekannten Rückschaufeln versieht, so kann man doch nicht vermeiden, daß sich leere Räume od. doch solche Räume bilden, in denen d. Wasser nicht an d. [illegible] strömenden Theil nimmt, indem offenbar d. in einem Schaufelraum gelangte Wasser sich in Form einer Welle durch diesen betreffenden Raum hindurch bewegt, welche Welle kann an d. Wasserzuleitungsstellen zwischenweise erneuert wird. Wenn z. B. bei einer solchen [illegible] Turb. d. Vorderschaufel eines Raumes d. Laufrades eben an d. Rand d. Zuleitungsschlitzes vorbeigeht, so tritt anfangs nur wenig Wasser ein mit sich fortschreitender Rückfläche, aber immer mehr bis endl. d. volle Schaufelquerschnitt d. Kanals mit Wasser gefüllt wird, wenn dieser Querschnitt sich d. Zuleitungskanal gerade gegenüber befindet; mit d. Weiterbewegung d. Rades vermindert sich d. Schaufelöffnung ab und somit d. Wasserzufluß ab, bis dieser ein Ende erreicht, wenn d. ~~Rückschaufel~~ folgende Schaufel d. Endfläche d. Zuleitungskanals vorbeigeht.



In diesem Moment wird d. im Schaufelraum enthaltene Wassermenge etwa wie entsprechend ~~[illegible]~~ wellenförmig aussehen, d. sich nun in welcher Weise durch d. Kanal hindurch bewegt und beim Passieren einer andern Zuleitungsstelle wieder erneuert wird; in dieser Weise geht d. zwischenweise Füllung eines Schaufelraumes fort. –

Aus dieser Betrachtung geht auch hervor, daß diese Art Turbinen nicht als Unterwasser-turbinen laufen können, indem in diesem Falle d. Wasser in d. leeren Räumen eindringen würde und dadurch hemmend auf d. Lauf d. Wassers in d. Radkanälen einwirken würde. Es werden diese Partial-Turb. deshalb immer etwas über d. Unterwasserspiegel montiert, wodurch man freilich ein kl. Teil d. Gefälles H preisgeben muß. Jedoch ist dies nicht viel zu bedeuten, da diese Turb. eben doch immer zur Ausnutzung sehr großer Gefälle angewendet werden, wo schon ein solcher preisgegeben, weil man bei Anwendung von Voll-Turb. eine sehr kl. Turb. und mithin eine enorme Umdrehungsgeschw. bekäme. —

Wir haben bemerkt, daß d. Schaufelzwischenraum d. Kanal nur dann vollkommen mit strömendem Wasser ausgefüllt, wenn derselbe d. Wasserzuleitungsstelle gerade gegenüberliegt. Im weiteren Verlauf hört jedoch diese volle Ausfüllung ganz auf. Damit wird d. Schaufelzwischenraum d. Kanal nur vorübergehend ganz mit strömendem Wasser erfüllt sein, wenn nicht d. Winkel β_2 so gewählt wird, wie dies jedoch meistens geschieht, daß d. Austrittsquerschnitt ebenfalls mit strömendem Wasser gefüllt ist. —

Aus diesen Betrachtungen geht hervor, daß man ebenso rechnen kann wie bei Voll-Turb.; nur d. Bezeichnungen erleiden einige Veränderungen:

Es sei nun p d. Partialität d. Turb. d. h. derjenige Teil d. Umfangs d. Laufrades, an d. d. Wasser überhaupt eintritt, so ist:

$$\frac{2\pi r_1}{p}$$

und zwar ist p so zu verstehen, daß an d. Gesamtradumfang bereits diejenigen kleinen Stücke abgezogen sind, welche d. Wandst. d. Leitschaufeln wegen dann nicht entsprechen. Wenn nun Z dieselbe Bedeutung hat wie früher, dann ist:

$$\frac{2\pi}{p} r_1 \sin\alpha \quad = \text{Summe d. Weiten sämtlicher}$$

Zuleitungskanäle am Ende, wo d. Wasser ausströmt, welche Größe ganz dieselbe Bedeutung hat wie d. früheren Formel für Voll-Turbinen: $a_0 z_0$ wenn z_0 d. Anzahl d. Leitkanäle bedeutete.

Man kann nun auch beim Entwurf einer Partial-Turb. so vorgehen, daß man zunächst für d. Wirkungsgrad η einen erfahrungsmäßigen Wert annimmt, womit dann, wenn N u. H gegeben, d. Aufschlagwassermenge Q bestimmt ist, nämlich:

$$Q = \frac{75}{1000\,\eta}\,\frac{N}{H}$$

Ferner sind erfahrungsmäßige Werte für ε, λ und d. Koeff. φ anzunehmen; letzteren, nämlich φ, kann man hier ... $= 1$ setzen, indem ja kein Wasserverlust beim Übergang vom Leitapparat zum Laufrad wegen Nichtvorhandensein von Unterdruck stattfinden kann. —

Ferner sind entsprechende Verhältnisse betreffend $\frac{r_1}{r_2}$ und $\frac{b_1}{b_2}$ anzunehmen.

Auch für d. Winkel α u. d. Spaltweite m muß man passende Annahmen machen, und zwar muß m hier möglichst genau $= 1 - \varepsilon_0$ also wenigstens $= 0{,}9$ sein.

Mit diesen angenommenen Werten ergibt sich nun zunächst d. Winkel β_1:

$$\cot g\,\beta_1 = \div \cot g\,\alpha + \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon-\lambda}\,\frac{1}{m \sin 2\alpha}$$

und für β_2:

$$tg\,\beta_2 = i\,\frac{b_1}{b_2}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \frac{\varepsilon-\lambda}{\varepsilon^2}\, m \sin 2\alpha.$$

womit wenigstens vorläufig mit $i = 1$ ein Näherungswert von β_2 berechnet werden kann, um damit zu prüfen, ob d. gemachten Annahmen überhaupt zulässig sind, was nur dann d. Fall ist, wenn sich d. Wert von β_2 ziemlich genau ergibt zu $20°$ od. höchstens $25°$. —

Ferner bekanntlich man nun:

d. absolute Zuflußgeschw. d. Wassers: $u = \sqrt{m\, 2 g H}$

d. d. vortheilhaftesten Gange entsprechende Umfangsgeschw.: $v_1 = \frac{2}{\cos\alpha}\sqrt{\frac{gH}{2m}}$

Um nun d. Dimensionen b_1 u. r_1 zu berechnen, hat man d. frühere Formel für Q, wenn man im vorliegenden Fall statt $z_0 a_0$ zu setzen ist:

$$z_0 a_0 = \frac{2\pi r_1}{p}\sin\alpha.$$

wobei vorausgesetzt ist, daß p a priori angenommen ist.

Man hat also:

$$Q = k k_0 \frac{2\pi r_1}{p}\sin\alpha\; b_1 u$$

Vermittelst dieser Gl. sind angenähert ... Verhältniß von b_1 u. r_1 diese beiden Größen bestimmt, insofern d. Coeff. k u. k_0 bekannt sind; ferner ist jedenfalls bekannt:

$$k_1 = \frac{t-s_1}{t\varphi} \quad \text{wo} \ \varphi = 1$$

$$k = \frac{t-s}{t}.$$

k_0 kann jedoch noch nicht berechnet werden, es kann jedoch für d. Produkt $k k_0$ ein Näherungswerth angenommen werden so daß dann mit einem passend erscheinenden Verhältniß $\frac{b_1}{r_1}$ man ist:

$$r_1 = \sqrt{\frac{pQ}{k k_0\, 2\pi \sin\alpha\, \frac{b_1}{r_1}\, u}}$$

d. genaue Bestimmung von b_1 kann man sich indessen noch vorbehalten.

Nachdem nun mit r_1 d. Hauptdimensionen d. Turb. so ziemlich festgestellt ist, können nun d. Schaufelzahl z und Leitkanäle z_0 passend angenommen werden und ebenso d. Schaufeldicken s_0 s_1 u. s_2.

Dann sind d. Querschnitte:

$$a_0 = \frac{2\pi r_1}{p z_0}\sin\alpha$$

$$a_1 = \frac{2\pi r_1}{z}\sin\beta_1 - s_1$$

$$a_2 = \frac{2\pi r_2}{z}\sin\beta_2 - s_2$$

Hiermit sind nun auch d. Contractions-Coeff. k_0 u. k_1 bestimmt:

$$k_0 = \frac{a_1}{a_1 + s_1} \qquad k_1 = \frac{a_0}{a_0 + s_0}$$

und hieraus ergibt sich nun ein endgültiger Werth für b_1 mit d. Gl. für Q.

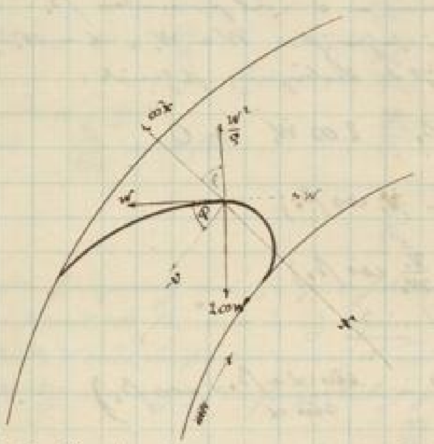
Schließlich kann nun auch d. Coeff. i corrigirt werden mit Hülfe d. angenäherten Werthe von β_2 u. a_2 und mit diesem Correctionswerth von i können d. Näherungswerthe von β_2 und a_2 corrigirt werden. —

Es ist nun aber noch auf einen Umstand aufmerksam zu machen.

Obschon nämlich es bisher unfestgestellt blieb, nach welchem Gesetz d. Schaufel gekrümmt würden, wenn nur d. Winkel β_1 u. β_2 eingehalten würden, so ist dieses im vorliegenden Fall von Partial-Turb. (Action) durchaus nicht gleichgültig; denn während sich eine Wasserwelle durch einen Canal hindurchbewegt, welcher ... d. Eintritts- und Austrittsquerschnitt ganz ausfüllt mit strömendem Wasser, so muß hier eine Kraft vorhanden sein, welche d. Wassermasse an d. hohle Vorderschaufel hinwendet, damit d. Wassermasse nicht zwischen d. Schaufeln frei u. fern geschleudert wird, wodurch nachtheiliger Effect vermindert wird. Die Schaufeln müssen demnach so gekrümmt sein, daß immerwährend eine Normalkraft vorhanden ist, welche d. Wassertheilchen gegen d. Vorderschaufel drückt.

d. resultirende Normalkraft, wodurch ein Wasserfädchen an d. hohlen Wandschaufel hineingedrückt resp. von derselben abgezogen wird. Besteht nun, wie früher bei d. Besprechung d. Poncelet-Rades näher auseinandergesetzt wurde, aus d. Normalcomponenten folgender 4 Kräfte: d. rel. Centrifugalkraft, d. Schwerkraft u. d. beiden Ergänzungskräfte d. rel. Bew., nämlich d. absolute Centrifugalkraft d. eigenen Bew. d. Rades entsprechend und d. sogenannte zusammengesetzte Centrifugalkraft für unseren vorliegenden Fall. Um nun diese resultirende Normalkraft in einen algebraischen Ausdruck zu bringen, sei zunächst eine innerschl. Turb. vorausgesetzt, welche als Partial-Turb. ausgeführt werden soll.

Es seien wieder d. Beziehungen auf d. Bew. in d. Mittellinie eines Canals bezogen und zwar sei A d. Punkt derselben, an welchem sich augenblicklich ein Wasserfädchen befindet, welches für d. früheren Bezeichnung analog eine rel. Geschw. W (tangential an d. Schaufelform gerichtet) habe. d. Krümmungsradius



d. Schaufelcurve sei in diesem Punkte $= \rho$, so ist d. normal zur Schaufelcurve gerichtete rel. Centrifugalkraft ist $= \frac{W^2}{\rho}$. — d. Schwerkraft betheiligt sich im vorliegenden Fall, wo d. Bew. in einer horizontalen Ebene erfolgt, garnicht, indem ihre Horizontalcomponente $= 0$ ist. Es bleiben also noch d. absolute Centrifugalkraft und d. zusammengesetzte. Die erstere ist natürl. radial nach Außen gerichtet; ist x d. Radialabstand d. Punktes A von d. Axe und ω d. Winkelgeschw., so ist absolute Centrifugalkraft pro Masseneinheit:

$$= \omega^2 x.$$

Was nun d. zusammengesetzte Centrifugalkraft betrifft, so ist diese ihre Größe bekanntlich = 2 mal Momentanwinkelgeschw. mal d. Projection d. rel. Geschw. W auf eine zur Momentanaxe senkrechten Ebene; d. Momentanwinkelgeschw. ist hier $= \omega$ und d. Momentanaxe d. geometrische Rotationsaxe d. Rades; ferner braucht d. rel. Geschw. W nicht erst projicirt zu werden, indem dieselbe schon in einer zur Radaxe senkrechten Ebene liegt, insofern man überhaupt annimmt, dass d. Wasserfädchen sich nur in Ebenen, senkrecht zur Radaxe, bewegen.
d. zusammengesetzte Centrifugalkraft ist demnach $= 2\omega W$.
Bekanntlich findet man nun ihre Richtung, indem man d. Richtung von W (allgemein d. Projection von W auf d. zur Momentanaxe senkrechten Ebene) entgegengesetzt d. Drehung d. Rades um 90° herumdreht, in unserem Falle also = d. Richtung d. Krümmungsradius und zwar nach d. Krümmungsmittelpunkt d. Schaufelcurve hin. [Im Falle einer aufschl. Turb. würde d. rel. Geschw. W gerade d. entgegengesetzte Richtung haben und natürlich d. zusammengesetzte Centrifugalkraft ebenfalls nach d. Krümmungsradius gerichtet sein aber vom Krümmungsmittelpunkt weg]. Bezeichnet man nun noch mit φ d. Winkel zwischen d. rel. Centrifugalkraft $\frac{W^2}{\rho}$ und d. Richtung der absoluten Centrifugalkraft $\omega^2 x$ ——, so hat man Summe d. resultirende Normalkraft, mit welcher d. Wasserfädchen gegen d. hohle Wandfl. einer Schaufel gedrückt werden:

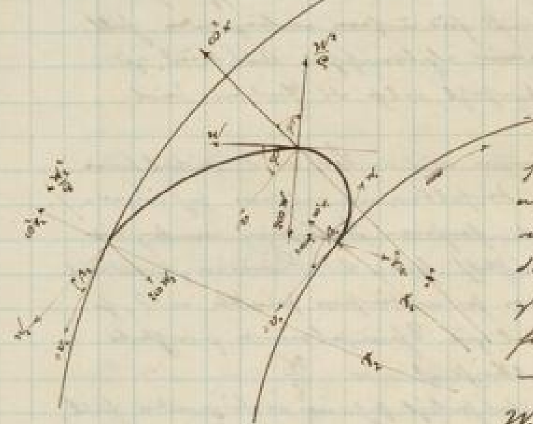
$$N = \frac{W^2}{\rho} + \omega^2 x \cos\varphi \mp 2\omega W$$

d. Gleichzeichen gilt hier, wie leicht ersichtlich, für d. Fall einer aufschl. Turb.; die Bedingung für d. Krümmung d. Schaufeln ist nun die, dass diese Normalkraft immer positiv sei, also:

$$\frac{W^2}{\rho} + \omega^2 x \cos\varphi \mp 2\omega W > 0.$$

Zunächst soll nun eine [illegible] Turbine untersucht werden, für welche d. + Zeichen gilt, und welche d. Bedingungsgl. heißt:

$$\frac{W^2}{\rho} + \omega^2 x \cos\varphi - 2\omega W > 0.$$



d. ungünstigste Stelle bezüglich auf diese zu erfüllende Gl. wird offenbar unmittelbar an d. Eintrittsstelle eintreten, indem für $\cos\varphi$ einen negativen Wert bekommt und welcher d. Ausdruck leicht 2 negative Werte bekommen, aber trotzdem derselbe > 0 sein soll. Es ist an dieser Stelle nämlich wie auch anderer d. absolute Centrifugalkraft [illegible], d. rel. Centrifugalkraft normal zur Schaufelwinkel und d. Winkel φ zwischen d. rel. Geschw. W_1 und d. entgegengesetzten v. Richtung ein stumpfer und zwar $=$ d. [illegible] genannten β_1. Da nun für diese Stelle zu setzen ist: $W = W_1$, $x = r_1$, $v = v_1$, $\rho = \rho_1$, so ist d. Bedingung folgende:

$$\frac{W_1^2}{\rho_1} + \omega^2 r_1 \cos\beta_1 - 2\omega W_1 > 0$$

oder da $\frac{v_1}{r_1} = \omega$:

$$\frac{W_1^2}{\rho_1} > \frac{v_1}{r_1}\left(2W_1 - v_1\cos\beta_1\right)$$

oder

$$\frac{r_1}{\rho_1} > \frac{v_1}{W_1}\left(2 - \frac{v_1}{W_1}\cos\beta_1\right)$$

Nach Einsetzung d. früheren Gl.:

$$\frac{v_1}{W_1} = \frac{\sin(\alpha+\beta_1)}{\sin\alpha}$$

$$\frac{r_1}{\rho_1} > \frac{\sin(\alpha+\beta_1)}{\sin\alpha}\left(2 - \frac{\sin(\alpha+\beta_1)}{\sin\alpha}\cos\beta_1\right)$$

Winkel β_1 ist nun wie bekannt ein [illegible] stumpfer Winkel bei jedem Actionsrad; führt man statt ihm seinen Nebenwinkel ein, indem man setzt:

$$\beta_1 = 180^\circ - \alpha_1$$

$$\text{also}\quad \alpha + \beta_1 = 180^\circ - (\alpha_1 - \alpha)$$

$$\sin(\alpha+\beta_1) = \sin(\alpha_1 - \alpha)$$

$$\cos\beta_1 = -\cos\alpha$$

d. Bedingung für d. wenigstens erforderliche Krümmung d. Schaufelcurve an d. Eintrittsstelle heißt demnach hiernach in anderer geschriebener Weise:

$$\frac{r_1}{\rho_1} > \frac{\sin(\alpha_1-\alpha)}{\sin\alpha}\left(2 + \frac{\sin(\alpha_1-\alpha)}{\sin\alpha}\cos\alpha\right)$$

Um einen angenäherten Ausdruck für diesen Grenzwert d. Krümmungsradius zu erhalten, kann man bemerken, daß bei einer Actions-Turb. bekanntlich immer:

$$180^\circ - \beta_1 \text{ wenig} < 2\alpha$$

$$\text{also}\quad \alpha_1 < 2\alpha$$

$$\text{oder}\quad \alpha_1 - \alpha \text{ wenig} < \alpha.$$

und welcher $\frac{\sin(\alpha_1-\alpha)}{\sin\alpha}$ wenig kleiner als 1.

d. vorliegende Bedingung kann daher genügt werden, wenn an Stelle d. betreffenden Bruchs nun 1 gesetzt wird, (was erst dadurch d. Bedingung [illegible] erreicht [illegible] genannt) und man mit dieser Annäherung nun zu schreiben:

$$\frac{r_1}{\rho_1} > 2 + \cos\alpha.$$

Hierin ist nun α ein kleiner spitzer Winkel und folgl. $\cos\alpha$ nur wenig von 1 verschieden; man kann also auch schreiben:

$$\frac{v_1}{\rho_1} > 3$$

oder

$$\rho_1 < \frac{v_1}{3}.$$

D. h.: d. Krümmungsradius d. Schaufelkurve an d. Eintrittsstelle d. Wassers darf höchstens $\frac{1}{3}$ d. Radius v_1 sein, welcher dieser Stelle entspricht. —

Von innen angefangen kann d. Krümmungsradius d. Schaufelkurve wachsen, indessen darf man auch diesen für d. Krümmungsradius nicht übermäßig wachsen und d. letzte Teil d. Schaufelkurve aber eine gerade Linie sein, dieselbe muß folglich immer nach gekrümmt sein, und nun findet man d. Grenzwert für d. Krümmungsradius, indem man in d. allgemeinen Bedingungsgl. entsprechend setzt:

$w = w_2$; $x = v_2$; $\rho = \rho_2$; $v = v_2$ — offenbar $\varphi = \beta_2$.

Also d. Bedingung:

$$\frac{w_2^2}{\rho_2} + \omega^2 v_2 \cos\beta_2 - 2\omega w_2 > 0$$

oder da $\omega = \frac{v_1}{r_1}$

$$\frac{w_2^2}{\rho_2} > \frac{v_2}{r_2}\left(2w_2 - v_2\cos\beta_2\right)$$

oder nach Gl. 2. mit $\frac{v_2}{w_2} = \cos\beta_2$

$$\frac{v_2}{\rho_2} > \frac{v_2}{w_2}\left(2 - \frac{v_2}{w_2}\cos\beta_2\right)$$

$$\frac{v_2}{\rho_2} > \cos\beta_2\left(2 - \cos^2\beta_2\right)$$

Um einen Näherungswert für diesen Grenzwert von ρ_2 zu erhalten, kann man bemerken, daß β_2 ein kleiner spitzer Winkel und somit $\cos\beta_2$ nur wenig ~~kleiner~~ als 1 ist, und folgl. $2-\cos^2\beta_2$ nur wenig größer als 1, d. Produkt aus diesen ein wenig ~~d.~~ kleiner u. ein wenig größer als 1 seienden beiden Größen wird natürlich nur noch so nahe zulässig gleich = 1 sein, und folgl. d. Bedingung:

$$\frac{v_2}{\rho_2} > 1 \quad \text{oder} \quad \rho_2 < v_2. —$$

Wenn somit d. Wasser immer gegen d. Vorderschaufel gedrückt werden soll, so müssen d. Krümmungsradien d. Schaufelkurve an d. Eintritts- u. Austrittsstelle d. Wassers höchstens $= \frac{v_1}{3}$ resp. v_2 sein. —

Ebenso könnte man nun auch für zwischen v_1 u. v_2 liegende Punkte diese Krümmungsradien aus dieser allgemeinen Bedingung ableiten und damit d. Gestalt d. Schaufelkurve noch näher bestimmen. Indessen mag diese Andeutung hier genügen. —

Wesentlich günstiger stellt sich d. Sache für innenschl. Räder, indem hier gar keine Bedingungen stattfinden hinsichtlich d. Krümmung d. Radschaufeln. Es gilt nämlich in diesem Falle in d. allgemeinen Bedingungsgl. für N für d. dritte Glied d. + Zeichen, so daß man nun lauter positive Glieder hat, nämlich:

$$N = \frac{w^2}{\rho} + \omega^2 x \cos\varphi + 2\omega w > 0.$$

An d. ~~Eintritts~~stelle d. Wassers, für d. ~~äußern~~ Rand d. Radkranzes, ist offenbar φ ein ~~stumpfer~~ spitzer Winkel und somit ist $\cos\varphi$ auch positiv, es sind also alle 3 Summanden positiv und daher wird d. Ungleichung für jeden Wert von ρ erfüllt, folgl. braucht d. Krümmungsradius d. Schaufelkurve an d. Eintrittsstelle an keine Bedingung geknüpft zu sein. Wenn nun aber d. Wasser in d. Radkranz weiter strömt von außen nach ~~innen~~ so wird φ immer größer und zwar ein stumpfer Winkel und folgl. $\cos\varphi = -$, und dies namentlich an d. Austrittsstelle d. Wassers (für d. ~~innern~~ Umfang) d. Fall ist. Man kann sich nun aber leicht überzeugen, daß d. Summe doch dieses negativen Wertes φ niemals negativ werden kann; d. Bedingungsgleichung heißt nämlich hier, wenn man setzt: $\rho = \rho_2$ $w = w_2$ $r = r_2$ und endl. $\varphi = 180^\circ - \beta_2$

also $\cos\varphi = -\cos\beta_2$ setzt

und setzt d. Bedingungsgl. für d. Krümmungsradius ρ_2 an dieser Stelle (d. inneren Ende d. Radkranzes)

$$\frac{w_2^2}{\rho_2} - \omega^2 r_2 \cos\beta_2 + 2\omega w_2 > 0$$

Dies ist nun auch für alle Werte von ρ_2 und ω d. Fall, denn man kann auch schreiben:

$$N = \frac{w_2^2}{\rho_2} + \omega(2w_2 - v_2 \cos\beta_2)$$

Nach früheren Gl. 2 ist aber:

$$w_2 \cos\beta_2 = v_2$$

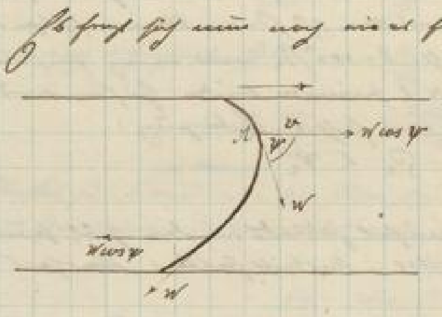
und folgt:

$$2w_2 > v_2 \cos\beta_2$$

weil $\cos\beta_2$ immer ein echter Bruch ist. d. Ausdruck in d. Klammern ist demnach immer positiv und somit d. Krümmungsradius ρ_2 auch an dieser Stelle an keine weitere Bedingung geknüpft.

Seitenschlächtige Partial-Turbinen.

Es fragt sich nun noch wie es für eine seitenschl. Partial-Turb. d. Fall ist.



Ich betrachte einen zylindrischen Schnitt gelegt in d. mittleren Entfernung r von d. Radachse und denke diesen Schnitt in entwickeltem Zustand in d. Ebene ausgebreitet, und zwar sei angenommen, d. Radachse befinde sich hinter d. Papier-Ebene, so daß von unten gegen gesehen d. Rad sich im d. Uhrzeigersinn dreht. –

Von d. normal zur Schaufelcurve gerichteten Componenten d. genannten 4 Kräfte, welche d. resultierende Normalkraft bedingen, sind 2 = 0; da nämlich vorausgesetzt werden muß, daß d. Wasserteilchen sich nur im Sinne d. Radbew. und von außen nach innen d. Unterstuft bewegen soll, so kommen auch nur d. im Sinne d. Radbew. genommenen Componenten d. Kräfte bei d. Bildung d. resultierenden Normalkraft in Betracht. Von d. 2 genannten Kräften bewirkt ist d. eine d. absolute Centrifugalkraft, indem dieselbe d. Wasserteilchen von Innen nach Außen schleudert, wirkend in d. Schaufelfl. entlang, mit einer Intensität $= \omega^2 r = \omega \frac{v}{r} r = \omega v$. Ebenso verhält sich auch d. 2 Ergänzungskraft d. rel. Bew., d. sogenannte zusammengesetzte Centrifugalkraft, indem dieselbe senkrecht zum Papier also parallel d. Schaufelfl. gerichtet ist; befindet sich aber ein in d. Bew. begriffenes Wasserteilchen in A, wo seine rel. Geschw. = w (tangential an d. Schaufelcurve nach unten gerichtet), nun ist bekanntlich d. zusammengesetzte Centrifugalkraft = 2 mal d. Winkelgeschw. ω mal d. Projection d. rel. Geschw. w auf eine zur Drehungsachse senkrechte Ebene; letztere ist hier offenbar eine zur Radachse senkrechte Ebene d. h. d. Ebene d. Rades. d. Projection von w auf diese Ebene ist demnach, wenn man mit ψ d. Winkel zwischen w und v bezeichnet $= w \cos\psi$ und somit d. zusammengesetzte Centrifugalkraft

$$= 2\omega w \cos\psi.$$

Um nun ihre Richtung zu finden, muß man bekanntlich d. Projection von w nach d. zur Drehungsachse senkrechten Ebene um 90° herumdrehen im entgegengesetzten Sinne d. Radbew.

in äußeren Teile ist sie also senkrecht zur Peripherie und zwar von Innen nach außen gerichtet, so daß ausschließlich durch diese Kraft $2\omega W_2 \cos\psi$ d. Wasserteilchen von Innen nach Außen geschleudert werden. Ferner ist es zu bemerken, daß d. Richtung dieser Kraft sich umkehrt, sobald man über d. Punkt d. Schaufelcurve hinweggekommen, in dem dieselbe eine vertikale Tangente hat, denn dann hat W eine andere Richtung und welche $W\cos\psi$ gerade d. entgegengesetzte von vorhin ist wie d. zusammengesetzte Centrifugalkraft, zwar auch wieder senkrecht zur Peripherie aber von Außen nach Innen gerichtet, so daß durch sie d. Wasserteilchen in radialer Richtung von Außen nach Innen geschleudert werden. — Hieraus erkennt man, daß d. absolute Centrifugalkraft immer mit d. constanten Geschwindigkeit ωv d. Wasserteilchen in radialer Richtung von Innen nach Außen wirkt, während d. zusammengesetzte Centrifugalkraft im ersten Teile d. Schaufelkanals sie zwar ebenso wirkt, dann aber gerade in entgegengesetzter Richtung und der mit veränderter Geschwindigkeit. Es müßte sich demnach eine Stelle finden lassen, wo beide entgegengesetzten Kräfte sich genau aufheben, nämlich gleich groß sind, indem an d. Austrittsstelle d. zusammengesetzte Centrifugalkraft an Größe überwiegt; in diesem Falle ist nämlich ganz ? 2:

$$W_2 \cos\beta_2 = v$$

also $$2 W_2 \cos\beta_2 = 2v$$

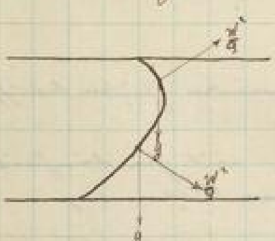
$$2 W_2 \cos\beta_2 > v$$

demnach ist auch: $$2 W_2 \cos\beta_2\, \omega > v\,\omega$$

u. $$2 W_2 \cos\beta_2\, \omega > \omega^2 v.$$

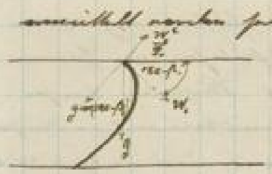
Hier wird also d. Wasser gedrängt von Innen nach Außen zu schleudern, während d. zusammengesetzte Centrifugalkraft hier gerade doppelt so groß als d. absolute Centrifugalkraft ist. — Hiernach müßte d. Wasser in d. Canälen einer [illegible] Partial-Turb. sehr unvorteilhafte Bew. machen, nämlich im Anfang von Innen nach Außen, dann fast stillstehend und dann wieder überwiegend von Außen nach Innen. Diese Umstände lassen erkennen, daß eine [illegible] Turb. sich nicht vorteilhaft für d. Prinzip d. Partial-Turb. eignet, da d. Wasser ganz zu unvorteilhaften Bew. in d. Radcanälen unterworfen ist. —

Immerhin erscheint es doch angemessen aus Construktionsgründen noch zu untersuchen, ob dieselben mit Vorteil auch bei Voll-Turb. bestehen, insofern dieselben als [illegible] Achsial-Turb. gebaut werden. Zu dem Zweck nehme ich wieder ein mittleres Cylinderschnitt angenommen vom Radius r an, dieser in obiger Abbildung dargestellt. Von den, d. resultierende Normalkraft N bildenden 4 Kräften, sind wie oben erwähnt d. absolute Centrifugalkraft und d. zusammengesetzte Centrifugalkraft radial bzw. d. Schaufeln gerichtet, kommen somit also nicht mehr in Betracht bei d. Bestimmung d. Schaufelcurve, es bleiben nur d. rel. Centrifugalkraft und d. Schwerkraft.



Wenn nun d. Wasserteilchen d. Punkt d. Schaufelcurve passiert haben, in dem dieselbe eine vertikale Tangente hat, so wirken offenbar beide genannten Kräfte gegen d. hohle Fl. d. Schaufel hin und es ist demnach gar kein Grund vorhanden, warum d. Wasserteilchen sich von d. Schaufel entfernen sollten, somit hier d. Krümmung d. Schaufelcurve eine ganz beliebige ? sein kann. — Anders verhält sich aber ebenfalls dieser Punkt, indem hier d. Schwerkraft d. Wasser von d. hohlen Fläche d. Schaufel abzieht und nur d. rel. Centrifugalkraft normal gegen d. Schaufel wirkt; damit also hier d. Wasser dennoch gegen d. hohle Fl. d. Schaufel gedrückt werden soll, muß d. rel. Centrifugalkraft absolut genommen größer sein, als d. normal gegen d. Schaufelcurve gerichtete Componente d. Schwerkraft. Am ungünstigsten wird es offenbar an d. Eintrittsstelle d. Wassers sein, für welche man d. Bedingung d. Krümmungsradius ϱ

ermittelt werden soll.



Es ist offenbar für d. rel. Centrifugalkraft $= \frac{w_1^2}{\rho_1}$ und d. Schwerkraft $= g$. und demnach d. Bedingung:

$$\frac{w_1^2}{\rho_1} > g \cos(180-\beta_1)$$

Bei Actions-Turb. ist nun aber immer $180-\beta_1$ ein sehr spitzer Winkel und mithin $\cos(180-\beta_1)$ ungefähr $= 1$.

Wenn man deshalb schreibt: $\frac{w_1^2}{\rho_1} > g$ so geht man nur auf sicherer [Seite].

oder $\rho_1 < \frac{w_1^2}{g}$.

Nach dieser Regel sind also nicht nur d. Schaufelcurven von Partial-Actions-Turb. sondern auch mit Vorteil d. Schaufelcurven d. als Actions-Turb. gebauten Voll-Turb. zu construieren. —

Die hier angestellten Untersuchungen bezüglich [der] Anwendbarkeit d. verschiedenen Arten Turb. Partial-Turb. hat d. Praxis auch d. wieder überwiesene Nutzung gezogen, indem Partial-Turb. meistens als Actions-Turb. in Form von sogenannten Tangential-Rädern gebaut werden, wo d. Schaufelformen bekanntlich an gar keine weiteren Bedingungen geknüpft sind. Diese Tangential-Räder (so benannt wegen d. kleinen Wasserzuführungswinkels α) sind nur eine gelungene Verwirklichung d. früher schon im Jahre 1838 von Poncelet aufgestellten Idee. D. Verdienst, diese Idee zuerst praktisch ausgeführt zu haben, gebührt d. derzeitigen Direktor Zuppinger d. Maschinenfabrik Escher & Wyss in Zürich. Was d. Wirkungsgrad eines solchen Tangentialrades betrifft, so muss man in Betracht ziehen, dass bei d. großen Gefällen, zu deren Ausnützung besonders diese Turb. angewendet werden, schon ein ziemlicher Gefällverlust durch d. mehr od. minder langen Zuleitungsröhren entstehen muss, d. auch d. früher gebrauchten Grundsätzen d. Geschwindigkeit bemessen werden kann. Um d. wirklich ausgenutzte Gefälle zu bekommen, muss man daher diesen Gefällverlust sowie d. Höhe d. Freihängens d. Rades von d. wirklich vorhandenen Gefälle abziehen. Angenommen dass so geschehen und d. dann sich ergebende Gefälle mit H bezeichnet. Man kann dann auch für d. Wirkungsgrad η bei guter Construktion eine Verwertung annehmen zu

$$\eta = 0,70$$

und hieraus d. Aufschlagwasser:

$$Q = \frac{75}{1000\eta}\frac{N}{H} = 1,07\frac{N}{H}$$

Was weiter d. bei d. Construction einer solchen Turb. a priori anzunehmenden Größen betrifft, so kann man annehmen:

$$z = 0$$

u. $\varphi = 1$, weil für dieselbe keine Veranlassung zum Wasseranschluss beim Übergange d. Wassers vom Leitkanal zum Laufkanal vorhanden ist. Man kann somit auch setzen:

$$k = \frac{\varepsilon \cdot \varphi}{\varepsilon \varphi} = 1.$$

D. Coeffizient μ wird man noch etwas größer annehmen müssen als bisher, weil mit d. größeren Umfangsgeschwindigkeit d. Zuschaufelung bedeutend wächst, und dann auch diese noch vermehrt wird durch d. d. Geschwindigkeit entsprechende größere Schwerpunkt d. Turb., welches sie im Vergleich mit d. nötigen Aufschlagwasser bedeutend größer ist als dasjenige d. Fall bei Voll-Turb. ist. Setzt man deshalb: $\mu = 0,6$

so hat man für d. hydraul. Wirkungsgrad zu Grunde zu legen:

$$\varepsilon = 0,76.$$

Was d. Gewindeteil m betrifft, so muß dieser hier, wo es sich um eine richtige [illegible] Reaktions-Turb. handelt, möglichst genau $= 1 - \varrho_0$ gesetzt werden. d. Gefälleverlust $\varrho_0 H$ besteht hier aber nur in d., durch d. hydraul. Widerstände und d. Reibung hervorgerufenen Gefälleverlust, so ist es vollkommen ausreichend hier, wenn man setzt:

$$\varrho_0 = 0{,}1$$

und somit

$$m = 0{,}9.$$

Für d. Festlegung in d. Rechnung nach d. vorhin entwickelten Formeln, d. bezüglich auf denselben Grundsätzen beruhen, d. für Achsial-Turb. gelten, ist es zunächst nötig ein angenommenes Verhältnis zwischen d. Radien r_1 u. r_2 anzunehmen; dieses kann erfahrungsgemäß angenommen werden zu:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{4}{5}.$$

Ferner ist d. [illegible] am zweckmäßigsten zu wählen:

$$\beta = 4.$$, wobei es angemessen ist, d. [illegible] anzuordnen, um jeden [illegible] möglichst zu vermeiden.

Für d. Berechnung von r_1 muß man nun noch ein angenommenes Verhältnis von b_1 u. r_1 zu Grunde legen; in dieser Hinsicht liefert folgendes Verhältnis ganz gute Resultate:

$$\frac{b_1}{r_1} = \frac{1}{4}.$$

d. Schaufelzahl z d. Laufrades eines solchen Tangential-Rades pflegt man etwas größer zu nehmen, um d. Wasser [illegible] vorschreiben zu können; nach Redtenbacher ist es empfehlenswert zu nehmen:

$$z = 35 + 50\, r_1.$$

Ferner ist es angemessen zu nehmen:

$$\frac{b_1}{b_2} < 1$$

um [illegible] einen allzu kleinen Winkel α zu vermeiden [illegible] d. Winkels β_2.

Setzt man nämlich in Gl. 7 d. angenommenen Werte ein, so bekommt man:

$$tg\,\beta_2 = i \cdot 1{,}85\,\frac{b_1}{b_2}\,\sin 2\alpha.$$

Setzt man nun vorläufig $i = 1$, so bekommt man mit einem angenommenen Verhältnis $\frac{b_1}{b_2}$ einen Näherungswert für β_2, und von diesem muß verlangt werden, daß er höchstens $20°$ betrage, also:

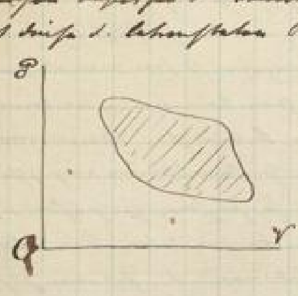
$$\beta_2 \leqq 20°.$$

Wollte man nun $\frac{b_1}{b_2} = 1$ machen, dann würde mit $i = 1$ sich zeigen, daß d. Winkel α höchstens $= 5°44'$ sein dürfte, damit β_2 nicht größer als $20°$ wird. Dies ist natürlich ein zu kleiner Wert für α, welcher allerdings immer nur klein ist. Damit diese [illegible] unter einem solchen spitzen Winkel α [illegible] ist, nimmt man $\frac{b_1}{b_2} < 1$, wodurch man α etwas größer nehmen kann [illegible] d. verlangten kleinen Wertes d. Winkels β_2. —

Theorie der calorischen Maschinen.

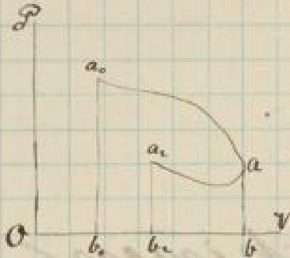
Das allgemeine Princip d. calorischen Kraftmaschinen besteht darin, daß man eine Flüssigkeit einen gewissen Kreisprozeß in periodischer Wiederholung derart durchlaufen läßt, daß dabei d. Flüssigkeit von Außen mehr Wärme mitgetheilt als entzogen wird und d. überschüssig zugeführte Wärme als äußere Arbeit gewonnen wird; also eine Verwandlung von Wärme in Arbeit. D. diesen Vorgang vermittelnde Flüssigkeit soll d. Arbeitsflüssigkeit genannt werden. Von d. lebendigen Kraft, welche d. äußeren Arb. d. Arbeitsflüssigkeit entspricht bei ihrem wiederholten Kreisprozeß, kann als eine untergeordnete Größe abgesehen werden, so daß man d. Kreisprozeß als ein sogenannter umkehrbarer Kreisprozeß (im Sinne d. mechanischen Wärmetheorie) angesehen werden kann, wenn man unterstellt daß d. Temp. Zustand in d. ganzen Masse als gleichförmig vorausgesetzt. Um bei einem solchen Vorgange eine möglichst große Expansionsarbeit zu bekommen, muß natürl. d. Arbeitsflüssigkeit auch in bedeutendem Grade d. Volumenänderung fähig sein; man braucht daher entweder als Arbeitsflüssigkeit nur luftförmige Körper od. solche verwendet, die ihre Zustandsänderung mit d. Änderung von d. Zustand tropfbarer in d. Zustand luftförmiger Flüssigkeit und umgekehrt. —

Man kann nun d. calorischen Maschinen von mehreren Gesichtspunkten aus in verschiedene Arten unterscheiden: man kann zunächst unterscheiden zwischen <u>offenen und geschlossenen</u> Maschinen; unter einer geschlossenen Masch. soll eine solche verstanden werden, bei d. es immer d. nämliche Flüssigkeit ist, welche d. wiederholten Kreisprozeß durchmacht (abgesehen von d. vollständigen Ersatz d. Flüssigkeit bedingt von d. Verluste durch d. ... Undichtigkeiten). Bei einer offenen Masch. dagegen entweicht bei jedem Spiel d. Masch. d. Arbeitsflüssigkeit gänzlich ins Freie, und muß durch neue Flüssigkeit ersetzt werden. Bei einer geschlossenen Masch. erscheint d. Vorgang als ein vollständig geschlossener Kreisprozeß, wenn man daraus d. Zustandscurve für d. ganze Zustandsänderung aufzeichnet, d. h. eine Curve zeichnet in Bezug auf ein rechtwinkliges Coord.-System, dessen Abscissen d. Volumina und dessen Ordinaten d. entsprechenden Pr. vorstellen, dann ist diese d. betrachteten Kreisprozeß entsprechende Zustandscurve eine in sich zurücklaufende



geschlossene Curve; d. von dieser geschlossenen Curve umschlossene Fl. $= \int p\,dv$, ausgedehnt über d. ganzen Kreisprozeß, stellt d. bei diesem Vorgange gewonnene Arbeit dar. —

Bei einer offenen calorischen Masch., wo es im Allgemeinen d. Fall ist, daß d. Arbeitsflüssigkeit d. Masch. in einem anderen Zustande entweicht als sie in dieselbe eingetreten war, freilich ist d. Zustandscurve keine geschlossene und somit ihre Zustandsänderung kein eigentlicher Kreisprozeß. indessen kann man sich doch d. Zustandsänderung



ohne Änderung d. im Ganzen gewonnenen Arbeit zu einem vollständigen Kreisprozeß vervollständigt denken, indem man annimmt, daß unter entsprechender Zuführung od. Entziehung von Wärme d. aus d. Masch. entweichende Flüssigkeit zuerst bei constantem Endvolumen auf d. Pr. = 0 gebracht, dann bei constantem Druck = 0 auf d. Anfangsvolumen und schließlich bei constantem Volumen auf d. Anfangs-Pr. zurückgeführt würde. Dann ist dann d. gewonnene Arbeit bei diesem vollständigen Kreisprozeß dargestellt durch d. Fl.:

$$b_0 a_0 a b b_1 \div a b b_1 a_1 a$$

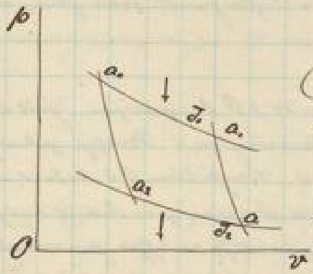
wo a_0 und a_1 d. Anfangs- resp. Endzustand entsprechen, in denen d. Arbeitsflüssigkeit in d. Masch. hinein- resp. herauskommt.—

Weiter kann man d. calorischen Masch. auch noch unterscheiden hinsichtlich d. Art d. Feuerung, nämlich Masch. mit geschlossener und offener Feuerung. Unter einer ~~geschlossenen~~ offenen Feuerung versteht man eine solche, wo d. gasförmigen Verbrennungsprodukte offen durch d. Esse ins Freie entweichen, nachdem sie durch eine als Zwischenmittel wirkende Scheidewand, welche sie von d. Arbeitsflüssigkeit trennt, an d. letztere d. größten Theil ihrer Wärme abgegeben haben; im Gegensatz hierzu ist unter einer geschlossenen Feuerung eine solche zu verstehen, wo d. gasförmigen Verbrennungsprodukte durch Mischung mit d. Arbeitsflüssigkeit d. Wärme an diese übertragen und mit derselben gemischt in d. Masch. Arbeit verrichtend wirken, so daß dann d. Verbrennungsgase als Bestandtheil d. Arbeitsflüssigkeit zu betrachten sind. Eine geschlossene calorische Masch. hat selbstverständlich immer eine offene Feuerung, während eine offene calorische Masch. entweder mit einer offenen wie auch mit einer geschlossenen Feuerung versehen werden kann.— Endlich kann man d. calorischen Masch. auch noch unterscheiden bezüglich d. Art d. Arbeitsflüssigkeit; hierbei kommen meistens nur atm. Luft und Wasser (Wasserdampf) in Betracht, weswegen man unterscheidet in Luftmaschinen und Dampfmaschinen.

D. Dampfmaschine braucht d. Änderung d. Aggregatzustandes behufs einer bedeutenden Volumenänderung und dadurch bedingten äußeren Arbeit. Sie hat stets eine offene Feuerung, kann übrigens eine geschlossene od. offene Masch. sein. Letzteres ist d. Fall, wenn sie mit Condensation arbeitet und das im Condensator gewonnene Wasser zur Kesselspeisung wieder benutzt wird.— Bei d. Luftmaschine finden sich alle möglichen Unterschiede vertreten. Ein besonderer Fall ist d. Gasmaschine; sie ist eine offene Luftmasch. mit geschlossener Feuerung, indem d. Verbrennungswärme d. Leuchtgases, für d. Leuchtgas, im d. Innern d. Maschinencylinders selbst erzeugt ist und d. Produkt dieser Verbrennung mit d. überschüssigen Luft gemischt, bildend auf d. Kolben wirkt, dann aber ins Freie tritt.

Bevor nun d. einzelnen Arten d. Masch. betrachtet werden, sollen zunächst einige Betrachtungen über d. Wirkungsgrad calorischer Masch. angestellt werden:

Angenommen es sei gegeben die, bei d. Kreisprozesse d. Arbeitsflüssigkeit mitzutheilende Wärmemenge sowie d. min. u. max. Temp., welche d. Arbeitsflüssigkeit in d. Masch. annimmt (entsprechend nämlich bei d. gebräuchl. Masch. einer [illegible] und d. Temp. d. Kühlwassers in Wechselwirkung gegen einander gegeben sind), so fragt sich dann, welcher unter solchen Umständen d. in Beziehung vortheilhafteste Kreisprozeß sein würde, indem ja bekanntlich eine Menge verschiedener Kreisprozesse möglich sein können. Natürlich ist ein Kreisprozeß um so vortheilhafter je größer d. aber gewonnene Arbeit ist. Wenn man aber nun berücksichtigt, daß bei einem solchen Kreisprozeß, d. von d. Zustandslinie eingeschlossene Fläche dann d. gewonnene Arbeit darstellt, so ist zu erkennen, daß diese um so größer, je größer d. Pr. bei d. Expansion u. je kleiner d. Pr. bei d. Compression ist. D. hier verwendeten Arbeitsflüssigkeiten sind aber immer derart, daß bei sonst gleichen Umständen (gleichem Volumen) d. Pr. um so größer je größer d. Temp.dif. wird d. Wirk. um so kleiner, je kleiner d. Temp.dif.; man wird also eine möglichst große Arbeitsmenge bekommen unter gegeb. Umständen, je größer d. Temp. bei d. Expansion d. Arbeitsflüssigkeit und je kleiner d. Temp. bei d. Compression ist. Da nun die max u. min Temp. als gegeben vorausgesetzt wurden, so muß, um eine möglichst große Arbeitsgröße zu erzielen, bei d. Expansion d. Arbeitsflüssigkeit möglichst lange d. max Temp. und bei d. Compression möglichst lange d. min. Temp. erhalten werden. Da nun aber d. verwendbaren Arbeitsflüssigkeiten immer derart, daß ~~mit~~ eine Expansion immer eine Wärmemitteilung und eine Compression immer eine Wärmeentziehung nötig macht. Man erhält demnach durch einen Kreisprozeß d. größtmögliche äußere Arbeit, wenn d. Wärmemitteilung bei d. max Temp. und d. Wärmeentziehung bei d. niedersten min. Temp. stattfindet, wenn also d. d. Kreisprozeß entsprechende Zustandscurve aus 2 isothermischen Curvenstücken, d. durch 2 adiabatische Curven verbunden sind.



Es sei nun nebenstehend $a_0 a_1 a a_2$ d. d. Kreisprozeß entsprechende Zustandscurve bezogen auf d. Coordinaten p u. v. (und zwar seien $a_0 a_1$ u. $a a_2$ d. isothermischen Curven) Es sei dann gegeben d. absolute max Temp $= T_1$
" " min Temp $= T_2$
Unter diesen Umständen ~~wird~~ wird dann bei d. Kreisprozeß möglichst viel Arbeit gewonnen, wenn d. Wärmemitteilung bei d. erstgenannten Temp. T_1 und d. Wärmeentziehung bei d. Temp T_2 erfolgt, wie schon oben erwiesen.

demnach also sind $a_0 a_1$ und $a a_2$ isothermische Curven entsprechend $T_1 =$ const und $T_2 =$ const und ferner $a_1 a$ und $a_2 a_0$ adiabatische Curven, längs deren keine Wärmemitteilung noch Wärmeentziehung erfolgt.

Ist nun Q_1 d. ~~längs~~ während d. Zustandsänderung längs d. Isotherme $a_0 a_1$ mitgeteilte
Q_2 " " " " " " $a a_2$ entzogene
Wärmemenge, so besteht zwischen diesen Wärmemengen und d. erstgenannten Temp. T_1 u. T_2 d. aus d. Wärmetheorie sehr bekannte Beziehung:

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}$$ (siehe umkehrbarer Kreisprozeß).

ferner ist d. durch d. von d. Zustandscurve umschlossenen Fl. dargestellte Arbeit L, welche bei diesem Kreisprozeß durch Verwandlung von Wärme gewonnen wird bekanntlich = d. Arbeitswerth d. mehr mitgeteilten als entzogenen Wärme, also:

$$L = \frac{Q_1 - Q_2}{A}$$ $\frac{1}{A} = W =$ Arbeitswerth d. Wärmeeinheit.

$$\text{od. } L = \frac{Q_1}{A}\left(1 - \frac{Q_2}{Q_1}\right) = \frac{Q_1}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right).$$

Bezeichnet nun Q d. Wärmemenge, welche pr. Std. d. Arbeitsflüssigkeit absolut genommen mitgeteilt wird, so ist also d. Arbeit, welche bei d. idealen Gange d. Kreisprozesses gewonnen wird pr. Std:

$$L = \frac{Q}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right).$$

diese Größe soll (entsprechend d. absoluten Effect bei Wassermotoren) d. Absoluteffect d. Maschine genannt und mit E_0 bezeichnet werden, also:

$$E_0 = \frac{Q}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{Q}{T_1 A}\left(T_1 - T_2\right)$$

Nennt man nun $\frac{Q}{T_1 A}$ ein Wärmegew. und $T_1 - T_2$ ein Temp.-Gefälle (entsprechend d. Wassergew. und Gefälle bei Wassermotoren) so kann man auch sagen, daß dieser Absoluteffect E_0 = d. Arbeit ist, welche d. Niedersinken d. Wärmegew. $\frac{Q}{AT_1}$ um d. Wärmegefälle $T_1 - T_2$ entspricht (analog d. Absoluteffect einer hydraul. Masch. = d. Arbeit d. Schwere d. Aufschlagwassers beim Niedersinken um eine Höhe = d. disponiblen Gefälle. –

Ebensowenig wie bei hydraul. Maschinen d. Absoluteffekt vollkommen wirklich erhalten werden konnte, ebensowenig kann man es auch hier, nämlich auch nur ein Nutzeffekt E zu erhalten möglich, welcher kleiner als d. Absoluteffekt E_0 ist und zwar aus 3 Gründen:

1) wegen d. Wärmeverluste, welche teils durch Wärmeleitung u. Strahlung d. festen Wände, teils durch Abgabe von Arbeitsflüssigkeit in sehr unvollkommener Ausdehnung ~~[illegible]~~ entstehen;
2) wegen d. Abweichung d. wirklichen Gesetze d. Zustandsänderung von d. vorausgesetzten idealen Kreisprozesse.
3) wegen d. entstehenden Arbeitsverluste durch Reibung u. Bewegungswiderstände überhaupt.

D. Verhältnis d. Absoluteffekts zum Nutzeffekt sei mit d. ökonomischen Wirkungsgrad d. Masch. bezeichnet, also:

$$\eta_0 = \frac{E}{E_0}.$$

Mit Rücksicht auf d. soeben angegebenen 3 Ursachen von Effektverlust kann man diesen ökonomischen Wirkungsgrad η_0 als aus 3 Faktoren bestehend betrachten, nämlich

$$\eta_0 = (1-w)\,\eta_s\,\eta_i$$

Hierin bedeutet: w d. verhältnismäßigen Wärmeverlust, also $(1-w)Q$ denjenigen Teil d. zugeführten Wärme Q, welcher nach Abzug d. Verluste zur Wirkung in d. Masch. gelangt.

η_s d. Wirkungsgrad d. Systems d. Masch. = d. Verhältnis d. Arbeit, welche d. tatsächlichen Zustandsänderung d. Arbeitsflüssigkeit entspricht, zu derjenigen Arbeit, welche bei denselben Grenz-~~Temperaturen~~ Temperaturen d. idealen Kreisprozesse entsprechen würde.

η_i soll sich beziehen auf d. entstehenden Effektverluste, erzeugt durch d. verschiedenen Reibungen u. d. übrigen Bewegungswiderständen; also η_i = Verhältnis d. tatsächlich durch einen Dynamometer gemessenen Nutzarbeit zu indizierten d.h. durch einen Indikator zu ermittelnden Arbeit, welche d. tatsächlich in d. Masch. stattfindenden Kreisprozess d. Arbeitsflüssigkeit entspricht; man nennt deshalb η_i auch auch d. indizierten Wirkungsgrad.

Nur mit Rücksicht auf d. obigen ökonomischen Wirkungsgrad η_0 lässt sich genauerweise d. Vollkommenheitsgrad d. calorischen Masch. mit demjenigen einer hydraulischen Kraftmaschine vergleichen. Da nun aber d. Preis d. zum Betrieb d. calorischen Masch. aufzuwendenden Brennstoffes durch seinen vollen Heizwert bedingt ist, muß d. Vergleichung verschiedener calorischer Masch. unter sich in Betreff ihres wirtschaftlichen Wertes mit Rücksicht auf ihren wirtschaftlichen Wirkungsgrad geschehen d.h. mit Rücksicht auf d. Verhältnis d. Nutzeffekts zu d. Arbeitsäquivalent d. vollen Heizwertes d. pro Sek. aufgewendeten Brennstoffes. Unter d. Heizwert eines Brennmaterials versteht man d. Wärmemenge, welche bei einer vollkommenen Verbrennung d. Brennmaterials pro 1 kg desselben in 1 Std. gewonnen wird. Alle technisch verwendeten Brennmaterialien bestehen nun zum größten Teile aus Kohlenstoff u. Wasserstoff und man versteht demnach unter einer vollkommenen Verbrennung diejenige, nach welcher aller Kohlenstoff zu Kohlensäure und aller Wasserstoff zu Wasser (oxydiert) verbrannt sind. Dieser volle Heizwert wird aber niemals in einer technisch ausgeführten Feuerung tatsächlich vollkommen gewonnen, indem d. Verbrennung niemals eine ganz vollkommene ist (es oxydieren nicht alle Kohlenstoff- u. Wasserstoffteile zu Kohlensäure resp. Wasser), denn auch kleine Stückchen Brennmaterial durch d. Rostspalten in d. Aschenkasten verloren gehen und endlich auch noch durch Strahlung d. d. Feuerung umgebenden Wände etwas entwickelte Wärme verloren geht. Diese Verluste müssen also alle abgezogen werden um die in d. Feuerung tatsächlich entwickelte Wärmemenge zu bekommen. D. Verhältnis dieser in d. Feuerung p. Sek. nutzbar entwickelten Wärme zu d. vollen Heizwert d. gleichzeitig verbrauchten Brennstoffs soll d. Wirkungsgrad d. Feuerung genannt u. mit η_1 bezeichnet werden. –

Diese in d. Feuerung nutzbar entwickelte Wärme wird nun aber keineswegs vollkommen an d. Arbeitsstoff überbringen; bei einer gewöhnl. Tiegelstahlschmelzfeuerung z. B.: strömen d. in d. Feuerung entwickelten gasförmigen Verbrennungsprodukte in zugehörigen Kanälen um d. Kessel herum, geben an diesen und somit an d. Arbeitsstoff Wärme ab, entweichen dann aber, immer noch mit einer gewissen Temp. behaftet, in d. Esse u. somit ins Freie, wobei fortwährend schon immer Wärme verloren geht; außerdem entstehen auch noch durch Strahlung u. andere Umstände Verluste an Wärme, weshalb immer nur ein Teil d. in d. Feuerung entwickelten Wärme in d. Arbeitsflüssigkeit gelangt. Man kann also auch noch sprechen von einem Wirkungsgrad d. Heizfl. $= \eta_2$ worunter verstanden werden soll, d. Verhältnis d. z. B. an d. Arbeitsflüssigkeit abgegebenen Wärme zu d. in derselben Zeit in d. Feuerung wirklich entwickelten Wärme. –

D. d. Arbeitsstoff mitgeteilte Wärme wird aber daselbst nicht ganz ausgenutzt. Bezeichnet man dasselbe auch d. Vorigen mit $1-\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1}$ d. Verhältnis d. absoluten Schmelz... zu d. Arbeitswert d. d. Arbeitsstoff mitgeteilten Wärme Q, so ist d. resultierende d. wirtschaftliche Wirkungsgrad:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \left(1-\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1}\right) \eta_0$$

$$\text{od. } \eta = \eta_1 \eta_2 \left(1-\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1}\right)(1-w)\, \eta_5\, \eta_i .$$

Diese 6 Faktoren entsprechen d. 6 genannten Gruppen von Umständen, weshalb d. gewonnene Nutzarbeit wesentlich kleiner ist als d. Arbeitsäquivalent d. vollen Heizwertes d. aufgewendeten Brennmaterials. Dieser wirtschaftl. Wirkungsgrad entwickelt immer ein kleineres Resultat dasjenige, welchen wir bei d. hydraul. Masch. als einen Wirkungsgrad bezeichnet haben. Bei d. gewöhnl. calorischen Masch. beträgt dieser wirtschaftl. Wirkungsgrad η nicht mehr als $\frac{5}{100}$, so daß d. calor. Masch. in Hinsicht zu d. hydraul. Masch. als recht unvollkommen erscheinen. Indessen kann man, wie schon bemerkt, d. Vollkommenheitsgrad von calorischen Masch. mit demjenigen von hydraul. Masch. nur mit Rücksicht auf d. ... Wirkungsgrad η_0 vergleichen, indem bei hydraul. Masch. d. Sache eine ganz andere ist. – Von d. genannten 6 Faktoren ist d. Wirkungsgrad η_2 d. Heizfl. $=1$ zu setzen bei einer geschlossenen Feuerung, indem hier d. Feuerung in d. Masch. selbst liegt und d. gasförmigen Verbrennungsprodukte sich mit d. Arbeitsstoff mischen und somit alle in d. Feuerung wirklich entwickelte Wärme an d. Arbeitsstoff übergeht. –

Zur vollständigen Beurteilung d. technischen u. wirtschaftl. Wertes einer calorischen Masch. zu einem gewissen Zweck kommen außer d. Wirkungsgrad η noch manche andere Umstände in Betracht, insbesondere d. Anschaffungspreis im Verhältnis zum Preis d. Brennstoffs, d. Unterhaltungskosten bezüglich auf d. Verbrauch an Schmiere, d. Kosten d. Bedienung, d. Dauerhaftigkeit u. d. Sicherheit d. gleichmäßigen Wirkung im Betriebe, d. mehr od. weniger große Gefährlichkeit u. sonstige Unannehmlichkeit d. Betriebes und d. dadurch bedingten Beschränkungen d. Anlage, d. Verluste an Zeit u. Brennstoff infolge d. Anheizens u. Abstellens d. Masch. bei häufig unterbrochenem Betriebe etc. – Insofern diese Umstände überhaupt in Geld oder Geldeswert ausgedrückt werden können, ist offenbar diejenige von d. verschiedenen vorliegenden Masch. d. beste, für welche d. Summe aus d. jährlichen Betriebs- und Unterhaltungskosten (im weitesten Sinne d. Worts) sowie aus d. Zinsen u. d. Amortisationsquote d. Herstellungskosten ein Min. ist. –

Nach diesen allgemeinen Bemerkungen, soll nun zunächst zu d. Betrachtung d. wichtigsten Gruppe von calorischen Masch. übergegangen werden, nämlich zu den:

Dampfmaschinen.

Die Wirkung einer Dampf-Masch., beruht wie bei allen calorischen Masch., auf d. Prinzip, daß man eine Flüssigkeit einen Kreisprozeß derart wiederholt durchlaufen läßt, daß ihr dabei mehr Wärme zugeführt als entzogen, und d. überschüssig zugeführte Wärme als äußere Arbeit gewonnen wird. D. Besonderheit d. Dampfmasch. besteht ~~darin~~ nun im Prinzip darin, daß d. Zustandsänderung d. Arbeitsflüss. (hier d. Wasser) bei ihrem Kreisprozeß eine Änderung d. Aggregatform in sich schließt, wodurch es möglich ist, eine größere Änderung d. Volumens u. d. Spannung und somit eine größere Arbeit zu erzielen, als dieses unter denselben [illegible] Umständen bei anderen calorischen Masch. möglich ist. –

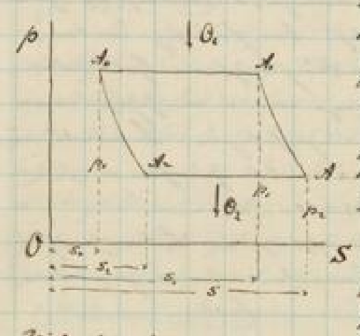
Zunächst sollen nun gewisse Grundsätze zu entwickeln gesucht werden für d. vorteilhafteste Anordnung d. Dampfmasch., wobei jedoch, um diese Grundsätze möglichst rein nur von d. Prinzip d. Masch. bedingt zu erhalten, von constructiven Rücksichten ganz abgesehen werden soll, setzt man also eine ganz ideale Masch. voraus bei d. folgenden Betrachtungen. –

~~Wenn~~ Wenn nun zunächst d. Kreisprozeß d. Arbeitsflüss. in einer Dampfmasch. ~~und~~ wie er allgemein für calorische Masch. idealer Weise stattfinden soll, ~~betrachtet~~ stattfindet, so wird dieser in ~~einer~~ d. gedachten idealen Dampfmasch. folgendermaßen vor sich gehen:

Angenommen sei man habe einen Cylinder mit einem möglichst dicht schließenden Kolben, am Boden dieses Cylinders befinde sich eine Wassermenge vom Volumen:

$$V_0 = F \cdot s_0$$

mit F ein Querschnitt d. Cylinders und mit s_0 d. Abstand d. Kolbens vom Boden d. Cyl. verstanden; es sei d. Gew. dieser zwischen Cylinderboden u. Kolben befindlichen Wassermenge, welche d. absolute Temp. = T_1 habe = d. max Temp., welche bei d. Kreisprozesse auftreten soll. D. Kolben sei auf d. anderen Seite mit einem Widerstand belastet = p_1 p. Flächeneinheit, wo p_1 d. Pr. von gesättigtem Wasserdampf von d. absoluten Temp. T_1 entsprechen soll. Um sich nun d. während d. Kreisprozesses vorkommende Zustandsänderung vorstellen zu können, werde wieder d. Zustandsänderung gezeichnet, also bezüglich auf ein rechtwinkliges Coord.-System für jeden Zeitpunkt d. Volumen u. d. entsprechende Pr. als Abscissen u. Ordinaten aufgetragen; statt d. Volumens kann man hier auch d. Entfernung s d. Kolbens vom Cylinderboden auftragen, indem d. Volumen offenbar immer diesem Abstand proportional ist.



Von d. Abscissenwerten wird demnach d. Volumen resp. d. Abstand d. Kolbens vom Cylinderboden u. von d. Ordinaten d. Pr. p gemessen. Geht man nun vom Anfangszustand aus, wo d. Abstand d. Kolbens vom Cylinderboden = s_0 und d. Pr. d. zwischen Kolben u. Cylinderboden befindlichen Wassers von d. absoluten Temp. T_1 = p_1 ist, so sei dieser Anfangszustand in d. Zeichnung mit A_0 bezeichnet mit d. Coord.: s_0 u. p_1. Nun läßt man d. Kolben sich fortbewegen während d. Wasser zwischen Kolben u. Cylinderboden Wärme mitgeteilt wird. Indem d. Kolben auf seiner Fortbewegung immer mit einem Widerstand = p_1 p. Flächeneinheit belastet bleibt, ist auch d. [illegible] Pr. d. nicht anderen unter d. Kolben befindlichen Wassers und entwickelten gesättigten Dampfes immer $= p_1$ bei d. Hochheb. d. Kolbens und somit bleibt auch d. absolute Temp. T_1 dieselbe, wenn angenommen wird, wie dies immer d. Fall ist, daß d. bezeichnete Zustand so lange stattfindet, bis alles Wasser verdampft ist (Auf den Moment kann dann erkannt, wo d. Dampf dann in d. Stadium d. Ueberhitzung eintritt, d. Sache verändert werden).

Angenommen diese Expansion bei fortdauernder Wärmemittheilung bei d. constanten absoluten Temp. dauere so lange bis d. Volumen zu $V_1 = \sigma s_1$ geworden ist, und d. ganze mitgetheilte Wärmemenge sei $= Q_1$; d. dieser Zustandsänderung entsprechende Zustandscurve ist natürl., da d. Dr. p_1 immer dieselbe bleibt, eine zur Abscissenaxe parallele Gerade $A_0 A_1$, wenn A_1 d. Coord. p_1 u. s_1 hat. Von diesem, d. Punkte A_1 entsprechenden Zustand an, sei d. Wärmemittheilung auf einmal nicht mehr, auch keine Wärme entzogen, folgt d. folgende Zustandsänderung bei d. Hochheb. d. Kolbens nach einer adiabatischen Curve erfolgt, und zwar dauere dies so lange bis d. Volumen zu $\sigma s = V$ geworden ist; d. Zustandscurve, welche als adiabatische Curve immer einen hyperbelartigen Charakter hat, ist demnach $A_1 A$, wenn d. Coord. von A sind s u. p_2 unter p_2 d. Dr. verstanden, welcher gesättigtem Wasserdampf von d. Temp. T_2 entspricht, indem angenommen wird, daß bei d. Zustandsänderung nach d. adiabatischen Curve $A_1 A$ d. Dr. von p_1 auf p_2 und entsprechend d. absolute Temp. von T_1 auf T_2 herabgegangen ist unter T_2 d. min Temp. verstanden, welche während d. Kreisprocesses d. Wasser annehmen soll. Im Zustand A_1 sei d. spec. Dampfmenge $= y_1$ und in A d. spec. Dampfmenge $= y$.

Von diesem Zustand A an gerechnet, werde nun d. Kolben wieder rückwärts bewegt, und also d. Dampfwassermasse comprimirt unter constant bleibendem Dr. p_2, wozu natürlich eine Wärmeentziehung und zwar um eine Wärmemenge Q_2 erforderlich ist; es dauere diese Zustandsänderung so lange bis d. Volumen $V = \sigma s$ abgenommen hat bis auf d. Volumen:

$$V_2 = \sigma s_2 .$$

welcher Zustand entsprechend in d. Figur mit A_2 bezeichnet sei, sodaß d. Coordinaten von $A_2 = s_2$ u. p_2 sind. D. entsprechende Zustandscurve ist natürlich wieder eine mit d. Abscissenaxe parallele Gerade, indem d. Temperatur T_2 u. Dr. p_2 constant bleiben. Vom Zustand A_2 aus werde d. rückgängige Bew. d. Kolbens freilich fortgesetzt, aber ohne Mittheilung od. Entziehung von Wärme d. h. also so daß d. Zustandsänderung nach einer adiabatischen Curve vor sich gehe. Diese letztere kann nun im Allgemeinen vom Anfangspunkte A_0 an irgend einer Seite vorbeigehen, indessen sei angenommen, daß d. Beziehungen zwischen d. verschiedenen Zustandsänderungen an derartige Umstände gebunden sind, daß d. adiabatische Curve gerade durch d. Punkt A_0 hindurchgehe, und somit d. Zustandsänderung als Kreisprocess vollendet ist; d. Wasserdampf ist somit in seinen Anfangszustand zurückgekehrt, nämlich in Wasser von d. absoluten Temp. T_1. – Dann hat man bekanntl. d. Beziehung:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

und mithin d. Arbeit, welche bei diesem Kreisprocess gewonnen ist:

$$L_0 = \frac{Q_1}{A T_1} (T_1 - T_2)$$

und d. Wärmemenge, welche d. m kg d. Gemisches von Wasser u. Dampf auf d. Zustandsänderung nach d. Curve $A_0 A_1$ mitgetheilt werden muß:

$$Q_1 = m\, y_1\, r_1$$

wenn r_1 d. spec. Verdampfungswärme bedeutet, welche einer absoluten Temp. T_1 u. Dr. p_1 entspricht.

Es läßt sich nun aus d. Ausdruck von L bezüglich erkennen, daß es immer vortheilhaft sein muß, um eine möglichst große Arbeit zu erlangen, eine Dampfmaschine mit möglichst hoch gespanntem Dampf zu verwenden und außerdem d. Maschine mit Condensation erläutern zu lassen. Man kann nämlich auch schreiben:

$$L = \frac{Q_1}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$$

Offenbar wird nun d. gewonnene Arbeit L bei einer gewissen mitgeteilten Wärmemenge Q_1 um so größer, je kleiner d. Bruch $\frac{T_2}{T_1}$ ist, d.h. je kleiner T_2 und je größer T_1 ist; d. absolute Temp. T_2 wird nun aber um so kleiner, je kleiner d. Sp. p_2 ist, welche erfahr. im Condensatordampf. immer kleiner ist als in Masch. ohne Condensation; ferner wird T_1 mit d. Sp. p_1 größer d.h. mit d. Spannung d. zugeleiteten Arbeitsdampfes größer. Es ist jetzt offenbar, daß Masch. mit hoher Anfgsp. und Condensation unter denselben Umständen (gleich große mitgeteilte Wärmemenge Q_1) einen höheren Wirkungsgrad haben müssen als Masch. mit geringer Anfgsp. u. ohne Condensation.–

Um nun in Zahlen besser zu übersehen, wie durch Vergrößerung d. Anfgsp. p_1 d. Wirkungsgrad gesteigert wird ebenso wie durch Condensation, sollen d. pr. Stunde erforderlichen Wärmemengen Q_1 berechnet werden, welche einer Masch. ohne Condensation u. einer Masch. mit Condensation zugeführt werden müssen, damit sie pr. St. eine Arbeit = 1 Pferdestärke leisten.–

D. pr. Stunde zu leistende Arbeit ist demnach:

$$L = 3600 . 75 \text{ kgmet.}$$

ausgedrückt in Pferdestärken à 75 kgm p. Sek.

D. pr. Stunde u. pr. Pferdekraft mitzuteilende Wärmemenge Q_1 ist demnach, da $A = \frac{1}{424}$:

$$Q_1 = \frac{3600 . 75}{424} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Was nun d. Temp. T_2 betrifft, so wird dieselbe für eine Masch. ohne Condensation, wo d. Dampf in d. freie Atmosphäre entweicht, zu setzen sein:

$$T_2 = 273 + 100$$

und für eine Masch. mit Condensation, wenn man durchschnittl. annimmt, daß d. Sp. im Condensator = $\frac{1}{10}$ Atm beträgt:

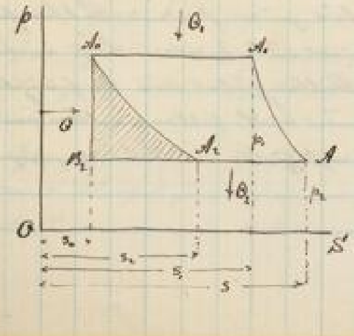
$$T_2 = 273 + 46,2 \quad \text{(siehe Tabelle).}$$

Demnach hat man:

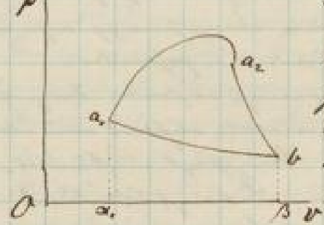
für eine Anfgsp.	p_1 =	1,5	3	4	5	6	8	10 Atm
u. entsprechende abs. Temp. T	T_1 =	384,7	406,9	417	425,2	432,2	443,8	453,3
für Masch. ohne Cond.	Q_1	17505	7641	6034	5185	4648	3991	3594
" " mit "	Q_1	3733	3155	2715	2554	2435	2268	2053

Hieraus ersieht man, daß mit zunehmender Sp. d. zugeleiteten Dampfes, d. erforderliche Wärmemenge Q_1 abnimmt, jedoch in höherem Grade bei Masch. ohne Condensation als bei Masch. mit Condensation, so daß es besonders für erstere zu empfehlen ist, d. Anfangssp. p_1 möglichst groß zu nehmen. Bei zunehmender Anfangssp. p_1 wird es offenbar sogar eine Grenze geben, wo d. mitzuteilende Wärmemenge Q_1 bei beiden Masch. gleich groß sein wird, so daß, wenn d. Sp. p_1 noch weiter gesteigert wird, d. Masch. ohne Condensation sich offenbar günstiger stellen werden bezüglich d. mitzuteilenden Wärmemenge Q_1 als d. Masch. mit Condensation; ob dann aber auch d. Wirkungsgrad ein besserer sein wird, ist d. Frage, indem dieser auch noch durch andere Umstände bedingt wird.– Ferner sieht man aus d. obigen Tabelle, daß d. mitzuteilende Wärmemenge Q_1 bei gleicher Anfangssp. p_1 bei Masch. ohne Condensation größer ist wie bei Masch. mit Condensation, und zwar ist d. Unterschied namentlich bei kleinen Anfangssp. p_1 am größten, so daß für kleine Sp. p_1 d. zugeleiteten Dampfes nur Masch. mit Condensation rationell verwendbar sind.–

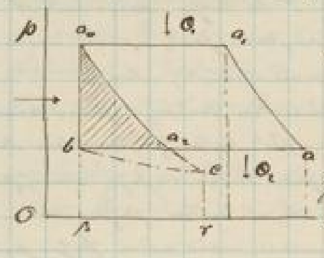
diese Arbeit L_0 wird nun aber nicht vollkommen verwirklicht, theils wegen d. Princip d. Masch. und theils durch d. praktische Ausführung. Zunächst sollen nur d. Verluste betrachtet werden, welche durch d. Princip d. Masch. bedingt werden. Diese haben ihren Grund darin, daß thatsächlich d. Zustandsänderung im Innern eines Kreisprozesses nicht in ein u. demselben Raume (in d. eigentlichen Cylinder) stattfindet, sondern d. Wärmemittheilung erfolgt im Kessel und d. Wärmeentziehung im Condensator u. endlich findet d. letzte Zustandsänderung nach d. adiabatischen Curve gar nicht statt, oder wird doch durch einen Vorgang anderer Art ersetzt, als er in d. idealen Dampfmasch. angenommen wird, erfolgt. Es ist nämlich d. wirkliche Verlauf d. Zustandsänderung folgender:
d. Wärmemittheilung erfolgt bei constanter Sp. p_1 und dazugehöriger constanter Temp. T_1 im Kessel, welcher durch ein Verbindungsrohr mit d. Cyl. communicirt; während nun aber d. im Kessel entwickelte Dampf sich durch d. Verbindungsrohr in d. Dampfcyl. einströmt bleibt d. Sp. p_1 u. Temp. T_1 nicht ganz constant, indem diese durch Reibungswiderstände im Verbindungsrohr und durch Abkühlung während d. Überganges durch d. Rohr vermindert werden. Jedenfalls können diese Einflüsse beseitigt werden zum großen Theil, wenn man d. Kessel sehr groß und d. Verbindungsrohr sehr weit u. kurz machen würde; diese Änderungen von p_1 u. T_1 sind also von ganz untergeordneter Bedeutung bedingt und nicht durch d. Princip d. Masch. Man kann also demnach annehmen, daß d. erste Zustandsänderung unter Mittheilung von Wärme nach d. genannten isothermischen Curve erfolgt, vorzüglich erfolgt. — Nachdem nun d. Dampfzufluß abgesperrt ist, könnte d. nun folgende Zustandsänderung nach d. adiabatischen Curve stattfinden, wenn nur eine Entziehung von Wärme durch Abkühlung d. Cylinders vermieden werden könnte, was thatsächlich nicht in genügendem Grade immer geschieht. Am Ende dieser Zustandsänderung nach d. adiabatischen Curve sollte nun eigentlich im Cyl. d. Dampfspannung, wie sie sich im Condensator vorfindet, meistens ist dies freilich nicht d. Fall, indem man d. Dampf nicht so weit im Cyl. expandiren läßt, indessen kann dies doch immer möglich gemacht werden. Es ist man auch annehmen kann, entsprechend d. Princip d. Masch., daß d. Dampfsp. im Dampfcyl. bis auf d. Sp. p_2 im Condensator am Ende dieser Zustandsänderung nach d. adiabatischen Curve abgenommen hat. — Nachdem während nun d. Rückgang d. Kolbens beginnt, wird d. Communication d. Dampfcyl. mit d. Condensator hergestellt und somit d. betreffende Dampfmenge in denselben hineingelassen. Wenn d. Condensator hinlänglich groß und d. Abkühlwasser in genügender Menge vorhanden ist, kann es nach d. Fall sein, daß bei d. nun folgenden Wärmeentziehung d. Temp. T_2 constant und somit d. Sp. p_2 constant bleibt. Bis hierher stimmt also d. Vorgang ganz u. doch nahezu mit d. vorausgesetzten Vorgang d. Zustandsänderung in d. idealen Masch. überein. Nun aber tritt ein anderer Umstand ein wie bei d. idealen Masch.: Es erfolgt nämlich schon im Condensator d. vollständige Condensation d. Dampfes zu Wasser und um nun d. Vorgang zu vollenden, ist es nothwendig d. als Wasser niedergeschlagenen Dampf von d. Temp. T_2 in d. Kessel zurückzuschaffen und dabei d. allmählich Temp. T_2 auf T_1 zu erhöhen. Dieser an d. Stelle d. Zustandsänderung nach d. adiabatischen Curve in d. idealen Masch. tretende Vorgang, d. Speisung d. Kessels entspricht also einer Zustandsänderung bei constantem Volumen und wachsender Temp. also wachsender Sp. Diesem Vorgang entsprechend



setzt sich demnach d. Zustandscurve $A A_2$ bis B_2 fort und dann muß während d. Zustandsänderung nach d. Zustandscurve $B_2 A_0$ eine Wärmemittheilung erfahren. d. resultirende Zustandscurve ist also nun $A_0 A A_2 B_2 A_0$. Man könnte nun vielleicht auf d. ersten Blick glauben, daß durch diesen Vorgang eine Vermehrung d. resultirenden Arbeit gewonnen wird, indem d. d. schraffirten Fl. entsprechende Arbeitsgröße zu denen, d. idealen Vorgange, von d. Zustandscurve $A_0 A A_2 A_1 A_0$ dargestellt, entsprechende Arbeit hinzugekommen ist. Da aber während d. Zustandsänderung von $B_2 A_0$ eine gewisse Wärmemenge erforderlich ist, um d. Temp. d. Speisewassers von T_2 auf T_1 zu bringen, so ist zu bemerken, daß d. Arbeitswerth dieser noch mitzutheilenden Wärmemenge größer ist als d., durch d. Fl. $A_0 A_2 B_2$ dargestellte neu gewonnene Arbeit, wie man durch leicht mit d., aus d. mechanischen Wärmetheorie her bekannten gegebenen Verfahren leicht ermitteln. — Man findet ja bekanntlich d. Arbeitswerth einer während einer umkehrbaren



Zustandsänderung nach Curve $a_1 a_2$ mitgetheilten Wärmemenge indem man durch a_1 eine isodynamische Curve $a_1 b$ und durch a_2 eine adiabatische Curve $a_2 b$ legt, welche beide Curven einen hyperbolischen Charakter haben, wenn also d. isodynamische Curve für d. Abscissenachse hingewiesen wird, dann ist bekanntlich d. adiabat. d. während d. Zustandsänderung von $a_1 a_2$ mitgetheilten Wärmemenge dargestellt durch d. Fl. $\alpha\, a_1 a_2\, b\, \beta\, \alpha$. Wendet man nun dieses Verfahren auf d. vorliegenden Fall für d.



Zustandsänderung bei constantem Volumen nach d. Curve $b a_0$ an, indem man durch b eine isodynamische Curve und durch a_0 d. schon angewendete adiabatische Curve $a_0 a_2$ legt, so ist d. Arbeitswerth d. während d. Weges $b a_0$ mitgetheilten Wärmemenge dargestellt durch d. Fl. $\beta\, a_0\, c\, \gamma\, \beta$, welche offenbar bedeutend größer als d. Fl. $a_0 a_2 b$ ist, die d. neu gewonnene Arbeit darstellt. D. ganze erwähnte Vorgang ist also thermisch nicht vortheilhafter als d. ideale Gang. —

Ob d. Condensation mit Strahl-Abkühlung od. mit Einspritzen von kaltem Wasser bewirkt, ist dabei ganz gleich; allerdings wird unmittelbar bei d. Strahl-Condensation d. Wasser zur Kesselspeisung wieder benützt, während beim Einspritzen von Wasser nur ein Theil des im Condensator befindlichen Wassers wieder in d. Kessel gelangen kann, an dessen Stelle von d. andern Seiten als weiters von d. eingespritzten Wasser Theile in d. Kessel gelangen. Es ist also hier nicht einmal anzunehmen, daß d. Wasser d. ganzen Kreisprozeß durchmacht. Bei d. Maschinen ohne Condensation kann man sich d. Atm. selbst als d. Condensator denken, wie ist dann gleichbedeutend d. Zustandsänderung von $a b$ u. $b a_0$ eine andere geworden. —

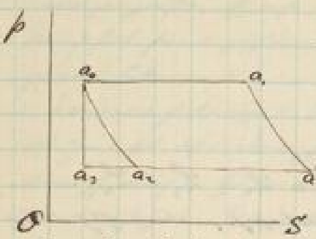
Es soll nun d. Unterschied, welcher d. Arbeit bei d. idealen Zustand und d. gewonnenen Arbeit durch Einfluß d. von d. idealen Kreisprozeß abweichenden Zustandsänderung von $a b$ entspricht, in Zahlen dargestellt werden. Es sei im Folgenden, abgesehen von dieser Änderung, d. Maschine immer noch eine ideale. Es wird demgemäß angenommen:

1) d. Wand d. Dampfzuleitungsrohres sowie d. Cylinderwand seien vollkommen undurchlässig und d. Anschluß d. Kolbens an d. Cylinderwand sowie d. Schiebers an d. Schieberfl. seien absolut dampfdicht, so daß keine Wärmeverluste eintreten können;

2) d. Ws. d. Dampfes im Zuleitungsrohre, mit d. Schieberkasten in d. Cylinder und mit d. Cyl. in d. Condensator, resp. in d. Atm., sei mit keinerlei Widerständen behaftet, so daß also d. Einströmungsspg. im Cyl. = d. Kesselspg. und d. Ausströmungsspg. absolut = d. Condensatorspg. resp. = d. Atm.-Spg. ist;

3) d. Einströmung d. Einlaßdampfes beginne mit d. Kolbenhub und d. Expansion dieses Dampfes, nachdem d. Zuflußöffnung abgeschlossen ist, dauere bis zum Ende d. Kolbenhubes, so ex. sie dann vollendet sein soll, also dann d. Sp. d. Condensators od. d. atm. Luft erreicht. D. Ausströmung d. andern Dampfes dauere nun während des ganzen Kolbenhubes vom Anfang bis zu Ende fort, ferner sei ein schädlicher Raum nicht vorhanden und endl. soll von allen anderen Widerständen abgesehen werden. D. genannten Umstände sollen erst später in Rechnung gezogen werden. —

Man kann nun d. Arbeitsverlust darstellen mit Hilfe d. Zustandscurven. Wäre d. Kreisprozeß ein idealer, so würde d. Zustandsänderung nach $a\,a_3$ (für b d. Bezeichnung a_3) und bis zu einem gewissen Punkte a_2 stattfinden, wie bei a und bei a_3.



Diese Änderung wird nun durch $a_0 a_2$ ersetzt. Hierbei gewinnt man mehr Arbeit als bei d. idealen Kreisprozeß u. zwar wird diese Vergrößerung dargestellt durch d. Fl. $a_0\, a_2\, a_3$, jedoch muß, um auszugleichen, verhältnismäßig mehr Wärme aufgewendet werden; nun fragt es sich, in welchem Grade mehr Wärme aufgewendet als Arbeit gewonnen wird. Wenn dieser Umstand sehr bedeutend ist, so muß man Mittel suchen um eine Verbesserung zu erlangen. Es sei nun d. Gewichtsmenge d. Gemisches von Wasser u. Dampf für eine Füllung d. Cyl. = m kgr. In dem Zustand, d. für den Punkte a angenommen wird, sei d. spez. Dampfmenge $= y_1$, also ist d. aus d. Kessel in d. Cyl. strömende Dampf so beschaffen, daß in ihm y_1 kgr Dampf in 1 kgr Gemisches Wasser u. Dampf enthalten ist. Es ist dann d. Volumen d. Dampfes, d. in d. Cyl. einströmt, solange d. Communication d. Kessels mit d. Cyl. dauert:

$$V_1 = m(w + y_1 \Delta_1)$$

wenn w d. spez. Volumen d. Wassers, welches in 1 kgr d. Gemisches sich befindet und Δ_1 d. Unterschied d. spez. Volumens d. Dampfmenge von d. absoluten Temp. T_1 über d. spez. Volumen d. Wassers bedeutet, entsprechend d. Bezeichnung in d. mechanischen Wärmetheorie. Ist also y_1 d. spez. Dampfgehalt d. von 1 kgr. Gemisch, so ist $w + y_1\Delta_1$ d. spez. Vol. d. Gemisches von 1 kgr Gewicht.

Während dieses Volumen V_1 nun in d. Cyl. eintritt, bewegt sich d. Kolben vor ihm her u. verrichtet dann d. Arbeit $L_1 = V_1$ mal d. Dr. p_1, also:

$$L_1 = V_1 p_1 = m p_1 (w + y_1 \Delta_1)$$

Sobald nun d. betreffende Dampfmenge in d. Cyl. ist, erfolgt d. Absperrung d. Communication mit d. Kessel; d. Dampf expandirt dann entsprechend d. Änderung nach d. adiabatischen Curve $a_1 a$ und verrichtet dabei eine Expansionsarbeit $= L_2$. Nach d. mech. Wärmetheorie ist nun:

$$L_2 = W m (q_1 - q_2 + y_1 \varrho_1 - y_2 \varrho_2)$$

wenn d. Expansion stattfindet bei d. Dr. p_2 u. d. Temp. T_2 erreicht wird u. d. Zustand entsprechend a, d. spez. Dampfmenge $= y_2$ ist; q ist d. sogenannte Flüssigkeitswärme, d. h. d. Wärmemenge, welche 1 kgr Wasser erfordert, um von 0° auf d. absolute Temp. T_1 gebracht zu werden, um also q_1, welche d. Temp. T_1 u. q_2 entsprechen T_2. ϱ ist d. innere Verdampfungswärme und ein Theil d. ganzen Verdampfungswärme, welche aus d. inneren u. äußeren besteht. Da während d. Expansion, d. Zustandsänderung gemäß nach d. adiabatischen Curve stattfindet, so kann d. Expansionsarbeit nur daraus herrühren, daß eine in betreffender Beziehung d. inneren Arbeitsvermögens abnimmt. Es ist nun f. 1 kgr Gemisch d. Wärmeinhalt

$$= q_1 + y_1 \varrho_1 \qquad \text{entsprechend d. Dr. } p_1 \text{ u. d. Werthe } y_1$$

Im Endzustande hat man dann entsprechend d. Werth $\quad q_2 + y_2 \varrho_2$

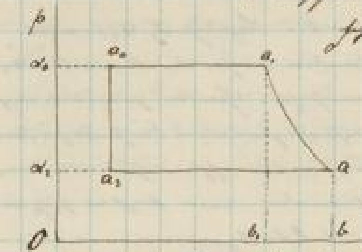
d. Ausdruck in d. Klammer in d. Gl. für L_2 ist also d. Unterschied d. Wärme im Anfangszustand über d. im Endzustand f. 1 kgr, und dies mit m multiplicirt giebt d. Unterschied für d. ganze Masse. Diese Wärme setzt sich in Expansionsarbeit um, und um sie zu bekommen muß man d. Werth mit W = Arbeitswerth d. Wärmeeinheit multipliciren.

Für d. Endzustand ist d. Volumen $\quad V = m(w + y_2 \Delta_2)$. Indem nun d. Kolben zurückbewegt wird, schiebt er dieses Volumen von d. Dr. p_2 in d. Condensator resp. in d. atm. Luft hinaus und es ist dazu d. Arbeit aufzuwenden $= \quad L_3 = V p_2$ also.

$$L_3 = m p_2 (w + y_2 \Delta_2)$$

Schließlich muß d. Wasservol. $= m w_1$, nachdem es zum Schluß d. in Dampf verwandelten Wassers in d. Kessel zurückströmt, d. Dr. im Kessel $= p_1$ überwinden, welche größer ist als jener Dr. p_2; dazu ist nun eine Arbeit nöthig $= \quad L_4 = m\, w (p_1 - p_2)$.

D. verschiedenen Arbeitsgrößen L_1 L_2 L_3 u. L_4 lassen sich nun aus nebenstehender Figur entnehmen, nämlich sie sind dargestellt durch d. Flächen:



$$L_1 = \alpha_0\, a_1\, b_1\, O$$
$$L_2 = b_1\, a_1\, a\, b$$
$$L_3 = b\, a\, \alpha_2\, O$$
$$L_4 = \alpha_0\, a_0\, a_3\, \alpha_2$$

und folgt. d. gesammte Arbeit:

$$L = a_0\, a_1\, a\, a_3 = L_1 + L_2 - L_3 - L_4.$$

Setzt man in diese Gl. für L d. Werthe d. übrigen Arbeiten ein, so findet sich, indem sich einige Glieder heben:

$$L = Wm\left[q_1 - q_2 + y_1(\rho_1 + Ap_1u_1) - y_2(\rho_2 + Ap_2u_2)\right]$$

wenn $A = \frac{1}{W}$ bedeutet = Wärmewerth d. Arbeitseinheit. Nun ist bekanntlich Ap_1u_1 d. Ausdruck für d. äußere Verdampfungswärme, p_1u_1 ist d. äußere Arbeit, d. erforderlich ist, um 1 Kgr Wasser von d. Dr. p_1 u. d. entsprechenden Temp. T_1 in Dampf von derselben Sp. u. Temp. zu verwandeln. D. Summe d. äußeren u. inneren Verdampfungswärme ist dann = d. ganzen Verdampfungswärme = r, und diese Summe $r_1 = \rho_1 + Ap_1u_1$ für d. Anfangszustand und $r_2 = \rho_2 + Ap_2u_2$ für d. Endzustand, also hat man:

$$L = Wm(q_1 - q_2 + y_1r_1 - y_2r_2).$$

Es ist hier y_2 d. Ausdruck für d. spec. Dampfmenge d. Gemisches im Endzustand, nicht aber Wasser gegeben. Nun kann bezüglich d. spec. Dampfmengen y_1 im Anfangszustand annehmen, wie sich dann aber y_2 ändert, kann man von vornherein nicht wissen, und man muß deshalb y_2 durch Rechnung zu bestimmen suchen. Es ist nun aus d. mechanischen Wärmetheorie d. Verhalten d. Gemisches bei d. Änderung nach einer adiabatischen Curve gefunden aus d. Beziehung:

$$a + \frac{y r}{T} = const.$$

Hier hat a d. Bedeutung: $a = \int_0^t \frac{dq}{T}$ und es ist nun eine Tabelle für eine Reihe von Annahmen für a aufgestellt. Dementsprechend ist nun für d. Übergang aus d. Zustand a_1 in d. Zustand a_2 d. Beziehung:

$$a_1 + y_1\frac{r_1}{T_1} = a_2 + y_2\frac{r_2}{T_2}$$

Also:

$$y_2r_2 = y_1r_1\frac{T_2}{T_1} + (a_1 - a_2)T_2$$

und folgt.

$$L = Wm\left[q_1 - q_2 + y_1r_1\frac{T_1 - T_2}{T_1} - (a_1 - a_2)T_2\right]$$

Diese Arbeit L ist nun zu vergleichen mit d. Arbeit L_0, welche bei einer Mittheilung derselben Wärmemenge bei d. idealen Kreisprozeß hätte gewonnen werden können. D. Wärmemenge nun, d. aufgewendet werden muß, um eine Cylinderfüllung mit d. Speisewasser zu bilden, wenn d. Speisewasser mit d. Temp. t_0 in d. Kessel gelangt, ist

$$= m(q_1 - q_0 + y_1r_1)$$

1 Kgr Speisewasser hat nämlich bei d. Temp. t_0 eine Flüssigkeitswärme = q_0 gegenüber d. Wasser bei 0°. 1 Kgr d. in d. Cyl. enthaltenen Gemisches hat d. Wärme $q_1 + y_1r_1$ und um also Dampf zu erzeugen von d. Dr. p_1 im Kessel, ist d. Wärmemenge $q_1 + y_1r_1$ nöthig, und zwar ist $q_1 + y_1r_1$ d. Wärme, welche mitgetheilt werden muß, wenn d. Speisewasser mit d. Temp. 0° in d. Kessel eintritt und folglich hat man hier q_0, so hat man d. Wärmemenge, d. aufgewendet werden muß um 1 Kgr von d. Temp. t_0 auf d. entsprechende Temp. T_1 zu bringen und natürlich für m Kgr d. m fachen Werth. Wenn nun d. Kreisprozeß nach demselben Gesetz stattfindet, so wäre

$$L_0 = Wm(q_1 - q_0 + y_1r_1)\frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

L_0 gebraucht zu seiner Erzeugung dieselbe Wärmemenge wie L und ist größer wie L nach d. gesammten Glei. Wenn nun d. Unterschied dadurch zeigen, daß man setzt: $\frac{L_0 - L}{L_0} = \varphi$

Wenn $L_0 = L$ wäre $\varphi = 0$

und je größer φ, desto mehr weichen jene beiden Arbeiten von einander ab; φ ist also ein Maßstab für d. größeren od. geringeren Nutzeffekt, d. man durch d. Abweichen von d. idealen Kreisprozeß bekommt.

Zeuner hat nun d. Werte φ für eine Reihe von verschiedenen berechnet; er hat dabei vorausgesetzt, daß $y_1 = 1$ sei, daß d. Dampf als vollkommen trocken in d. Zylinder gelange, als gesättigter Wasserdampf. Auf d. Größe von m kommt es hierbei nicht an, d. man kann d. Einfachheit wegen $m = 1$ setzen. Nimmt man dann p_0 d.h. d. Dr. im Kondensator $= 1$ Atm. und d. Temp. t_0 d. Speisewasser $= 15°$ C, so hat man erst:

		$p_1 =$	1,5	3	4	5	6	8	10 Atm
bei Masch. ohne Kondensation	φ	=	0,1460	0,1612	0,1681	0,1735	0,1781	0,1854	0,1913
„ „ mit „	φ	=	0,0521	0,0675	0,0744	0,0794	0,0843	0,0914	0,0969

entsprechend Dr. p_0 im Kondensator $= 0{,}1$ Atm.
$t_0 = 46{,}2$ °C.

Für eine Masch. ohne Kondensation ist also φ größer, wie für eine andere Masch. u. ferner stellt sich für erstere d. Verlust größer, und daher rührt, daß t_0 kleiner ist wie bei d. Masch. mit Kondensation. Nun kann man d. Masch. ohne Kondensation verbessern dadurch, daß man t_0 erhöht, natürlich durch Zuführung von Wärme, welche gewonnen werden muß, wozu man d. Wärme d. nachher ausströmenden Gase zum Teil mit verwenden kann. Wenn d. Vorwärmer groß genug ist und auch d. Vorwärmung genügend, so würden d. Werte von φ nicht mehr größer ausfallen, wie bei d. Kondensations-Masch. D. Werte von φ nehmen in beiden Fällen mit einer Zunahme d. Anfangs-Dr. p_1 zu, jedoch nicht in d. Grad, daß man es für gut erklären könnte, d. Anfangsdr. möglichst klein zu nehmen. Zeuner hat vorausgesetzt $y_1 = 1$ und man kann sich nun d. Frage stellen, ob es günstiger od. ungünstiger ist y_1 kleiner zu nehmen, ob also d. Feuchtigkeit schadet od. nicht. Für d. Werte von φ folgt, wenn man d. Werte für L_0 u. L einsetzt y_1 weg, also ist y_1 im Zähler u. Nenner gleichmäßig u. steht nur noch im Nenner. Wenn aber y_1 kleiner wird, so wird auch L_0 kleiner im Verhältnis $\frac{q_1 - q_0 + y_1 r_1}{q_1 - q_0 + r_1}$ u. es wird φ im umgekehrten Verhältnis vergrößert. Man findet für d. Verhältnis, in welchem φ vergrößert wird, für eine Kondensations-Masch. erst:

	$p =$ 1,5	3	5	10 Atm
$y = 0{,}9$:	1,0975	1,0932	1,0897	1,0844
$y = 0{,}8$:	1,2162	1,2055	1,1970	1,1843.

Diese Zahlen zeigen, daß es vorteilhaft ist, möglichst trockenen Dampf in d. Cyl. zu schaffen.

Man könnte sich nun d. Frage stellen, ob es nicht gut sei, d. Kondensationssystem d. Dampfes so zu verändern, daß d. Kreisprozeß sich möglichst genau d. idealen Kreisprozeß anschließt. Zeuner hat zu d. Zweck vorgeschlagen, eine doppeltwirkende Speisepumpe zunächst als Compressionspumpe herzustellen. Während d. Kolben an d. einen Ende d. Cyl. sich zu d. anderen Ende hin bewegt, soll d. Dampf behufs d. Verdichtung zunächst mit Wasser gemischt werden, entsprechend d. Änderung $a\,a_2$. Während d. Lst. ist zunächst d. an d. Kolben befindliche Raum mit d. Kondensator in Verbindung; d. Speisepumpe soll nun Wasser für d. Kessel herbeischaffen entweder aus einem Reservoir oder aus d. Kondensator, jedoch soll dieselbe nicht bis zum Ende d. Kolbenhubs drücken, sondern nur bis zu einer gewissen Stelle, entsprechend d. Punkte a_2; von d. Augenblick an, soll d. Communication zwischen d. Kessel u. d. Cyl.-Raum unterbrochen werden und d. Communication zwischen d. Pumpen u. d. Cyl. hergestellt werden. Wenn nun d. Pumpen ihre Lst. fortsetzen, so hat d. Dampf d. Pumpenkolben und gelangt in den Cyl. derselben, wo er nun durch Compression in Wasser verwandelt werden soll. Wenn d. Pumpenkolben zurückgeht soll d. Kondensation vervollständigt werden, dadurch daß d. Dampf mit kaltem Wasser in einem solchen Verhältnis gemischt wird, wie es nötig ist um Wasser von d. Temp. T_1 zu bilden, welches dann in d. Kessel zurückgeführt wird. Damit d. Zweck erreicht werden kann, daß damit Wasser von d. Temp. T_1 entsteht, [illegible] auf $a\,a_2$ [illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible] Zeuner [illegible]

[illegible]

Doppelt wirkende und einfach wirkende Masch. [illegible]

Doppelt wirkende Maschine mit einem Cylinder.

[illegible]

α) [illegible] mtr, [illegible] □ mtr [illegible] Cubmtr. [illegible] Atm [illegible]

β) [illegible]

setzte man einen andern Werth für δ einzusetzen; da hiermit aber nur d. Rechnung umständlicher wird, so soll stets angenommen werden, als sei $\delta = \frac{\pi d^2}{4} \div$ Kolbenstangen-querschnitt, indem man hiermit jedenfalls keine zu günstige Annahme macht.

S sei d. Kolbenschub = Länge d. Kolbenwegs. d. Kolben muß bei seiner Bew. ziemlich nahe an d. Deckel kommen, jedoch nicht bis zur Berührung; außerdem befinden sich d. Zuleitungskanäle nicht vollständig am Ende d. Cylinders, wodurch während am d. Ende ein Art Dampfraum frei bleiben muß, welcher ebenso wie d. andern oben genannten Räume an d. Deckel immer mit Dampf gefüllt sind, und dem Namen nach d. schädlichen Raum nennt. diesen schädlichen Raum kann man in Verhältniß zum nützlichen Raum setzen, welcher $= \delta S$ ist, und folglich unter ε einen echten Bruch verstehen:

$\varepsilon S \delta$ = schädlicher Raum.

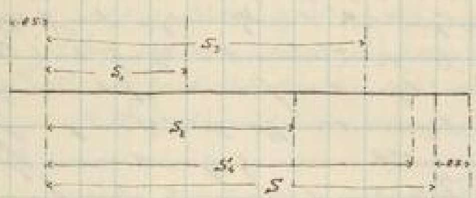
S_1 sei d. Kolbenweg während d. Einströmung d. Hinterdampfes.

S_2 " " " " " d. Dampf, wo d. Vorderdampf ausströmt, entweder in d. Condensator od. in d. atm. Luft. Es tritt nun d. Compression ein.

S_3 sei d. Kolbenweg bis zu d. Augenblick, bis zu welchem d. Expansion d. hinter d. Kolben abgeschlossenen Dampfes dauert. d. Dampf beginnt dann auszuströmen.

S_4 sei d. Kolbenweg bis zu d. Augenblick, in welchem d. Compression d. Vorderdampfes beendet ist und bereits frischer Dampf einströmt.

d. Compression geht also so lange vor sich, bis d. Kolben d. Weg $S_4 - S_2$ gemacht hat. Im Allgemeinen wird d. Anordnung so gemacht, daß man d. Wege nach d. Verhältniß d. Zahlen 1 : 2 : 3 : 4 aufträgt. d. Kolbenwege kann man nun in einer Skizze darstellen. d. auf d. Hinterdampf bezüglichen Längen sollen nach oben u. d. auf d. Vorderdampf bezüglichen Theile nach unten aufgetragen werden. d. ganze Weg sei $= S$, d. Kolben bewege sich in d. Richtung von links nach rechts und es ist S_1 d. Weg bis zum Einströmen d. Hinterdampfes. von diesem Augenblick an wird d. Dampf abgeschlossen und expandirt nun; wenn d. Weg S_2 zurückgelegt ist, ist aller Vorderdampf ausgeströmt. d. Expansion dauert nun fort bis d. Weg S_3 durchlaufen ist.



Während d. Dampf nun nicht weiter expandirt, geht d. Kolben so lange fort, bis er d. Weg S_4 zurückgelegt hat, wobei S_4 nur wenig kleiner ist als S. Jetzt strömt d. Dampf vor d. Kolben ein. Diese Verhältnisse sollen nun in ein Verhältniß gesetzt werden zu d. ganzen Kolbenweg S und es sei daher:

$$S_1 = e_1 S \quad S_2 = e_2 S \quad S_3 = e_3 S \text{ und } S_4 = e_4 S.$$

Diese Werthe e sind nun zu benennen. e_1 ist d. sogenannte Füllungsgrad, wenn z.B. $e_1 = \frac{1}{2}$ so heißt man: d. Maschine arbeitet mit halber Füllung. d. Füllungsgrad e_1 ist zu unterscheiden von d. Expansionsgrad d. Dampfes, indem d. letztere d. Verhältniß d. Anfangsvolumens zum Endvolumen d. hinter d. Kolben zuletzt expandirten Dampfes ist. Würde d. schädliche Raum nicht vorhanden, so wäre dieser Expansionsgrad offenbar $= \frac{S_1}{S_3}$. Da nun an jedem Ende ein schädlicher Raum von d. Länge εS ist, so hat man d. mit E_1 zu bezeichnenden Expansionsgrad:

$$E_1 = \frac{\varepsilon S + S_1}{\varepsilon S + S_3}$$

oder wenn man für S_1 u. S_3 d. obigen Werthe setzt und durch S dividirt:

$$E_1 = \frac{\varepsilon + e_1}{\varepsilon + e_3}$$

d. Compressionsgrad od. Verdichtungsgrad sei bezeichnet mit E_2. Es ist dann E_2 d. Verhältniß d. Anfangs- zum Endvolumen d. zwischen dem Kolben comprimirten Dampfes vor d. Kolben. Um ihn zu bestimmen, darf man von d. einem schädlichen Raum absehen. Es ist dann offenbar:

Endexpansionsgrad $\varepsilon_2 = \frac{s+es-s_2}{s+es-s_4}$

oder $\varepsilon_2 = \frac{1+e-e_2}{1+e-e_4}$

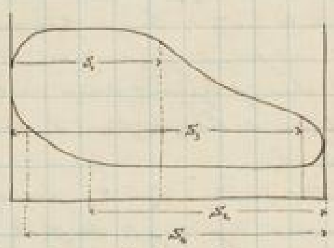
Offenbar ist nun $\varepsilon_1 < 1$ und $\varepsilon_2 > 1$.

Ferner soll im folgenden immer bezeichnen:

a d. normale Atmosphärendruck in kgr pr qm also $a = 10333$

Mit dieser Zahl werden d. in Atm. ausgedrückten Dampfspannungen multipliziert werden, um dieselben in kgr pr qm zu bekommen.

Was nun d. Gesetz betrifft, nach welchem sich d. Hinterdampfsp. und Vorderdampfsp. ändert, so ist dasselbe am besten zu ersehen durch d. Curve, welche d. Schreibstift eines Indicators beschreibt, wenn d. letztere längere Zeit hindurch mit d. betreffenden Dampfräumen in Verbindung gesetzt wird; diese Curve hat ungefähr im Allgemeinen untenstehende Form.



Denkt man sich d. Kolben am Ende seines Weges angelangt, so strömt hinter d. Kolben d. Dampf vom Kessel ein; [illegible]

[illegible]

ferner sei p_i d. mittlere Spannungsdifferenz, welche während eines Kolbenspieles auf beiden Seiten d. Kolbens stattfindet und auch d. indicirt. Sp.differenz genannt, welche durch d. Indicator ermittelt und aufgezeichnet werden kann. Diese Sp.-differenz p_i ist offenbar nichts anderes als d. Höhe eines Rechtecks, dessen Grundlinie = d. Grundl. d. Sp.-Diagrammes während eines Kolbenspieles und dessen Inhalt = d. Inhalt d. von d. Sp. Curve umschlossenen Fl. ist.

L_i sei d. indicirte Arbeit p. Kolbenspiel d. h. d. d. indicirten Spannungs-differenz p_i entsprechende Arbeit bei einem Kolbenspiel; dieselbe ist offenbar, wenn, wie angenommen, alle Ausdehn. in Meter ausgedrückt sind:

$$L_i = \delta s a p_i \quad \text{in Kgrmtr.}$$

Von dieser indicirten Arbeit wird nun ein gewisser Theil dazu verbraucht um d. unvermeidlichen Nebenwiderstände, namentlich d. Reibungswiderstände zu überwältigen. Diese Nebenwiderstände können aus 2 Gruppen bestehen, eine Gruppe ist d. Masch. eigenthümlich und unabhängig von d. Nutzarbeit und d. andere Gruppe eigentlich nur abhängig von d. Nutzarbeit, mit anderen Worten kann man diese zur Überwindung d. Nebenwiderstände nöthige Arbeit zerlegen in d. Arbeit d. leer gehenden Masch. und in d. Arbeit d. additionellen Reibungswiderstände d. arbeitenden Masch. Es sei demnach:

L_m d. Arbeit d. leer gehenden Masch. p. Kolbenspiel, welche durch d. d. Masch. an und für sich eigenthümlichen Widerstände, durch d. Reibungen in andern Hilfsvorrichtungen verbraucht wird. Diese Arbeit kann man auch setzen:

$$L_m = \delta s a p_m$$

unter p_m einen ähnlichen Theil von p_i entsprechend wie L_m von L_i. Ferner sei

μ d. Coeff. d. additionellen Reibung, nämlich unter μL_n d. Arbeit d. Reibung verstanden, welche p. Kolbenspiel in Folge größerer Anstrengung d. arbeitenden im Vergleich mit d. leer gehenden Masch. hinzukommt und unter

L_n d. Nutzarbeit verstanden, welche bei einem Kolbenspiele gewonnen wird.

Zu Folge hiervon kann man setzen:

$$L_i = L_m + (1+\mu) L_n$$

$$\text{Also} \quad L_n = \frac{L_i - L_m}{1+\mu} = \text{Nutzarbeit p. einfachen Kolbenspiel}$$

Auch diese Arbeit kann gesetzt werden:

$$L_n = \delta s a p_n$$

unter p_n einen ähnlichen Theil von p_i verstanden wie L_n von L_i; es bedeutet p_n offenbar:

$$p_n = \frac{p_i - p_m}{1+\mu}.$$

Es sei ferner:

u = Anzahl d. Kurbelumdrehungen p. Minute = Anzahl d. doppelten Kolbenspiele p. Min.

c = mittlere Kolbengeschw., welche offenbar ist:

$$\cancel{u} = c = \frac{s u}{30}.$$

N_i = Zahl d. indicirten Pferdestärken, also: 1 Pferdestärke à 75 Kgrmtr p. Sec. gerechnet:

$$N_i = \frac{u L_i}{75 \cdot 30} = \frac{\delta c a p_i}{75} \quad \left(\text{weil } \frac{u}{30} = \frac{c}{s} = \frac{\delta s c a p_i}{L_i} \text{ ist.}\right)$$

N_n = Anzahl d. Nutzpferdestärken, also:

$$N_n = \frac{u L_n}{75 \cdot 30} = \frac{F c a p_n}{75}$$

ferner sei η_i = d. indicirten Wirkungsgrad = d. Verhältniß d. (durch ein Bremsdynamometer zu ermittelnden) Nutzarbeit zu der (durch d. Indicator zu ermittelnden) gesammten indicirten Arbeit, welche d. Zustandsänderung d. Arbeitsflüssigkeit in d. Masch. entspricht, bekanntlich auch zu setzen:

$$\eta_i = \frac{N_n}{N_i} = \frac{L_n}{L_i} = \frac{p_n}{p_i}$$

D = Dampfverbrauch d. Masch. in Kgr. p. Stunde
t = Temperatur, bei p d. Sp. d. Dampfes im Kessel
t_0 = Temperatur d. Speisewassers
W = Wärmemenge, welche dazu erforderlich ist, um 1 Kgr. Wasser in Dampf von d. Temperatur t und d. Sp. p im Kessel zu verwandeln.

d. Dampfbildung findet zwar offenbar unter ungleicher ~~[illegible]~~ Pressung statt, [illegible] kann man diese genügend [illegible] annehmen, wenn d. Kessel [illegible] d. Dampfräume nicht überhitzt sind. In diesem Fall d. Zustandsänderung von Wasser in Dampf bei constanter Sp. ist bekanntlich nach Regnault's Gesammtwärmeformel d. Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kgr. Wasser von d. Temperatur $t_0 = 0^\circ$ in Dampf von d. Temp. t zu verwandeln: $= 606,5 + 0,305\,t$
und folgl. W, da d. Speisewasser schon mit einer Temp. t_0 in d. Kessel eintritt:

$$W = 606,5 + 0,305\,t - t_0$$

ferner sei

η_1 = Wirkungsgrad d. Feuerung d. h. d. Verhältniß d. in d. Feuerung p. Std. nutzbar entwickelten (theils von d. Heizfläche übergehenden theils durch d. Heizfl. direct zugestrahlten) Wärme zu d. Heizwerth d. gleichzeitig verbrauchten Brennstoffs.
η_2 = Wirkungsgrad d. Heizfl. d. h. d. Verhältniß d. p. Std. von d. Arbeitsflüssigkeit aufgenommenen Wärme zu d. in d. Feuerung p. Std. nutzbar entwickelten Wärme
η_3 = Verhältniß d. Nutzarbeit zu d. Arbeitswerth d. d. Arbeitsflüssigkeit mitgetheilten Wärme, also offenbar:

$$\eta_3 = \frac{3600 \cdot 75\, N_n}{424 \cdot W D}$$

η = resultirende Wirkungsgrad ist nun:

$$\eta = \eta_1\, \eta_2\, \eta_3$$

wenn η_3 bekanntlich auch zerlegt [illegible] in Factoren [illegible], nämlich:

$$\eta_3 = \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)(1 - w)\, \eta_5\, \eta_i$$

wenn T_1 und T_2 d. absoluten Temp. bedeuten, welche d. Sp. p_2 u. p_1 entsprechen, wenn ferner

w = verhältnißmäßiger Wärmeverlust ~~[illegible]~~, welcher theils durch Wärmeleitung und Strahlung d. festen Wände, theils durch Verluste an Arbeitsflüssigkeit in Folge unvollkommener Dichtungen verursacht wird
η_5 = Wirkungsgrad d. Systems d. Masch. = d. Verhältniß d. Arbeit, welche d. wirklichen Zustandsänderung d. Wassers entspricht, zu d. Arbeit, welche bei denselben Grenz-Temp. d. idealen Kreisprocess entsprechen würde

Wenn es nun hauptsächlich zunächst erkannt ist, die Leistungen zu ermitteln, müssen die Nutzleistungen N_e und die verschiedenen Umstände, welche hierauf besonderen Einfluß ausüben, also vor allem die Tourenzahl, die Dimensionen der Maschine, die Bauart der Maschine und die verschiedenen Dampfdrücke. Um nun mit der Formel für N_e, diese für irgend einen Fall berechnen zu können, ist es natürlich vor allem nötig p_e zu kennen; dieses ist nun offenbar:

$$p_e = \frac{p_i - p_m}{1 + \mu}$$

Der Wert μ ist durch verschiedene Versuche ermittelt worden, und hat sich derselbe für verschiedene Maschinengattungen nicht sehr verändert ergeben, nämlich:

$$\mu = 0{,}12 - 0{,}14.$$

Um nun aber p_e und damit N_e zu ermitteln, kommt es zunächst auf p_i u. p_m an. Die indizierte Druckdifferenz p_i ist meistens bei einer neu zu entwerfenden Maschine aus dem vorliegenden Versuchsmaterial zu berechnen (entsprechend einer als vorteilhaft erkannten Füllungsgrösse etc.). Um diese Berechnung aber ausführen zu können, hat man zunächst die indizierte Arbeit L_i pro Kolbenhub zu ermitteln. Diese indizierte Arbeit pro Kolbenspiel besteht aber aus 6 Einzelteilen, nämlich 3 positiven und 3 negativen entsprechend 3 verschiedenen Perioden der Hinterdampf- und Vorderdampf-Wirkung, indem offenbar die Wirkung des Vorderdampfs als eine hemmende auftritt. Was die 3 Perioden der Hinterdampfwirkung betrifft, so sind diese:

1) Periode während der Einströmung des frischen Kesseldampfes auf dem Wege S_1
2) Periode während der Expansion des abgesperrten Hinterdampfes auf dem Wege $S_3 - S_1$
3) Periode während der Ausströmung des Hinterdampfes auf dem Wege $S - S_3$

und was die 3 Perioden des Vorderdampfes betrifft, so sind diese:

1) Periode während der Ausströmung des Vorderdampfes in den Condensator oder die Luft auf dem Wege S_2
2) Periode während der Compression des Vorderdampfes auf dem Wege $S_4 - S_2$
3) Periode während der Einströmung von frischem Kesseldampf auf dem Wege $S' - S_4$.

Die Arbeit des Hinterdampfes, während der Kolben den Weg $S_1 = c_1 S$ zurücklegt, ist offenbar:

$$L_1 = F\, S\, a\, c_1\, p_1 \quad \text{in Kgmeter.}$$

Ebenso ist die Arbeit, welche der Kolben aufwenden muß, um den ~~Vorderdampf~~ d. G. p_2 d. ausströmenden auf dem Wege $S_2 = c_2 S'$ zu überwinden:

$$L_2 = F\, S\, a\, c_2\, p_2$$

welche Arbeit natürlich als negativer Teil in die indizierte Arbeit L_i eingerechnet.

L_3 sei die Expansionsarbeit des Hinterdampfes, während dieser den Weg $S_3 - S_1$ durchläuft; diese Arbeit des expandierenden Dampfes ist natürlich abhängig von dem Gesetz, nach dem die Zustandsänderung und namentlich die Druckänderung des Dampfes zu Grunde gelegt werden muß. Wenn der Dampf vollkommen abgesperrt wäre, und wenn während der Expansion des Dampfes derselbe keine Wärme mitgeteilt noch entzogen wird und also die Zustandsänderung nach der adiabatischen Curve stattfindet, dann könnte man nach der mechanischen Wärmetheorie immer ein Gesetz von folgender Form der Zustandsänderung zu Grunde legen:

$$p v^n = \text{const}$$

worin nun der Exponent n zu passend bestimmt werden muß. Dieses Gesetz kann jedoch bei dem Fall einer praktischen Dampfmaschine (Ableitung durch Einfluß von ~~Wärme~~ Luft und kühlen flüssigen Wassers) nicht für den Fall einer idealisierten Dampfmaschine zutreffender Annahme Anwendung finden, wir müssen bei Bestimmung des Exponenten n die verschiedenen hier bedingenden wärmetechnischen Umstände in Rechnung ziehen werden. Das obenstehende Gesetz kann offenbar ebensowohl für die Expansion des Hinterdampfes als für die Compression des Vorderdampfes zu Grunde gelegt werden und wir bezeichnen dann die im Allgemeinen verschiedenen Exponenten mit n_1 resp. n_2 beziehentlich, so ist also für die Expansion des Hinterdampfes auf dem Wege $S_3 - S_1$ das Gesetz gilt:

$$p v^{n_1} = \text{const}$$

und für die Compression des Vorderdampfes auf dem Wege $S_4 - S_2$:

$$p v^{n_2} = \text{const.}$$

Natürlich müssen diese Exponenten noch später näher bestimmt werden.

Auf Grund eines solchen Gesetzes d. Zustandsänderung ist nun bekanntlich d. während derselben verrichtete Expansionsarbeit = d. Produkt aus Anfangsvolumen u. Anfangsspannung, dividirt durch d. Exponenten $n-1$ und darauf d. Resultat noch multiplicirt mit d. Factor $1-\varepsilon^{n-1}$ unter ε d. entsprechenden Expansionsgrad verstanden. Für d. Expansion d. Hinterdampfes auf d. Wege $S_3 - S_1$ ist demnach d. Expansionsarbeit, da $\delta s (l+l_1)$ d. Anfangsvol. und $a \beta_1 p_1$ d. Anfangsdr. ist:

$$L_3 = \frac{\delta (l+l_1) s a \beta_1 p_1}{n_1-1}\left(1-\varepsilon_1^{n_1-1}\right)$$

welche Arbeit man auch setzen kann:

$$L_3 = \delta s a \lambda_1 p_1$$

unter λ_1 einen Factor verstanden, welcher d. Bedeutung hat:

$$\lambda_1 = \frac{(l+l_1)\beta_1\left(1-\varepsilon_1^{n_1-1}\right)}{n_1-1} = \beta_1 (l+l_1)\frac{1-\varepsilon^{n_1-1}}{n_1-1}$$

und wenn bekanntl. $\varepsilon_1 = \frac{l+l_1}{l+l_3}$ ist.

Was nun d. Compressionsarbeit d. Vorderdampfes betrifft, während d. Kolben d. Weg $S_4 - S_2$ zurücklegt, so sei diese bezeichnet ihrem Absolutwerthe nach mit L_4; auch diese ist nach d. zu Grunde gelegten Gesetz d. Zustandsänderung analog d. obigen Expansionsarbeit gebildet, nämlich:

$$L_4 = -\frac{\delta (1+l-l_2) s a \beta_2 p_2}{n_2-1}\left(1-\varepsilon_2^{n_2-1}\right)$$

oder auch:

$$L_4 = \delta s a \lambda_2 p_2$$

wenn man bezeichnet: $\lambda_2 = \beta_2 (1+l-l_2)\frac{\varepsilon_2^{n_2-1}-1}{n_2-1}$.

und wenn $\varepsilon_2 = \frac{1+l-l_2}{1+l-l_4}$ ist.

Endlich sei noch L_5 d. Hinterdampfarbeit auf d. Wege $S - S_3$ und L_6 d. Arbeit d. Vorderdampfes auf d. Wege $S - S_4$, in welchem frischer Dampf ... Raum einströmt. Dann ist offenbar:

$$L_5 = \delta s a (1-l_3) p_3$$

$$L_6 = \delta s a (1-l_4) p_4.$$

Weiters ist nun d. indicirte Arbeit während eines Kolbenschubes:

$$L_i = L_1 + L_3 + L_5 - L_2 - L_4 - L_6$$

Setzt man hierin d. Ausdrücke für alle L ein, und dividirt dann d. ganze Gl. durch $\delta s a$, so erhält man:

$$p_i = (l_1+\lambda_1) p_1 + (1-l_3) p_3 - (l_2+\lambda_2) p_2 - (1-l_4) p_4$$

Hierin sind d. Glieder $(1-l_3)p_3$ u. $(1-l_4)p_4$ immer sehr klein, so daß man, da nämlich d. Wege S_3 u. S_4 gewöhnlich außerordentlich wenig von ~~einander~~ verschieden sind, ohne in Betracht kommenden Fehler d. Gr. p_4 u. p_3 auf d. Gr. p_1 u. p_2 zurückführen kann, so daß man d. indicirte Gr. p_i dann nur durch d. mittlere Hinterdampfspannung während dessen Einströmen und durch d. mittlere Vorderdampfsp. während dessen Ausströmen und d. Glieder ausgedrückt bekommt. — Was nun zunächst d. Gr. p_4 betrifft, so ist d. Differenz $S - S_4 = 1 - l_4$ ganz besonders klein, so daß man ohne wesentlichen Fehler $p_4 = p_1$ machen kann, d. i. d. ungünstigsten Annahme machen, daß auch schon während d. kleinen Zeit d. Einströmens von neuem Dampf zum Vorderdampf d. Gr. $= p_1$ ist, welche eigentlich erst stattfindet beim Einströmen d. Hinterdampfs auf d. Vorders. d. Kolbens.

Was d. Gr. p_3 betrifft, so ist klar, daß d. mittlere Hinterdampfsp. p_3 während d. Ausströmens durch d. Wege $S - S_3$ je nach d. Verhält. kleiner sein wird wie d. Hinterdampfsp. je nach d. Expansion dagegen größer in d. mittlern Hinterdampfspannung p_2 während d. Ausströmens in d. freie Luft od. in d. Condensator. Für d. vorliegenden Zweck genügt es nun d. Cylinderdruckspannung am Ende d. Expansion mit einem ... Mischungsdruck in d. Rechnung einzuführen; unter d. Annahme daß kein schädlicher Raum vorhanden, daß d. Änderung d. Cylinderdruckspg. während d. Expansionsperiode genau nach d. Mariotte'schen Gesetz stattfindet und daß d. Cylinderdruckspg. zu Anfang d. Expansion nicht $= \beta_1 p_1$ sondern $= p_1$ gewesen sei; ist d. Cylinderdruckspg. am Ende d. Expansionsperiode bekanntlich:

$$= \varepsilon_1 p_1$$

wenn außerdem d. Expansion während dieses ganzen Kolbenweges stattfindet; zwischen diesen Werth $\varepsilon_1 p_1$ und p_2 liegt also p_3 so daß man setzen kann:

$$p_3 = \lambda \varepsilon_1 p_1 + (1-\lambda) p_2$$

wenn λ einen Coefficient, welcher später als Durchschnittswerth möglichst bestimmt werden soll.
Werden nun diese Werthe eingesetzt, so bekommt man:

$$p_i = f_1 p_1 - f_2 p_2$$

unter f_1 u. f_2 Coeff. von folgender Bedeutung verstanden:

$$f_1 = \varepsilon_1 + \lambda_1 + \lambda \varepsilon_1 (1-\varepsilon_3) - (1-\varepsilon_4)$$

$$f_2 = \varepsilon_2 + \lambda_2 \div (1-\lambda)(1-\varepsilon_3) \;. —$$

Was nun d. in diesen Formeln vorkommenden verschiedenen Hilfsbezeichnungen betrifft, so sind darüber folgende allgemeine Bemerkungen zu machen:
d. Coeff. e d. schädlichen Raumes kann durchschnittlich, wenn ein Drehschieber d. Schieberkasten sich in d. Mitte d. Cyl. befindet und also d. beiden Dampfkanäle gleiche Länge haben, so kann man setzen:

$$e = 0{,}05$$

Wenn aber d. Dampfverteilung nicht an d. Mitte d. Cyl. ..., sondern an beiden Enden d. Cylinders (wie bei d. Corliss-Masch.) erfolgt, so werden d. Längen d. Dampfkanäle auf ein Minimum reduziert und somit besteht dann d. schädliche Raum fast nur aus d. Raume zwischen d. Cylinderdeckel und d. Kolben zu Anfang resp. zu Ende seines Hubes; in diesem Falle kann man setzen:

$$e = 0{,}02$$

Was d. Werthe betrifft, welche d. Exponenten n_1 u. n_2 beizulegen sind unter d. Berücksichtigung, daß d. Dampf ohne Überhitzung in d. Cyl. einströmen also gesättigter Dampf, so sei y_1 d. spez. Dampfmenge beim Beginn d. Expansion. Nach d. früher in d. mechanischen Wärmetheorie ... Verhalten von gesättigten Dämpfen könnte dann gesetzt werden:

$$n_1 = 1{,}035 + 0{,}1\, y_1$$

vorausgesetzt daß $1 > y_1 > 0{,}7$ ist, indem unter dieser Bedingung, welche bei Dampfmasch. ... erfüllt wird, d. Formel gelten. d. Dampf wird nun ... mit einem mäßigen Feuchtigkeitsgehalt in d. Cylinder eintreten, dieser wird aber schon während d. Einströmens zunehmen, indem d. Temp. d. Cylinderwand eine gewisse mittlere ist, zwischen d. Temp. t, mit welcher d. Dampf vom Kessel einströmt und d. Temp. t_2 mit welcher d. Dampf in d. Condensator od. in d. freie Luft geht, weil d. Temp. d. Cylinderwand diesem ... Wechsel nicht so schnell folgen kann. Es wird offenbar diese mittlere Cylinderwand-Temp. kleiner sein als d. Temp. t d. vom Kessel einströmenden Dampfes und es wird sich also d. vom Kessel in d. Cylinder eintretende Dampf an d. kälteren Metallmasse d. Cylinders theilweise condensieren und damit d. Feuchtigkeitsgrad steigern; ... wird man nun wenig irre gehen wenn man d. Feuchtigkeitsgehalt beim Beginn d. Expansion zu 10% voraussetzt d.h. $1-y_1 = 0{,}1$ also $y_1 = 0{,}9$ annimmt. Man bekommt dann:

$$n_1 = 1{,}125.$$

Außerdem ist aber n_1 auch aus ... Umständen zu ändern, zumal wird auch noch während d. Expansion dem Dampfe an d. Cylinderwand immer Wärme entzogen, und somit d. Temp. u. Spr.

[illegible], also n_1 zu [illegible], als dies d. Fall wäre, wenn eine Wärme[illegible] durch d. Cylinderwand nicht stattfände. Anders wird es sich verhalten, wenn nur eine [illegible] stattfindet als eine starke [illegible] stattfindet, [illegible] d. Cylinderwand [illegible] kleiner werden wird. [illegible]

[illegible] n_1 größer wird. [illegible] Kolben [illegible] Cylinder [illegible] n_1 [illegible]

[illegible] n_1 [illegible]

[illegible] d. Werth $n_1 = 1{,}125$ nicht beibehalten werden kann, [illegible] Coeff. c [illegible] größer [illegible] $c = 0{,}05$ [illegible] $c = 0{,}07$ [illegible]

Was d. Coeff. n_2 betrifft, [illegible] n_1 [illegible]

[illegible] $10\,\%$ [illegible] Cylinderwand [illegible] Kolben [illegible] p_2 [illegible]

[illegible] $\chi_1 = 1$ [illegible]

[illegible] n_2 größer, [illegible]

$$n_2 = 1{,}15.$$

[illegible] Cylinder [illegible]

$$n = 1{,}333$$

[illegible] n_1 [illegible] $1{,}125$ u. $1{,}333$ [illegible] n_2 immer [illegible] n_1. —

Was ferner d. Coeff. β_2 betrifft, [illegible] β_2 [illegible] Coeff.

β_1 ist nämlich offenbar abhängig von d. Länge u. Weite d. Dampfzuleitungsrohres d. h. abhängig von d. Widerständen in dieser Dampfzuleitung, ferner abhängig von d. Kolbengeschw. d. Masch. und von d. Art d. Steuerung d. h. in welcher Weise d. Verteilungsschieber resp. Expansionsschieber wirkt. Kann d. Widerstand in d. Dampfzuleitungsrohr nicht bedeutend sein und außerdem d. Kolbengeschw. nicht allzu groß ist, so wird d. Hinterdampfspannung während d. Einströmung nicht aber bedeutend abnehmen u. man kann dann sagen, daß d. Coeff. β_1 nur von d. Art d. Steuerung abhängig ist. Ist d. letztere eine schleichende (durch ein Excenter bewegte) so erfolgt d. Abschluß d. hinter d. Kolben einströmenden Dampfes allmälig, so daß schon vor Ende d. Einströmung d. Sp. stetig abnimmt und mithin wird dann β_1 ein kleiner, und zwar durchschnittlich nach d. Erfahrungen:

$$\beta_1 = 0,95.$$

Geschieht aber d. Abschluß plötzlich wie bei d. Corliss – Masch., so ist $\beta_1 = 1$ zu setzen, indem dann ein allmäliges Abnehmen d. Hinterdampfsp. zu Ende d. Einströmung nicht stattfinden kann. – Unter denselben obigen Umständen daß d. d. ~~Hinter~~ Vorderdampfsp. nicht schon während d. Ausströmung mit d. Gleichen bedeutend ~~[illegible]~~ [illegible], wie es bei großer Kolbengeschw. u. übermäßig großem Widerstand im Dampfableitungsrohre d. Fall sein kann, wird d. Coeff. β_2, an sich p_2 d. Vorderdampfsp. zu Ende d. Ausströmung also beim Beginn d. Compression d. Vorderdampfes bezeichnet, um ebensoviel ~~kleiner~~ größer als 1 sein wie β_1 kleiner als 1. Wenn d. Abschluß d. Ausströmung ein allmäliger ist, so findet schon ~~ein~~ während d. Ende derselben eine stetige Zunahme d. Vorderdampfsp. statt, so ist wenn $\beta_2 > 1$ fest eben:

$$\beta_2 = 1,05$$

erfolgt d. Abschluß plötzlich, so ist natürl. $\beta_2 = 1$ zu setzen. –

Es fragt sich ferner, in welcher Beziehung d. mittlere Hinterdampfsp. p_1 im Cyl. während d. Einströmung steht zu d. Sp. welche durchschnittlich im Kessel stattfindet. Dieses Verhältniß ist natürlich im Allgemeinen abhängig von d. Länge u. Weite d. Dampfleitungsrohres, sowie von d. Stellung d. Regulierungsventils, welche sich in d. Zuleitungsrohr befinden. Unter Umständen kann man aus Bequemlichkeit schon d. mittlere Kesselsp. p wesentlich größer zu erhalten als d. mittlere Hinterdampfsp. p_1 während d. Einströmung, um damit eine Reservekraft zu haben, wenn d. Arbeitskraft d. Masch. bedeutend vermehrt werden soll, wie dies namentlich bei Locomotiven d. Fall ist, indem hier beim Befahren von ansteigenden Strecken, d. Dampfzuleitung abschließlich durch ein Regulierungsmittel gehemmt, mithin d. Kesselsp. p erhöht wird, welche erhöhte Sp. dann bei nachfolgenden Befahren von Steigungen, wo eine größere Arbeit erfordert wird, nützlich verwendet werden kann. Man wird deshalb d. Verhältniß $\frac{p_1}{p}$ unter normalen Umständen kleiner halten, wenn d. Regulierung d. Ganges d. Masch. nur durch d. Stellung eines Regulierungsmittels im Dampfrohr erfolgt und wenn besondere Gründe für d. Schonung einer bedeutenden Reservekraft für eine außergewöhnliche Vermehrung d. Arbeitskraft vorhanden sind. Bei stationären Masch. muß man jedoch zu letzterem Zweck nicht d. Admissionssp. p_1 vermindern, sondern d. Expansion d. Hinterdampfes, indem man d. Regulator nicht auf d. Admissionsschieber sondern auf d. Expansionsschieber resp. Expansionsventil wirken läßt. In letzterem Falle ist es angemessen d. Admissionssp. p_1 wenigstens $= 0,8$ bis $0,9\,p$ zu erhalten. –

Was d. mittlere Vorderdampfsp. p_2 während d. Ausströmung betrifft, so ist dieselbe natürlich immer größer als d. Sp. in d. Raume, in welchen d. Vorderdampf hineinströmt also p_2 größer als d. Sp. d. atm. Luft ~~[illegible]~~ als d. Sp. im Condensator. D. Unterschied d. mittleren Vorderdampfsp. p_2 während d. Ausströmung p über d. Sp. d. freien atm. Luft resp. über d. Sp. im Condensator sei $= \Delta p$. Dieser Unterschied Δp ist offenbar abhängig von d. mittleren Kolbengeschw. C, von d. Weite d. Canals, durch welchen d. abgehende Vorderdampf hindurchströmen muß und endlich von d. Widerständen, welche d.

Vorderdampf bei d. Abschluß nach d. Cylinder durch d. Kanal hindurch zu überwinden hat, also vorzugsweise abhängig von d. Ausströmungsöffnung, welche durch d. Stellung d. Schiebers bedingt ist. Nimmt man nun an, daß d. Ausströmen d. Vorderdampfes nach denselben Gesetzen erfolge, wie solche früher in d. Hydraulik für Wasser, welches unter einem gewissen Druck aus d. Mündung eines Gefäßes ausfließt, ermittelt wurden, so kann nach d. betreffenden Gesetz ursprünglich d. mittlere Ausflußgeschw. d. Vorderdampfes aus d. Cyl. gesetzt werden abgesehen von allen sonstigen Widerständen:

$$= \sqrt{2g\frac{a\,\Delta p}{\gamma}}$$

unter γ d. spec. Gew. d. Dampfes an d. Ausflußmündung verstanden. Wäre d. Ausflußkanal nun ganz vom Schieber frei, so wäre d. Austrittsöffnung $= f =$ Querschnitt d. Dampfkanals, und also d. p. Sek. ausströmende Dampfmenge

$$= f\sqrt{2g\frac{a\cdot\Delta p}{\gamma}}$$

oder wenn man d. als Contraction, Reibung etc. auftretenden Widerstände durch d. Coeff. μ in Rechnung bringt, diese Dampfmenge p. Sek.:

$$= \mu f\sqrt{2g\frac{a\cdot\Delta p}{\gamma}}.$$

Diese p. Sek. ausströmende Dampfmenge kann aber andererseits auch gesetzt werden = d. Product aus d. wirksamen Kolbenfl. δ und d. mittleren Kolbengeschw. c, also:

$$\delta c = \mu f\sqrt{2g\frac{a\,\Delta p}{\gamma}}.$$

Aus dieser Gl., welche nur dazu dienen soll, um ursprünglich d. allgemeine Form nach einem Ausdruck für Δp zu erhalten, ergibt sich:

$$\Delta p = \frac{\gamma}{2g\,a\,\mu^2}\left(\frac{\delta}{f}c\right)^2$$

D. Coeff., womit $\left(\frac{\delta}{f}c\right)^2$ multipliziert werden muß, um Δp zu erhalten, ist jedenfalls für Masch. ohne Condensation größer als für Condensationsmasch., indem d. spec. Gew. γ bei ersteren größer ist als bei letzteren. — Erfahrungsmäßig kann nun für solche Verhältnisse, welche gewöhnlich zu ungünstig sind, dieser Unterschied Δp bei Masch. ohne Condensation $= \frac{1}{10}$ Atm. und für Condensationsmasch. $= 0{,}05$ Atm. gesetzt werden, wenn man durchschnittlich $\frac{\delta}{f}c = 30$ annimmt. Wenn man diese Daten benutzt, um auch für abweichende Verhältnisse von $\frac{\delta}{f}\cdot c$ d. Gl. p_2 zu bestimmen, so hat man:

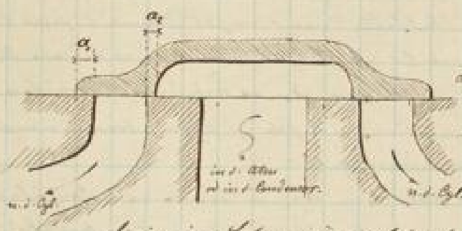
für Masch. ohne Condensation $p_2 = 1 + \frac{1}{9000}\left(\frac{\delta}{f}c\right)^2$ Atm.

" Condensations-Masch.: $p_2 = p^0 + \frac{1}{18000}\left(\frac{\delta}{f}c\right)^2$ Atm.

wenn p^0 = d. in Atm. ausgedrückte Sp. im Condensator bedeutet.

Was nun ferner d. in d. genannten vorkommenden Coeff. k betrifft, so soll derselbe später durch eine angemessene theoretische Betrachtung noch näher untersucht werden. Vorher müssen aber d. Steuerungsverhältnisse gegeben sein, indem von diesen d. verhältnißmäßigen Kolbenwege $l_1\ l_2\ l_3\ l_4$ bis zu Beginn und Ende d. Ein- u. Ausströmung d. Dampfes abhängig sind. Diese sollen nun näher untersucht werden, für d. Fall, daß d. Vertheilungsschieber durch ein Excenter bewegt wird.

Werthe von p_i für eine Maschine bei welcher die Dampfvertheilung durch einen Schieber erfolgt, der durch einen Excenter bewegt wird.



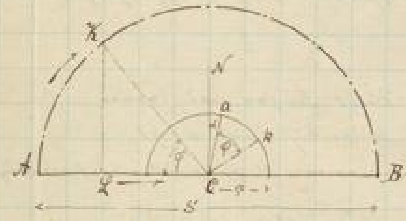
Angenommen d. Schieber befinde sich, wie nebenstehend in seiner mittleren Stellung, daß d. selbe mit seinen Ränd. d. beiden äußeren Einströmungskanäle, welche in d. Cyl. führen, gleichmäßig; d. mittlere Kanal führt in d. Atm. od. in d. Condensator. d. Schieberlappen müssen etwas breiter sein als d. Breite d. Dampfkanäle um überhaupt einen genügend dichten Abschluß möglich zu machen.

Diejenige Größe, um welche d. Schieberlappen d. Kanäle nach Dampfeinströmungsseite hin überdeckt, heißt d. äußere Schieberdeckung $= a_1$

" " " " " " " " " innen " " innere " " $= a_2$

Man denke sich nun d. Kolben in seiner äußersten Stellung links d. h. eben im Begriff seinen Hub von links nach rechts zu beginnen, in demselben Augenblick muß d. Schieber seine Bew. von links nach rechts begonnen haben, und zwar muß er schon in diesem Augenblick um d. äußere Schieberdeckung a_1 über seine mittlere Stellung hinaus nach rechts gekommen sein, indem nur dann erst Dampf einströmen u. somit d. Kolben seine Bew. beginnen kann. In Folge dieses Umstandes muß also d. Schieber in seiner Bew. immer d. Bew. d. Kolbens etwas voraus sein d. h. er muß Voreilung haben.

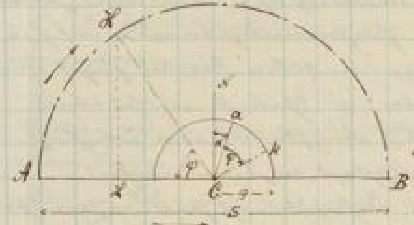
Zur Veranschaulichung d. Schieber- u. Kolbenbew. denkt man sich einen Halbkreis geschlagen über d. Strecke S = ganzer Kolbenhub als Durchmesser und einen concentrischen Halbkreis mit d. Radius $= \rho$ = Excentricität d. Schieberexcenters.



Während nun d. Kolben sich von seiner Endstellung A nach B bewegt dreht sich d. mit d. Kolben durch Stange u. Kolbenstange verbundene Kurbel um d. Punkt C ebenfalls von A nach B und zwar d. äußerste Punkt d. Kurbel auf d. Halbkreis, indem ja Kurbellänge $= \frac{1}{2}$ Kolbenhub sein muß. Im d. Augenblick, wo d. Kurbel d. Stellung CK einnimmt sei d. Drehungswinkel vom todten Punkte an gerechnet (entsprechend d. linken Endstellung d. Kolbens) $ACK = \varphi$. Wenn man nun, wie man es immerhin angenähert thun darf, annimmt, daß Kolbenstange u. Excenterstange unendl. lang sind, so ist offenbar d. Projektion d. Kurbelbew. auf d. Durchmesser AB = d. Kolbenbew. und d. Projektion d. Excenterbew. auf AB = d. Schieberbew. Entsprechend d. Drehungswinkel φ d. Kurbel ist also $AL = x$ d. vom Kolben in demselben Zeitraum durchlaufene Weg vom Anfang seines Hubes an. Als d. Kolben seinen Hub begann, also noch in A war, mußte d. Dampfvertheilungsschieber bereits über seine mittlere Stellung (entsprechend C) nach rechts hin hinaus sein d. h. d. Excentricität CN d. Schieberexcenters mußte bereits etwas hinaus sein über d. Normale CN zu AB, etwa nach Ca, so daß d. Projektion von Ca auf d. Durchmesser AB = d. Voreilung in diesem Anfangspunkt = (lineare Voreilung) d. äußere Schieberdeckung a_1 ist. den entsprechenden Winkel ~~Ab~~ aCN nennt man d. Voreilungswinkel und bezeichnet ihn mit δ. Es bewegen sich nun natürl. d. auf einer Welle festgekeilten Kurbel und Schieberexcenter gleichmäßig mit einander, d. h. wenn d. Kurbel sich um d. ~~Wi~~ Winkel $ACK = \varphi$

gedreht hat, dann muß d. Hebel sich um d. Winkel $N\hat{C}K = \varphi$ gedreht hat.
Bezeichnet man nun noch mit ξ d. d. Kurbelstellung φ und d. Rollenweg x entsprechende Entfernung d. Schiebers von seiner Mittelstellung, welche positiv od. negativ gesetzt werden soll, jenachdem d. Abweichung von d. Mittelstellung im Sinne d. Rollenlaufs od. im entgegengesetzten Sinne stattfindet, so hat man offenbar folgende beiden Beziehungen d. zusammengehörigen Werte:

$$x = \frac{s}{2}(1 - \cos\varphi)$$
$$\xi = \rho \sin(\alpha + \varphi)$$



Beim Beginn d. Rollenlaufs ist d. Schieber um d. Größe $\rho \sin\alpha$ über seine mittlere Stellung nach rechts hinaus und d. Dampfeinströmungskanal links geöffnet um einen Wert $= \rho \sin\alpha - a_1$ = äußere Deckung. d. Dampfausströmungskanal rechts ist schon etwas mehr geöffnet, nämlich um einen Wert: (des Schiebers)

$\rho \sin\alpha - a_2$ = innere Deckung, wo a_2 immer kleiner als a_1, d. h. d. äußere Schieberdeckung größer als d. innere Schieberdeckung ist.

d. Größen α, a_1, a_2 müssen natürlich jedenfalls so gewählt werden, daß beide Größen $\rho\sin\alpha + a_1$ und $\rho\sin\alpha - a_2$ positiv sind. Es strömt nun Dampf durch d. Spalt links $\rho\sin\alpha + a_1$, der sich in d. Cyl. hinter d. Kolben und d. Dampf vor d. Kolben strömt durch d. rechten Dampfkanal in d. Atm. od. in d. Condensator. Dies dauert nun so lange fort, bis d. Schieber seine äußerste Stellung rechts eingenommen hat und dann nimmt er auf seinem Rückgange [illegible] wieder bis er sich wieder seiner mittleren Stellung nähert, d. h. bis d. äußere linke Kante d. Schiebers d. linke Dampfeinströmungskanal eben abschneidet, also d. Dampfeinströmungskanal eben vollkommen geschlossen wird. In diesem Augenblick sei d. Drehungswinkel d. Kurbel $= \varphi_1$ geworden entsprechend d. früher schon bezeichneten nunmehr zurückgelegten Rollenweg $x = S_1$ und ferner offenbar $\xi = a_1$. d. Winkel φ_1, welcher d. Dampfabsperrung entspricht, ist somit bestimmt dadurch, daß $\xi = a_1$ geworden ist, d. h.:

$$\sin(\alpha + \varphi_1) = \frac{a_1}{\rho}$$

Statt dieser äußeren Schieberdeckung a_1 soll ein Hilfswinkel α_1 eingeführt werden, nämlich durch d. Gl.:

$\sin\alpha_1 = \frac{a_1}{\rho}$ wo α_1 immer ein sehr spitzer Winkel sein muß.

Dann hat also nun:

$$\sin(\alpha + \varphi_1) = \sin\alpha_1 = \sin[180^\circ - (\alpha + \varphi_1)]$$
$$\text{od.} \quad \alpha + \varphi_1 = 180^\circ - \alpha_1$$
$$\text{also} \quad \varphi_1 = 180^\circ - (\alpha + \alpha_1).$$

Bewegt sich d. Kolben noch etwas weiter, fährt also φ fort zu wachsen, so wird nun zunächst d. Augenblick eintreten, wo auch d. innere Kante d. ~~linken~~ rechten Schieberteils d. Dampfausströmungskanal (rechts) vollkommen absperrt; in diesem Augenblick sei Winkel $\varphi = \varphi_2$ geworden, entsprechend d. Rollenwege $x = S_2$ und ferner $\xi = a_2$; man hat also nun:

$$\sin(\alpha + \varphi_2) = \frac{a_2}{\rho}$$

od. mit Einführung eines Hilfswinkels α_2: $\sin\alpha_2 = \frac{a_2}{\rho}$, wo α_2 immer ein kleiner spitzer Winkel sein muß, also:

$$\sin(\alpha + \varphi_2) = \sin\alpha_2 = \sin[180 - (\alpha + \varphi_2)]$$
$$\text{oder} \quad \alpha + \varphi_2 = 180^\circ - \alpha_2$$
$$\varphi_2 = 180^\circ - (\alpha + \alpha_2).$$

Bewegt sich d. Rollen noch etwas weiter in d. Richtung von Links nach Rechts und d. Schieber nun von rechts nach links, dann geht d. Schieber über seine Mittelstellung hinaus bis er um d. innere Überdeckung a_2 über seine Mittelstellung nach Links hinaus gekommen ist, dann beginnt offenbar schon d. expandirte Hinterdampf durch d. linken Dampfkanal auszuströmen, man hat also nun d. Augenblick wo d. äußeren Expansion gemäß d. Rollen d. Weg $x = S_3$ vom Anfang seines Hubes an zurückgelegt hat. d. Kurbelstellung hat entsprechend $= \varphi_3$ geworden, welcher Winkel dadurch bestimmt ist, daß nun $\xi = \div a_2$ sein muß, indem d. Abweichung ξ d. Schiebers von seiner Mittelstellung im entgegengesetzten Sinne d. Kolbenlaufs stattfindet, man hat also:

$$\sin(\alpha + \varphi_3) = -\frac{a_2}{\varrho} = \div \sin \alpha_2$$

$$\alpha + \varphi_3 = 180^\circ + \alpha_2$$

$$\text{Also} \quad \varphi_3 = 180^\circ - (\alpha - \alpha_2).$$

während d. von Rechts nach Links

Bewegt sich d. Rollen noch weiter, so tritt nun d. Zustand ein, wo d. Rollen bereits nahe am Ende seines Hubes angekommen ist, d. Schieber seine äußerste Stellung links eingenommen und seine Rück-Bewegung wieder gewendet hat von links nach rechts und schließlich wieder nahe an seine Mittelstellung gekommen ist bis d. äußere Kante d. linken Schieberlappens genau mit d. äußeren Kante d. linken Dampfkanals zusammenfällt, und somit d. Beginn d. Kompression von frischem Dampf zusammenfallend mit d. Ende d. Ausströmung stattfinden soll. In diesem Augenblick ist nun, sofern d. zurückgelegte Kolbenweg $x = S_4$, d. Drehungswinkel d. Kurbel $= \varphi_4$ und ferner wird $\xi = \div a_1$ und somit:

$$\sin(\alpha + \varphi_4) = \div \frac{a_1}{\varrho} = \div \sin \alpha_1$$

$$\alpha + \varphi_4 = 180^\circ + \alpha_1$$

$$\varphi_4 = 180^\circ - (\alpha - \alpha_1).$$

Setzt man nun in d. Gl. für x nacheinander d. Werthe von $\varphi = \varphi_1\ \varphi_2\ \varphi_3\ \varphi_4$ ein, so erhält man d. Werthe auch $S_1\ S_2\ S_3\ S_4$, od. wenn man d. Gl. durch S dividirt d. verhältnißmäßigen Kolbenwege:

$$e_1 = \frac{1 + \cos(\alpha + \alpha_1)}{2} \qquad e_3 = \frac{1 + \cos(\alpha - \alpha_2)}{2}$$

$$e_2 = \frac{1 + \cos(\alpha + \alpha_2)}{2} \qquad e_4 = \frac{1 + \cos(\alpha - \alpha_1)}{2}.$$

Diese verhältnißmäßigen Kolbenwege sind also nur abhängig von d. Winkeln $\alpha\ \alpha_1\ \alpha_2$, von denen α_1 u. α_2 nur Hülfswinkel sind, d. bestimmt werden aus d. Excentricität d. Schieberexcenters und aus d. äußeren u. inneren Schieberdeckung a_1 u. a_2. Von diesen 4 Größen e_1 — e_4, ist insbesondere d. Füllungsgrad e_1 nur als Maschinenkonstante zu betrachten, indem dieser beliebig verkleinert werden kann, wenn durch einen besonderen Expansionsschieber od. durch ein Expansionsventil eine frühere Absperrung d. Dampfes bewirkt wird. d. Werthe von $e_2\ e_3\ e_4$ werden indessen dadurch nicht verändert, sind also nur von d. Art u. d. Verhältnisse d. gew. Vertheilungsschiebers bedingt, sofern nur d. Expansionsvorrichtung richtig angeordnet ist. —

Um nun d. Begriff [illegible] betreffs welche bekanntlich in d. Gl.:

$$p_3 = \lambda e_1 p_1 + (1 - \lambda) p_2 \text{ vorkommt,}$$

so kann die Ermittlung seines Werthes etwa in folgender Weise geschehen:

d. Größe p_3 = mittlere Hinterdampfspannung während d. Ausströmung auf d. Wege $s - s_3$ zu finden [illegible]

$$p_3 = \frac{1}{s - s_3}\int_{s_3}^{s} p\,dx$$

unter p d. veränderliche Dampfspannung hinter d. Kolben verstanden, während d. Kolbenweg sich ändert von $x = s_3$ bis $x = s$. Setzt man in dieser Formel für x seinen Ausdruck nämlich $x = \frac{1}{2} s(1 - \cos\varphi)$ und setzt $dx = \frac{1}{2} s \sin\varphi\, d\varphi$ so kann man auch schreiben, indem man d. Grenzen d. Integrals entsprechend s_3 u. s $\varphi = \varphi_3$ u. $\varphi = \pi$ setzt:

$$p_3(1 - \varepsilon_3) = \frac{1}{2}\int_{\varphi_3}^{\pi} p \sin\varphi\, d\varphi.$$

Um nun d. Integration vornehmen zu können, müßte man zunächst p als Function von φ [illegible]

[illegible] d. Kolbenweg $s - s_3$, [illegible] 2 bis 3 % d. ganzen Kolbenweges s, [illegible] $= \delta s$ ist, [illegible] Seite 19–22 [illegible]

$$p v^n = \text{const}$$

[illegible] n [illegible] ($\frac{1}{2}$) [illegible] $n = 1$ [illegible]

$$= \sqrt{2g\frac{p - p_2}{\gamma}}$$

[illegible]

$$\sqrt{2g\,\frac{p - \text{äußeren Druck}}{\text{spez. Gew.}}}$$

[illegible] $= p_2$ [illegible] γ [illegible]

$$= \mu f \sqrt{2g\frac{p - p_2}{\gamma}}$$

[illegible]

$$= \gamma_2 \mu f \sqrt{2g\frac{p - p_2}{\gamma}}$$

unter γ_2 d. spez. Gew. verstanden, [illegible] p_2 [illegible] dt [illegible]

$$= \gamma_2 \mu f \sqrt{2g\frac{p - p_2}{\gamma}}\; dt.$$

[illegible] p [illegible] $p + dp$ [illegible] dt [illegible] $= \delta s$ [illegible] Mariotte'schen Gesetze [illegible]

$F s \frac{p}{p_2} \gamma_2$ d. Dampfgew. im Cyl. zu Anfang d. Zeitelements dt
" $F s \frac{p+dp}{p_2} \gamma_2$ " " " " zu Ende " " " "
und setzt das im Zeitelement dt ausgeströmte Dampfgew., während dessen d. Sp. p in $p+dp$ übergeht, also:

$$\gamma_2 \mu f \sqrt{2g \frac{p-p_2}{\gamma_2}}\, dt = F s\left(\frac{p}{p_2}\gamma_2 - \frac{p+dp}{p_2}\gamma_2\right) = -F s \frac{dp}{p_2}\gamma_2$$

Oder
$$\frac{dp}{\sqrt{p-p_2}} = -\frac{\mu p_2}{F s}\sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}}\, f\, dt$$

Was nun d. Zeitelement dt betrifft, so ist dieses offenbar, wenn $d\varphi$ d. entsprechende Drehungswinkel d. Kurbel ist:

$$dt = \frac{d\varphi}{\pi}\cdot(\text{Zeitdauer eines Kolbenhubes})$$
$$= \frac{d\varphi}{\pi}\,\frac{S}{c}.$$

Was ferner f betrifft, so ist dieser Ausflußquerschnitt während d. Vorgangs ziemlich veränderlich, so daß man auf diese Veränderlichkeit d. Dampfaustrittsquerschnittes wesentlich Rücksicht genommen werden muß. Dieser Ausflußquerschnitt ist im Anfang d. Ausströmung nur ein kleiner schmaler Spalt, d. sich erst mehr und mehr erweitert und dann aber allmälig wieder abnimmt. Ist b d. Breite d. Spaltes = d. Breite d. Dampfkanals, so ist nach Seite 25–27 bekanntlich in einem Augenblick, während d. Ausströmung:
$$f = b(-\xi - a_2)$$
worin während ξ in Folge d. Bewegung veränderlich und welche f veränderlich wird; setzt man für ξ seinen Werth, so hat man:

$$f = -b\varrho\left[\sin(\alpha+\varphi) + \sin\alpha_2\right]$$

Diese Werthe von dt u. f in d. obige Gl. gesetzt und dann auf beiden Seiten mit $\frac{1}{2}$ multiplicirt, so bekommt man links d. $\frac{1}{2}\frac{dp}{\sqrt{p-p_2}}$ und dies ist offenbar d. Differential von $\sqrt{p-p_2}$, man hat also nunmehr d. Gl.:

$$d\sqrt{p-p_2} = \frac{\mu p_2}{2\pi c}\,\frac{b\varrho S}{F}\sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}}\left[\sin(\alpha+\varphi) + \sin\alpha_2\right] d\varphi$$

Offenbar ist d. Coeff. rechts nur aus gegebenen constanten Größen bestehend, so daß man denselben $= C =$ const setzen kann und somit:

$$d\sqrt{p-p_2} = C\left[\sin(\alpha+\varphi) + \sin\alpha_2\right] d\varphi.$$

Durch Integration findet man nun:
$$\sqrt{p-p_2} = A + C\int_{\varphi_3}^{\varphi}(\sin(\alpha+\varphi) + \sin\alpha_2)\, d\varphi$$

Unter A ist hier nach d. bekannten Integrationsregeln d. Anfangswerth von $\sqrt{p-p_2}$ zu verstehen, welchen dieser Ausdruck am Anfang d. in Rede stehenden Ausströmungsperiode – also am Ende d. Expansionsperiode d. Hinterdampfes besitzt; den wegen genauen ungenauen Druckänderungen zufolge kann aber d. Sp. im Anfang d. Ausströmung = Ende d. Expansion $= e_1 p_1$ gesetzt werden und somit ist d. Anfangswerth von $\sqrt{p-p_2} = A = \sqrt{e_1 p_1 - p_2}$ und somit:
$$\sqrt{p-p_2} = \sqrt{e_1 p_1 - p_2} + C\int_{\varphi_3}^{\varphi}(\sin(\alpha+\varphi) + \sin\alpha_2)\, d\varphi.$$

Mit Rücksicht darauf übrigens, daß d. innere Unterschied d. Schieber immer nur ein sehr geringer ist, kann man noch eine weitere Vereinfachung machen, indem man an dieser inneren

Schaufelendbreite a_2 ganz verschwindet, also $a_2 = 0$ und somit $\alpha_2 = 0$ setzt; man hat dann:

$$\sqrt{p - p_2} = \sqrt{c_1 p_1 - p_2} + C \int_{\varphi_3}^{\varphi} \sin(\alpha + \varphi)\, d\varphi.$$

Nun ist aber ferner:

$$\int_{\varphi_3}^{\varphi} \sin(\alpha + \varphi)\, d\varphi = - \cos(\alpha + \varphi) + \cos(\alpha + \varphi_3)$$

Nach Vorhergehendem ferner: $\varphi_3 = 180^\circ - (\alpha - \alpha_2)$

u. mit $\alpha_2 = 0$: $\varphi_3 = \pi - \alpha$

$\alpha + \varphi_3 = \pi$

und somit $\cos(\alpha + \varphi_3) = -1$

Bezeichnet man d. Winkel φ, welcher zwischen φ_3 u. π veränderlich ist, so ist:

$\varphi = \varphi_3 + \psi = \pi - \alpha + \psi$, indem ψ

während d. für ein Theilchen stattfindenden Ausströmungszeit von 0 bis α veränderlich ist.

Es ist dann $\alpha + \varphi = \pi + \psi$

$\cos(\alpha + \varphi) = - \cos \psi$

und folgt: $\int_{\varphi_3}^{\varphi} = \cos \psi - 1 = -(1 - \cos \psi) = 2 \sin^2 \frac{\psi}{2}$. Da nun ψ immer zwischen 0 u. α liegt und α durchgehend ein ziemlich kleiner Winkel ist, so wird $\frac{\psi}{2}$ noch viel mehr ein kleiner Winkel sein, so daß man ohne großen Fehler $\sin \frac{\psi}{2} = \frac{\psi}{2}$ setzen kann und somit d. Integral:

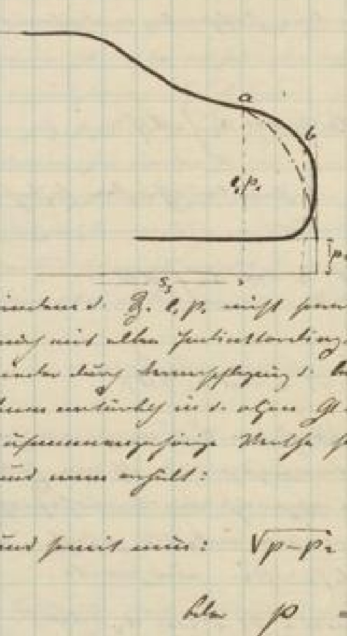
$$\int_{\varphi_3}^{\varphi} = 2 \left(\frac{\psi}{2}\right)^2 = \frac{\psi^2}{2}$$

Also

$$\sqrt{p - p_2} = \sqrt{c_1 p_1 - p_2} - C \frac{\psi^2}{2}$$

d. Constante C kann nun auf Grund einer Voraussetzung bestimmt werden, welche sich erfahrungsmäßig ganz gut an d. vorliegenden Umstände anschließt.

Wenn man nämlich ein [illegible] d. [illegible] näher betrachtet, so entspricht dem für eine bestimmte [illegible] d. Ausströmung d. [illegible] d. [illegible] von a bis b, wo a, d. Anfang d. Ausströmung entsprechend, d. Coord. $c_1 p_1$ und S_3 hat. Es soll nun vorläufig d. Annahme gemacht werden, daß d. Anfangs-Z. $c_1 p_1$ d. [illegible] sich während d. Ausströmung auf d. [illegible] $S - S_3$ [illegible] bis auf d. mittlern [illegible] p_2 während d. Ausströmung d. [illegible], so daß [illegible] d. Z. Curve d. –·– Linie darstellen würde. Thatsächlich ist dies nicht d. Fall



indem d. Z. $c_1 p_1$ nicht sofort [illegible] während d. Ausströmung d. [illegible], wie dies auch mit allen [illegible] ersichtlich ist. d. begangenen Fehler kann man aber später wieder durch Berücksichtigung d. betreffenden [illegible] berichtigen. Unter dieser Annahme müssen dann natürlich in d. obigen Gl. $p = p_2$ und $\varphi = 180^\circ$ also $\psi = \varphi - \pi + \alpha = \pi - \pi + \alpha = \alpha$ zusammengehörige Werthe sein. Setzt man diese Werthe ein, so wird d. linke Seite d. Gl. $= 0$ und man erhält:

$$C = \frac{\sqrt{c_1 p_1 - p_2}}{\alpha^2}$$

und somit nun: $\sqrt{p - p_2} = \sqrt{c_1 p_1 - p_2} \left(1 - \frac{\psi^2}{\alpha^2}\right)$

$$\text{oder} \quad p = p_2 + (c_1 p_1 - p_2)\left(1 - 2 \frac{\psi^2}{\alpha^2} + \frac{\psi^4}{\alpha^4}\right).$$

Diesen Ausdruck kann man nun in d. vorhin gefundenen Ausdruck für p_3 substituieren, wobei man nur statt d. veränderlichen φ auch d. veränderliche ψ einzuführen hat.

Es ist aber: $\sin\varphi = \sin(\pi - (\alpha - \psi)) = \sin(\alpha - \psi)$
und $d\varphi = d\psi$

und somit:

$$p_3(1-e_3) = \frac{1}{2}\int_0^\alpha p \sin(\alpha - \psi)\, d\psi .$$

Während sich nun ψ von 0 bis α ändert, ändert $\alpha - \psi$ sich von α bis 0, so daß auch $\alpha - \psi$ immer nur einen kleinen Werth hat, so ist man gesetzt: $\sin(\alpha - \psi) = \alpha - \psi$.
und hat:

$$p_3(1-e_3) = \frac{1}{2}\int_0^\alpha p(\alpha - \psi)\, d\psi .$$

Setzt man nun hierin d. oben für p gefundenen Ausdruck ein und führt dann d. Integration d. einzelnen Summanden aus, so bekommt man:

$$p_3(1-e_3) = \frac{1}{2}\left\{ p_2\left(\alpha^2 - \frac{\alpha^2}{2}\right) - (e_1 p_1 - p_2)\left[\alpha^2 - \frac{\alpha^2}{2} - \frac{2}{\alpha^2}\left(\frac{\alpha^4}{3} - \frac{\alpha^4}{4}\right) + \frac{1}{\alpha^4}\left(\frac{\alpha^6}{5} - \frac{\alpha^6}{6}\right)\right]\right\}$$

$$p_3(1-e_3) = \frac{\alpha^2}{4}\,\frac{11 e_1 p_1 + 4 p_2}{15}$$

Nach Vorhergegangenem ist aber mit $a_2 = 0$:
$e_3 = \frac{1+\cos\alpha}{2}$ also $1 - e_3 = \frac{1-\cos\alpha}{2} = \sin^2\frac{\alpha}{2} = \frac{\alpha^2}{4}$
weil α immer nur ein kleiner Winkel ist; man erhält somit, indem man auf beiden Seiten durch $\frac{\alpha^2}{4}$ dividirt:

$$p_3 = \frac{11}{15} e_1 p_1 + \frac{4}{15} p_2$$

und demnach, da allgemein $p_3 = \lambda e_1 p_1 + (1-\lambda) p_2$ gefunden wurde:
$\lambda = \frac{11}{15}$.

Da nun aber vorhin bei d. Berechnung von p angenommen wurde, daß schon zu Ende d. Ausströmung d. Spannung d. Dampfes bis auf p_2 herabgesunken sei, dieses nun aber wie schon erwähnt thatsächlich nicht d. Fall ist, sondern d. Sp. etwas größer als p_2 ist, so wird man nun diesen Fehler dadurch berichtigen, indem man ihn schätzungsweise in einer größeren Vergrößerung von λ berücksichtigt; demzufolge ist es am angemessensten zu setzen:

$$\lambda = \frac{4}{5} = 0{,}8 \quad \text{und somit} \quad p_3 = \frac{4}{5} e_1 p_1 + \frac{1}{5} p_2$$

Allgemein wird dieser Coeff. λ offenbar um so größer sein, je weniger p_3 abnimmt; p_3 nimmt aber während d. Ausströmung um so weniger ab, je kürzer d. Zeitdauer ist, während welcher d. Bewegung auf d. Weg $s - s_3$ stattfindet. Diese Zeitdauer ist aber um so kürzer, je kürzer d. Weg $s - s_3$ und je größer d. mittlere Kolbengeschw. c ist; d. Weg $s - s_3$ ist aber um so kleiner, je kleiner d. Voreilungswinkel α ist. Außerdem wird p_3 um so langsamer abnehmen, je größer d. Widerstände in d. Ausflußöffnungen sind, also je kleiner d. Öffnungsquerschnitte d. Dampfkanäle sind, und zwar wird gerade d. letzte besonders bestimmend für λ sein. Es ist also somit d. Coeff. λ um so größer, je größer d. mittlere Kolbengeschw. c, je kleiner d. Voreilungswinkel α und je kleiner d. Verhältniß d. Ausströmungsquerschnitts zum Cylinderquerschnitt ist. —

Diese gefundene Formel für p_3 und somit für d. mittlere Spannungsdifferenz p_i auf beiden Seiten d. Kolbens, nämlich:

$$p_i = (e_1 + \lambda_1) p_1 + (1 - e_3) p_3 - (e_2 + \lambda_2) p_2 - (1 - e_4) p_4$$

wo $\lambda_1 = \beta_1 (e + e_1) \frac{1 - \varepsilon_1^{n_1 - 1}}{n_1 - 1}$ u. $\lambda_2 = \beta_2 (1 + e - e_2) \frac{\varepsilon_2^{n_2 - 1} - 1}{n_2 - 1}$

ist nun aber gerade nicht besonders bequem, um dieselbe in ihrer vollkommenen Form zu brauchen. Wenn nun aber d. Verhältnisse nicht durchaus ungewöhnliche sind, so kann man zur Vereinfachung durchschnittliche Annahmen machen und damit p_i bestimmen. Es sei demgemäß angenommen d. Durchschnittswerte:

Äußere Spaltenbreite $a_2 = 0{,}25\,\rho = \frac{1}{4}$ d. [illegible]

Innere " " " $a_2 = 0{,}05\,\rho$.

ferner d. äußeren Breiten $= \rho \cdot \sin\alpha - a_1 = 0{,}1\,\rho$

also d. inneren Breiten $= \rho \cdot \sin\alpha - a_2 = 0{,}3\,\rho$

Hiernach sind nun d. Winkel $\alpha\ \alpha_1$ u. α_2 bestimmt, nämlich:

$$\alpha_1 = \frac{a_1}{\rho} = 14^\circ 29' \quad \text{und} \quad \alpha_2 = \frac{a_2}{\rho} = 2^\circ 52'$$

Man sieht hieraus, daß wie d. [illegible] α_1 sehr klein durchschnittlich ausfällt, so daß dessen Abweichung nicht gerechtfertigt ist. Ferner findet man nun:

$$\text{Verteilungswinkel} \quad \alpha = 20^\circ 29'$$

Mit diesen Werten von $\alpha\ \alpha_1$ u. α_2 findet man nun nach d. früher aufgestellten Formeln d. entsprechenden Verhältnisse:

$$e_1 = 0{,}910 \qquad e_3 = 0{,}977$$
$$e_2 = 0{,}959 \qquad e_4 = 0{,}997$$

d. [illegible] e_1 ist wesentlich nur als Maximalwert zu betrachten, welche beliebig vermindert werden kann, wenn durch einen besonderen [illegible] oder durch eine [illegible] eine frühere Absperrung d. Dampfes bewirkt wird; d. Werte von $e_2\ e_3\ e_4$ werden dadurch nicht verändert, sofern nur d. [illegible] richtig angeordnet ist, [illegible] sind diese nur bedingt aus d. Verhältnisse d. Verteilungsschieber.

Nun kann man auch d. Ausdruck $f_2 = e_2 + h_2 - (1-\lambda)(1-e_3)$ berechnen als Mittelwert, indem man ferner durchschnittlich setzt:

$$\lambda = 0{,}8 \qquad e = 0{,}05 \quad (\text{Ausdr. d. schädlichen Raumes})$$
$$u_2 = 1{,}15$$

und $\beta_2 = 1{,}05$ d. h. wenn im Durchschnitt angenommen wird, daß d. [illegible] zu Ende d. Ausströmung um 5 % [illegible] größer als d. mittlere [illegible] während d. Ausströmung geworden sei. Nun findet man:

$$\varepsilon_2 = \frac{1+e-e_2}{1+e-e_4} = 1{,}717$$

$$\text{und} \quad h_2 = 0{,}0538$$

und somit d. Durchschnittswert:

$$f_2 = 1{,}008$$

Was nun d. Ausdr. f_1: $\quad f_1 = e_1 + \lambda_1 + \lambda e_1 (1-e_3) - (1-e_4)$ so kann man natürlich, wenn e_1 nicht fest gegeben ist, diesen nicht als Durchschnittswert berechnen, man kann jedoch für $\lambda\ e_3\ e_4$ ihre Durchschnittswerte setzen und findet dann:

$$f_1 = 1{,}0184\,e_1 + \lambda_1 - 0{,}003.$$

Im Durchschnitt kann man also setzen d. mittlere Spannungsdifferenz auf beiden Seiten d. Kolbens:

$$p_i = f_1 p_1 - f_2 p_2 = (1{,}0184\,e_1 + \lambda_1 - 0{,}003)\,p_1 - 1{,}008\,p_2.$$

Um d. Gebrauch dieser Formel noch mehr zu erleichtern, kann man nun für verschiedene Werte von e_1 d. zugehörigen Werte von f_1 tabellarisch berechnen, und zwar wenn zuerst d.

entsprechenden Werthe von ε_1 u. λ_1 bestimmt sind. Aber wissen wir wieder verschiedene Annahmen zu machen bezüglich d. schädlichen Raums. Nimmt man durchschnittlich

$c = 0{,}07$ (was früher angeführten Gründen etwas größer als er wirklich ist)

ferner $n_1 = 1{,}125$ wobei angenommen, daß d. Dampf ohne Unterstützung in d. Cyl. eintritt

und endl. $\beta_1 = 0{,}95$

so ergeben sich d. Werthe von ε_1 λ_1 f_1, welche in d. Tabelle Seite 562 Redtenbacher zusammengestellt sind. – Außerdem sind in derselben Tabelle diejenigen Zahlen angegeben, um welche für ein bestimmten Füllungsgrad e_1 d. Cylinderdruck zu Ende d. Expansion kleiner ist als d. mittlere Cylinderdruck während d. Einströmung. Wie früher erwiesen konnte man annehmen, daß d. Zustandsänderung während d. Expansion d. Gesetz zu Grunde gelegt werden konnte:

$$pv^{n_1} = \text{Const}$$

Ist nun zu Anfang d. Expansion = Ende d. Einströmung d. Cylinderdruck $= \beta_1 p_1$ und d. Expansionsgrad d. Cylinderinhalts $= \varepsilon_1$ war, so ist demnach d. Cylinderdruck zu Ende d. Expansion:

$$= \beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1}$$

; d. Werthe von $\beta_1 \varepsilon_1^{n_1}$ sind nun für d. verschiedenen Füllungsgrade e_1 in d. Tabelle hinzugefügt.
Früher wurde angenäherter Weise stets dieselbe Cylinderdruck zu Ende d. Expansion $= e_1 p_1$ gesetzt, indem angenommen wird, daß $\beta_1 = 1$ sei; ferner kein schädlicher Raum vorhanden sei, $n_1 = 1$ genommen und infolgedessen $e_1 = 1$ also $\varepsilon_1 = e_1$ gesetzt wurde.
Vergleicht man nun diese Werthe von $\beta_1 \varepsilon_1^{n_1}$ mit d. entsprechenden Werthen d. Füllungsgrades e_1, so findet man, daß so lange $e_1 < \frac{1}{4}$ $\beta_1 \varepsilon_1^{n_1}$ etwas größer als e_1 ist und so lange $e_1 > \frac{1}{4}$, $\beta_1 \varepsilon_1^{n_1}$ etwas kleiner als e_1 ist; im Ganzen genommen stimmen dieselben demnach ziemlich überein, so daß es wohl als zulässig erscheint, wenn man $\beta_1 \varepsilon_1^{n_1} = e_1$ setzt, wenigstens zur Beurtheilung von Maschinen, wo ein genauerer Werth weniger verlangt wird. –
Um d. Formel für p_i verschiedener zum Gebrauch zu machen, kann man auch eine Tabelle mit doppeltem Eingang anfertigen, aus welcher man p_i direct entnehmen kann; man braucht nämlich p_i nur für verschiedene entsprechende Werthe von e_1 und d. Z. p_1 zu berechnen, wozu freilich nothwendig ist, bezüglich d. Z. p_2 durchschnittliche Annahmen zu machen. Nimmt man als Mittelwerth für Masch. ohne Condensation $p_2 = 1{,}1$ Atm
" " " " " Condensationsmasch. $p_2 = 0{,}2$ Atm,
so findet man die, in d. Tabellen Seite 562 u. 563 Redtenbacher's Resultate angeführten Werthe von p_i, aus welchen Tabellen man nun p_i direct entnehmen kann, wenn nur d. Z. p_1 und d. Füllungsgrad e_1 gegeben sind. –

Um nun endlich auch noch d. d. Nutzarbeit d. Dampfmasch. entsprechende Nutzspannung p_n und damit d. Nutzpferdestärke $N_n = \frac{F c a p_n}{75}$ berechnen zu können, muß man zuerst d. mittlere Spannungsdifferenz p_n kennen, welche d. Arbeit d. leer gehenden Masch. entspricht, es ist bekanntlich p_n derjenige Bruchtheil d. indicirten Spannungsdifferenz p_i bedeutet, welche auf Rechnung d. Arbeit d. leer gehenden Masch. kommt, d. h. auf Rechnung d. Arbeit, welche durch d. d. Masch. an und für sich eigenthümlichen Widerstände durch d. Pumpen und andere Hilfsvorrichtungen verbraucht wird. Zu diesen Widerständen gehören namentlich d. Reibungswiderstände und unter diesen besonders d. Reibungswiderstand d. Schwungradwelle in ihren Lagern. Zur Beurtheilung dieser Arbeit sind folgende Betrachtungen angestellt:

Es sei G d. Gew. d. Schwungradwelle einschliessl. d. Gew. d. Schwungrades und d_1 d. Durchmesser d. Welle in d. Lagern und endl. μ ein Reibungscoeff.: dann ist d. tangential am Umfang d. Welle wirkende Reibung für beide Lager zusammengenommen $= \mu G$ und ist d. Arbeit dieser Reibung für einen Doppelhub entsprechend einer Wellenumdrehung $= \mu G . \pi d_1$
für einen einfachen Kolbenhub also: $= \mu G \frac{\pi d_1}{2}$
Wird nun mit x für d. Augenblick derjenige Dampfdruck auf den Kolben bezeichnet, d. auf Rechnung dieses Reibungswiderstandes kommt, dann ist, wenn x in Atm. ausgedrückt, dieser Dampfdruck in Kgr. $= a . x$
und also für einen ganzen Kolben~~fläche~~ die Arbeit $= F a x$
und ist d. Arbeit für d. Dauer eines Kolbenhubs: $= F . a . x . S$; diese beiden Arbeiten müssen natürlich gleich sein, so dass man d. Gl. bekommt:

$$\mu G . \frac{\pi d_1}{2} = F a x S$$

also

$$x = \frac{\mu G \pi d_1}{2 F . a S} .$$

Für d. vorliegenden Zweck genügt es nun vollkommen statt d. wirksamen Kolbenfl. d. inneren Cylinderquerschnitt als $F = \frac{d^2 \pi}{4}$ zu setzen; man erhält dann:

$$x = \frac{2\mu}{a} \frac{G d_1}{d^2 S}$$

Wenn d. Welle in d. Lagern sorgfältig geschmiert erhalten wird, dann kann erfahrungsgemäss $\mu = 0,06$ bis $0,08$ gesetzt werden. Zumal es aber für d. Fall einer neu zu entwerfenden Maschine immer angezeigt ist, lieber etwas zu ungünstige als zu günstige Annahmen zu machen, so nimmt man besser:

$$\mu = 0,10$$

mit $a = 10333$ erhält man dann:

$$x = 0,00002 \frac{G d_1}{d^2 S} .$$

Was d. übrigen Reibungen (d. Kolben, d. Kolbenstange, d. Schieber, d. Kurbelmechanismus, d. Excenters etc.) betrifft, so muss man sich damit begnügen dieselben in Procent und Zahl zu veranschlagen. Um eine einfache empirische Formel für diesen betreffenden Teil an p_m zu bekommen, kann man annehmen, dass diese Widerstände als proportional d. Verhältnis d. Luft-Querschnitts zunehmen, wie dies sich ja [illegible] zunehmen aller Dimensionen und Gew. entspricht; [illegible] Gleichmässigkeit d. Arbeit kann man diesen Dampfdruck auf den Kolben dann setzen $= \frac{C}{d}$ unter C eine Constante verstanden, welche durch eine grosse Zahl von Versuchen bestimmt werden muss. Solche Versuche wurden vorzugsweise von Völckers vorgenommen und derselbe fand, dass bei 6 [illegible] Maschinen durchschnittlich gesetzt werden konnte:

$$C = 0,0227.$$

worin ausserdem d. auf Rechnung d. Arbeit d. Speisepumpe kommende Teil mit inbegriffen ist. Damit kann nun gesetzt werden:

$$p_m = 0,00002 \frac{G d_1}{d^2 S} + \frac{0,0227}{d} + p''_m$$

d. letzte Dampfdruck p''_m kommt nur bei Condensationsmasch. in Betracht, und rührt nicht zum Betrieb d. Kaltwasserpumpe und Luftpumpe ~~[illegible]~~ erforderliche Arbeit; für Masch. ohne Condensation ist dieser Summand natürlich $= 0$.
Um diesen letzteren Dampfdruck nun aber näher bestimmen zu können, müssen zuvor d. Condensationsverhältnisse etwas genauer untersucht werden. Es sei zu diesem Zweck $t' =$ Temp., welche durchschnittlich im Condensator herrscht und $p' =$ Sp. d. gesättigten Wasserdampfs, welche dieser Temp. t' entspricht; es kann aber noch [illegible]

nicht gesetzt werden, daß diese Sp. p' im ganzen Kondensator herrscht, indem in demselben sich außer d. Wasser und Dampf auch noch atm. Luft befindet, welche mit d. Kühlwasser oder durch Undichtheiten d. Kondensators hindurch in diesen hineingelangt. Es sei daher p'' d. mittlere Gesammtdruck im Kondensator, also $p''-p'$ d. Theil d. Kondensatordrucks, welcher auf Rechnung d. im Kondensator befindlichen Luft gesetzt werden muß. Ferner sei n d. Zahl, welche angibt wieviel kgr Kühlwasser erforderlich sind, um 1 kgr Dampf zu condensieren; bezeichnet man mit D d. in kgr ausgedrückte stündliche Dampfverbrauch, so ist nD kgr d. p. Stunde zur Kondensation d. abgehenden Dampfes erforderliche Kühlwassermenge; d. Temperatur dieses Kühlwassers sei $= t_0$.

Gewöhnlich geschieht nun bekanntlich d. Kondensation in d. Weise, daß dieses Kühlwasser von d. Temp. t_0 in Form eines Strahls in d. Kondensator eingespritzt wird, und hier durch Vermischung mit d. vom Cyl. kommenden Dampf diesen letztern condensiert. Unter anderen Umständen, namentlich bei Dampfschiffmaschinen findet man sich auch Oberflächen-Kondensatoren, wobei d. Kühlwasser außen um d. dünnwandigen Kondensator geleitet wird, um hier durch Wärme-Wirkung d. im Kondensator d. nöthige Wärmemenge zu entziehen und somit d. Dampf zu condensieren. – Zunächst soll nun jedoch d. erstere Kondensationsverfahren, d. sogenannte Einspritzcondensator, betrachtet werden:

Es handelt sich dann zunächst um d. Beziehung, welche stattfinden muß zwischen d. Temp. t_0 und t'; je größer nämlich n ist d. h.: mit um so größerer Unterschied von Kühlwasser in d. Kondensator eingespritzt wird, um so kleiner wird t' sein und umgekehrt; es besteht also natürlich eine Beziehung zwischen t_0, n und t'. Um nun n als Funktion von t_0 und t' auszudrücken, diene folgende Betrachtung: d. in d. Kondensator eingespritzte Kühlwasser erfährt durch d. Mischung mit d. Dampf eine Temperaturerhöhung auf d. Temp. t' von d. Temp. t_0 an. Bezeichnet man nun mit q' d. Flüssigkeitswärme welche d. Temp. t' und mit q_0 d. Flüssigkeitswärme, welche d. Temp. t_0 entspricht, so ist d. Wärmemenge, welche d. Kühlwasser für 1 kgr mitgetheilt wird, indem dessen Temp. von t_0 auf t' steigt: $= q'-q_0$
und also für n kgr $= n(q'-q_0)$.

Diese Wärmemenge muß natürlich nun gleich derjenigen sein, welche d. vom Cyl. kommende Dampf im Kondensator verliert, indem er sich in Wasser von d. Temp. t' verwandelt.

Ist nun t d. Temp. und y d. verhältnißmäßige Dampfmenge nach d. wenigen feuchten Wasserdampfes und ist ferner q d. Flüssigkeitswärme und ρ d. innere Verdampfungswärme, welche d. Temp. t' entspricht, so ist bekanntlich d. Körperwärme dieses Dampfes von feuchtem Wasserdampf d. Körperwärme von Wasser von 0°: $= q + y\rho$.

Wenn sich dieser Dampf nun als condensiert hat in Wasser von d. Temp. t', so ist d. Unterschied d. Körperwärme d. Dampfes von d. Temp. t über d. Wasser von d. Temp. t' erhalten:

$$= q + y\rho - q'.$$

Dieser durch d. Kondensation bewirkte Verlust an Körperwärme muß natürlich gleich sein d. obigen d. Kühlwasser zugeführten Wärmemenge, also:

$$n(q'-q_0) = q + y\rho - q'$$

$$\text{also} \quad n = \frac{q + y\rho - q'}{q'-q_0}$$

Da nun d. spec. Wärme d. Wassers nur sehr wenig mit d. Temp. zunimmt, so können d. Flüssigkeitswärmen $q\ q'\ q_0$ = d. entsprechenden Temperaturen $t\ t'\ t_0$ gesetzt werden, so daß man dann hat:

$$n = \frac{t + y\rho - t'}{t'-t_0}.$$

Welchen Werth man d. Coeff. y hier hat, wird sich später zu bestimmen sein mit Sicherheit. Man kann freilich d. Feuchtigkeitsgehalt d. Dampfes zu Ende d. Expansion berechnen; indessen findet bei d.

Ausströmung wieder eine theilweise Verdampfung statt, so daß y, welches während d. Expansion verhältnißmäßig klein geworden sein kann, bei d. Ausströmung wieder ziemlich zugenommen haben wird. Um nun auf keinen Fall eher zu ungünstig als zu günstig zu rechnen, ist es angemessen y ziemlich groß zu nehmen, so daß man etwa $y = 1$ annehmen wird entsprechend d. Annahme, daß d. Dampf vollkommen trocken in d. Condensator eintrete; unter diesen Umständen ist nun:

$$n = \frac{t+\rho-t'}{t'-t_1}$$

Diese Formel läßt sich aber noch weiter vereinfachen mit Rücksicht darauf, daß d. Größe $t+\rho$ nur äußerst wenig veränderlich ist. Es ist nämlich d. Sp. d. Dampfes zu Ende d. Expansion:

$p =$	½ Atm	1	1½	2
die d. Temp. entspr.: $t =$	81,7	100	111,7	120,6
und entsprechend $\rho =$	510,8	496,3	487,0	480,0
folglich: $\rho+t =$	592,5	596,3	598,7	600,6

Also ändert sich d. ziemlich weiten Grenzen ½ u. 2 Atm, ändert sich $\rho+t$ doch nur äußerst wenig, so daß es wohl zulässig erscheint für $t+\rho$ einen Durchschnittswerth einzuführen:

$$t+\rho = 600$$

dann erhält man:

$$n = \frac{600-t'}{t'-t_1}$$

Gewöhnlich nimmt man nun $n = 20$ d.h. d. Kaltwasserpumpe ist mit solchen Dimensionen zu versehen, daß dieselbe für jedes Kgr. abgehenden Dampfes 20 Kgr. Kühlwasser herbeischaffen kann.
Wird dann weiter beabsichtigt im Condensator eine durchschnittliche Dampfsp. $p' = \frac{1}{10}$ Atm zu erhalten, entsprechend einer Temp. $t' = 46°$, so hätte man demnach d. Kühlwasser mit einer Temp. t_1 zuzuführen: $t_1 = 18°$.
Solches Kühlwasser wird also schon ziemlich an d. geringste Sp.- und Temp.-Erniedrigung heranzuführen. Wird d. Wasser direkt einem Brunnen entnommen, so ist seine Temp. immer kleiner als 18°, so daß man also mit kleinerem n d.h. weniger Kühlwasser auskommen könnte, od. wenn man dennoch dieselbe Kühlwassermenge beibehalten wollte, könnte man eine kleinere Sp. als $\frac{1}{10}$ Atm im Condensator erreichen. Mit Rücksicht auf d. größere Wärme im Sommer sowie andere Umstände entsprechend erscheint es indessen auch unter diesen Umständen nicht angemessen, d. größere Kälte d. Kühlwassers weiter zu berücksichtigen, sondern einfach auch hier durchweg $n = 20$ und $p' = 0{,}1$ Atm zu nehmen. —

Weiter fragt es sich [illegible].

Für d. Fall eines Oberfl.-Condensators ändert sich d. Formel für n sonst nur darin, daß man für t' — t_2 setzt, unter t_2 d. Temp. d. Kühlwassers verstanden, womit dasselbe aus d. Oberfl. d. Condensators abfließt, indem dann nicht $t'-t_1$ nur t_2-t_1 d. Erhöhung d. Temp. d. Kühlwassers bezeichnet, wenn sonst alle Beziehungen beibehalten werden; in diesem Fall hat man also:

$$n = \frac{600-t'}{t_2-t_1}$$

für diesen Fall ist natürlich diese Temp.-Erhöhung t_2-t_1 kleiner als vorhin, und somit auch n größer, d.h. man gebraucht bei einem Oberfl.-Condensator verhältnißmäßig mehr Kühlwasser als bei d. oben besprochenen sogenannten Einspritzcondensator. —

Im Allgemeinen kann man nun d. Temp. t', welche durchschnittlich im Condensator stattfindet, festgesetzt und somit d. Sp. p' d. Wasserdampfes als gegeben betrachten. Hiermit hat man aber noch nicht d. Gesammtsp., welche im Condensator herrscht, mit Rücksicht auf d. Sp. $p''-p'$ welche d. Luft entspricht, die theils mit d. Kühlwasser und theils durch Undichtigkeiten in d. Condensator hereinkommt. Es fragt sich somit nun, wieviel d. durchschnittlich im Condensator stattfindende Gesammtdr. p'' größer ist als d. Dr. p' d. vom Cyl. kommenden gesättigten Wasserdampfes. Wie schon erwähnt, wird dieser Umstand theils durch d. mit d. Kühlwasser sich entwickelnde atm. Luft bedingt. Um dieses nun in Rechnung zu ziehen sei l = d. Luftvolumen, welches sich aus 1 cubm. Kühlwasser entwickelt, wenn dasselbe d. Temp. 0° hat und unter normalem atm. Luftdruck steht. Im Innern d. Condensators entwickelt sich aber d. Luft aus d. Kühlwasser nicht unter d. Temp. 0 sondern unter d. Temp. t' und nicht unter normalem Atmosph. sondern unter d. Dr. $p''-p'$, so ist demzufolge d. Luftvolumen, welches sich aus 1 cubm Kühlwasser entwickelt unter der derjenigen Temp. und Dr., welche d. Luft im Condensator thatsächlich besitzt, ist:

$$= \frac{l}{p''-p'} \cdot \frac{T'}{273}$$

Nimmt man nun an, daß d. Kühlwasservolumen in Folge dieser Luftentwicklung dasselbe geblieben ist, so muß zu jedem 1 cubm Wasser, welches von d. Kaltwasserpumpe hinein in d. Condensator geschafft wird, d. Volumen $1 + \frac{l}{p''-p'} \cdot \frac{T'}{273}$ von d. Luftpumpe (Warmwasserpumpe) hinausgeschafft werden.
Außerdem entwickelt sich aber durch 1 cubm Kühlwasser auch noch durch Condensation d. vom Cyl. kommenden Dampfes Wasser und zwar $\frac{1}{n}$ cubm, so daß demnach d. Luft- oder Warmwasserpumpe d. Volumen $1 + \frac{l}{p''-p'} \cdot \frac{T'}{273} + \frac{1}{n}$ hinausschaffen muß, während d. Kaltwasserpumpe 1 cubm Kühlwasser hineinschafft. Bezeichnet man also mit:

V_1 d. Volumen, welches vom Kolben der Kaltwasserpumpe u.
V_2 " " " " " d. Luft- oder Warmwasserpumpe während eines einfachen Kolbenspiels d. Masch. durchlaufen wird, wobei angenommen wird, daß beide Pumpen doppelt wirkend sind, (sind sie nur einfach wirkend so ist unter V_1 d. halbe Volumen zu verstehen, welches vom Kolben d. Kaltwasserpumpe und unter V_2 d. halbe Vol., welches vom Kolben d. Warmwasserpumpe zu einfachen Kolbenspiel d. Masch. durchlaufen wird) und nimmt man ferner an, daß d. Lieferungsgrad d. Luftpumpe = $\frac{9}{10}$ d. Lieferungsgrades d. Kaltwasserpumpe ist, so muß offenbar sein:

$$1 + \frac{l}{p''-p'} \cdot \frac{T'}{273} + \frac{1}{n} = 0{,}9\,\frac{V_2}{V_1}$$

Und hieraus

$$p''-p' = \frac{l\,T'}{273\left(\frac{V_2}{V_1} - 1 - \frac{1}{n}\right)}$$

Man erkennt hieraus, daß d. im Condensator stattfindende Dr. d. Luft wesentlich von d. Lieferungsfähigkeit d. beiden genannten Pumpen abhängt.
Setzt man nun folgende Durchschnittswerthe ein:

$$T' = 273 + t' = 273 + 46°$$

entsprechend einer durchschnittlichen Atmosph. $p' = \frac{1}{10}$ Atm im Condensator, und

$$n = 20$$

und endl. l = d. im 1 cubm Wasser bei d. Temp. 0 und unter normalem Atmosph. befindliche Wasservolumen = $\frac{1}{15}$ setzt, wo $l = \frac{1}{15}$ als ein durchschnittlicher max Werth zu betrachten ist, so hat man:

$$p'' = p' + \frac{0{,}0864}{\frac{V_2}{V_1} - 1{,}17}$$

Hierbei ist aber nun noch zu bemerken, daß d. Berechnung dieser Dr.-differenz $p''-p'$ = Dr. d. atm. Luft im Condensator, sich nur bezieht auf d. Luft, welche sich aus d. Kühlwasser entwickelt. In Folge d. bedeutenden Dr.-Unterschiedes im Condensator u. d. umgebenden freien Atm. Luft kann aber auch Luft von Außen her durch etwa vorkommende Undichtigkeiten d. Condensators hineinkommen, welchen Umstand man aber natürlich nur schätzungsweise berücksichtigen kann. Dieses ist dadurch geschehen, daß man d. durchschnittliche Gesammtdr. p'' noch um 0,02 Atm erhöht und somit also nun setzt:

$$p'' = p' + \frac{0{,}0864}{\frac{V_2}{V_1} + 1{,}7} + 0{,}02 \quad \text{in Atm.}$$

d. Verhältniß d. Räume $\frac{V_2}{V_1}$, welche gleichzeitig von d. wirksamen Kolbenfl. d. Luft- und Kaltwasserpumpe durchlaufen werden, kann durchschnittlich = 4 gesetzt werden, und man bekommt dann:

$$p'' = p' + 0{,}03 + 0{,}02 = p' + 0{,}05 \quad \text{in Atm.}$$

Man ersieht aus dieser Formel, daß es wichtig ist, d. Verhältniß $\frac{V_2}{V_1}$ möglichst groß zu nehmen, indem damit d. Gesammtdr. p'' im Condensator am kleinsten wird. –

Handelt es sich um einen Oberfl.-Condensator, so fällt natürl. in d. Ausdruck p'' d. 2te Summand auf d. rechten Seite ganz weg, indem hier gar kein Wasser von außen in d. Condensator hineingeführt wird, und aus diesem Grund also auch keine Luftentwicklung stattfinden kann, während durch Undichtigkeiten dies wohl geschehen kann; man hat also in diesem Fall:

$$p'' = p' + 0{,}02 \quad \text{in Atm.} –$$

Was nun d. Größen V_1 u. V_2 betrifft, so sei D_1 d. Dampfverbrauch d. Masch. pro einfachen Kolbenschub ausgedrückt in Kgr.; d. Gew. d. nöthigen Kühlwassers ist dann = $n D_1$ pr. einfachen Kolbenschub d. Masch. und somit d. Volumen desselben = $\frac{n D_1}{1000}$ cubm. Nimmt man nun d. Lieferungsgrad d. Kaltwasserpumpe zu 0,9 an, so muß offenbar sein:

$$0{,}9\, V_1 = \frac{n D_1}{1000}$$

Ist ferner D d. Dampfverbrauch d. Masch. pr. Stunde, also pr. $120\,u$ Hübe d. Masch. und somit:

$$D_1 = \frac{D}{120\,u}$$

Dies eingesetzt, bekommt man d. Bestimmungsgl. für d. notwendige Volumen, welches d. wirksame Kolbenfl. d. Kaltwasserpumpe pr. einfachen Hub d. Masch. durchlaufen muß:

$$V_1 = \frac{n D}{108000\,u} \quad \text{cubmtr.}$$

und dann erhält durchschnittlich: $V_2 = 4$ bis $4{,}5\, V_1$. –

Nunmehr kann auch p_m d. h. derjenige Theil d. [illegible] mittleren Spannungsdifferenz pro Arbeit d. [illegible] entsprechende mittlere Spannungsdifferenz p_m berechnet werden, welche dazu verbraucht wird um d. Nebenarbeiten d. Luft- u. Kaltwasserpumpe zu ziehen.
Um dieses p_m zu berechnen soll zunächst von allen Nebenwiderständen, besonders d. Reibungswiderständen abgesehen werden.
Es sei nun h d. Förderhöhe d. Kaltwasserpumpe; dann ist offenbar d. zur Hebung d. pr. einfachen Hub d. Masch. nöthigen Kühlwassermenge $n D_1$ erforderliche Arbeit
in Kgrm. $= n D_1 h =$ Nutzarbeit d. Kaltwasserpumpe.
Was nun d. Arbeit d. Luftpumpe betrifft, so hat dieselbe erstens d. Kühlwasser d. von d. Kaltwasserpumpe hineingeschaffte Wassergew. $n D_1$ pr. Hub sowie d. durch Condensation d. Dampfs entstandene Wassergew. D_1 hinauszuschaffen aus d. Condensator, d. h. d. Gew. $(n+1) D_1$ od. d. Volumen $\frac{(n+1)}{1000} D_1$ hinauszuschaffen, wobei abzusehen ist, daß d. Gew. d. Luft mitwirkenden ..., wie dies annähernd sich auch schon bei Lebhaft ... geschehen darf. Dieses Wasservolumen muß nun aus d. Condensator, in welchem d. mittlere Dr. p'' herrscht, in einen Raum hinausgeschafft werden, wo d. Dr. = d. atm. Dr. ist; hierzu ist offenbar eine Arbeit erforderlich:

$$= \frac{(n+1)}{1000} D_1 \,(1 - p'')\, a \quad \text{in Kgrm.}$$

unter a bekanntlich d. normale Atm.-Dr. $= 10333$ Kgr pr. □ mtr verstanden.

Setzt man nun durchschnittlich d. Spannungsz. im Condensor $p'' = 0{,}15$ Atm entsprechend einem mittleren Dr. d. Dampfes $p' = 0{,}1$ Atm, also $1 - p'' = 0{,}85$, so hat man diese Arbeit:

$$= 0{,}00085\,(n+1)\,a\,D_{,}$$

Außerdem muß aber d. Luftpumpe auch noch d. in d. Condensor hineingekommene Luft von d. Dr. $p''-p'$ auf d. Dr. d. atm. Luft comprimiren und dann diese comprimirte Luftmenge in d. atm. Luft aus d. Condensor hinausschaffen. Diese Arbeit pro 1 kgr. ist bekanntlich verschieden je nach d. Umständen, unter denen diese Compression stattfindet. Im vorliegenden Fall kann man offenbar d. Compression d. Luft als bei constanter Temp. t' stattfindend annehmen, indem d. Luft sich immer in Berührung mit einer verhältnißmäßig großen Wassermenge befindet, deren Temp. durchschnittlich während d. Vorgangs $= t'$ angenommen werden kann. Nach d. mechanischen Wärmetheorie ist dann bekanntlich d. zu dieser Compression erforderliche Arbeit, da d. Dr. d. atm. Luft in Atm $= 1$ ist:

pro 1 kgr. Luft: $$= R\,T'\,\ln\left(\frac{1}{p''-p'}\right).$$

Um nun d. ganze Arbeit zu erhalten, muß diese Arbeit multiplicirt werden mit d. Luftquant., welche pro einfachen Kolbenhub d. Maschine sich im Condensator entwickelt und daher wieder hinausgeschafft werden muß. Nun ist aber d. Wasserquant., welches pro einfachen Hub von d. Kaltwasserpumpe in d. Condensor hineingeschafft wird $= n\,D_{,}$ kgr und sein Volumen $= \frac{n\,D_{,}}{1000}$ cubm.; mit diesem Volumen Wasser entwickeln sich nun pro 1 cubm unter d. normalen atm. Dr. und unter d. Temp. 0° l cubm Luft, also im Ganzen

$$\frac{n\,D_{,}\,l}{1000}$$

Jedoch aber gleichzeitig auch noch von außen her Luft durch Undichtigkeiten in d. Condensor hineinkommen kann, so ist d. Luftvolumen, welches pro einfachen Hub in d. Condensor hineingebracht wird, größer als $\frac{n\,D_{,}\,l}{1000}$ und daher etwa $= \frac{n\,D_{,}\,l'}{1000}$ gesetzt.

Dieses Volumen ist nun noch zu multipliciren mit d. spec. Gew. d. Luft. Bekanntlich kann man aber dieser Zustandsänderung d. Luft d. Gesetz zu Grunde legen:

$$p\,v = R\,T$$

und somit wird d. spec. Gew. $= \frac{1}{v} = \frac{p}{R\,T}$ und hieraus insbesondere d. spec. Gew. d. atm. Luft bei normalem Atmosph. und d. Temp. 0, indem man setzt: $T = 273$ und $p = a$:

$$\frac{1}{v} = \frac{a}{273\,R}$$

Demnach ist d. Luftquant., welche sich mit $\frac{n\,D_{,}}{1000}$ cubm Kühlwasser bei d. Temp. 0 und d. normalen atm. Dr. entwickelt:

$$= \frac{n\,D_{,}\,l'}{1000}\cdot\frac{a}{273\,R}$$

und daher d. Luftquant., welche sich mit $\frac{n\,D_{,}}{1000}$ cubm Kühlwasser bei d. im Condensor stattfindenden Luftdr. $p''-p'$ und d. Temp. t' entwickelt:

$$= \frac{n\,D_{,}\,l'}{1000}\cdot\frac{a}{273\,R}\cdot\frac{T'}{273}\cdot\frac{1}{p''-p'}$$

und somit endl. d. Arbeit, welche zur Compression d. Luft im Condensor von d. Dr. $p''-p'$ auf d. normalen Atmosph. pro einfachen Hub erforderlich ist:

$$= R\,T'\,\ln\left(\frac{1}{p''-p'}\right)\cdot\frac{n\,D_{,}\,l'}{1000}\cdot\frac{a}{273\,R}\cdot\frac{T'}{273}\cdot\frac{1}{p''-p'}$$

Setzt man nun durchschnittlich: $l' = \frac{1}{9}$

und annähernd: $p''-p' = 0{,}05$ und $T' = 273 + 46$ entsprechend einem mittleren Dampfdr. p' im Condensor $= 0{,}1$ Atm, so kann man diesen Ausdruck für d. von d. Luftpumpe aufzuwendende Compressionsarbeit pro einfachen Hub auch schreiben ungefähr:

$$= 0{,}0006\,n\,a\,D_{,}\quad \text{kgrm.}$$

Damit ergibt sich nun für d. Arbeitsverluste d. Kolbenreibungs- und Luftpumpen zusammengenommen d. Ausdruck:

$$\left[\frac{nh}{a} + 0{,}00085(n+1) + 0{,}0004n\right] a D_1.$$

Bei d. Berechnung dieser aus d. Kolbenreibung u. Luftpumpe zusammen zu entstehenden Arbeit d. Maschinenwiderstände wurden aber alle Reibungswiderstände und sonstige Nebenwiderstände nicht berücksichtigt. Dies soll nun dadurch ausgeglichen werden, indem man d. ganzen Ausdruck um 50 % erhöht, was jedenfalls genügend groß ist. Diese Arbeit muß dann natürlich auch gleich sein d. Arbeit welche d. Theil p_m d. mittleren Spannungsdifferenz p_m, welcher d. dem ganzen Maschine entspricht, im Cyl. auf d. Weg d. einfachen Kolbenhubes S verrichtet, also muß gleich sein d. Arbeit $\delta S a p_m$ in Kgm, und setzt so man nun d. Bestimmungsgleichung:

$$1{,}5\left[\frac{nh}{a} + 0{,}00085(n+1) + 0{,}0004n\right] a D_1 = \delta S a p_m$$

Also $$p_m = 1{,}5\left[\frac{nh}{a} + 0{,}00085(n+1) + 0{,}0004n\right]\frac{D_1}{\delta S}$$

Diesen Ausdruck kann man nun noch etwas vereinfachen, indem man annähernd setzt: $85(n+1) = 90n$ und ferner für D_1 seinen Werth einsetzt: $D_1 = \frac{D}{120n}$; man erhält dann:

$$p_m = 0{,}00015\, n\,(h + \overset{13}{15})\frac{D}{120\,\delta S n}$$

Nun kennt man auch p_m bereits nach d. früher gefundenen Formel:

$$p_m = 0{,}00002\frac{G d_1}{d^2 S} + 0{,}0227\frac{}{d} + p_m.$$

Letzteres erfordert nun d. Größe G, nämlich d. Gew. d. Schwungrades und d. Schwungradwelle eine genauere Besprechung. Man kann dieses Gew. G nämlich zerlegen in d. Gew. d. Schwungrades und in d. Gew. d. Schwungradwelle und dann wiederum d. Gew. d. Schwungrades zerlegen in d. Gew. d. Schwungringes und in d. Gew. d. Armsystems. Im Allgemeinen wird es nun so eingerichtet, daß d. Gew. d. Armsystems $= \frac{3}{10}$ d. Gew. d. Schwungringes ist, so daß man setzen kann, wenn G_1 d. Gew. d. Schwungringes und G_2 d. Gew. d. Schwungradwelle ist:

$$G = 1{,}3\,G_1 + G_2.$$

D. Gew. G_1 d. Schwungringes ist nun wesentlich bedingt durch d. verlangten Gleichförmigkeitsgrad d. Gang d. Maschine. Im Allgemeinen kann man nun 2 Arten Ungleichförmigkeiten d. Gangs unterscheiden: nämlich erstens, daß d. ~~Geschw.~~ d. Maschine sich von Perioden zu Perioden d. Last ändert, wo man als Periode etwa einen Kolbenhub annehmen kann; gegen diese Geschw.-Veränderlichkeit schützt d. Schwungrad nicht, sondern diese muß verhindert werden durch d. Schwungkugelregulator. Außerdem kann aber auch während einer Periode eine Ungleichförmigkeit in d. Gang d. Schwungradwelle stattfinden, und diese ist es, welche durch d. Schwungrad in möglichst enge Grenzen gehalten werden soll. Es kommt nun zunächst darauf an, diesen Ungleichförmigkeitsgrad mathematisch näher zu bestimmen:

Angenommen d. mittlere Geschw. sei in allen Perioden gleich, d. h. d. Geschw. werde durch d. Schwungkugelregulator in allen Perioden ganz gleich gehalten, dann sei v d. mittlere Geschw. d. Kurbelzapfens während einer Periode, und da d. Geschw. in allen Perioden gleich sein soll, so v d. mittlere Geschw. d. Kurbelzapfens überhaupt. Im Laufe d. Periode ändert sich nun aber v von einem max $= V$ und zu einem min $= v_1$; allgemein kann v mehrere max und entspr. ebensoviele min haben, es sei aber

v' d. absolut max und v'' d. absolut min von v, unter d. Ungleichförmigkeitsgrad d. Lauf d. Kurbelwelle soll dann d. Quotient $\delta = \frac{v'-v''}{v}$ verstanden werden.

Man kann sich nun d. Aufgabe stellen, d. Dimensionen d. Schwungrades so zu bestimmen, daß dieses δ einen verlangten Werth bekommt. Dieser Ungleichförmigkeitsgrad δ ist natürlich abhängig von d. Verwendung d. Dampfm. für d. Zweck einer Spinnerei, wo eine große Gleichförmigkeit in d. Lauf verlangt werden muß, muß z. B. δ ziemlich klein sein, während unter andern Umständen δ auch wieder größer sein darf. Im Allgemeinen wird gegeben sein

$$\delta = \frac{1}{20} - \frac{1}{80}.$$

Von diesem δ ist nun besonders d. Gew. G d. Schwungringes abhängig zu machen. Nun ist aber G nicht unmittelbar abhängig von δ sondern d. Beziehung [illegible] ist d. Beziehung von δ zu d. auf d. Kurbelzapfen reducirten gesammten rotirenden Masse, unter letzterer verstanden d. Masse, welche, wenn sie am Kurbelzapfen concentrirt wäre, jeden Augenblick eine ebenso große lebendige Kraft entwickeln könnte, als bei wirklich [illegible] d. Vertheilung rotirende Masse [illegible].

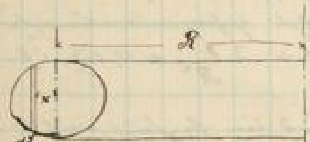
Ist nun M d. auf d. Kurbelzapfen reducirte gesammte rotirende Masse, wenn nun d. Kurbellänge $= \frac{s}{2} = r$ bezeichnet und mit R d. Radius d. Mittellinie d. Schwungringes bezeichnet ist, dann ist bekanntlich d. auf d. Mittellinie d. Schwungringes reducirte gesammte rotirende Masse:

$$= M\frac{r^2}{R^2}.$$

Diese Masse besteht nun hauptsächlich aus d. auf d. Mittellinie d. Schwungringes reducirten Masse d. Schwungringes selbst; ist nun M_1 d. Masse d. Schwungringes so ist d. auf d. Mittellinie d. Schwungringes reducirte Masse d. Schwungringes etwas größer als M_1, nämlich:

$$= M_1\left(1 + 3\frac{\rho^2}{R^2}\right)$$

unter ρ d. Trägheitshalbmesser d. Schwungringquerschnittes in Bezug auf eine mit d. Wellenaxe parallele Schwerpunktsaxe verstanden, wo d. Schwungringquerschnitt symmetrisch in Bezug auf diese Schwerpunktsaxe ist. Man findet dieses Resultat folgendermaßen:



Es sei dF ein zur Schwerpunktsaxe paralleler, in d. Entfernung x von dieser, Flächenstreifen d. Querschnitts. Man kann nun d. Schwungring in eine Menge ringförmiger Elemente zerlegt denken, deren Querschnitte solche Flächenstreifen sind, und von denen dF einer ist. d. Inhalt eines solchen ringförmigen Elements ist offenbar:

$$= 2\pi(R+x)\,dF$$

und folgt, wenn μ d. spez. Masse bezeichnet, d. Masse eines solchen Elements $= \mu\,2\pi(R+x)\,dF$; das Trägheitsmoment dieses ringförmigen Elements in Bezug auf d. Drehungsaxe ist somit:

Nach Weglassung d. [illegible]: $= \mu\,2\pi\,(R+x)^3\,dF$

und folgt d. Trägheitsmoment d. ganzen Schwungringes in Bezug auf d. Wellenaxe:

$$= \mu\,2\pi\int(R+x)^3\,dF = \mu\,2\pi\int(R^3 + 3R^2x + 3Rx^2 + x^3)\,dF$$

wobei dieses Integral über d. ganzen Querschnitt d. Schwungringes auszudehnen ist. Dieses Integral zerfällt nun also in mehrere einzelne Theile; es ist zunächst offenbar:

$\int R^3\,dF = R^3F$, ferner $\int x\,dF = 0$, mit Rücksicht darauf, daß d. Axe, auf welche d. x bezogen sind, Schwerpunktsaxe d. Querschnittes d. Schwungringes ist. Ferner ist:

$\int x^2 dF$ offenbar = d. Trägheitsmoment d. Schwungringquerschnitts in Bezug auf d. Schwerpunktslage also $= F\varrho^2$ unter F d. Querschnittsfl. und unter ϱ d. gewöhnlichen Trägheitshalbmesser verstanden

und d. $\int x^3 dF$ wird $= 0$, weil d. Querschnittsfl. symmetrisch sein soll in Bezug auf d. Schwerpunktslage, nach welcher d. x bezogen sind.

Somit ist also d. Trägheitsmoment d. Kugel in Bezug auf seine Drehungsachse:

$$= \mu\, 2\pi \left[R^3 F + 3 R F \varrho^2 \right]$$

$$= \mu\, 2\pi R^3 F \left[1 + 3 \frac{\varrho^2}{R^2} \right]$$

Nun ist aber bekanntlich d. Volumen d. Kugel = d. Querschnitt d. Kugel, mal d. Weg, welchen d. Schwerpunkt d. Querschnitts durchläuft, also hier $= F\, 2\pi R$ und somit d. Masse d. Kugel $= M_1 = \mu\, 2\pi R F$ und folgl. kann man d. Trägheitsmoment d. Kugel in Bezug auf d. Wellenachse auch schreiben:

$$= M_1 R^2 \left[1 + 3 \frac{\varrho^2}{R^2} \right].$$

und demnach:

$$M_1 \left[1 + 3 \frac{\varrho^2}{R^2} \right]$$ d. auf d. Mittellinie d. Schwungrings reducirte Masse derselben.

Um d. auf d. Mittellinie d. Schwungrings reducirt gesammt schwingende Masse zu bekommen, kommt zu dem oben Gefundenen nun noch auf d. Ringmittellinie reducirte Masse d. Armsystems. Haben diese Radarme eine gebräuchliche Form, d.h. haben dieselben an Innen und Außen immer denselben Querschnitt und man dieselben sich erstreckend von d. geometrischen Drehungsachse bis zur Mittellinie d. Schwungrings, so ist bekanntlich d. auf d. Mittellinie d. Kugel reducirte Masse dieses Armsystems $= \frac{1}{3}$ d. Masse d. Armsystems selber. Ferner wird nun allgemein angenommen, daß d. Gew. d. Armsystems $= \frac{3}{10}$ d. Gew. d. Schwungrings sei, also d. Masse d. Armsystems auch $= \frac{3}{10}$ d. Masse d. Schwungrings $= \frac{3}{10} M$. d. auf d. Mittellinie d. Schwungrings reducirte Masse d. Armsystems wird demnach etwas kleiner als $\frac{1}{3} \cdot \frac{3}{10} M_1 = 0{,}1\, M_1$. Da man aber außer d. genannten auch noch d. Masse d. Schwungradwelle sowie d. Masse d. übrigen etwa noch mitschwingenden Theile hinzuzunehmen, so kann man diese zusammengenommen reducirt auf d. Ringmittellinie $= 0{,}1\, M$ annehmen, so ist d. gesammte schwingende Masse reducirt auf d. Ringmittellinie $= M_1 \left(1 + 3 \frac{\varrho^2}{R^2} + 0{,}1 \right)$ d.

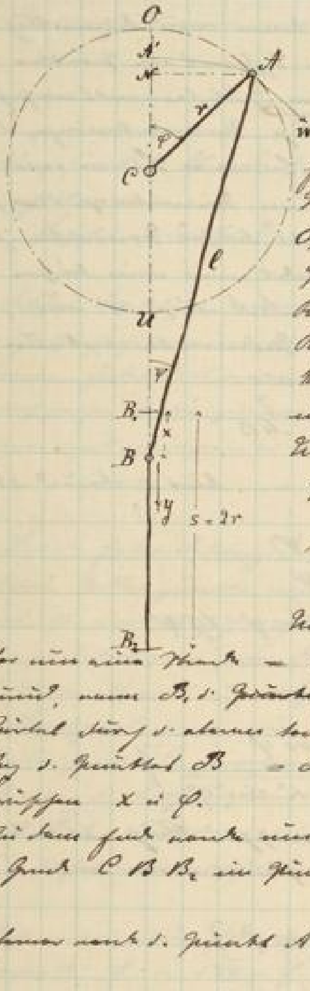
$$\text{Also} \quad M \frac{r^2}{R^2} = M_1 \left(1 + 3 \frac{\varrho^2}{R^2} + 0{,}1 \right)$$

Da d. Querschnittsdimensionen d. Schwungrings nur klein sind im Vergleich mit d. Radius d. Kurbel so kann man annähernd mit genügender Genauigkeit setzen:

$$M \frac{r^2}{R^2} = \frac{10}{9} M_1$$

und folgl. d. Gew. d. Schwungrings: $G_1 = M_1 g = 0{,}9 \left(\frac{r}{R} \right)^2 M g$ unter g d. Beschl. d. Schwere $= 9{,}81$ verstanden.

Um d. Beziehung zwischen d. Ungleichförmigkeitsgrad δ und diesem Gew. G_1 zu bekommen, ist es vorerst noch nöthig, daß d. Kurbelumfangsmoment etwas näher betrachtet wird, wobei jedoch d. endliche Länge d. Kurbelstange mit berücksichtigt werden muß, indem an dieser verhältnißmäßigen Länge wesentlich d. Beziehung zwischen δ u. G_1 beruht. Sonst nimmt man nämlich bei d. Elementarbetrachtungen d. Kurbelumfangsmoments d. Einfachheit wegen eine unendliche Länge d. Kurbelstange an, was aber diese Annahme ~~zu~~ zu wesentlich falschen Resultaten führen:



Es sei nun C d. Schwungradwellenmitte, A d. Kurbelzapfenmitte, also d. Kurbel = AC u. d. Länge $r = \frac{s}{2}$. AB sei d. Kurbelstange von d. Länge = l, dann sei B geradlinig geführt und auf einer Geraden, d. durch d. Mittelpunkt C d. Kurbelkreises geht und d. letzteren in 2 Punkten O u. U, d. sogenannten toten Punkten, schneidet. Diese beiden Punkte heißen Totpunkte, weil in d. Augenblick, wo d. Kurbelzapfen durch dieselben geht, d. Punkt B und somit d. Kolben momentan ruht, und also d. Dampf im Cyl. gar keine Arbeit verrichtet. Teilt man d. Lauf d. Kurbelwelle in Perioden, so soll unter einer Periode immer eine ganze Umdrehung verstanden werden.

φ sei d. Ausschlagswinkel d. Kurbel vom letzten durchlaufenen toten Punkt an gerechnet, hier also vom oberen toten Punkt O an gerechnet. (d. Totpunkt U soll d. untere Totpunkt heißen). Während d. Kurbel eine ganze Umdrehung vollführt, bewegt sich d. Punkt B einmal hin und her um eine Strecke $= 2r = s$ = Kolbenhub also von B_1 nach B_2 und wieder zurück, wenn B_1 d. jeweilige Lage d. Punktes B bedeutet, welche dieser einnimmt, wenn d. Kurbel durch d. oberen toten Punkt geht. x sei nun d. d. Kurbeldrehung φ entsprechende Weg d. Punktes B $= B_1 B$. Es handelt sich nun zunächst um eine Beziehung zwischen x u. φ.

Zu dem Zweck werde nun B mit d. Radius BA ein Kreisbogen beschrieben, welcher d. Gerade $C B B_2$ im Punkte A' schneidet, dann ist offenbar auch:

$$B B_1 = x = O A'$$

ferner werde d. Punkt A auf d. Gerade OB projiziert nach N, dann ist auch:

$$x = OA' = ON - A'N = r(1-\cos\varphi) - l(1-\cos\psi)$$

wenn mit ψ d. Winkel bezeichnet wird, welchen d. Kurbelstange mit d. Geraden OB bildet $= \angle ABC$.

Bezeichnet man nun noch Verhältnis d. Kurbelstangenlänge zur Kurbellänge mit λ also $\lambda = \frac{r}{l}$, so hat man nun:

$$\frac{x}{r} = 1 - \cos\varphi - \frac{1-\cos\psi}{\lambda}$$

In diesem Ausdruck muß nun noch d. Winkel ψ durch φ ausgedrückt werden; es ist aber:

$$AN = r \sin\varphi = l \sin\psi$$

also $\sin\psi = \lambda \sin\varphi$, nun $\cos\psi = \sqrt{1-\sin^2\psi} = \sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi}$

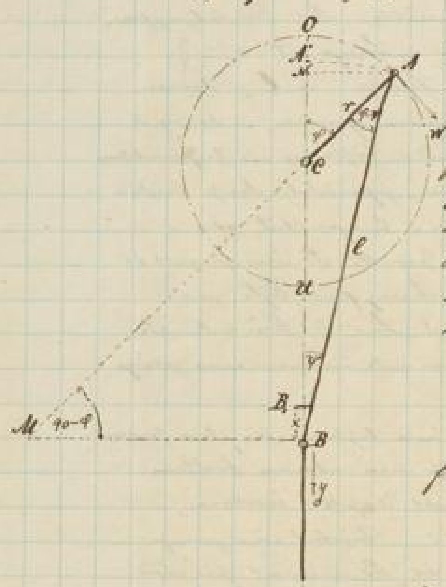
und somit:

$$\frac{x}{r} = 1 - \cos\varphi - \frac{1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi}}{\lambda}$$

In d. meisten Fällen kann man sich nun mit einem Näherungswert begnügen, indem man d. Wurzel nach d. binomischen Reihe entwickelt und dann d. höheren Potenzen als d. 2te von λ vernachlässigt; man erhält dann:

$$\frac{x}{r} = 1 - \cos\varphi - \frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi.$$

Außer dieser Beziehung zwischen d. gleichzeitigen Wegen x und rφ d. Kurbelstangenkopfes B und d. Kurbelzapfens A ist auch noch von Interesse d. gleichzeitigen Geschw. von B u. A. d. augenblickliche Geschw. d. Kurbelwarze A sei = W und entsprechende Geschw. von B mit y bezeichnet. Nun kann man bekanntlich bei jeder Elementarbew. eines festen Systems am Punkte d. Lstb. angeben einen momentanen kleinen Zeitelement angehören als eine Rotation um ein bestimmtes mit jedem Augenblick veränderliches Momentanzentrum; d. letzteren findet man bekanntlich bei einer Lstb. in einer Ebene, wie sie hier vorliegt, indem man Normalen zu d. verschiedenen Geschw.-Richtungen zieht, d. Schnittpunkt dieser Normalen ist dann d. Momentanzentrum. Wendet man nun diesen Satz d. Momentanzentr. hier an, so ist, wenn $MA \perp$ zu W und $MB \perp$ zu $OB = y$, offenbar M d. Momentanzentrum. d. Momentanwinkelgeschw. ist somit:



$$\omega = \frac{W}{MA} \quad \text{u. auch} = \frac{y}{MB}$$

$$\text{Also} \quad \frac{MB}{MA} = \frac{y}{W} .$$ Aus d. Dreieck MAB folgt aber:

$$\frac{y}{W} = \frac{MB}{MA} = \frac{\sin(\varphi - \psi)}{\cos\psi}$$

$$= \sin\varphi - \cos\varphi \, tg\,\psi$$

und da $tg\,\psi = \dfrac{\sin\psi}{\cos\psi} = \dfrac{\lambda \sin\varphi}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi}}$, so ist auch:

B_1 —

$$\frac{y}{W} = \sin\varphi \left[1 - \frac{\lambda\cos\varphi}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi}}\right]$$

Entwickelt man nun auch hier wieder d. Wurzel durch d. binomische Reihe und d. höheren Potenzen v. λ vernachlässigt, so findet man mit genügender Annäherung:

$$\frac{y}{W} = \sin\varphi \left[1 - \lambda\cos\varphi\right]$$

Außer dieser Beziehung d. beiden gleichzeitigen Geschw. von A u. B ist auch noch d. Verhältnis d. beiden gleichzeitig stattfindenden Beschl. von A u. B von Interesse; d. Einfachheit wegen soll hierbei aber angenommen werden, daß d. Drehung d. Kurbel eine gleichförmige und somit d. Winkelgeschw. d. Kurbelwelle konstant ist. Sollte dies nicht d. Fall sein, so gibt d. nun zu entwickelnde Ausdruck nur einen Näherungswert, welcher um so genauer ist, je gleichförmiger d. Lauf d. Kurbelwelle ist. — Versteht man nun unter v d. konstanten Mittelwert d. Geschw. d. Kurbelzapfens, dann ist nach oben:

$$y = v(\sin\varphi - \cos\varphi \, tg\,\psi)$$

Hieraus bekommt man nun d. Beschl., indem man diesen Ausdruck nach d. Zeit differenziert, wobei d. Beschl. vom Punkte B gezählt positiv werden soll in d. Richtung von O gegen B, nach welcher Richtung auch d. Geschw. y gezählt genommen werden soll. Man findet nun durch differenzieren:

$$\frac{dy}{dt} = v \, \frac{d(\sin\varphi - \cos\varphi\, tg\,\psi)}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}$$

$$= v \, \frac{d\varphi}{dt} \left(\cos\varphi + \sin\varphi \, tg\,\psi - \cos\varphi \frac{1}{\cos^2\psi} \frac{d\psi}{d\varphi}\right)$$

$\dfrac{d\varphi}{dt}$ ist aber nichts anderes als d. unveränderlich angenommene Winkelgeschw. d. Kurbel $= \dfrac{v}{r}$ und somit auch:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{v^2}{r} \left(\cos\varphi + \sin\varphi \, tg\,\psi - \cos\varphi \frac{1}{\cos^2\psi} \frac{d\psi}{d\varphi}\right)$$

Nun erhält man mit Differentiation d. Gl.: $\sin\psi = \lambda \sin\varphi$

$$\cos\psi \, d\psi = \lambda \cos\varphi \, d\varphi$$

also
$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\psi}$$

Setzt man dies in d. oben gefundenen Gl. ein [illegible] und für $\cos\psi$ seinen früher gefundenen Werth, so erhält man:

[illegible]:
$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{v^2}{r}\left[\cos\varphi + \lambda \frac{\sin^2\varphi - \frac{\cos^2\varphi}{1-\lambda^2\sin^2\varphi}}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi}}\right].$$

[illegible] v [illegible]:

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{v^2}{r}\left(\cos\varphi - \lambda\cos^2\varphi\right).$$

[illegible] $\frac{x}{r}$ [illegible] $\frac{x'}{r}$ [illegible].

[illegible] $= \varphi$ [illegible] $= x'$ [illegible] φ' $= OBA$ [illegible] B_1 [illegible] x', so hat man offenbar:

$$\frac{x'}{r} = \frac{2r - x}{r} = 2 - \frac{x}{r}$$

Setzt man nun für $\frac{x}{r}$ seinen vorhin gefundenen Werth ein, indem man noch [illegible] $\varphi = 180 - \varphi'$ also $\cos\varphi = -\cos\varphi'$ und $\sin\varphi = \sin\varphi'$ einsetzt, so findet man:

$$\frac{x'}{r} = 2 - \left[1 + \cos\varphi' - \frac{1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi'}}{\lambda}\right] = 1 - \cos\varphi' + \frac{1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi'}}{\lambda}.$$

[illegible] $\frac{x}{r}$ [illegible] $\frac{x'}{r}$ [illegible] $\frac{x}{r}$ [illegible] λ [illegible] $\frac{x}{r}$ [illegible] λ [illegible] $\frac{x}{r}$ [illegible] φ [illegible]:

$$\frac{x}{r} = 1 \mp \frac{\lambda}{4} - \cos\varphi \pm \frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi$$

[illegible] φ mit Φ [illegible] Φ [illegible], also:

$$\frac{x}{r} = \Phi.$$

Hiermit kann man nun zur Entwicklung d. Beziehung zwischen d. [illegible]grad ε und d. zugehörigen [illegible] Werthe schreiten. Damit diese Beziehung aber nicht allzu complicirt werde und d. gefundenen Formeln für d. praktischen Gebrauch nicht vollkommen unbrauchbar werden, müssen einige Vereinfachungen gemacht werden. Zu diesem Zweck soll [illegible] an einem [illegible] Raume in Bez. [illegible] also $\varepsilon = 0$ gesetzt werden; ferner wird angenommen, daß d. entsprechenden Füllungen s_2 s_3 s_4, welche alle ziemlich annähernd $= s$ sind, alle wirklich $=$ d. Füllung [illegible] s und somit $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4$ wären.

Unter diesen Vereinfachungen, welche trotzdem noch immer einen ziemlich umständlichen Ausdruck für d. gesuchte Beziehung ergeben werden, findet offenbar d. [illegible]wirkung in Bez. in 2 Perioden statt, nämlich in d. Einströmung, während welcher d. mittlere Dr. $= p_1$ ist, und in d. Expansion, während welcher auf d. Weg $s - s_1$ d. Dr. p_1 stetig abnimmt bis auf p_2 [illegible] d. mittlere [illegible] während dieser Ausströmung, welche auf d. Seite d. ganzen Kolbenhubes stattfindet, so daß d. [illegible]wirkung nur eine einzige Periode hat. — Was nun d. Gesetz betrifft, nach welchem d. [illegible] sich während d. Expansion ändert, so wurde früher schon bei Gelegenheit gezeigt, daß man diese Expansion annähernd als nach d. Mariotte'schen Gesetz vor sich gehend angenommen werden kann. Unter dieser vereinfachenden Annahme ist nun zunächst derjenige Anfangswinkel φ d. Kurbel zu bestimmen, bei welchem d. Expansion d. [illegible] beginnt; es sei dieser Anfangswinkel mit φ_1 bezeichnet und zwar ist es offenbar derjenige Werth von φ, welcher d. Kolbenweg $x = s_1 = \varepsilon s$ entspricht; es ist somit in diesem Augenblick d. Anfanges d. Expansion:

$$\frac{x}{r} = \frac{\varepsilon s}{\frac{s}{2}} = 2\varepsilon,$$

und folgt nach d. früher gefundenen Formel für $\frac{x}{r}$:

$$\cos\varphi_1 \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2\varphi = 1 - 2\varepsilon,$$

und wenn man hieraus $\cos\varphi_1$ entwickelt:

$$\cos\varphi_1 = \pm\frac{1}{\lambda} \mp \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} \mp 1\right)^2 \pm \frac{4\varepsilon}{\lambda}}$$

D. doppelte Vorzeichen vor d. Wurzel entspricht d. doppelten Kurbelwinkel, welche d. geometrischen Gl. mit welcher $\cos\varphi_1$ hervorgeht, während d. andern Vorzeichen d. Vorzeichen [illegible] gemäß gelten, je nachdem d. obere Todtpunkt (d. obere Vorzeichen) od. d. untere Todtpunkt (d. untere Zeichen) als Anfangspunkt d. Bew. genommen wird. Was nun aber d. Doppelzeichen vor d. Kurbelwurzel betrifft, so muß offenbar immer d. obere Vorzeichen mit d. andern oberen u. d. untere mit d. übrigen unteren zusammen genommen werden: denn $\cos\varphi_1$ ist immer ein ächter u. weil $\frac{1}{\lambda} = \frac{l}{r}$ ein unechter Bruch, soll somit d. rechte Seite d. Gl. auch immer = einem ächten Bruch sein, so müssen offenbar d. beiden Summanden immer mit entgegengesetzten Vorzeichen genommen werden d. h.: d. obere mit d. oberen und d. untere mit d. unteren. —

D. einer vollen Kurbelumdrehung entsprechende Periode soll nun immer vom oberen Todtpunkte weg gerechnet werden, während d. Anfangswinkel φ d. Kurbel vom derjenigen Todtpunkte weg gerechnet werden soll, welchen d. Kurbel zuletzt passirt hat, so daß für d. erste Hälfte d. Periode d. obere Todtpunkt als Anfangspunkt und somit in d. Formeln d. obere Vorzeichen gilt, während für d. zweite Hälfte d. Periode, entsprechend d. Rückgang d. Kolbens, d. untere Todtpunkt als Anfangspunkt genommen und daher in d. entsprechenden Formeln d. untere Vorzeichen genommen werden muß. —

Wenn man z. B.: $L = \frac{1}{5}$ setzt, wie dies im Durchschnitt d. Fall zu sein pflegt, so ist für d. erste Hälfte d. Periode, entsprechend d. oberen Todtpunkte als Anfangspunkt $\cos\varphi_1 = 5 - \sqrt{16 + 20 e_1}$
und für d. 2te Hälfte d. Periode $\cos\varphi_1 = -5 + \sqrt{36 - 20 e_1}$

Ist nun d. Füllungsgrad	e_1	=	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
so ist für d. erste Hälfte d. Periode	φ_1	=	0	65°20'	95°41'	124°36'	180°
" " 2te " " "	φ_1	=	0	55°24'	84°19'	114°40'	180°

Wenn also, wie es geschehen muß, d. Füllungsgrad e_1 beim Vor- u. Rückgange d. Kolbens gleich ist, so dreht sich d. Kurbel ziemlich verschieden, und zwar beim Vorgange um einen größeren Winkel als beim Rückgange. Dies kommt namentlich von d. endlichen Länge d. Kurbelstange. –

Um nun eine Beziehung zu bekommen zwischen d. gesammten auf d. Kurbelzapfen reducirten rotirenden Masse M und d. Ungleichförmigkeitsgrad δ muß zunächst ein Ausdruck für δ gewonnen werden d. h. für $\delta = \frac{v_2 - v_1}{v}$. Um aber δ ausdrücken zu können muß man zuerst d. absolute max an $v = v'$ sowie d. absolute min an $v = v''$ aufgesucht werden; dazu ist aber zunächst erforderlich d. Geschw. W d. Kurbelzapfens während irgend eines Zeitpunktes zu bestimmen. Dies kann nun geschehen mit Hilfe d. bekannten Satzes von d. lebendigen Kraft, wonach d. lebendige Kraft, welche d. auf einen Körper wirkenden Kräfte, dem Körper während einer bestimmten Zeit mittheilen = ist d. Summe aller Arbeiten, welche alle in Wirkung gewesenen Kräfte verrichtet haben. Zunächst kommt es also darauf an, d. in Wirkung seienden Kräfte zu bestimmen. Indem nun aber angenommen wird, daß d. Gang d. Kurbelwelle schon mit Hilfe anderer Regulirungsmittel (Schwungkugelregulator) dauernd regulirt sei, so kann man d. Gang in einzelne Perioden theilen, an deren Anfang u. Ende d. Geschw. d. Kurbelzapfens gleich groß ist, so muß offenbar in unserem Falle, wo d. lebendige Kraft d. Kurbel zu Anfang u. Ende d. Periode dieselbe ist, also d. Zunahme an lebendiger Kraft = 0 ist, d. algebraische Arbeitssumme aller in Wirkung gewesenen Kräfte während einer Periode = 0 sein. Da aber d. Füllungsgrad e_1 sowohl für d. Vor- als auch für d. Rückgang d. Kolbens also während d. ersten und auch in d. 2te Periodenhälfte derselbe ist, so muß d. oben Gesagte auch für d. Hälfte einer Periode gelten, da außerdem auch d. anderen wirkenden Kräfte in beiden Periodenhälften gleich sind. –

Ist so nun mit P_1 d. gesammte mittlere Hinterdampfdruck während d. Hingangs
und mit P_2 d. gesammte mittlere Vorderdampfdruck während d. Rückgangs bezeichnet also:

$$P_1 = p_1 F a \quad \text{und} \quad P_2 = p_2 F a \quad \text{in kgr}$$

wenn p_1 u. p_2 d. Spgs. g. in Atm sind und a = normaler Atmosph. = 10333 kgr p. □Metr.

Endlich sei Q d. auf d. Kurbelzapfen reducirte als constant angenommene Gesammtwiderstand bezeichnet, also $Q = \text{const.}$

D. Arbeitssumme aller Kräfte während eines einfachen Kolbenhubes, entsprechend einer Periodenhälfte, ist dann folgende:

D. mittlere gesammte Hinterdampfdruck P_1 verrichtet während d. Hingangs d. Hinterdampfs auf d. Wege S_1 d. Kolbens d. Weg Arbeit:

$$= P_1 S_1$$

Bei d. nun folgenden Expansion ändert sich d. Dampfdruck und zwar ist in d. Augenblick, wo d. Kolben um d. Weg x weiter ist als am Anfang d. Expansion, d. Mariotte'schen Gesetz zufolge, welches diesem Vorgange annähernd zu Grunde gelegt werden könnte, d. Gesammtdampfdruck: $= P_1 \frac{S_1}{x}$, indem von schädlichen Räumen abgesehen wird.

Während nun d. Kolben um dx weiter geht, verrichtet dieser augenblicklich geltende Druck $P_1 \frac{s_1}{x}$ eine Arbeit $= P_1 \frac{s_1}{x} dx$ und somit ist d. vom Hinterdampf während d. Expansion auf d. Wege $s - s_1$ verrichtete Arbeit entsprechend:

$$= \int_{s_1}^{s} P_1 \frac{s_1}{x} dx = P_1 s_1 \ln \frac{s}{s_1}$$

D. im negativen Sinne zu verwendende Arbeit d. Vorderdampfes während eines ganzen einfachen Kolbenschubs ist offenbar $= \div P_2 s$ und d. ebenfalls negativ zu nehmende Arbeit d. Widerstandes Q während eines halben Umdrehung $= \div Q \pi r$. D. algebraische Summe dieser Arbeiten muss nun, wie schon erwähnt, $= 0$ sein, wenn überhaupt d. Last d. Kurbelwelle eine gleichförmige sein soll; es muss also sein:

$$P_1 s_1 + \int_{s_1}^{s} P_1 \frac{s_1}{x} dx - P_2 s - Q \pi r = 0$$

od. $P_1 s_1 \left(1 + \ln \frac{s}{s_1}\right) - P_2 s - Q \pi r = 0$ setzt man nun $2r = s$ und $\frac{s_1}{s} = \frac{e_1 s}{s} = e_1$ in diese Gl. ein, so findet man:

α ———————— $$P_1 e_1 \left(1 + \ln \frac{1}{e_1}\right) - P_2 = Q \frac{\pi}{2}.$$

Bezeichnet man nun mit A d. Arbeitssumme aller Kräfte vom Beginn eines einfachen Kolbenschubs an bis zu einem beliebigen Augenblick während d. Kolbenschubs, so ist dabei, was d. Ausdruck für A betrifft, zu bemerken, dass es sich fragt, ob dieser Augenblick noch in d. Periode d. Einströmens d. Hinterdampfes od. in d. Expansionsperiode desselben hineinfällt:

Im ersteren Fall also, wenn d. betreffende Augenblick in d. Einströmungsperiode d. Hinterdampfes fällt, also $x < s_1$ ist, so ist offenbar d. obigen zufolge:

$$A = (P_1 - P_2) x - Q r \varphi$$ wenn φ d. d. Kolbenweg x entsprechende Drehungswinkel φ d. Kurbel bis zum gesetzten Augenblick ist; setzt man ferner für x seinen mit d. Formel für $\frac{x}{r}$ gefundenen Wert ein, so ist diese Arbeitssumme:

I . . . . $$A = (P_1 - P_2) r \varphi - Q r \varphi.$$

Fällt aber d. Augenblick in d. Expansionsperiode d. Hinterdampfes, ist also $x > s_1$, so ist auch oben d. Arbeitssumme A aller Kräfte vom Anfang d. Hubes bis zu d. betreffenden Augenblick während d. Expansionsperiode:

$$A = P_1 s_1 + \int_{s_1}^{x} P_1 \frac{s_1}{x} dx - P_2 x - Q r \varphi$$

$$A = P_1 e_1 2r \left(1 + \ln \frac{x}{s_1}\right) - Q r \varphi - P_2 x$$

oder da $\frac{x}{s_1} = \frac{x}{e_1 s} = \frac{x}{e_1 2r} = \frac{1}{2e_1} \cdot \frac{x}{r} = \frac{1}{2e_1} \varphi$ und ferner $x = \frac{x}{r} r = \varphi . r$, so folgt:

II . . . . $$A = P_1 e_1 2r \left(1 + \ln \frac{\varphi}{2e_1}\right) - P_2 r \varphi - Q r \varphi.$$

Vergleicht man diesen Ausdruck mit d. obigen Ausdruck für d. Arbeitssumme aller Kräfte vom Anfang d. Kolbenschubs bis zu einem Augenblick während d. Einströmens d. Hinterdampfes, so findet man leicht, dass Ausdruck I mit II zusammenfällt, wenn $1 + \ln \frac{\varphi}{2e_1} = \frac{\varphi}{2e_1}$ gesetzt wird, also gewissermaßen $(1 + \ln) = 1$ gesetzt wird.

Man kann daher auch d. Einfachheit wegen, allgemein d. Arbeitssumme aller Kräfte vom Anfang d. Kolbenschubs an bis zu einem Augenblick während desselben schreiben:

$$A = 2P_1 c_1 r\left[(1+\ln)\frac{\Phi}{2c_1}\right] - P_2 r\,\phi - Q r\,\phi.$$

wenn man für d. symbolische Zeichen 1+ln zu schreiben hat 1, wenn d. Ausdruck d. Arbeitssumme aller Kräfte vom Anfang eines einfachen Kolbenschubs bis zu einem Augenblick während d. Einströmung, und man muß d. Klammer ( ) weglassen, wenn A = d. Arbeitssumme aller Kräfte bis zu einem Augenblick während d. Expansion d. Kolbenbewegung ausdrücken soll, während Φ d. bekannte doppelsinnige Function von ϕ bedeutet. –

Es sei nun v_0 d. Geschw. d. Kurbelzapfens beim Anfang d. Periode also d. Geschw. mit welcher d. Kurbelzapfen durch d. obern todten Punkt geht, W sei d. Geschw. in irgend einem Augenblick, dann ist, wenn man d. mit d. Kolben hin u. hergehende Masse d. Maschine als hinlänglich klein gegen d. auf d. Kurbelzapfen reducirte gesammte schwingende Masse M vernachlässigt, dann ist d. Zuwachs an lebendiger Kraft vom Anfang d. Periode bis zu einem beliebigen Augenblick, wo d. Kurbelzapfengeschw. = W geworden ist: $= M\frac{W^2-v_0^2}{2}$. Nach d. Satz d. lebendigen Kraft, muß diese nun gleich sein d. Arbeitssumme A aller Kräfte vom Anfang d. Kolbenschubs bis zu d. betrachteten Augenblick, also:

$$M\frac{W^2-v_0^2}{2} = A$$

oder

$$\frac{W^2}{v_0^2} = 1 + \frac{2A}{Mv_0^2}$$

Durch d. Wirkung d. Schwungrades soll nun aber diese Geschw. W nur sehr wenig veränderlich sein während einer Periode; es wird also $\frac{W^2}{v_0^2}$ nur wenig von d. Einheit differiren, so daß $\frac{2A}{Mv_0^2}$ ein sehr kleiner ächter Bruch sein muß, wenn d. Schwungrad d. erforderliche genügende Masse hat. Mit genügender Annäherung kann man deßhalb setzen:

$$\sqrt{\frac{W^2}{v_0^2}} = \frac{W}{v_0} = 1 + \frac{A}{Mv_0^2}$$

Setzt man nun hierin d. obigen Ausdruck für A ein, multiplicirt den d. letzten Summand rechts erst mit $Q\pi r$ und dividirt ihn durch dieselbe Größe, so bekommt man:

$$\frac{W}{v_0} = 1 + \frac{A}{Q\pi r}\cdot\frac{Q\pi r}{Mv_0^2} = 1 + \left\{\frac{2P_1 c_1 r\left[(1+\ln)\frac{\Phi}{2c_1}\right] - P_2 r\,\Phi}{Q\pi r} - \frac{\phi}{\pi}\right\}\frac{Q\pi r}{Mv_0^2}$$

Es ist nun aber $Q\pi r$ d. Arbeit d. zu überwindenden Widerstandes während einer halben Umdrehung d. h. während eines einfachen Kolbenschubs; diese Arbeit muß natürlich = d. gesammten indicirten Arbeit L_i pro Kolbenschub sein, welche d. mittlern Spannungsdifferenz pro Atm. auf beiden Seiten d. Kolbens entspricht; es ist also:

$$\frac{Q\pi r}{Mv_0^2} = \frac{L_i}{Mv_0^2}.$$

Ferner muß man aber bei dieser Beziehung zwischen W und v_0 ferner d. verschiedenen Reibungen berücksichtigen, d. h. d. Ges. d. Kurbelwelle eine gewöhnliche sein soll d. h. daß d. Geschw. am Anfang u. Ende d. Periode gleich sein soll; diese Berücksichtigung kann dadurch stattfinden, daß man für d. Werth $Q\pi r$ im Nenner d. Bruchs d. sich aus Gl. α einige Seiten ergebenden Werth einsetzt, indem diese Gl. d. Bedingung für d. gewöhnliche Ges. ausspricht. Nach einigen Vereinfachungen erhält man dann:

$$\frac{W}{v_0} = 1 + \left\{ \frac{P_1 e_1 \left[(1+\ln)\frac{\Phi}{2e_1}\right] - \frac{1}{2}\Phi P_2}{P_1 e_1 \left[1 + \ln\frac{1}{e_1}\right] - P_2} - \frac{\varphi}{a} \right\} \frac{L_i}{M v_0^2}$$

oder indem man für P_1 u. P_2 ihre betreffenden Werthe einsetzt und dann Zähler und Nenner d. Bruchs durch $p_1 e_1 J a$ dividirt:

$$\frac{W}{v_0} = 1 + \left\{ \frac{(1+\ln)\frac{\Phi}{2e_1} - \frac{p_2}{p_1}\frac{\Phi}{2e_1}}{1+\ln\frac{1}{e_1} - \frac{p_2}{p_1}\frac{1}{e_1}} - \frac{\varphi}{a} \right\} \frac{L_i}{M v_0^2}.$$

Es kommt nun aber darauf an, nicht sowohl d. Verhältniß d. beliebigen Größe W zur Anfangsgröße v_0 sondern d. Verhältniß von W zur mittleren Größe v während einer Periode auszudrücken. Diese Anfangsgröße v_0 wird nun aber nur wenig von d. mittleren Größe v verschieden sein, wenn überhaupt d. Größe d. Kurbelgeschwindigkeit während einer Periode nur wenig veränderlich sein soll; es wird somit d. Verhältniß $\frac{v_0}{v}$ nur wenig von 1 verschieden sein, so daß man setzen kann:

$$\frac{v_0}{v} = 1 + q\frac{L_i}{Mv^2}.$$

Da $q\frac{L_i}{Mv^2}$ immer ein kleiner ächter Bruch sein wird, wenn nur d. Coeff. q entsprechend gewählt wird. Multiplicirt man nun diese Gl. für $\frac{W}{v_0}$ und $\frac{v_0}{v}$ mit einander, wobei man d. Produkte kleiner Größen höherer Ordnung vernachlässigen darf, so erhält man:

$$\frac{W}{v} = 1 + \left\{ q + \frac{(1+\ln)\frac{\Phi}{2e_1} - \frac{p_2}{p_1}\frac{\Phi}{2e_1}}{1+\ln\frac{1}{e_1} - \frac{p_2}{p_1}\frac{1}{e_1}} - \frac{\varphi}{a} \right\} \frac{L_i}{Mv^2}$$

Hiermit hat man einen allgemeinen Ausdruck gewonnen für d. veränderliche Größe W d. Kurbelzapfens während einer Periode, dieser Formel enthält aber 4 verschiedene Ausdrücke in sich: entsprechend d. doppelsinnigen Function Φ von φ muß diese Formel verschieden sein, je nachdem sich d. Kolben auf d. Hingange od. Rückgange befindet, indem dann in d. Formel für φ Φ entsprechend d. obern resp. untern Vorzeichen gewählt werden müssen; ferner muß entsprechend d. logarithmischen Beziehung $(1+\ln)$ dieser Werth $\frac{W}{v}$ auch noch verschieden sein, je nachdem man einen Augenblick d. Einströmungsperiode od. einen Augenblick d. Expansionsperiode vor sich hat, wo man dann resp. zu setzen hat $(1+\ln) = 1$ resp. $= 1 + \ln$. —

Setzt man nun noch d. Einfachheit wegen:

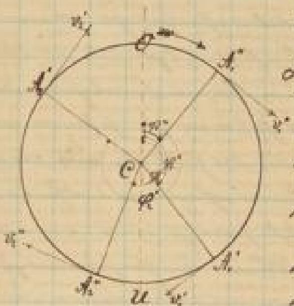
$$\frac{(1+\ln)\frac{\Phi}{2e_1} - \frac{p_2}{p_1}\frac{\Phi}{2e_1}}{1+\ln\frac{1}{e_1} - \frac{p_2}{p_1}\frac{1}{e_1}} - \frac{\varphi}{a} = \frac{f(\varphi)}{a}$$

wobei d. Nenner a in Bezug auf φ eine Constante ist. —

Man kann dann auch schreiben:

$$\frac{W}{v} = 1 + \left[q + \frac{f(\varphi)}{a}\right]\frac{L_i}{Mv^2}.$$

Es handelt sich nun noch darum, d. während d. Periode einer ganzen Kurbelumdrehung stattfindende max u. min d. veränderl. Kurbelzapfengeschwindigkeit W zu finden. Offenbar wird nun aber W 2mal ein max u. 2mal ein min während einer Periode. Wenn nämlich d. Kurbelzapfen gerade durch d. todten Punkt geht, dann ist d. augenblickliche Elementargröße d. Kurbel- u. Kolbenwege $= 0$, also auch d. Elementargröße d. Kolbenwegs $= 0$ und somit dessen Arbeit $= 0$; es wird daher in diesem Augenblick d. Zusammenwirkung d. Arbeiten d. verschiedenen aufeinanderfolgenden Kolbenhübe nur von d. in d. Schwungradmasse aufgespeicherten lebendigen Kraft vermittelt. d. Größe W d. Kurbelzapfens muß somit beim Durchgange durch einen todten Punkt immer im Abnehmen begriffen sein, so daß im Anfang einer jeden Periode d.h. nach d. Durchgange durch d. oberen todten Punkt, W zunächst abnehmen [illegible] min [illegible] max [illegible] CA_1'' [illegible] φ_1''. [illegible]



[illegible] min [illegible] $W = V_1''$. [illegible] max V_1' [illegible] CA_1' [illegible] $= \varphi_1'$ [illegible] W [illegible] min [illegible] W [illegible] A_2'' [illegible] min [illegible] W [illegible] min [illegible] W [illegible] $= V_2''$ [illegible] $= A_2''$ [illegible] $= \varphi_2''$. [illegible] W [illegible] max [illegible] A_2' [illegible] $= \varphi_2'$ [illegible] max [illegible] W [illegible] $= V_2'$. — [illegible] 4 [illegible] $\varphi_1''\ \varphi_1'\ \varphi_2''\ \varphi_2'$ [illegible] min [illegible] $W = V_1''$ [illegible] V_2'' [illegible] max [illegible] $W = V_1'$ [illegible] V_2' [illegible] 4 [illegible] W [illegible] $\varphi = 0$ [illegible] W [illegible] φ max [illegible] min [illegible] $1 + q\frac{2e}{Mv^2}$ [illegible] φ [illegible] $\frac{f(\varphi)}{a}$ [illegible] max [illegible] min [illegible] $\frac{f(\varphi)}{a}$ [illegible] φ [illegible] $= 0$ [illegible] 4 [illegible] 4 [illegible] $\varphi_1''\ \varphi_1'\ \varphi_2''\ \varphi_2'$ [illegible]

$$\frac{d\,\frac{f(\varphi)}{a}}{d\varphi} = \frac{1}{a}\,\frac{d\,f(\varphi)}{d\varphi} = 0.$$

[illegible] $f(\varphi)$ [illegible] Φ [illegible]

$$\frac{1}{a}\,\frac{d\,f(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{a}\left[\frac{1}{2e_1}\left(\frac{2e_1}{\Phi}\right) - \frac{p_2}{p_1}\,\frac{1}{2e_1}\right]\left(\sin\varphi \mp \frac{k}{2}\sin 2\varphi\right) - \frac{1}{\pi} = 0$$

[illegible] $(1 + ke)$ [illegible] $f(\varphi)$ $\left(\frac{2e_1}{\Phi}\right) - 1$ [illegible] Φ [illegible] $\frac{1}{2e_1}\left(\frac{2e_1}{\Phi}\right)$ [illegible] $\frac{1}{\Phi}$ [illegible]:

$$\sin\varphi \mp \frac{k}{2}\sin 2\varphi = \frac{2}{\pi}\,\frac{a e_1}{\left(\frac{2e_1}{\Phi}\right) - \frac{p_2}{p_1}}$$

[illegible] Φ [illegible] $f\left(\frac{2e_1}{\Phi}\right) - 1$ [illegible] $\frac{2e_1}{\Phi}$ [illegible]

[illegible]

[illegible] max [illegible] W [illegible] min [illegible] W [illegible] Periodenhälfte [illegible] max [illegible] min [illegible] W [illegible]

[illegible] max [illegible] min [illegible] max [illegible] W [illegible] $\frac{W}{v}$ [illegible] f_1'' f_1' f_2'' f_2' [illegible] φ [illegible] $\frac{W}{v}$ [illegible] $\varphi = \varphi_1''\ \varphi_1'\ \varphi_2''\ \varphi_2'$ [illegible], so hat man:

$$\frac{v_1''}{v} = 1+(g+f_1'')\frac{L_i}{Mv^2} \qquad \frac{v_2''}{v} = 1+(g+f_2'')\frac{L_i}{Mv^2}$$

$$\frac{v_1'}{v} = 1+(g+f_1')\frac{L_i}{Mv^2} \qquad \frac{v_2'}{v} = 1+(g+f_2')\frac{L_i}{Mv^2}.$$

[illegible] g [illegible] max [illegible] max [illegible] f [illegible] $f_1 < f_2''$ [illegible] $f_1' > f_2'$ [illegible] max [illegible] W [illegible] min [illegible] W [illegible] v' [illegible] max [illegible] v'' [illegible] min [illegible] W [illegible] max [illegible] f [illegible] f' [illegible] min [illegible] f'', so hat man:

$$\frac{v''}{v} = 1+(g+f'')\frac{L_i}{Mv^2}$$

$$\text{und } \frac{v'}{v} = 1+(g+f')\frac{L_i}{Mv^2}$$

findet man nun leicht $\frac{v'-v''}{v}$ durch Subtraction [illegible] Ungleichförmigkeitsgrad δ [illegible] nämlich:

$$\frac{v'-v''}{v} = \delta = (f'-f'')\frac{L_i}{Mv^2}$$

Ist nun umgekehrt d. Ungleichförmigkeitsgrad δ [illegible]

$$M = (f'-f'')\frac{L_i}{\delta v^2}$$

worin d. indicirte Arbeit $L_i = \delta s a p_i$

und d. mittlere Kurbelzapfengeschw.: $v = \frac{\pi}{2}c$ wenn c = mittlere Kolbengeschw.

Da d. Gl. mit welcher d. 4 mitzunehmenden Ausgangswinkel φ gegeben, ein transcendenter ist, so ist natürlich deren Auflösung, welche nur durch probierendes Rechnen erfolgen kann, in den einzelnen vorkommenden Fällen viel zu zeitraubend und unbequem. Um diese Rechnung zu erleichtern kann man mehrere verschiedene Beispiele rechnen und aus d. gefundenen Resultaten dann eine empirische Formel ableiten, mit welcher man mit genügender Annäherung d. Funktion $f'-f''$ auch für andere Fälle bestimmen kann.

Es sei z. B.: angenommen $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ und $\frac{p_2}{p_1} = 0{,}05$; letzteres würde einer Auspuffdampfmaschine entsprechen, welche mit einer Admissionsspannung p_1 von 4 Atm und einer Gegendruckspannung p_2 von 0,2 Atm arbeitet, wie dieses im Durchschnitt auch zutreffend d. Fall ist. Setzt man nun nacheinander

d. Füllungsgrad $\varepsilon_1 = \frac{1}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{3}{4} \quad 1$ dann findet man

	ε_1	=	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
	φ_1''	=	26°	39° 11'	45° 32'	47° 25'
und	$\min f - f''$	=	÷0,0732	÷0,1074	÷0,1240	÷0,1289
ferner	φ_2''	=	96° 31'	114° 48'	127° 42'	132° 35'
sowie	$\max f - f'$	=	0,2708	0,1981	0,1538	0,1289
und somit	$f' - f''$	=	0,3440	0,3055	0,2778	0,2578

Diese Differenz $f'-f''$ und somit d. gesammte indizierte Arbeit ist also wesentlich abhängig von d. Füllungsgrad ε_1, so daß zwar bei kleinerem Füllungsgrad resp. größerem Expansionsgrad ein größeres Schwungrad erforderlich ist bei gegebenem Ungleichförmigkeitsgrad δ. —

Ferner wurde noch ein Beispiel angenommen $\frac{\lambda}{} = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ und $\frac{p_2}{p_1} = 0{,}2$ entsprechend einer Hochdruckmaschine, welche mit einer Admissionsspannung $p_1 = 5{,}5$ Atm und einer Kondensationsspannung $p_2 = 1{,}1$ Atm arbeitet. Man findet dann für einen Füllungsgrad:

	ε_1	=	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
	φ_1''	=	22° 46'	37° 41'	45° 11'	47° 25'
$\min f -$	f''	=	÷0,0630	÷0,1034	÷0,1231	÷0,1289
	φ_2''	=	89° 42'	111° 52'	127° 0'	132° 35'
$\max f -$	f'	=	0,3500	0,2182	0,1589	0,1289
also	$f' - f''$	=	0,4130	0,3216	0,2820	0,2578.

Die Resultate dieser 8 verschiedenen Beispiele sollen nun benutzt werden, um daraus eine empirische Formel für $f'-f''$ abzuleiten. Da nun offenbar $f'-f''$ immer größer als 0,2578 ist, so kann man setzen:

$$f'-f'' = 0{,}2578 + \text{einem Summanden, welcher mit}$$

$\varepsilon_1 = 1$ verschwinden muß also:

$$f'-f'' = 0{,}2578 + \frac{1-\varepsilon_1}{\text{Nenner}}.$$

Wenn man d. Nenner von $\frac{1-\varepsilon_1}{\text{Nen.}}$ als konstant annimmt, so findet man, daß man doch nicht eine genügende Annäherung erreicht bei d. Rechnen nach dieser Formel, vielmehr empfiehlt sich für diesen Nenner einen mit d. Füllungsgrad ε_1 ab- und zunehmenden Wert, etwa $x\varepsilon_1 + y$ zu setzen, in denen aber x u. y konstant sind, also setzen:

$$f'-f'' = 0{,}2578 + \frac{1-\varepsilon_1}{x\varepsilon_1 + y}$$

Aus d. gefundenen Resultaten d. 8 Beispiele ergibt sich nun:

für $\frac{p_2}{p_1} = 0{,}05$ im Durchschnitt $\left\{ \begin{matrix} x = 7{,}6 \\ y = 6{,}8 \end{matrix} \right\}$

$\frac{p_2}{p_1} = 0{,}2$ " " $\left\{ \begin{matrix} x = 11{,}0 \\ y = 2{,}1 \end{matrix} \right\}$

Man erkennt hieraus, daß x mit wachsendem $\frac{p_2}{p_1}$ zunimmt während y gleichzeitig abnimmt; aus diesem Grunde wird es auch eher möglich sein, x u. y als Functionen von $\frac{p_2}{p_1}$ darzustellen, und zwar empfiehlt sich hier am besten folgende lineare Function:

$$x = 6{,}4 + 23\,\frac{p_2}{p_1} \quad \text{und} \quad y = 8{,}3 \div 31\,\frac{p_2}{p_1}$$

Diese Werthe können aber nicht mehr als zutreffend erachtet werden für solche Werthe von $\frac{p_2}{p_1}$ welche bedeutend über d. genannten Grenzen 0,05 u. 0,2 hinausliegen; sie genügen jedoch vollkommen für solche Werthe, welche wenig kleiner als 0,05 und wenig größer als 0,2 sind. – Damit findet man nun als angenäherte Formel für $f'-f''$:

$$f'-f'' = 0{,}2578 + \frac{1-e_1}{\left(6{,}4 + 23\,\frac{p_2}{p_1}\right) e_1 + 8{,}3 - 31\,\frac{p_2}{p_1}}$$

Am bequemsten ist es natürlich, wieder eine Tabelle mit obigem Ausdrucke anzufertigen, um damit für gegebene $\frac{p_2}{p_1}$ und Füllungsgrad e_1 direkt d. Function $f'-f''$ entnehmen zu können:

Tabelle für $f'-f''$ wenn $k = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$.

$\frac{p_2}{p_1}$ \ $e_1 =$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
0,05	0,378	0,366	0,355	0,345	0,335	0,319	0,305	0,293	0,273	0,258
0,1	0,406	0,388	0,373	0,359	0,347	0,327	0,310	0,296	0,274	0,258
0,15	–	0,424	0,400	0,380	0,364	0,337	0,316	0,300	0,275	0,258
0,2	–	–	0,444	0,412	0,387	0,350	0,324	0,304	0,276	0,258
0,25	–	–	–	0,467	0,425	0,369	0,333	0,309	0,277	0,258

Diese Tabelle gilt natürl. nur für $k = \frac{1}{5}$. Jedenfalls kann es auch d. Fall sein, daß d. Kurbellänge r in einem anderen Verhältnisse als $\frac{r}{l} = k = \frac{1}{5}$ zur Kurbelstangenlänge steht. Um d. Einfluß dieses Umstandes zu untersuchen, genügt es, dies nur zu prüfen für einen Füllungsgrad $e_1 = 1$; berechnet man dann für $k = 0{,}14$ 0,16 0,18 0,2 0,22 u. 0,24, zwischen welchen Grenzen k immer liegen wird, d. Function $f'-f''$ und bildet sich aus d. gefundenen Resultaten wieder eine angenäherte Formel für $f'-f''$, so findet man, daß dieselbe mit großer Annäherung d. folgende ist:

$$f'-f'' = 0{,}2105\,(1 + 0{,}96\,k + 0{,}81\,k^2).$$

Um also d. Einfluß d. veränderlichen Verhältnisses $k = \frac{r}{l}$ in d. allgemeinen angenäherten Formel für $f'-f''$ zu berücksichtigen, wird es erforderlich sein, statt d. dortigen constanten Coeff. 0,2578 d. oben gefundenen mit k veränderlichen Ausdruck zu substituieren, also nunmehr allgemein zu setzen:

$$f'-f'' = 0{,}2105\,(1 + 0{,}96\,k + 0{,}81\,k^2)\,\frac{1-e_1}{\left(6{,}4 + 23\,\frac{p_2}{p_1}\right) e_1 + 8{,}3 \div 31\,\frac{p_2}{p_1}}$$

Um dennoch obige Tabelle brauchen zu können, wird man also folgende Correctionssummanden hinzuzufügen haben:

für $k =$	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24
Correctionssummand $=$	÷0,016	÷0,011	÷0,006	÷0,000	+0,005	+0,011

Damit kann man dann nun definitiv d. Function $f'-f''$ und demnach d. erforderliche Rotationsmasse M für einen gegebenen Ungleichförmigkeitsgrad bestimmen. –

D. bisher entwickelten Formeln beziehen sich nun zunächst auf d. Beziehungen zwischen d. Dimensionen d. Masch., d. Dampfspannungen, d. Schnelligkeit und d. Zugkraft d. Masch., und es könnten diese Formeln nun dazu dienen, um d. Hauptdimensionen d. Masch. zu bestimmen.

Es handelt sich aber ferner auch noch um d. Dampfverbrauch, d. Wärmezuführung und also d. Brennstoffs-Verbrauch, um diese Zugkraft hervorzubringen, indem namentlich d. Dampfverbrauch $D_?$ pro Stunde schon in unseren Formeln erkennen. Um nun diesen stündlichen Dampfverbrauch D bestimmen, so soll zunächst d. Dampfverbrauch D_1 pr. einfachen Kolbenschub d. Masch. berechnet werden, wobei aber von allen Verlusten abgesehen werden soll.–

Denkt man sich zu dem Ende d. Hinterdampf gerade abgesperrt im Augenblick wo d. Expansion beginnen soll, also d. Füllung aufhört und d. Kolben d. Weg $s_1 = e s$ zurückgelegt hat, so ist mit Rücksicht auf d. schädlichen Raum $e_1 s$ d. abgesperrte Dampfvolumen

$$= F s (e + e_1)$$

Bezeichnet nun γ_1 d. d. mittleren D. p. während d. Füllung entsprechende spec. Gew., so ist das abgesperrte Dampfgew.:

$$= \gamma_1 F s (e + e_1)$$

Dieses spec. Gew. wäre streng genommen zu berechnen nicht für d. mittlere D. p. während d. Füllung, sondern für d. D. β. p. am Ende d. Füllung = Anfang d. Expansion, indessen würde eine solche Rechnung nur sehr umständlich werden.

Dieses Dampfgew. wird nun aber nicht zum ganzen Theil neu vom Kessel in d. Cyl. geschickt, sondern ein Theil desselben befand sich ~~schon~~ noch vom vorigen Kolbenspiel im Cyl.. Wenn nämlich d. Kolben d. Vorderdampf absperrt, so schließt dies nicht ganz ab, sondern erst in einem gewissen Punkt: zu Ende d. Compression d. Vorderdampfes also im Augenblick, wo frischer Dampf vom Kessel in d. Cyl. einzuströmen beginnt, ist d. Volumen vor d. Kolben $= F s (1 + e - e_4)$ und wenn man d. spec. Gew. d. Dampfes zu Ende d. Compression mit γ' bezeichnet, so ist d. in diesem Augenblick vor d. Kolben befindliche Dampfgew. $= F s (1 + e - e_4) \gamma'$.

Dieses Dampfgew. also bleibt nun auch im Cyl. und dasselbe wird nur ergänzt von d. vom Kessel frisch eintretenden Dampf. D. pr. einfachen Kolbenspiel neu in d. Cyl. eintretende Dampfgew. ist somit:

$$D_1 = \gamma_1 F s (e + e_1) - F s \gamma' (1 + e - e_4).$$

Da nun aber e_4 vollkommen nur wenig kleiner als 1 ist, so kann man mit genügender Annäherung setzen, wenn durchschnittlich d. schädlichen Raum $e - 0,05$ genommen wird:

$$1 + e - e_4 = 0,003 = 1,06 e.$$

und somit d. Dampfgew., welches noch beim Beginn d. neuen Dampfeinströmung im Cyl. sich befand $= F s e \, 1,06 \gamma'$.

Bezeichnet man nun dieses um 6 % größer als d. spec. Gew. γ' zu Ende d. Compression mit γ_2, so ist d. Dampfgew., welches d. Masch. pr. ~~einfachen~~ Stunde ~~Kolbenspiel~~ wirklich vom Kessel zugeführt werden muss abgesehen von allen Verlusten:

$$D = 120 F s u \left[(e + e_1) \gamma_1 - \gamma_2 \right]$$ wenn u d. Zahl d. Kurbelumdrehungen pr. Min. bedeutet.

Was nun γ_2 betrifft, so genügt es für beide Fälle einer Condensationsmasch. und einer Masch. ohne Condensation einen entsprechenden constanten Mittelwerth einzuführen. Es wird γ_2 d. um 6 % vergrößerte spec. Gew. γ' am Ende d. Compression d.

× Vorderdampfes, entsprechend γ' d. Sp. p': diese Sp. p' d. Vorderdampfes am Ende seiner Kompression war bekanntlich:

$$p' = \beta_2 p_2 \varepsilon_2^{n_2}$$

wenn nämlich $\beta_2 p_2$ d. Sp. d. Vorderdampfes zu Ende d. Ausströmung derselben und ε_2 d. Kompressionsgrad d. Vorderdampfes bezeichnete, und wobei angenommen wurde, daß d. Sp. Änderung d. Vorderdampfes während seiner Kompression nach d. Gesetze

$$p v^{n_2} = \text{const.}$$

sich vollzieht. Es konnte nun bekanntlich durchschnittl. gesetzt werden, wenn d. Dampfverteilung durch einen Schieber geschieht:

$$\beta_2 = 1,05 \qquad \varepsilon_2 = 1,707 \quad \text{und} \quad n_2 = 1,15$$

und somit im Durchschnitt d. Sp. p' am Ende d. Kompression:

$$p' = 1,05 \cdot 1,707^{1,15}\, p_2 = 1,955\, p_2.$$

Ferner konnte durchschnittlich gerechnet werden:
für eine Masch. mit Kondensation $p_2 = 0,02$ und somit $p' = 0,39$
" " " ohne Kondensation $p_2 = 1,1$ " " $p' = 2,15$

Nimmt man nun an, es sei d. Vorderdampf zu Ende d. Kompression gerade gesättigt u. trocken geworden, also nicht feucht geblieben, wie dies d. früheren gemäß nahe angenähert angenommen werden kann, so entspricht dann γ' d. spez. Gew. von gesättigtem Wasserdampf von d. ~~Sp.~~ Sp. p', welches spez. Gew. man demnach aus d. bekannten Tabellen entnehmen kann. Man findet dann entsprechend

$p' = 0,39$	$\gamma' = 0,249$
$p' = 2,15$	$\gamma' = 1,245$

Man kann also durchschnittlich setzen
für eine Masch. mit Kondensation $\gamma_2 = 0,264$
" " " ohne " $\gamma_2 = 1,32$.

und entsprechend d. pr. Stunde erforderliche Dampfgew. in Kgr. nach d. vorhin gefundenen Formel. Diesem Wert müßte aber noch ein Zuschlag hinzugefügt werden mit Rücksicht auf d. verschiedenen vorkommenden Verluste, welche ~~nur~~ aber nur wenig mit theoretischen Entwicklungen bestimmt werden können, sondern Gegenstand zahlreicher Experimente und Forschungen sein müssen. Dieser Mehrverbrauch an Dampf ist teils bedingt durch d. an d. verschiedenen Undichtheiten an d. Gleitflächen d. Schieber, Liderungen d. Kolben, Stopfbüchsen d. Ventilstangen etc. bedingten Verluste, andernteils kann man aber auch d. Verlust an Wärme an d. verschiedenen Stellen als Dampfverlust ausdrücken; wenn nämlich γ d. spez. Gew. gesättigten Wasserdampfes bezeichnet, so ist dieses spez. Gew. zu kleiner als d. spez. Gew. d. wirklich im Zyl. eingetretenen durch d. Abkühlung zum Teil schon feucht gewordenen Dampfes. Man müßte also mit Rücksicht auf diesen Wärmeverlust d. spez. Gew. γ in d. Formel für D etwas größer und somit d. Dampfmenge D vermehren. etc. — Mit Rücksicht hierauf ist nun ein Zuschlag hinzuzufügen, welcher unter Umständen ziemlich groß werden kann, und welcher am zweckmäßigsten bezogen wird auf d. Zeiteinheit. In dieser Hinsicht sind nun neuerdings von Völkers Versuche angestellt worden, wobei er als allgemeinste Formel für diese Dampf- u. Wärmeverluste folgenden Ausdruck zu Grunde legte:

$$= C\, d\, \sqrt{p_i} \qquad \text{, wenn } C \text{ eine Konstante bedeutet.}$$

also proportional d. Zylinderdurchmesser und d. mittleren Spannungsdifferenz. Von dieser Formel ausgehend bestimmte nun Völkers d. Konstante C für verschiedene Masch.; er fand dann, daß wenn d in mm und p_i in Atm. ausgedrückt sind, und dieser Dampfverlust auf d. Std. bezogen wird.

Diese Constante: $C = 0{,}08$ bis $0{,}17$, welche natürlich auch wesentlich von d. Zustand d. Masch. abhängig sein wird. Nimmt man, d. Durchschnitt eines mittelguten Zustandes d. Masch. entsprechend, d. Constante

$$C = \frac{1}{8} = 0{,}125$$

dann ergibt sich d. mit d. genannten Umständen herrührende Dampfverlust d. Masch. pro Stunde:

$$= \frac{3600}{8} d\sqrt{p_1} = 450\, d\sqrt{p_1}$$

und somit kann man nun d. Dampfverbrauch d. Masch. pro Stunde, einschließlich aller Dampf- und Wärmeverluste, setzen:

$$D = 120\,\delta\, s\, n\left[(l+l_0)\gamma_1 - l\gamma_2\right] + 450\, d\sqrt{p_1}$$

Nachdem nun dieser Dampfverbrauch bestimmt ist, kann man auch d. erforderliche Brennstoffmenge berechnen, um dann den Nutzeffekt N zu erhalten, wie dieses oft bei ... Lieferungen von Masch. von großem Nutzen ist.

Ist W d. erforderliche Wärmemenge um 1 kg Wasser im Kessel zu verdampfen, so ist diese natürlich abhängig von d. im Kessel stattfindenden Sp. resp. Temp. sowie von d. Temp., mit welcher d. Speisewasser d. Kessel zugeführt wird. Ist p_1 d. mittlere Dampfsp. entsprechend d. mittleren Temp. t im Kessel und t_0 d. Temp. d. Speisewassers, so ist nach früheren bekanntlich:

$$W = 606{,}5 + 0{,}305\,t - t_0$$

und somit d. pro Stunde erforderliche d.h. zur Lieferung von D kg Dampf nöthige Wärmemenge

$$= W D.$$

Bezeichnet ferner K d. Heizkraft d. Brennstoffes d.h. d. Wärmemenge, welche bei vollkommener Verbrennung von 1 kg desselben entwickelt werden würde, so wird diese natürlich, mit Rücksicht auf d. Schwierigkeit einer vollkommenen Verbrennung sowie d. Wärmeverluste durch Strahlung und d. mit d. Heizgasen durch d. Esse entweichende Wärmemenge, niemals ganz gewonnen. Bezeichnet man, wie früher definiert, η_1 d. Wirkungsgrad d. Feuerung und η_2 d. Wirkungsgrad d. Heizfl., so ist offenbar d. stündlich aufzuwendende Brennstoffmenge:

$$B = \frac{W D}{\eta_1 \eta_2 K}$$

Somit sind nun d. wesentlichsten Formeln für eine eincylindrige Masch. entwickelt, und es ist daher noch d. Anwendung derselben an einem Beispiel zu zeigen:

Wenn es sich darum handelt, eine erst zu entwerfende Masch. zu berechnen, so sind immer gewisse Elemente von vornherein gegeben od. können doch nach gegebenen Umständen entsprechend angenommen werden. Im Allgemeinen wird nun gegeben sein: d. Nutzpferdestärke $= N$, d. Admissionsdruck p_1, womit d. Dampf in d. Cyl. eintreten soll, ferner d. System d. Masch. (ob mit od. ohne Condensation, und somit d. Sp. p_2 d. abströmenden Dampfes); ferner schätzt man einen Füllungsgrad ε sowie d. mittlere Kolbengeschw. C passend anzunehmen, später soll dann noch gezeigt und untersucht werden, welche Werthe von C u. ε d. vortheilhaftesten unter gegebenen Umständen sind. —

Es handelt sich nun zunächst darum, d. Hauptdimensionen d. Masch., also d. Cylinderdurchmesser und d. Kolbenhub zu bestimmen. D. Größe d. Cylinders wird man aus d. Formel finden: $N = \frac{F c a p_n}{75}$ indem man darin d. wirksamen Kolbendruck ... entwickelt, muß man zuvor p_n zu berechnen. Diese d. Einheit d. Kolbenfläche entsprechende mittlere Nutzspannung ist bekanntlich:

$$p_n = \frac{p_i - p_m}{1+\mu}.$$

Nun läßt sich aber p_m in diesem Stadium noch nicht berechnen, denn in seinem Ausdruck

$$p_m = 0,00002\,\frac{G d_1}{d^3} + \frac{0,0227}{d} + p_m'$$

kommen unbekannten d. noch zu bestimmenden Hauptdimensionen vor. Aus diesem Grunde muß man daher im Anfange d. Rechnung einen ursprünglichen Werth für d. indicirten Wirkungsgrad $\eta_i = \frac{p_n}{p_i}$ annehmen, um p_n berechnen zu können, indem man p_i aus früheren bekannten Formeln bestimmen kann. Dieser indicirte Wirkungsgrad η_i ist nun erfahrungsmäßig um so größer, je größer d. Masch. ist, indem dann d. auftretenden Arbeitsverluste verhältnißmäßig kleiner sind, wie dies auch schon früher aus verschiedenen ermittelten Formeln hervorging (z. B. Reibungsarbeit d. Schwungradwelle etc.); ferner wird offenbar η_i um so größer sein aus demselben Grunde je einfacher d. Masch. ist, wird also bei einfachen Hochdruckmasch. größer sein als bei Expansions- und Condensationsmasch. Erfahrungsmäßig ausgezeichnete Werthe von η_i findet man für einfache Hochdruckmasch., für Expansionsmasch. mit ohne Condensation und für solche mit ~~Expansion~~ Condensation in einer Tabelle in Redtenbacher angegeben für verschiedene Nutzpferdestärken. Hierbei muß aber bemerkt werden, daß d. darin mitgetheilten Werthe eher etwas zu klein als zu groß gegriffen sind, und somit bei Berechnung derselben d. auftretenden Effectverluste eher etwas zu hoch veranschlagt werden. —

Nach diesen Bemerkungen möge nun folgendes Beispiel gerechnet werden:

Es soll eine Dampfmasch. berechnet und entworfen werden, welche $N = 50$ Pferdestärken nützlich macht, bei einer Admissionsspann. d. Dampfes im Cylinder $p_1 = 3$ Atm und bei einem Füllungsgrade $e_1 = \frac{1}{4}$.

D. Masch. soll eine Condensationsmasch. sein, u. es ... man nach früheren Erfahrungen gemäß d. Z. d. ... Condensatorspannung setzen kann:

$$p_2 = 0,2 \text{ Atm.}$$

D. mittlere Kolbengeschw. soll ungefähr betragen $c = 1,5$ m p. Sek., welchen Werth man unbedingt ... festhalten soll, ... sich im Laufe d. Rechnung ergebende Umstände ungeachtet ~~kann~~, ändern kann.

Nun kann man zunächst d. mittlere Dampfdruck-differenz p_i berechnen nach Formel

$$p_i = f_1 p_1 - f_2 p_2$$

, wo f_1 u. f_2 2 Functionen bedeuten, welche man aus früheren, unter Annahme mittlerer Raumverhältnisse, bekanntlich in diesem Fall bei Condensationsmasch. setzen kann:

$$f_2 = 1,008 \text{ und } f_1 = 1,01840 + h_1 - 0,003$$

Aus d. bekannten Tabellen in Redtenbacher findet man entsprechend $e_1 = \frac{1}{4}$:

$$f_1 = 0,5867$$

und somit

$$p_i = 0,5867 \cdot 3 - 1,008 \cdot 0,2 = 1,5585 \text{ Atm.}$$

Aus d. oben erwähnten Tabelle in Redtenbacher findet man nun schließlich d.

erfahrungsmäßig anzunehmenden indicirten Wirkungsgrad unter N = 50 und für eine Locomotive mit Expansion:

$$\eta_i = 0,756$$

und setzt einen Näherungswerth für die mittlere Spannungsdifferenz:

$$p_n = \eta_i \, p_i = 0,756 \cdot 1,5585 = 1,1782 \text{ Atm.}$$

Somit findet man aus der Formel: $N = \frac{\delta C a p_n}{75}$

den erforderlichen wirksamen Kolbenquerschnitt: $\delta = \frac{75 \cdot 50}{1,5 \cdot 10333 \cdot 1,1782} = 0,2053$

Der Kolben hat nun eine liegende Kolbenstange mit ... durch den Cyl.-deckel gehender Kolbenstange. ~~Unter dieser~~ Voraussetzung kann man den Querschnitt der Kolbenstange zu 2% des ~~Cylinderquerschnittes~~ wirksamen Kolbenquerschn. δ annehmen, also setze

$$= 0,02\,\delta = 0,0041.$$

Cylinderquerschnitt $= \frac{\pi}{4} d^2 = 0,2053 + 0,0041 = 0,2094$ □m

Also innerer Cylinderdurchmesser: $d = 0,516$ m. Dieser Werth ist freilich nur ein Näherungswerth, da p_n noch nicht endgültig bestimmt war. Trotzdem kann man diesen Cyl.-durchmesser d doch schon endgültig feststellen, wenn er nicht darauf ankommt, daß die mittlere Kolbengeschw. C die gegebene Größe einhalte. Angenommen mm Cylinder-durchmesser

$$d = 0,515 \text{ mtr}$$

diesem endgültigen Werth ist dann entsprechend C zu corrigiren.

Für die folgende Rechnung gebraucht man aber auch noch den wirksamen Kolbenquerschn. δ, derselbe ist nun:

$$\delta = \frac{\pi d^2}{4}(1 - 0,02)$$

mit $d = 0,515$:

$$\delta = 0,2041 \text{ □mtr.}$$

Was den Hub S des Kolbens betrifft, so macht man denselben, wenn nicht besondere Gründe für die Größe desselben vorliegen, in einem bestimmten Verhältniß zum Cylinderdurchmesser d, und zwar nach Redtenbacher gewöhnlich:

$$\frac{S}{d} = 2,8 - d$$

Im vorliegenden Fall also: $S = 1,177$ m.

Mit diesem Werthe von S wird dann auch die Umdrehungszahl u p. Min bestimmt sein; indem nämlich der Weg des Kolbens p. Min. einmal $= 2 S u$ und andrerseits $= 60\,C$ ist, so hat man die Gl.:

$$S u = 30\,C$$

Also:

$$u = \frac{30\,C}{S} = \frac{30 \cdot 1,5}{1,177} = 38,2$$

Aber auch hier ist es besser einen endgültigen Werth für u festzusetzen, mit Rücksicht auf die Bequemlichkeit für die Rechnung der verschiedenen einzubringenden Dimensionen.

Angenommen Tourenzahl p. Min.: $u = 38$.

Somit wird dann der Kolbenhub:

$$S = \frac{30\,C}{u} = \frac{30 \cdot 1,5}{38} = 1,184.$$

d. diese Werthe $C = 1,5$ und $S = 1,184$ haben natürl. noch eine weitere Annahme zu erfahren, nachdem sie berechnet ist. – Um nun diese genaue Rechnung hier durchzuführen, handelt es sich zunächst darum, d. Schwungrad zu berechnen, indem von d. Gew. desselben p_m wesentlich bedingt wird. Zur Berechnung d. Schwungrades hat man aber zunächst d. gesammte auf d. Kurbelzapfen reducirte schwingende Masse M zu berechnen nach d. Formel:

$$M = (f' - f'')\frac{L_i}{\delta v^2}.$$

Hierin ist d. indicirte Arbeit per Kolbenhub: $L_i = \delta S a p_i = 0,2041 \cdot 1,184 \cdot 10333 \cdot 1,5585 = 3892.$
D. Ungleichförmigkeitsgrad δ soll sein $= \frac{1}{40}$ d.h. d. Differenz d. min u. max Kurbelzapfengeschw. beträgt nicht mehr als $\frac{1}{40}$ d. mittleren Kurbelzapfengeschw. v also $\delta = \frac{v' - v''}{v} = \frac{1}{40}$.
D. mittlere Kurbelgeschw. v ist nun:

$$v = \frac{\pi}{2} C = 2,356.$$

D. Coeff. $f' - f''$ läßt sich aus d. letzten mitgetheilten Tabelle entnehmen. Dieselbe gilt unter d. Voraussetzung $h = \frac{1}{5}$ d.h. d. Kurbellänge $= \frac{1}{5}$ d. Kurbelstangenlänge, und mit $e_1 = \frac{1}{4}$ und $\frac{p_2}{p_1} = \frac{0,2}{3} = 0,067$ durch Interpolation:
und somit findet man: $f' - f'' = 0,350$

$$M = 0,350 \cdot \frac{3892}{\frac{1}{40} \cdot 2,356^2} = 9815.$$

D. Gew. G_1 d. Schwungringes ist dann bestimmt durch d. Ausdruck:

$$G_1 = 0,9 \left(\frac{r}{R}\right)^2 M g \qquad (g = \text{Beschl. d. Schwere} = 9,81)$$

Angenommen d. Radius R d. Mittellinie d. Schwungringes sei:

$$R = 2,25$$

so findet man mit $\frac{r}{R} = \frac{S}{2R}$:

$$G_1 = 0,9 \left(\frac{1,184}{4,5}\right)^2 9815 \cdot 9,81 = 6000 \text{ Kgr.}$$

D. aus d. Gew. d. Schwungringes und d. Gew. d. Armsystems bestehende Gew. d. Schwungrades kann nun erfahrungsgemäß gesetzt werden $= 1,2\,G_1$. Rechnet man nun als Gew. d. Schwungradwelle und zugehörigen Theile noch $0,2\,G_1$ hinzu, so hat man als d. Gesammtgew. G d. Schwungrades und Schwungradwelle:

$$G = 1,4\,G_1 = 8400 \text{ Kgr.}$$

Jetzt kann nun p_m berechnet werden, nachdem man nämlich d. Durchmesser d d. Schwungradwelle in d. Lagern, gemäß d. zu tragenden Gew. sowie d. zu übertragenden Arbeit entsprechend bestimmt hat, und welcher hier gesetzt wurde

$$d = 0,2 \text{ m.}$$

ergiebt sich nun:

$$p_m = 0,00022 \frac{G d}{d^2 S} + \frac{0,0227}{d} + p_m'$$

$$p_m = 0,1070 + 0,0441 + p_m'.$$

Dieses p_m' d.h. d. Theil d. Spannung, welcher d. Arbeitsverlust d. Kolbenreibung und Luftpumpe entspricht, kann aber erst berechnet werden, nachdem d. Durchmesser D d. Cylinders berechnet ist, es ist nämlich d. Ausdruck für p_m':

$$p_m' = 0,00015\,n\,(h + 15)\frac{D^2}{120\,\delta S n}$$

Was in diesem Ausdruck h u. n betrifft, so sei d. Förderhöhe d. Kaltwasserpumpe angenommen zu

$$h = 6 \text{ mtr.}$$

zur Luftpumpe erforderliche Verdampfung: $n = 20$ kgr, und d. pr. kgr Dampf mit einem, wenn d. zur Luftpumpe erforderliche Wasser [illegible] ist, d. soll hier [illegible] d. stündliche Dampfverbrauch D' kann berechnet werden nach d. Formel:

$$D' = 120\, F s n \left[(c+c_1)\gamma_1 - c\gamma_2\right] + 450\, d \sqrt{p_i}$$

Setzt man hierin d. Coeff. c d. schädlichen Raumes = 0,065, sowie für [illegible] γ_1 und γ_2 d. aus d. bekannten [illegible] Tabellen zu entnehmenden [illegible] Werthe, also:

entsprechend d. [illegible] $p_1 = 3$ [illegible] $\gamma_1 = 1{,}702$

und für Condensatorspannung [illegible] $\gamma_2 = 0{,}264$

und ferner für F, s, n, d d. gefundenen Werthe, so bekommt man:

$$D' = 3600 \cdot 0{,}2041 \cdot 1{,}5\left[0{,}3 \cdot 1{,}702 - 0{,}065 \cdot 0{,}264\right] + 450 \cdot 0{,}515\sqrt{1{,}5585}$$

$$D' = 548 + 289 = 837.$$

Hierin entspricht natürlich 548 d. wirklich [illegible] Verdampfung und 289 d. [illegible] inclusive d. [illegible] Wärmeverlusten. Diese Werthe in d. Formel für p'_m eingesetzt gibt:

$$p'_m = 0{,}4478 \text{ Atm}$$

und somit $p_m = 0{,}1989$ Atm.

nicht ganz 0,2 Atm

welcher als [illegible] mittleren Gegendruck-Differenz p_i [illegible] zur Überwindung d. [illegible] Reibungswiderstände sowie zum Betriebe d. Kaltwasser- und Luftpumpe.

Nachdem man p_m gefunden, kann man auch p_e genauer berechnet werden, als [illegible] früher angenommen wurde, nach d. Formel:

$$p_e = \frac{p_i - p_m}{1+\mu}.$$

Hierin wird d. Coeff. μ d. [illegible] Reibung angenommen zu:

$\mu = 0{,}13$, so daß man dann erhält:

$$p_e = \frac{1{,}5585 - 0{,}1989}{1{,}13} = 1{,}203 \text{ Atm.}$$

Ursprünglich wurde angenommen $p_e = 1{,}1782$, und somit d. [illegible] ursprünglich zu [illegible] und zwar in d. Verhältniß:

$$\frac{1{,}1782}{1{,}203} = 0{,}98 \text{ zu klein genommen.}$$

Diesem Umstande entsprechend müßte man natürlich C u. S [illegible] werden, und zwar ist nun nun endgültig für d. mittlere Kolbengeschw.:

$$C = 0{,}98 \cdot 1{,}5 = 1{,}47 \text{ mtr pr. Sek.}$$

Da ferner d. Tourenzahl n schon endgültig festgestellt wurde, kann man auch d. Hublänge d.

Kolben etwas kleiner genommen werden, nämlich auch im Verhältniss 0,98 also somit wird erhalten:

$$S = 0{,}98 \cdot 1{,}184 = 1{,}16 \text{ Metr.}$$

Schliesslich erfahren auch noch G_1 und D' kleine Correctionen, die man aber nachträglich anbringen kann ohne die Rechnung ganz zu wiederholen.
Was zunächst G_1 betrifft, so war:

$$G_1 = 99\left(\frac{r}{R}\right)^2 M g$$

und $$M = (\gamma' - \gamma)\frac{L_1}{\delta v^2}$$

Hierin werden natürlich γ', γ und δ von der Correction nicht berührt, sondern nur L_1 und v; v ist nun natürlich im demselben Verhältniss mit C also v^2 mit C^2 kleiner geworden, während $L_1 = \delta S a p_1$ mit S, und da S mit C, auch L_1 im demselben Verhältniss mit C, also M im Verhältniss $\frac{C}{C^2} = \frac{1}{C}$ verändert.
Das Verhältniss $\left(\frac{r}{R}\right)^2$ hat sich natürlich wie r im Verhältniss mit S also d. h. mit C und somit $\left(\frac{r}{R}\right)^2$ im Verhältniss mit C^2 geändert, so dass also schliesslich G_1 im Verhältniss wie $\frac{C^2}{C} = C$ kleiner geworden ist. Es genügt demnach dem Schwungring ein Gew. zu geben:

$$G_1 = 0{,}98 \cdot 6000 = 5800 \text{ Kgr.}$$

Was d. stündlichen Dampfverbrauch $D = 120\,\delta S a\left((C+c)\gamma_1 - c\gamma_2\right) + 450\, d\sqrt{p_1}$ betrifft so ist für d. 2ten Summand mit d. vorzüglichen p_2 beim Condensator eingesetzt, mit d und p_1 schon endgültig festgestellt waren, d. für vorliegende Correction bleibt es also nur auf d. ersten Summand als auf d. wirklich nützlichen Dampfverbrauch. Dieser hat sich nun offenbar nur im demselben Verhältniss wie S d. h. wie C geändert, also um 0,98 kleiner geworden. Um d. Nutzeffect $N = 50$ Pferdestärken zu erlangen ist demnach genau nur ein stündlicher Dampfverbrauch erforderlich:

$$D' = 0{,}98 \cdot 548 + 289 = 826 \text{ Kgr.}$$

Nunmehr können auch d. wesentlichen Dimensionen d. Kaltwasser- und Luftpumpe bestimmt werden. Es ist nämlich d. Volumen V_1, welches d. Kolben d. Kaltwasserpumpe durchlaufen muss, während d. Dampfkolben einen einfachen Hub ausführt, d. früheren Betrachtungen gemäss unter d. Annahme, dass d. Pumpe doppeltwirkend sei:

$$V_1 = \frac{n D'}{108000\, a} = 0{,}004 \text{ cubm.}$$

Ist d. Pumpe nur einfach wirkend, so muss natürlich d. Pumpencylinder doppelt so gross genommen werden. –
D. in derselben Zeit vom Kolben d. Luftpumpe zu durchlaufende Volumen muss, früheren zufolge, im Allgemeinen ungefähr 4 mal so gross genommen werden als d. gleichzeitig vom d. Kolben d. Kaltwasserpumpe durchlaufene Volumen V_1, um eine genügend kleine p_2 im Condensator zu erhalten, also:

$$V_2 = 4V_1 = 0{,}016 \text{ cubm.}$$

Natürlich muss auch diese Pumpe doppelt so gross genommen werden, wenn d. Luftpumpe nur einfach wirkend ist. –

Weiter handelt es sich nun auch noch um d. Brennstoff (gewöhnl. Kohlen) verbrauch, um diesen bei Nutzeffekt N zu bekommen. Um diesen zu ermitteln, muss zunächst eine mittlere Sp. im Kessel bekannt sein. Dieselbe wird bekanntlich immer etwas grösser gehalten als d. Admissionssp. p_1 im Cyl., um immer eine Reservekraft vorrätig zu haben, im Falle einer grösseren erforderten Arbeitsleistung als d. normale, und auch schon d. Regulierung halber. Angenommen in unserem Beispiel betrage d. Sp. durchschnittlich:

$$p = 3,5 \text{ Atm}$$

entsprechend einer Temp.: $t = 140\,°C$.

D. Speisewasser wird aus d. Condensator entnommen, hat also eine Temp. v. 46° entsprechend d. Sp. im Condensator. Sofern nun aber bei d. Zuleitung zum Kessel d. Wasser immerhin ein Wärmeverlust stattfindet, kann man d. Temp. t_0, womit d. Speisewasser in d. Kessel eintritt, doch auch nur zu 40° veranschlagen.
Demnach ist d. zur Verdampfung von 1 Kgr Wasser im Kessel erforderliche Wärmemenge:

$$W = 606,5 + 0,305\,t - t_0 = 606,5 + 0,305 \cdot 140 - 40 = 609.$$

Da nun d. Masch. pr. Stunde 826 Kgr Dampf verbraucht, so müssen pr. Stunde im Kessel verdampft werden 826 Kgr Wasser, und also demselben pr. Stunde eine Wärmemenge zugeführt werden:

$$WD = 826 \cdot 609 = 503034 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Bei Verwendung einer mittelguten Steinkohle, deren Heizwert etwa 7000 beträgt, und bei Annahme eines Wirkungsgrades d. Feuerung und Heizfl.:

$$\eta\,\eta_1 = 0,6$$

findet man d. stündlichen Kohlenverbrauch:

$$B = \frac{503034}{0,6 \cdot 7000} = 120 \text{ Kgr.}$$

und schliesslich d. verhältnismässige d. h. d. pr. Stunde und Pferdestärke erforderliche Kohlenmenge:

$$= \frac{B}{N} = \frac{120}{50} = 2,4 \text{ Kgr.}$$

In diesem Beispiel waren nun verschiedene d. in Betracht kommenden Grössen ziemlich willkürlich angenommen, es erscheint daher interessant zu untersuchen, unter welchen Umständen diese angenommenen Grössen am vorteilhaftesten sind. Diese Untersuchung wird offenbar auf eine neue Aufgabe hinauslaufen, nämlich diejenigen Annahmen unter gleichen Umständen d. beste sein wird, bei welchen d. Kosten d. Pferdestärke pr. Stunde so klein wie möglich ausfallen; d. Aufgabe wird also zunächst darin bestehen, d. Gesamtkosten einer Pferdestärke pr. Stunde zu ermitteln. Diese werden natürlich von vielen Umständen abhängen, namentlich von d. Kosten d. Brennmaterials. Zunächst werden aber d. Gesamtkosten ~~pr. Pferdekraft~~ d. Masch. pr. Jahr berechnet. Ist dann Z d. Zahl d. jährlichen Arbeitsstunden d. Masch. in Stunden, so erhält man aus diesen jährlichen Gesamtkosten d. Masch. d. Gesamtkosten pr. Pferdekraft und pr. Stunde, indem man d. ersteren durch $Z\,N$ dividiert.

Nun gebraucht aber d. Masch. pr. Stunde B Kgr. Kohlen, nach genau vorstehender Rechnung und somit wird d. jährliche Kohlenbedarf d. Masch. $= Z\,B$ sein. Ist nun P d. Preis eines Kgr. Kohlen, so ist d. jährlich aufzuwendende Kostenpreis d. Kohlen $= P \cdot Z\,B$.

× Hierzu kommen nun noch d. Ausgaben, welche zur Amortisation und Verzinsung d. Anlagekapitals für Masch. resp. zugehörige Kessel verwendet werden. Ist hier nun P_1 d. Anschaffungspreis d. Masch. und P_2 d. Anschaffungspreis d. zugehörigen Kessel und rechnet man für Verzinsung u. Amortisation dieses Anlagekapitals x Procent, so erhält man hiernach eine jährliche Ausgabe: $= \frac{x}{100}(P_1 + P_2)$

Außerdem sind aber noch Gebäulichkeiten erforderlich, nämlich d. Schornstein, Kesselmauerung, sowie Räume zur Unterbringung von Masch. und Kessel. d. Herstellungspreis dieser Gebäulichkeiten sei $= P_3$. Da dieselben natürlich weniger verschleißen als Masch. u. Kessel, so wird man auch für Amortisation und Verzinsung dieses Herstellungspreises P_3 weniger rechnen können als oben für Masch. und Kessel und zwar sei nun für Verzinsung u. Amortisation d. Baukosten P_3 y Procent gerechnet, so daß hiermit eine jährliche Ausgabe entsteht $= \frac{y}{100} P_3$.

Ferner kommen endlich noch d. Unterhaltungskosten und Wartung hinzu; indem diese offenbar mit d. Größe d. Masch. und mit d. Zahl d. jährlichen Arbeitsstunden wachsen, so kann man d. jährlichen Ausgaben dafür setzen:

$$= A + A_1 z + A_2 N_e$$

unter A, A_1 u. A_2 verstanden Größen verstanden, d. nach erfahrungsmäßigen Werthen und durch Schätzungen ermittelt werden müssen.–

d. Gesammtkosten einer Pferdestärke pro Stunde betragen demnach:

$$\frac{A + A_1 z + A_2 N_e + z B P + \frac{x}{100}(P_1 + P_2) + \frac{y}{100} P_3}{z N_e}$$

Diejenigen Annahmen für d. nach erwähnten Größen sind nun d. günstigsten, welche diesen Ausdruck zu einem Min. machen. Von d. verschiedenen bestimmenden Größen erkennt man aber leicht d. Einfluß auf diesen Ausdruck.

Es ist nämlich offenbar d. Ausdruck um so kleiner und somit auch d. Gesammteffect d. Masch. um so günstiger, je größer d. Zahl z d. jährlichen Arbeitsstunden, je ununterbrochener also d. Betrieb ist.

Ferner werden d. Kosten um so kleiner, je größer N_e d.h. je größer d. Masch. ist, so daß bei größerem Arbeitsbedarf im Allgemeinen u. bis zu einer gewissen Grenze eine größere Masch. vortheilhafter ist, als 2 od. mehrere kleinere von derselben Gesammtleistung, indem d. Wartung u. Bedienung eine einfachere, ferner bekanntlich d. Dampfverbrauch verhältnißmäßig geringer sind.–

Außerdem wurde ferner auch schon festgestellt, daß eine möglichst hohe Admissionssp. P., womit d. Dampf in d. Cyl. tritt, am günstigsten ist.–

Diese Punkte erfordern deshalb gar keine weitere Untersuchung, sondern nur noch d. Einfluß d. mittleren Kolbengeschw. c und d. Füllungsgrades ε kommt noch besonders in Frage.

Was nun d. mittlere Kolbengeschw. c betrifft, so sprechen verschiedene Umstände für eine größere und auch verschiedene Umstände für eine kleinere Kolbengeschw. Je schneller man d. Masch. laufen läßt, desto kleiner wird offenbar d. Anlagekapital d. Masch. ausfallen, indem d. Arbeitsleistung dann eine verhältnißmäßig größere wird. Andererseits kann aber doch nicht mit d. Vergrößerung von c über eine bestimmte Grenze hinausgegangen werden, denn mit wachsendem c wächst d. sich d. Ausströmen d. Dampfes entgegenstellende Widerstand, also auch d. B. P. d. ausströmenden Dampfes, wodurch aber d.

Gesamtnutzeffekt geschmälert wird. Ferner wächst auch mit d. mittleren Kolbengeschw. d. Ungleichförmigkeit d. Masch. wenigstens mit Rücksicht auf d. hin- u. hergehenden Massen, denn diese, als Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf u. Kurbelstange, geben immer eine d. Schwungradverhältnissen entsprechende ungleichförmige Bew.; wird nun d. Kolbengeschw. vergrößert, so wird damit d. Wechsel von Null zum max d. Geschw. rascher, so werden diese hin- u. hergehenden Massen offenbar einen schwankenden, hemmenden Einfluß auf d. Kurbelzapfen ausüben. D. Einfluß, welchen dieser Umstand auf d. vorteilhafteste Kolbengeschw. c ausübt, soll später noch näher untersucht werden. –

Was nun d. vorteilhaftesten Füllungsgrad ε betrifft, so spricht d. möglichst gute Ausnützung d. d. Dampfe innewohnenden Wärme, und also ein möglichst geringer Brennmaterialverbrauch für einen möglichst kleinen Füllungsgrad; indessen d. Dimensionen u. damit d. Preis d. Masch. sprechen für einen möglichst kleinen Cylinder also für einen möglichst großen Füllungsgrad. – Außer diesen allgemeinen, nur vorwiegend wesentlichen Einflüssen, hängt aber d. Füllungsgrad ε auch noch wesentlich d. Kosten einer Pferdekraft pro Stunde. Was nun d. letzteren betrifft, so bestehen dieselben bekanntlich aus d. Kohlenaufwand, d. zur Amortisation und Verzinsung d. Anlagekapitals von Masch. u. Kessel sowie d. Herstellungspreises d. notwendigen Baulichkeiten und aus d. Aufwand für Wartung und Unterhaltung d. Masch. Die letzteren beiden, nämlich d. Verzinsung u. Amortisation d. Herstellungspreises d. Gebäulichkeiten sowie d. Unterhaltungs- u. Wartungskosten haben offenbar nur einen sehr unwesentlichen Einfluß auf d. Füllungsgrad ε zu verzeichnen, so daß man mit genügender Genauigkeit annehmen kann, daß d. Füllungsgrad ε nur von d. Kohlenaufwand und d. zur Verzinsung u. Amortisation d. Anlagekapitals von Masch. u. Kessel bedingt wird. Es wird folgl. derjenige Füllungsgrad ε d. vorteilhafteste sein, bei welchem diese beiden Auslagen ein Min. werden d. h. bei welchem d. Ausdruck:

$$\frac{2\mathfrak{B}P + \frac{x}{100}(\mathfrak{P}_1 + \mathfrak{P}_2)}{2N}$$

ein min. wird.

Setzt man nun von angenommenen Werten d. Größen $2N$ u. P aus, was meistens ein schon erreichbar d. Fall ist, so kommt es nur darauf an d. Zähler zu einem min. zu machen, indem d. Nenner dann constant ist. Es frägt sich somit für welchen Wert d. Füllungsgrades ε d. Ausdruck:

$$2\mathfrak{B}P + \frac{x}{100}(\mathfrak{P}_1 + \mathfrak{P}_2)$$ unter gegebenen Umständen ein min. wird.

D. Größen, welche in diesem Ausdruck vorkommen, sind nun aber in solcher Funktion von ε abhängig, daß man damit ε nicht entwickeln kann und also auch weniger, bedarf d. Minimum-Aufgabe d. Differentialquotienten lösen kann. Man hilft sich deshalb gewöhnlich, durch probeweises Rechnen d. vorteilhaftesten Wert von ε zu ermitteln, indem man unter gegebenen Umständen in obigen Ausdruck verschiedene angenommene Werte von ε einsetzt, wodurch man dann denjenigen Wert von ε erhält, bei welchem d. Ausdruck seinen kleinsten Wert erreicht. Solche bedeutend umständliche Rechnungen sind nun ausgeführt worden von Hrabák. Derselbe ging bei seinen Rechnungen von folgenden Annahmen aus:

Er setzte $x = 10$, rechnete also 10% für d. Verzinsung u. Amortisation d. Anlagekapitals von Masch. u. Kessel, ferner eine jährliche Arbeitszeit $Z = 3600$ entsprechend einer 10stündigen täglichen Arbeitszeit; ferner setzte er eine Kohle voraus, welche im Stande ist pro 1 kg – 7 kg Wasser im Kessel zu verdampfen, so daß man hat:

stündlicher Dampfverbrauch $\mathfrak{D} = 7\,\mathfrak{B}$.

Was d. zu Grunde zu legende mittlere Kolbengeschw. C betrifft, so entnehmen wir dieselbe aus folgender Zusammenstellung resp. mit deren Interpolation:

für eine Nutzpferdestärke:	N =	1	10	20	45	80	150
wurde d. mittlere Kolbengeschw.	30 C =	30	35	40	45	50	55

genommen.

d. Preis eines 1 kg Kohlen wurde angenommen zu $P = 0{,}12$ Kr.

Was ferner d. Anschaffungspreis von Masch. u. d. Kessel betrifft, so entnahm hierfür Habrák zunächst eine empirische Formel, deren Constanten er dann mit Hilfe vorliegender Preiscourante bestimmte. Er setzte nämlich d. Anschaffungspreis einer Masch. = einem constanten Summanden + einem Summanden, welcher d. Stärke d. Masch. also N proportional ist mit Rücksicht auf d. Dimensionen d. Masch., + einem Summanden, welcher d. max. Gesammtdruck d. Kolbens proportional ist, indem dieser d. nöthigen Festigkeits-Dimensionen d. Masch. bestimmt, er setzte nämlich:

$$P_1 = C + C_1 N + C_2 J\left(\begin{smallmatrix} p_1 - 1 \\ p_1 \end{smallmatrix}\right)$$

Hierin gilt $p_1 - 1$ als frei max Sp. einer Masch. ohne Condensation und p_1 für eine Condensationsmasch., wobei d. Einfachheit halber angenommen ist, daß d. Gegendruck bei einer Masch. ohne Condensation = d. Sp. d. Atm. und bei einer Condensationsmasch. = 0 sei, was d. [illegible] d. Fall sein kann. –

d. Constanten $C\ C_1\ C_2$ wurden nun auf Grund umfassender vorliegender Preiscourante von Masch. bestimmt und dadurch gefunden:

für eine Masch. ohne Condensation:

für $N < 45$ Pferdekräfte: Preis d. Masch.: $P_1 = 300 + 46N + 5000\,J(p_1 - 1)$

" $N > 45$ . . . . $P_1 = 1000 + 21N + 4000\,J(p_1 - 1)$

für eine Condensationsmasch.:

für $N < 45$ Pferdekräfte: Preis d. Masch.: $P_1 = 400 + 52N + 6000\,J p_1$

$N > 45$ . . . . $P_1 = 1300 + 23N + 5000\,J p_1$

in österr. Gulden = $\frac{2}{3}$ Thaler. –

Als Preis ~~von~~ d. Kessel nimmt Habrák:

$$P_2 = 200 + \frac{5}{12} D(p_1 + 1) \quad \text{in österr. Gulden} = \tfrac{2}{3}\ \text{Thaler}.$$

wobei er annimmt, daß d. Sp. im Kessel um 25% höher sei als d. Admissionsdr. p_1 im Cylinder.

Für ganz allgemeine Gültigkeit können nun diese Formeln natürlich nicht dienen, für d. vorliegenden Zweck bieten sie aber einen genügenden Anhalt. –

Außer diesen werden auch sonst verschiedene Annahmen gemacht werden müssen um C. bestimmen zu können; d. von Habrák vorausgesetzten Annahmen (hinsichtl. d. Dampfverlustes, d. Reibungsverhältnisse etc.) sind nun zwar nicht ganz dieselben wie sie früher von uns mitgetheilt wurden, aber auch doch nicht so stark verschieden um wesentlich falsche Resultate zu bekommen. –

d. Hauptresultate dieser Habrák'schen Rechnungen sind nun folgende:

D. vortheilhaftesten Werthe d. Füllungsgrades e_1 sind:

für eine Masch. ohne Condensation:

für N =	7	20	60	180
p_1 = 3 Atm	0,41	0,40	0,39	0,38
4 "	0,33	0,32	0,31	0,30
6 "	0,30	0,25	0,23	0,20.

für eine Masch. mit Condensation:

für N =	7	20	60	180
p_1 = 2 Atm	0,33	0,30	0,25	0,23
3 "	0,30	0,25	0,23	0,20
4 "	0,25	0,22	0,20	0,15
6 "	0,24	0,20	0,18	0,13.

Man ersieht hieraus, daß d. vortheilhafteste Füllungsgrad e_1 um so kleiner wird, je grösser d. Masch. und je grösser d. Admissionsspannung p_1 ist, und ferner, daß bei gleichen Grössen und gleicher Admissionsspg. p_1 bei einer Masch. ohne Condensation d. vortheilhafteste Füllungsgrad e_1 grösser ist als bei Masch. mit Condensation. –

Sind d. obwaltenden Umstände besonders in Beziehung auf [illegible] anders als hier angenommen, so kann man bemerken, daß unter übrigens gleichen Umständen d. vortheilhafteste Füllungsgrad um so kleiner ist, je grösser d. jährliche Arbeitszeit und je theurer d. Brennstoff, je billiger dagegen d. Masch. u. Kessel zu beschaffen sind. –

In d. bereits genannten Beispiel war eine Masch. vorausgesetzt worden, welche N = 50 Nutzpferdestärke entwickeln sollte mit einer Admissionsspg. p_1 = 3 Atm. Unter diesen Umständen einer Condensationsmasch. würde sich nach obiger Tabelle ergeben: d. vortheilhafteste Füllungsgrad e_1 zwischen 0,23 u. 0,25, so daß d. damals angenommene e_1 = 0,25 diesem vortheilhaftesten Füllungsgrad ziemlich nahe kommt.

Mit Hilfe d. soeben mitgetheilten Tabelle ist es nun auch möglich zu untersuchen, unter welchen Bedingungen es ökonomisch mehr vortheilhaft ist, eine Masch. als Condensationsmasch. zu bauen. Schon früher wurde erwähnt, daß es bei einer Untersuchung einer gewissen Admissionsspg. p_1 wenig vortheilhaft, ja sogar unrationell ist, d. Masch. als Condensationsmasch. zu bauen; dieses wird nun durch d. vorliegende Untersuchung bestätigt. Ferner sieht man, daß namentlich für grössere Masch. d. Condensation sich rentirt. Im Allgemeinen kann man daher sagen, daß d. Rentabilität d. Condensationsvorrichtung [illegible] d. ökonomische Vortheil einer Condensationsmasch. im Vergleich mit einer Masch. ohne Condensation um so geringer ist, je grösser p_1 u. je kleiner N ist. Bei d. Annahmen jedoch, welche d. Hrabák'schen Rechnungen zu Grunde liegen betreffs d. Grössen [illegible], ergiebt sich nach Ermittlungen von Hrabák jener Vortheil bis zu einer Admissionsspg. p_1 = 6 Atm. und einer Nutzpferdestärke N = 7; für grössere Admissionsspg. p_1 und kleinere N ist d. Condensationsvorrichtung nicht mehr vortheilhaft zu nennen. Natürlich kann d. Condensationsvorrichtung sich nur rentabel zeigen, wenn d. Kühlwasser in genügender Menge und billig zu beschaffen ist. –

Außerdem ist nun aber auch noch d. vortheilhafteste Werth für d. mittlere Kolbengeschw. c zu ermitteln. Ueber diesen Gegenstand liegt nur ein in neuerer Zeit erschienenes Werk von Radinger vor, welches d. folgenden Untersuchungen mit einigen Abänderungen zu Grunde gelegt werden soll. (Siehe Radinger. Ueber Maschinen mit grosser Kolbengeschwindigkeit).

Was d. Schädlichkeit d. Gewichts einer Masch. betrifft, so steht dieselbe wesentlich in Beziehung zu d. hin- u. hergehenden Massen, welche in d. Namen Kolbenmasse zusammengefaßt werden sollen; diese Kolbenmasse besteht im Allgemeinen aus d. Kolben, d. Kolbenstange, d. Kreuzkopf und d. Kurbelstange. Werden bei einer sog. Condensations-Masch. d. Pumpengestänge unmittelbar vom Kreuzkopf bewegt, so kommen d. bewegten Theile d. Pumpen natürlich zur Kolbenmasse hinzu; bei einer Lokomotivmasch. umfaßt d. Kolbenmasse dann auch noch d. nach d. Angriffspunkt d. Kolbenstange reducirte ~~Gew~~ d. Masse d. Lokomotive. –

Wenn d. Masch. nun nur einen einzigen wirksamen schnellen Gang hat, so bedarf d. Masch. im Anfang d. Kolbenhubes einer ziemlich bedeutenden Arbeit zu ihrer Geschw., welche sie dann aber im 2ten Theil d. Hub. wieder abgibt, denn d. Kolben beginnt seinen Hub mit d. Geschw. 0, erreicht dann ein max und dann wieder abzunehmen; dieser Übergang von min zu max d. Geschw. d. Kolbens wird natürlich wesentlich ungünstiger durch eine schnelle Kolbengeschw. und einen hohen Expansionsgrad, indem durch ersteren Umstand d. Übergang ein schnellerer wird, und durch letzteren Umstand d. Differenz zwischen min u. max Geschw. vergrößert wird. Hat nun nun d. Kolbenmasse eine genügende Größe, so wird d. Trägheit derselben offenbar diese ungünstigen Verhältnisse mildern, indem sie im Anfang d. Hubes d. max Geschw. einen größeren Widerstand unter Aufnahme entsprechender lebendiger Kraft entgegensetzt und diese lebendige Kraft beim Übergang zur min Geschw. dazu zu verwenden, um d. Abnehmen d. Geschw. langsamer und in ~~geringerem~~ Grad zu machen. Man erkennt also schon aus diesem, wie es möglich ist, eine große Kolbengeschw. und einen hohen Expansionsgrad durch Vergrößerung d. Kolbenmasse auszugleichen. – Um nun d. schließlich d. Kolbenmasse mit d. zulässigsten Kolbengeschw. C möglichst ohne alle unerwünschten störenden Umstände erkennen zu können, soll d. folgenden Untersuchung eine horizontale Masch. zu Grunde gelegt werden, indem bei verticaler Masch. d. Gew. d. auf und abgehenden Massen mit in Betracht kommen. – Ferner kann man d. Kurbelgeschw. während einer Periode dt constant = derselben Mittelwerth V in Betracht ziehen, wenn man annimmt, daß ein Schwungrad in genügender Weise d. Ungleichförmigkeiten V größeren engen Grenzen hält. Diese mittlere Kurbelzapfengeschw. V steht nun zur mittleren Kolbengeschw. C in d. Beziehung:

$$v = \frac{\pi}{2} C.$$

D. veränderliche Geschw. d. Kolbens sei $= W$, welche bei jedem einfachen Kolbenhub von 0 bis zu einem max auf und dann bis zu 0 wieder abzunehmen. Demnach ist nun d. Beschl. d. Kolbens, also d. Beschl. d. Kolbenmasse, wie sie früher bei d. Untersuchung d. Kurbelmechanismus gefunden wurde:

$$\frac{dW}{dt} = \frac{v^2}{r}\left(\cos\varphi \mp \lambda\cos 2\varphi\right)$$

wenn $r = \frac{s}{2}$ = Kurbellänge, $\lambda = \frac{r}{l}$ = Verhältniß d. Kurbellänge zur Kurbelstangenlänge, (gewöhnlich $= \frac{1}{5}$). φ d. Drehungswinkel d. Kurbel seit d. letzten Überg. durch d. todten Punkt, also von Anfang d. Hubes an gerechnet bedeutet; ferner müssen d. oberen Vorzeichen genommen werden für d. Hingang d. Kolbens, d. h. für d. erste Hälfte d. Periode vom oberen zum unteren todten Punkt, und unteren Vorzeichen für d. ~~Rückgang~~ d. Masch. d. h.: für d. 2te Hälfte d. Periode vom unteren zum oberen Todtenpunkt. Dieser Ausdruck gilt nun bekanntlich d. Beschl. gerichtet im Sinne d. Kolb. Kolbenhubes. –

Ist nun m d. gesammte Kolbenmasse, dann ist d. Kraft P, welche zur Herstellung d. Beschl. erfordert wird:

$$P = m\,\frac{dW}{dt}$$

und somit d. zur Fortbewegung d. Luftschiffes und d. Kolbenmasse nöthige Kraft bezogen auf d. Flächeneinheit d. Kolbens und ausgedrückt in Atm.:

$$-q = \frac{Q}{Ja} \text{ atm.}$$

diese Größe ist also von d. Form:

$$q = q_0(\cos\varphi \mp \lambda\cos 2\varphi)$$

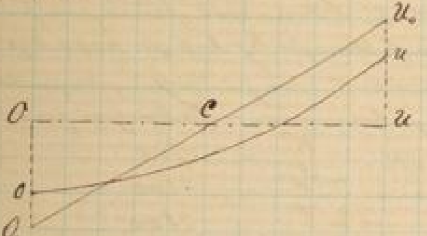
wenn davon bedeutet:

$$q_0 = \frac{mv^2}{Jar}.$$

Um sich von dieser Größe q in verschiedenen Kurbelstellungen einen Begriff machen zu können, sei OU ein Kolbenhub $= S$, d. Lauf von O nach U sei d. Hingang und d. Lauf von U nach O sei d. Rückgang. In folgender Weise kann man nun d. verschiedenen Größen von q, entsprechend verschiedenen φ, als Ordinaten auftragen, unter d. Annahme, daß λ genähert $= 0$ d.h. d. Kurbelstange unendl. lang sei, so daß d. 2te Summand im Ausdruck für q ganz wegfällt.

Im Anfang O d. Hinganges ist nun $\varphi = 0$ also $\cos\varphi = 1$ und folgl. $q = q_0$
Am Ende U d. Hinganges ist $\varphi = 180°$ $\cos\varphi = -1$ $q = -q_0$.

Für d. Hingang sollen d. positiven Werthe von q aufwärts und d. negativen Werthe q nach abwärts abgetragen werden, während für d. Rückgang dies dann in umgekehrter Weise geschehen muß, indem dann q von unten nach oben zu gerechnet wird. d. Ordinaten OO_0 und UU_0 sind demnach $= q_0$ zu machen.



Verbindet man dann O_0 mit U_0 durch eine Gerade, welche OU genau in seiner Mitte C schneidet, so sind offenbar d. Ordinaten dieser Geraden O_0U_0 d. verschiedenen entsprechend einer Stellung entsprechenden Werthe von $q_0\cos\varphi$; d. Ordinaten sind nämlich proportional d. Abständen gemessen von d. Mitte C an, dieselben Abstände sind aber auch d. cos d. Winkels φ proportional, da man d. Mittelpunkt C als Mittelpunkt d. Kurbelkreises ansehen kann und bei Annahme einer unendlichen langen Kurbelstange d. Lauf d. Kolbens die Projection d. Lauf d. Kurbelzapfens auf d. Durchmesser $OU = S = 2r$ ist. d. Ordinaten d. Geraden O_0U_0 stellen demnach d. d. verschiedenen Kurbelstellungen entsprechenden Werthe von $q_0\cos\varphi$ dar. Ganz dasselbe gilt natürlich auch für d. Rückgang.

Wenn man nun aber auf d. endliche Länge d. Kurbelstange Rücksicht nimmt, also nicht $\lambda = 0$ setzt, so hat man:

Im Anfange O d. Hinganges: $\varphi = 0$ $\cos\varphi = 1$ also $q = (1-\lambda)q_0$
Ende U d. " " $\varphi = 180°$ $\cos\varphi = -1$ $q = (-1+\lambda)q_0$

Um diese Anfangs- u. Endwerthe von q als Ordinaten wieder aufzutragen, hat man nur von OO_0 und UU_0 ein Stück $O_0o = U_0u = q_0\lambda$ abzuziehen, indem dann offenbar

$Oo = Uu = (1-\lambda)q_0$ sein wird.

Berechnet man nun auch noch für zwischenliegende Werthe von φ d. entsprechenden Werthe von q und trägt dieselben als Ordinaten in d. obigen Figur auf, so erhält man eine Curve von nebenstehender Art, welche dann d. Werthe von q während eines Kolbenlaufs veranschaulicht. — dieselbe Figur wird natürlich auch für d. Rückgang gelten. —

Ist nun K d. Gew. d. ganzen Kolbenmasse, dann ist:

$$m = \frac{K}{g}$$ wenn g = Beschl. d. Schwere bedeutet.

Für q_0 kann man nun auch noch seinen Ausdruck in anderer Form erhalten, indem wenn statt d. mittleren Geschw. v. d. Kurbelzapfens d. mittlere Kolbengeschw. c und statt d. Kurbellänge r d. Hublänge s einführt mit Hilfe d. Formeln:

$v = \frac{\pi}{2} c$ und $r = \frac{s}{2}$; man erhält dann:

$$q_0 = \frac{W}{g \delta a} \frac{\pi^2}{4} \frac{c^2}{2s} = \frac{\pi^2}{2ga} \frac{W}{\delta} \frac{c^2}{s}$$

od. $$q_0 = \frac{1}{k^2} \frac{c^2}{s} \quad \text{wenn} \quad k^2 = \frac{2ga}{\pi^2} \frac{\delta}{W} \text{ ist.}$$

Mit $g = 9.81$, $a = 10333$ u. $\pi = 3.141\ldots$ erhält man:

$$k^2 = 20540 \frac{\delta}{W}.$$

Was nun dieses Verhältnis $\frac{W}{\delta}$ d. $\frac{\delta}{W}$ betrifft = Gew. d. Kolbenmasse p. 1 cm d. wirksamen Kolbenfl., so fand Radinger durch Vergleich verschiedener ausgeführter Masch.:

$$\frac{W}{\delta} = 2200 \text{ bis } 2800 \text{ kgr.}$$

vorausgesetzt, dass in dieser Kolbenmasse einbegriffen ist d. Kolben, d. Kolbenstange, d. Kreuzkopf und d. Pleuelstange. Wenn bei einer Condensationsmasch. d. verschiedenen Pumpen direct vom Kreuzkopf betrieben werden, so dass d. bewegten Theile d. Pumpen mit zum Gestänge gerechnet werden müssen, dann wächst dieses Verhältnis und zwar etwa um 5 %. Wesentlich grösser wird d. Verhältnis $\frac{W}{\delta}$ bei Schiebermasch., indem hier in d. Gew. W [illegible] d. [illegible] eingerechnet werden muss. Radinger zufolge kann dann dieses Verhältnis $\frac{W}{\delta}$ bis zu 6000 kgr steigen. — Bei Locomotiven ist dieses Verhältnis bestimmt durch d. Zahl d. gekuppelten Triebachsen, indem dann noch d. Kuppelstangen hinzukommen. Radinger fand für eine Locomotive mit einer Triebachse $\frac{W}{\delta} = 1700$

2 gekuppelten " " $\frac{W}{\delta} = 2200$

3 " " " $\frac{W}{\delta} = 2500$

Bei Ausschliessung d. zuletzt genannten Fälle für Schiebermasch. und Locomotiven soll in d. folgenden Rechnungen angenommen werden:

für Masch. ohne Condensation $k = 2.7$ entsprechend $\frac{W}{\delta} = 2818$

" " mit " $k = 2.5$ " " $\frac{W}{\delta} = 3286$

Wenn nun auf solche Weise d. veränderlichen Werthe von q für verschiedene Kurbelstellungen bekannt sind, und wenn mit p d. augenblickliche Unterschied d. Hinterdampfspannung oder d. Vorderdampfspannung in kg. bezeichnet, so wird von diesem p nur d. Theil $p - q$ auf d. Kurbel übertragen. Es muss jetzt verlangt werden, dass diese Differenz $p - q$ immer positiv bleibt, damit nicht im Laufe eines Kolbenhubes d. Richtung d. Kolbenkraft sich umkehrt, wodurch d. Gang d. Masch. unruhig und stossend werden würde; nur im Todtpunkte darf d. Druck sich umkehren.

An diese Bedingung $p - q \geqq 0$ ist nun d. jetzt zulässige Geschwindigkeitsbestimmung d. Masch. zu knüpfen. Um diese nun zu finden, muss nun p ebenso wie q für jede Kurbelstellung ausgedrückt werden. Zu dem Ende sollen dieselben vereinfachenden Annahmen gemacht werden wie bei d. Berechnung d. Schwungrades d. h.: betreffs d. Wirkung d. Hinterdampfes sollen nur bei Absehen aller schädlichen Räume, 2 Perioden unterschieden werden, nämlich d. Einströmung auf d. Wege $s_1 = \varepsilon s$ und d. Expansion auf d. Wege $s - s_1 = s(1 - \varepsilon_1)$; d. h. d. Hinterdampf während d. Einströmung bleibe immer constant $= p_1$ [illegible] $p_1 = 1$. d. Vorderdampfspannung [illegible] nur in einer einzigen während d. ganzen Kolbenhubes stattfindenden Ausströmung immer constant bleiben d. h. p_2, also auch $p_2 = 1$.

[illegible] $e_2 = e_3 = e_4 = 1$.
[illegible] Mariott'sche [illegible] $n_1 = 1$.
[illegible]
[illegible]: $p = p_1 - p_2$
[illegible] x [illegible] $= p_1 \frac{s_1}{x}$
[illegible] p [illegible]:

$$p = p_1 \frac{s_1}{x} - p_2$$

[illegible]:

$$x = r\,\Phi = \frac{s}{2}\Phi$$

[illegible]:

$$p = p_1 \frac{s_1}{\frac{s}{2}\Phi} - p_2 = \frac{2e_1 p_1}{\Phi} - p_2 .$$

[illegible]: $\Phi = 1 - \cos\varphi \mp \frac{1}{2}\lambda \sin^2\varphi$.
[illegible] q.

[illegible] $\lambda = 0$ [illegible] $p - q$ [illegible]:

$$p - q = p_1 - p_2 - q_0 \cos\varphi$$

[illegible] $p - q$ [illegible] $\geqq 0$ [illegible] $\cos\varphi$ [illegible] $\varphi = 0$ [illegible]:

$$\min(p-q) = p_1 - p_2 - q_0 \geqq 0 \text{ sein}$$

[illegible] $q_0 \leqq p_1 - p_2$ [illegible].
[illegible] $c = k\sqrt{5 q_0}$. [illegible] q_0 [illegible] $= p_1 - p_2$ [illegible] c [illegible]:

$$c \leqq k\sqrt{5(p_1 - p_2)}$$

[illegible] c [illegible] $p - q > 0$ [illegible] $\lambda = 0$:

$$\Phi = 1 - \cos\varphi \quad \text{und} \quad p = \frac{2e_1 p_1}{1 - \cos\varphi} - p_2$$

[illegible]

$$p - q = \frac{2e_1 p_1}{1 - \cos\varphi} - p_2 - q_0 \cos\varphi .$$

[illegible] $\geqq 0$ [illegible] $\cos\varphi$ [illegible] $\cos\varphi$ [illegible]:

$$\frac{d(p-q)}{d\cos\varphi} = \frac{2e_1 p_1}{(1-\cos\varphi)^2} - q_0 .$$

[illegible] $= 0$ [illegible] $\cos\varphi$ [illegible]
[illegible] $p - q$ [illegible]
[illegible]

× dieser eingezeichnete Werth von $\cos\varphi$ ist nun:

$$1-\cos\varphi = \sqrt{\frac{2e_1p_1}{q_0}}$$

u. hiermit bestimmte Ausdruck von $\cos\varphi$ in d. Formel für $p-q$ substituirt, bekommt man d. min. von $p-q$ während d. Schwungsänderung d. Geschwindigkeit, und da diese Differenz immer $\geqq 0$ sein soll, so hat man d. Bedingung:

$$\min(p-q) = \sqrt{2e_1p_1q_0} - p_2 - q_0\left(1-\sqrt{\frac{2e_1p_1}{q_0}}\right) = 2\sqrt{2e_1p_1q_0} + p_2 - q_0$$

$$\text{Also}\quad 2\sqrt{2e_1p_1q_0} - p_2 - q_0 \geqq 0.$$

Hieraus könnte man wieder eine 2te Bedingung für q_0 und somit für Cosinus ... Nachdem aber schon eine Bedingungsgleichung für d. größte zulässige Kolbengeschw. C gefunden ist, soll diese Forderung betrachtet werden, als eine Bedingung für einen wenigstens erforderlichen Füllungsgrad e_1. Es ergibt sich nämlich:

$$\sqrt{2e_1p_1q_0} \geqq \frac{p_2+q_0}{2}$$

folgt:

$$e_1 \geqq \frac{1}{2p_1q_0}\left(\frac{p_2+q_0}{2}\right)^2$$

oder:

$$e_1 \geqq \frac{1}{8}\,\frac{q_0}{p_2}\left(1+\frac{p_2}{q_0}\right)^2.$$

Damit also d. Differenz $p-q$ immer positiv bleibt muss ~~während~~ d. Füllungsgrad e_1 wenigstens den oben gefundenen Werth haben. Dieser Füllungsgrad kann natürlich durch andere Umstände noch in noch engere Grenzen geschränkt sein; namentlich kann man d. Bedingung machen, daß auch d. am Ende d. Expansion stattfindende Druck Werth d. G. p. d. Hinterdampfes $= e_1p_1$ immer wenigstens noch $=$ d. Vorderdampfspannung p_2 ist; man hat somit d. Bedingung:

$$e_1p_1 \geqq p_2$$

und folgt für d. Füllungsgrad noch d. Bedingung:

$$e_1 \geqq \frac{p_2}{p_1}$$

In diesem Falle muß e_1 mindestens $=$ d. größeren d. beiden Werthe sein. –

Ist andererseits λ nicht $=0$, dann ist für d. Zeit d. Einströmung:

$$p-q = p_1-p_2-q_0(\cos\varphi \pm \lambda\cos 2\varphi)$$

also $\min(p-q) = p_1-p_2-q_0(1+\lambda) \geqq 0$

Damit folgt:

$$q_0 \leqq \frac{p_1-p_2}{1+\lambda}$$

$$\text{Also}\quad C \leqq k\sqrt{g\,\frac{p_1-p_2}{1+\lambda}}$$ = Bedingung für d. mittlere Kolbengeschw.

Für d. Zeit d. Expansion ist:

$$p-q = \frac{2e_1p_1}{1-\cos\varphi \mp \frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi} - p_2 - q_0(\cos\varphi \mp \lambda\cos 2\varphi)$$

Werden nun d. Glieder mit λ^2 und d. höheren Potenzen von λ vernachlässigt, so ergibt sich:

$$\frac{2e_1p_1}{1-\cos\varphi \mp \frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi} = \frac{2e_1p_1}{1-\cos\varphi}\,\frac{1}{1\mp\frac{\lambda}{2}\frac{\sin^2\varphi}{1-\cos\varphi}} = \frac{2e_1p_1}{1-\cos\varphi}\left(1\pm\frac{\lambda}{2}(1+\cos\varphi)\right)$$

$$\text{Also}\quad p-q = \frac{2e_1p_1}{1-\cos\varphi} - p_2 - q_0\cos\varphi \pm \lambda\left[\frac{e_1p_1(1+\cos\varphi)}{1-\cos\varphi} + q_0(2\cos^2\varphi-1)\right]$$

Da nun diese Function sich in d. Nähe ihres min. nur wenig ändert, so kann näherungsweise angenommen werden, d. min. Werth dieses Ausdruckes entspreche demselben

Werth von φ, für welchen unter d. Voraussetzung $\lambda = 0$: $p - q$ = min wird, nämlich für $1 - \cos\varphi = \sqrt{\frac{2e_1 p_1}{q_0}}$ diesen Werth eingesetzt erhält man:

$$\min(p-q) = 2\sqrt{2e_1 p_1 q_0} - p_2 - q_0 \pm \lambda\left[e_1 p_1 \frac{2 - \sqrt{\frac{2e_1 p_1}{q_0}}}{\sqrt{\frac{2e_1 p_1}{q_0}}} - q_0 + 2q_0\left(1 - 2\sqrt{\frac{2e_1 p_1}{q_0}} + \frac{2e_1 p_1}{q_0}\right)\right]$$

oder $$\min(p-q) = 2\sqrt{2e_1 p_1 q_0}\left[1 \mp \frac{3}{2}\lambda\left(1 - \sqrt{\frac{e_1 p_1}{2q_0}}\right)\right] - p_2 - q_0(1 \mp \lambda)$$

Vorhin wurde nun gefunden: $$e_1 \mp \frac{1}{8}\frac{q_0}{p_1}\left(1 + \frac{p_2}{q_0}\right)^2$$

somit $$\frac{e_1 p_1}{2q_0} = \frac{1}{16}\left(1 + \frac{p_2}{q_0}\right)^2 \text{ also } \sqrt{\frac{2e_1 p_1}{2q_0}} = \frac{1}{4}\left(1 + \frac{p_2}{q_0}\right)$$

Wird dieser Werth incl. Glied mit λ eingesetzt, so erhält man:

$$\min(p-q) = 2\sqrt{2e_1 p_1 q_0}\left[1 \mp \frac{3}{8}\lambda\left(3 - \frac{p_2}{q_0}\right)\right] - p_2 - q_0(1 \mp \lambda) \mp 0$$

damit $$e_1 \mp \frac{1}{2p_1 q_0}\left[\frac{p_2 + q_0(1 \mp \lambda)}{2}\right]^2\left(1 \pm \frac{3}{4}\lambda\left(3 - \frac{p_2}{q_0}\right)\right)$$

$$e_1 \mp \frac{1}{8}\frac{q_0}{p_1}\left[1 + \frac{p_2}{q_0} \mp \lambda\right]^2\left[1 \pm \frac{3}{4}\lambda\left(3 - \frac{p_2}{q_0}\right)\right]$$

$$e_1 \mp \frac{1}{8}\frac{q_0}{p_1}\left(1 + \frac{p_2}{q_0}\right)^2 f(\lambda)$$

wenn $$f(\lambda) = \left(1 \pm \frac{\lambda}{1 + \frac{p_2}{q_0}}\right)^2\left(1 \pm \frac{3}{4}\lambda\left(3 - \frac{p_2}{q_0}\right)\right) = 1 \pm \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{4 - 3\left(1 - \frac{p_2}{q_0}\right)^2}{1 + \frac{p_2}{q_0}}$$

So ergibt sich damit schließlich als Bedingung für d. mindestens erforderlichen Füllungsgrad:

$$e_1 \mp \frac{1}{8}\frac{q_0}{p_1}\left(1 + \frac{p_2}{q_0}\right)^2\left[1 \pm \frac{\lambda}{4}\,\frac{4 - 3\left(1 - \frac{p_2}{q_0}\right)^2}{1 + \frac{p_2}{q_0}}\right].$$

wenn dasjenige Vorzeichen natürlich zu wählen ist, für welches:

$$1 \pm \frac{\lambda}{4}\,\frac{4 - 3\left(1 - \frac{p_2}{q_0}\right)^2}{1 + \frac{p_2}{q_0}}$$ gesetzt wird. —

Locomotive

Die Dimensionen d. beiden Maschin. einer Lokomotive sind wesentlich abhängig von d. Widerstand, welchen d. von d. Locomotive zu ziehende Zug seiner Fortbewegung entgegensetzt. Derselbe kann als aus 3 Bestandtheilen zusammengesetzt betrachtet werden: d. Zapfenreibung, d. Luftwiderstand u. d. Reibung d. Räder auf resp. d. Spurkränze zwischen d. Schienen. Aus Versuchen, d. 1857–66 auf d. Orleans-Bahn mit Zügen von 8–16 Wagen angestellt wurden, ergab sich bei einer Geschw. von

$$V = 15 - 60 \text{ Kilom p. Stunde}$$

$$\text{od. } v = 4\tfrac{1}{6} - 16\tfrac{2}{3} \text{ m p. Secunde}$$

für d. erforderliche Zugkraft ausgedrückt in Kilgr p. Tonne d. Zuggewichts d. Werth:

für $V =$	15	29	43	55	57	60 Kilom
$W_1 =$	1,435	2,264	3,088	4,653	5,010	5,25

W_1 wächst mit d. Geschw. u. d. Zahl d. Wagen. Durch d. Formel

$$W_1 = 1{,}3 + 0{,}0011\,V^2$$

wird W_1 sehr annähernd als Function von V ausgedrückt. D. verhältnißmäßige Fehler d. Formel ist

$$\frac{W_1 - (W_1)}{(W_1)} \gtrless 0{,}08$$

wenn mit (W_1) d. beobachtete Werth von W_1 bezeichnet wird.

Wird d. Geschw. in m p. Sec. ausgedrückt, so ist: $W_1 = 1{,}3 + 0{,}01425\,v^2$

od. annähernd $W_1 = 1{,}4 + 0{,}014\,v^2$.

Ist $\mathfrak{F}$ d. gesammte Fläche d. Vorderfl. d. Locomotive, v d. Zuggeschw., $\gamma = 1{,}25$ Kgr d. spec. Gew. d. atm. Luft, so ist d. von d. Locomotive zu überwindende Luftwiderstand (Widerstandscoeff. $= 1{,}6$):

$$\gamma\,\mathfrak{F}\,\frac{v^2}{2g}\,1{,}6 = \frac{1{,}6 \cdot 1{,}25}{2 \cdot 9{,}81}\,\mathfrak{F} v^2 = 0{,}102\,\mathfrak{F} v^2.$$

D. Zapfenreibungswiderstand d. Locomotive kann $= \frac{1}{500}$ vom Gewicht derselben, also $= 2$ Kil. p. Tonne d. Locomotivgew. gesetzt werden, und d. Luftwiderstand $= 0{,}5$ Kilgr p. Tonne d. Locomotivgew. gesetzt werden (Grashof). Ist $\mathfrak{L}$ d. Gew. d. Locomotive, $\mathfrak{D}$ d. Gew. d. Zuges incl. Tender in Tonnen, so ist d. Gesammtwiderstand, d. durch Locomotive und Zug verursacht wird, ausgedrückt in Kilgr für horizontale Bahn:

$$W = 0{,}8\,v^2 + (2 + 0{,}5\,v)\,\mathfrak{L} + (1{,}4 + 0{,}014\,v^2)\,\mathfrak{D}$$

für eine im Verhältniß α geneigte Bahn kommt unter d. noch $\alpha(\mathfrak{L} + \mathfrak{D})\,1000$ hinzu, und es wird dann:

$$W = 0{,}8\,v^2 + (2 + 0{,}5\,v + 1000\,\alpha)\,\mathfrak{L} + (1{,}4 + 0{,}014\,v^2 + 1000\,\alpha)\,\mathfrak{D}$$

Ist $\mathfrak{P}$ d. auf d. Umfang d. Treibräder reducirte mittlere Gesammtdruck d. Dampfes auf beide Kolben zusammengenommen, so muß $\mathfrak{P}$ größer als W sein um d. Betrag d. Reibungswiderstände d. beiden Maschin., diese letzteren können wieder unterschieden werden in d. Reibung $\mathfrak{P}_0$ d. leer gehenden Maschin. und in d. additionelle Reibung. Wird d. Coeff. d. letzteren mit μ bezeichnet, so ist also:

$$\mathfrak{P} = \mathfrak{P}_0 + (\mu + 1)\,W.$$

Setzt man hier erfahrungsgemäß: $\mathfrak{P}_0 = \frac{1}{333}\,\mathfrak{L}$ und $\mu = 0{,}15$, so ist in Kgr:

$$\mathfrak{P} = 3\,\mathfrak{L} + 1{,}15\,W$$

Es ergibt sich demnach für:

	Schnellzug.	Personenzug.	Güterzug-Locomotive
$\alpha = \frac{1}{100}$: $\mathfrak{L} =$	30	33	36 Tonnen
$\mathfrak{D} =$	75	150	300 "
$v =$	14	10	6 m. p. Sec.
$W =$	1788	2561	4140 Kgr.
und $\mathfrak{P} =$	2146	3044	4869 "

[illegible] p_0 [illegible]

[illegible] Δ [illegible] $\mathfrak{F}\; s\; p_i$ [illegible] a [illegible]:

$$\mathfrak{P}\,a\,\Delta = 2\,\mathfrak{F}\,a\,p_i\,2s = 4\,\mathfrak{F}\,a\,p_i\,s$$

Mit Rücksicht auf d. [illegible]:

$$\mathfrak{F} = \frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi \delta^2}{8}$$ wenn δ d. [illegible] $\delta = 0{,}18\,d$; [illegible]:

$$\mathfrak{F} = \frac{\pi d^2}{4} - \frac{0{,}18^2 d^2}{8} = \frac{\pi d^2}{4}\left(1 - \frac{0{,}18^2}{2}\right) = \frac{\pi d^2}{4}\left(1 - \frac{0{,}0324}{2}\right)$$

$$= \frac{\pi d^2}{4}\left(1 - \frac{1}{62}\right) = \frac{\pi d^2}{4}\cdot\frac{61}{62} = \frac{3{,}14\cdot 61}{4\cdot 62}\,d^2$$

$$a\mathfrak{F} = 10333\,\frac{3{,}14\cdot 61}{4\cdot 62}\,d^2 = 10167\,d^2$$

und folgt $$\mathfrak{P} = 10167\,d^2\,\frac{s}{\Delta}\,p_i$$

[illegible] p_i [illegible]:

$$p_i = f_1 p_1 - f_2 p_2$$

wenn $f_1 = e_1 + h_1 + k\,e_1(1-e_3) - (1-e_4)$ und $f_2 = e_2 + h_2 - (1-k)(1-e_3)$ [illegible] $k = 0{,}8$ [illegible].

Für h_1 u. h_2 [illegible]:

$$h_1 = \beta_1(e+e_1)\,\frac{1-\varepsilon_1^{\,n_1-1}}{n_1-1} \quad\text{und}\quad h_2 = \beta_2(1+e-e_2)\,\frac{\varepsilon_2^{\,n_2-1}-1}{n_2-1}$$

[illegible] $\varepsilon_1 = \frac{e+e_1}{e+e_3}$

und d. [illegible] $\varepsilon_2 = \frac{1+e-e_2}{1+e-e_4}$

Für eine Locomotive können [illegible]:

[illegible] $a_1 = 0{,}45\,\rho$ ρ = [illegible]

innere [illegible] $a_2 = 0{,}1\,\rho$

Voreilungswinkel $\alpha = 30°$.

[illegible]:

$$\alpha_1 = 26°45' \quad\text{und}\quad \alpha_2 = 5°44'$$ und ferner:

d. äußere [illegible] $= \rho\sin\alpha - a_1 = 0{,}05\,\rho$

innere [illegible] $= \rho\sin\alpha - a_2 = 0{,}4\,\rho$.

[illegible]:

$$e_1 = \frac{1+\cos(\alpha+\alpha_1)}{2} = 0{,}774.$$

ferner $e_2 = \frac{1+\cos(\alpha+\alpha_2)}{2} = 0{,}906$ $\quad e_3 = \frac{1+\cos(\alpha-\alpha_2)}{2} = 0{,}956$

und $e_4 = \frac{1+\cos(\alpha-\alpha_1)}{2} = 0{,}999$. [illegible] e_1 [illegible] $e_1 = 0{,}774$ [illegible] $e_1 \ldots e_4$ [illegible] $k = 0{,}8$:

$$f_1 = 0{,}800 + h_1 \quad\text{und}\quad f_2 = 0{,}897 + h_2$$

× d. Coeff. d. schädlichen Raumes = c kann wieder zu 0,05 angenommen werden. Mit Rücksicht auf d. nicht vollkommenen Abschluß d. Schiebers auf d. Schieberfl. ist dieser Coeff. aber etwa = 0,07 zu setzen für d. Berechnung von ε_1 u. h_1. Mit $n_1 = 1,135$ erhält man dann

$$\varepsilon_1 = 0,8226$$

und mit $\beta_1 = 0,9$:

$$h_1 = 0,146.$$

Zur Berechnung von ε_2 u. h_2 braucht man kein größeren als d. wirklich vorhandenen Werth von $c = 0,05$ zu Grunde zu legen, wenn man nur d. Einfluß d. unvollkommenen Abschlusses d. Schiebers im Coeff. n_2 berücksichtigt; man findet dementsprechend:

$$\varepsilon_2 = 0,8255$$

und mit $n_2 = 1,15$ auch $\beta_2 = 1,1$ und $h_2 = 0,178$.

Damit ergibt sich nun:

$$f_1 = 0,946 \quad u. \quad f_2 = 1,075$$

und somit $p_i = 0,946\, p_1 - 1,075\, p_2$ unter Vernachlässigung d. zusätzlichen Füllung.

Für stationäre Maschinen wurde nun früher gefunden:

$$p_2 = 1 + \frac{1}{9000}\left(\frac{\delta}{f}\, c\right)^2 .$$

Für eine Locomotive ist aber p_2 größer zu nehmen, da sich d. Austrittswiderstand zu d. Blasrohrvorrichtung im Schornstein vermehrt; setzt man entsprechend:

$$p_2 = 1 + \frac{1}{7000}\left(\frac{\delta}{f}\, c\right)^2 \quad \text{und} \quad \frac{\delta}{f} = 14$$

so wird damit $p_2 = 1 + 0,028\, c^2$.

d. mittlere Kolbengeschw. c liegt nun etwa zwischen d. Grenzen $c = 2,3$ (Güterzug-Lok.) und $c = 3,1$ m p. Sek. (Schnellzug-Loc.).

Somit ist dann:

$$p_2 = 1,15 \text{ bis } 1,27 \text{ Atm.}$$

d. Verhältniß $\frac{s}{\Delta}$ kann von c abhängig gemacht werden; $\frac{\Delta}{s}$ liegt zwischen d. Grenzen 2 (Güterzug) und 3,6 (Schnellzug-Loc.). Setzt man:

	p_2	=	1,15	1,18	1,21	1,24	1,27
und für	$\frac{\Delta}{s}$	=	2	2,4	2,8	3,2	3,6

so findet man für entsprechende Werthe von $\frac{\Delta}{s}$ und p_1 d. Werthe von $\frac{\mathfrak{D}}{d^2} = 1016{,}7 \frac{s}{D} p_i$, welche in d. Tabelle im Nr. 88 d. Anhanges zu Redtenbachers Resultaten enthalten sind. Setzt man z. B. für d. erwähnte Reihe genannten Fälle: $p_1 = 7$ Atm.

und	$\frac{\Delta}{s}$	=	3,4	2,8	2,2	so ist nach d. Tabelle:
	$\frac{\mathfrak{D}}{d^2}$	=	15825	19321	25028	
und somit	d	=	0,368	0,397	0,441 m.	

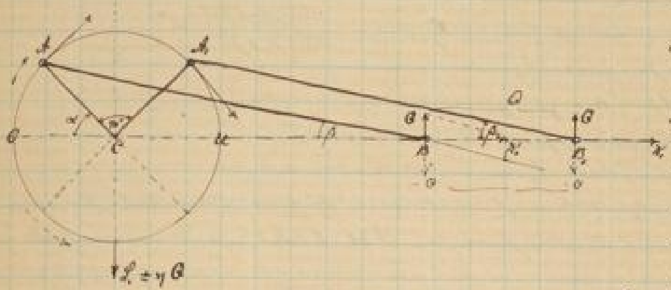
Bestimmung d. Adhäsionsgew. L. d. h. desjenigen Theils d. Locomotivgew., welcher unmittelbar auf d. Triebräder entfällt, [und] so groß sein muß damit kein Gleiten derselben auf d. Schienen eintreten kann.

Locomotive mit 1 Triebachse.

Angenommen d. Locomotive sei in d. Fortbewegung begriffen und bleibt auf ... , so ist dann d. ... auf d. Triebrad liegen.

Es sei nun L d. Druck d. beiden Triebräder auf d. Schienen im Ruhezustand, f d. Reibungscoeff. zwischen Rad u. Schiene, R d. als constant angenommene mittlere Dampfkolbendruck auf jeden d. beiden Kolben nach Abzug desjenigen Theiles, welcher zur Bewältigung d. Reibungswiderstände d. Maschine verbraucht wird. CA u. CA₁ seien d. augenblicklichen Stellungen d. unter 90° gestellten Kurbeln und B u. B₁ d. entsprechenden Kreuzköpfe. Aus d. Zerlegung d. bei B u. B₁ angreifenden Kräfte R ergeben sich bei A und A₁ 2 Componenten, welche bei d. Fortbewegung d. Locomotive beständig vertical nach abwärts gerichtet sind. Wird ihre Summe mit Q bezeichnet, so ist also während d. Fortbewegung.

z. d. Locomotive d. Druck d. Triebräder auf d. Schienen $= L_1 + Q$.
Dieselben Verticalcomponenten d. Kräfte K_1 sind aber an d. Stellen B u. B_1 vertical nach aufwärts gerichtet, drücken also d. Federn und somit d. ganzen Obertheil d. Locomotive in d. Höhe, entsprechen also einer theilweisen Verminderung d. Drucks d. Triebräder auf d. Schienen, welche etwa im Verhältniss $\eta : 1-\eta$ auf d. Lauf- u. Triebachsen vertheilt sein soll. Es wird daher nur $L_1 + Q$ vermindert um $(1-\eta)Q$ und ist somit d. resultirende Druck d. Triebräder auf d. Schienen bei d. Vorwärtsbewegung d. Locomotive:



$$= L_1 + Q - (1-\eta)Q = L_1 + \eta Q$$

Sind mehrere Achsen gekuppelt, so ist unter L_1 natürlich derjenige Theil d. Locomotivgew. zu verstehen, welcher auf d. sämmtlichen gekuppelten Achsen ruht; bei 2 gekuppelten Achsen ist also L_1 ungefähr $\quad L_1 = \frac{2}{3} L$
und bei allen 3 gekuppelten Achsen $\quad L_1 = L$. Sind mehrere Achsen gekuppelt so wird η kleiner und sind alle Achsen gekuppelt, so ist $\eta = 0$.
Beim Rückwärtslauf d. Locomotive kehren d. Verticalcomponenten von K_1 ihre Richtungen um, η wird negativ und es ist daher d. gesammte Adhäsionsdruck d. Triebräder während d. Schiebens allgemein zu setzen

$$= L_1 \pm \eta Q.$$

Ist F d. Reibung, welche sich höchstens entwickeln und d. Gleiten widerstehen kann, so ist:

$$F = \mu (L \pm \eta Q)$$

Werden d. Kräfte K_1 durch andere Kräfte ersetzt, welche bei A u. A_1 tangential an d. Kurbelkreis gerichtet sind und wird d. Summe dieser beiden letzteren Kräfte mit K bezeichnet, so ist d. gesammte Kraftmoment, womit d. Kolbenkräfte auf d. Drehung d. Hauptwelle wirken $= K r$
Soll nun kein Gleiten stattfinden, so muss natürlich sein:

$$F R > K r \qquad \text{wenn } R = \text{Triebradradius}$$

od. $$F > K \frac{r}{R}$$

od. weil $\frac{r}{R} = \frac{s}{\Delta}$:

$$L_1 > \max\left(\frac{K}{\mu}\frac{s}{\Delta} \mp \eta Q\right)$$

wenn K und Q veränderlich sind je nach d. Stellung d. beiden Kurbeln, während s Δ μ u. η als gegebene Constante betrachtet werden können, um also d. max d. Ausdrucks rechts zu ermitteln, hat man nun noch K u. Q näher zu betrachten.
Was zunächst Q d. h. d. Druck, welcher von beiden Maschinen zusammengenommen auf d. Gleitstücke ausgeübt wird, betrifft, so zerfallen d. in B u. B_1 angreifenden Kolbenkräfte K_1 in eine Componente nach AB resp. A_1B_1 und in Verticalcomponenten; sind β u. β_1 d. Winkel, welche d. augenblicklichen Kurbelstangenstellungen mit d. Richtung OUB bilden, so hat man offenbar:

$$Q = K_1 \operatorname{tg}\beta + K_1 \operatorname{tg}\beta_1 \quad ,$$

worin offenbar β u. β_1 als gleich angenommen werden können, weil d. entsprechende Sinn von Q für d. Vor- u. Rückwärtsbewegung bereits in d. Vorzeichen in obigem Ausdruck für L_1 berücksichtigt ist. Da β u. β_1 immer nur sehr klein sind, so kann man mit genügender Annäherung setzen:

$$Q = K_1 \sin\beta + K_1 \sin\beta_1$$

zwischen d. Winkel β

u. s. und d. entsprechenden Ausschlagswinkel α d. Kurbel besteht nun ... bekanntlich d. Beziehung:

$$\sin\beta = \lambda \sin\alpha$$

wenn $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{\text{Kurbellänge}}{\text{Kurbelstangenlänge}}$

Ebenso auch $\sin\beta_1 = \lambda \sin\alpha_1$

wenn natürl. $\sin\alpha$ u. $\sin\alpha_1$ ihr Absolutwerth genommen werden müssen.

Da d. Kurbeln immer unter 90° gestellt sind, ist auch immer:

$$\alpha_1 = \alpha + 90° \quad \text{also} \quad \sin\alpha_1 = \cos\alpha.$$

Bezeichnet man dann noch mit a d. absolut entsprechenden spitzen Winkel, welchen d. d. Lok. nach fahrende Kurbel CA mit d. Cylinderachse OU bildet, so ist natürl. d. Absolutwerth von Q:

$$Q = K_1 \lambda(\sin a + \cos a). -$$

Was d. Grösse K betrifft, so wird d. Kolbenkraft K_1 auf den Bauch d. Punkt A reduciert d. h. durch eine gleichwerthige, tangential an d. Kurbelkreis in A wirkende Kraft ersetzt, wenn man nun K_1 mit d. Geschw.-Verhältniss von B u. A multipliziert; bezeichnet man also mit W u. V d. augenblicklichen Geschw. d. Gleitstücks B u. Kurbelzapfens A, so würde ist d. von B auf A reducierte Kraft:

$$= K_1 \frac{W}{V}.$$

Nun ... ist nun dieses Geschw.-Verhältniss bekanntlich:

$$\frac{W}{V} = \sin\alpha(1 - \lambda\cos\alpha)$$

vorausgesetzt, dass es sich handelt um d. erste Kurbelhälfte d. Kurbelkreises d. h. um d. Bewegung vom oberen Todtpunkt O zum unteren U, wo d. Ausschlagswinkel α gemessen wird vom oberen Todtpunkt an. Natürlich kann man auch hier wieder setzen:

$$\frac{W}{V} = \sin a(1 - \lambda\cos\alpha)$$

Handelt es sich aber handelt um d. Bewegung vom unteren zum oberen Todtpunkt, wo also bekanntlich d. Winkel α vom unteren Todtpunkt U gemessen wird, so ist dieses Geschw.-Verhältniss:

$$\frac{W}{V} = \sin\alpha(1 + \lambda\cos\alpha)$$

Rechnet man aber auch im letzteren Fall d. Winkel α vom oberen Todtpunkt O aus, und zwar immer im Sinne d. Lok. d. Kurbel, so hat man in dieser Formel offenbar statt α zu setzen $180 + \alpha$ und somit:

$$\frac{W}{V} = \sin\alpha(1 + \lambda\cos(180+\alpha)) = \sin\alpha(1 - \lambda\cos\alpha)$$

dieses ist aber ganz d. vorige Ausdruck, welcher somit für beide Kurbelhälften gilt, wenn unter a d. absolut entsprechende spitze Winkel d. fahrenden Kurbel AC mit d. Cylinderachse OU und unter α d. zwischen $0 - 360°$ schwankende Winkel verstanden wird, welchen d. Kurbel AC seit d. letzten Durchgang durch d. oberen Todtpunkt O durchlaufen hat.

D. von B auf d. Kurbelzapfen A reducierte tangential an d. Kurbelkreis wirkende Kolbenkraft K_1 ist somit

$$= K_1 \sin a(1 - \lambda\cos\alpha)$$

und die von B_1 auf A_1 reducierte Kolbenkraft, wenn mit a_1 u. α_1 d. analogen Winkel verstanden werden:

$$= K_1 \sin a_1(1 - \lambda\cos\alpha_1)$$

Offenbar ist nun aber immer a_1 d. Complement von a, also $\sin a_1 = \cos a$ und ferner $\alpha_1 = \alpha + 90°$ also $\cos\alpha_1 = -\sin\alpha$.

[illegible]:

$$K_2 = K_1\left[\sin a(1 - \lambda\cos\alpha) + \cos a(1 + \lambda\sin\alpha)\right]$$

[illegible] $$\frac{K_2}{K_1} = \sin a + \cos a + \lambda(\sin\alpha\cos a - \cos\alpha\sin a)$$

$$= \sin a + \cos a + \lambda\sin(\alpha - a).$$

[illegible] $\alpha - a$ [illegible] α [illegible]

	1ster Quadrant	2ter Quad.	3ter Quad.	4ter Quad.
[illegible] α [illegible]	$0 - 90°$	$90° - 180°$	$180° - 270°$	$270° - 360°$
$\alpha =$	a	$\pi - a$	$\pi + a$	$2\pi - a$
[illegible] $\alpha - a =$	0	$\pi - 2a$	π	$2\pi - 2a$
[illegible] $\sin(\alpha - a) =$	0	$\sin 2a$	0	$\div \sin 2a$.

[illegible] K [illegible] max [illegible] α [illegible] [illegible]

[illegible] K [illegible] max [illegible]:

$$K = K_1\left[\sin a + \cos a + \lambda\sin 2a\right]$$

[illegible] K [illegible] L_1 [illegible]:

$$L_1 > \max\left\{\frac{K_1}{\mu}(\sin a + \cos a + \lambda\sin 2a)\frac{s}{\Delta} \mp \eta\lambda K_1(\sin a + \cos a)\right\}$$

[illegible]: $$L_1 > \frac{K_1}{\mu}\frac{s}{\Delta}\max\left\{\left(1 \mp \eta\lambda\mu\frac{\Delta}{s}\right)(\sin a + \cos a) + \lambda\sin 2a\right\}$$

$\sin a + \cos a$ [illegible] max [illegible] $= 0$ [illegible]:

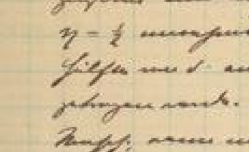
$$\cos a - \sin a = 0 \text{ [illegible] } \cos a = \sin a \text{ [illegible] } a = 45° \text{ [illegible]}$$

[illegible] $\sin 2a$ [illegible] $a = 45°$ [illegible] max [illegible] $= 1$, [illegible] $\sin\alpha + \cos\alpha$ [illegible] $\sin 2a$ [illegible] $a = 45°$ [illegible].

[illegible] $\eta\lambda\mu\frac{\Delta}{s}$ [illegible] max [illegible] $\frac{\Delta}{s}$ [illegible] η [illegible] $\eta = \frac{1}{2}$ [illegible] $\lambda = \frac{r}{l}$ [illegible] λ [illegible] $= \frac{1}{5}$ [illegible] $= \frac{1}{4}$ [illegible] $\frac{\Delta}{s}$ [illegible] $= 3{,}6$ [illegible]

$$\max\eta\lambda\mu\frac{\Delta}{s} = \tfrac{1}{2}\cdot\tfrac{1}{5}\cdot\tfrac{1}{4}\cdot 3{,}6 = 0{,}09.$$

[illegible] $a = 45°$, [illegible] $45°$ [illegible] OA [illegible] $a = 45°$ [illegible] $\sin a = \sqrt{\tfrac{1}{2}}$ [illegible]:



$$L_1 \mp \frac{K_1}{\mu}\frac{s}{\Delta}\left[\left(1 \mp \eta\lambda\mu\frac{\Delta}{s}\right)\sqrt{2} + \lambda\right]$$

x Sobald aber d. Glied $\eta\, h\, \mu \frac{\Delta}{s}$ immer nur sehr klein und höchstens $= 0,09$ werden kann, so kann man dieses Glied ganz weglassen, so daß man dann für Vor- u. Rückgang d. Locomotive einen sicheren Mittelwerth erhält, nämlich:

$$L_1 \geqq K_1 \frac{\sqrt{2}+h}{\mu} \cdot \frac{s}{\Delta}$$

Wenn man diese Gleichung benützt, so hat man für d. Vorwärtsgang eine etwas zu große Sicherheit und für d. Rückgang d. Locomotive eine etwas kleinere, indessen kann es jedoch immer vermieden werden, für größere Züge u. längere Strecken d. Locomotive rückwärts laufen zu lassen. —

Streng genommen ist nun zwar K_1 = resultierender Cylinderkolbendruck auf jeden Kolben nach Abzug d. für d. Reibungswiderstände d. Maschine nöthigen Kraft, nicht ganz constant, wenn es aber wie hier mit Rücksicht auf ihren zweckmäßigsten Effekt vorausgesetzt werden muß, daß d. Locomotive mit d. größten Füllungsgrad arbeitet, so kann K_1 nicht viel veränderlich sein, so daß man hiefür einen Mittelwerth einführen kann, welcher mit Rücksicht auf d. gesammten Zugwiderstand W ermittelt werden kann, indem W schon früher bestimmt wurde. D. zum Überwinden dieses Zugwiderstandes W nöthige Arbeit ist nun während einer Umdrehung d. Triebräder =

$$W \pi \Delta$$

und diese Arbeit soll erhalten werden durch d. Wirkung d. Kräfte K_1, welche aber während einer Triebradumdrehung entsprechend einem Doppelhub für beide Maschinen zusammen eine Arbeit verrichten (nach Abzug d. d. Reibungswiderstände d. Maschine entsprechenden Arbeit) $= 2 K_1\, 2 s$.

Man hat also d. Gl.: $$W \pi \Delta = 2 K_1\, 2 s$$

also: $$K_1 \frac{s}{\Delta} = \frac{1}{4} \pi W.$$

Setzt man diesen Werth ein in d. Bedingung für L_1, so erhält man, daß d. Druck d. Triebräder auf d. Schiene im ungünstigsten Zustande d. Locomotive wenigstens gleich sein muß:

$$L_1 \geqq \frac{\pi}{4} \frac{\sqrt{2}+h}{\mu} W.$$

, wobei natürlich vorausgesetzt werden muß, daß L_1 u. W in denselben Krafteinheiten ausgedrückt sind. Sobald nun aber d. Zugwiderstand W früher in Kgr. während L u. T in Tonnen und ebenfalls L_1 in Tonnen ausgedrückt sind, so muß man auch d. Zugwiderstand W in Tonnen à 1000 Kgr. ausdrücken, also anstatt W schreiben $\frac{W}{1000}$, und somit:

$$L_1 \geqq \frac{\pi}{4} \frac{\sqrt{2}+h}{\mu} \frac{W}{1000}$$

woraus man nun L_1 in Tonnen erhält, wenn W in Kgr. ausgedrückt ist.

Was d. Verhältniß $h = \frac{r}{l}$ betrifft, so kann man ~~auch~~ d. Zusammenstellungen von Locomotivdimensionen d. deutschen Eisenbahnverwaltungen im Mittel setzen:

Hublänge $s = 585$ mm

Kurbelstangenlänge $l = 1816$ mm $\Big\}$ also $h = \frac{s}{2l} = 0,161.$

Setzt man dieses ein, so vereinfacht sich d. Bedingung für d. Adhäsionsdruck:

$$L_1 \geqq \frac{1,237}{\mu} \frac{W}{1000}$$

d. Reibungscoeffic. μ ist nun, wie schon wiederholt erwähnt, von d. augenblicklichen Witterung und d. Oberfl.-Beschaffenheit d. Schienen sehr abhängig; gewöhnlich pflegt man jedoch einen Mittelwerth $\mu = 0,15$ zu Grunde zu legen, wobei man freilich im Winter beim Glatteis, wo μ bedeutend geringer ist, gezwungen sein wird, d. Züge entsprechend leichter zu machen. Gewöhnlich setzt man

$$L = 0{,}008\, W$$

entsprechend

$$\mu = 0{,}155.$$

Bei d. bisher gewählten Lokomotiven für eine

	Schnellzuglokomotive	Personenzuglok.	Güterzug-Lok.
	mit $\mathfrak{L}$ = 30 Tonnen	$\mathfrak{L}$ = 33	$\mathfrak{L}$ = 36

hätte sich ergeben bei einem gewissen [illegible] Gesch. einem gewissen Zuggew. und einer Steigung $\alpha = \frac{1}{100}$:

Zugwiderstand W =	1788	2561	4140 Kgr.

Nehmen diese Werte d. Reihe nach an, so bekommt man für d. Verhältnis d. auf d. Triebachsen liegenden Teils L zum ganzen Lokomotiv-Gew. $\mathfrak{L}$:

$\frac{L}{\mathfrak{L}}$ =	0,48	0,62	0,92.

Im ersten Fall einer Schnellzuglokomotive müßte also 0,48 d. Gesamt-Lokomotiv-Gew. auf d. Triebachsen gelegt sein, was sich noch ganz gut mit einer Triebachse erreichen läßt; beim 2ten Fall d. Personenzug-Lok., wo 0,62 [illegible] auf d. Triebachsen zu liegen sind, würde man schon 2 Triebachsen kuppeln müssen, und endlich bei Güterzugmasch. muß man alle Achsen kuppeln, damit kein Gleiten d. Räder auf d. Schienen stattfindet. –

Bezüglich d. Lokomotive d. [illegible] mit [illegible] und einem Cyl. ist nun noch [illegible] eine Betrachtung zu machen hinsichtlich d. sogenannten Zwillingsmasch. Nicht nur bei Lokomotiven, sondern auch bei stationären Masch. macht man unter Umständen auch eine solche Anordnung, daß man 2 gleiche Masch. parallel neben einander legt, und ihre Kolbenstangen auf 2 unter 90° gestellte Kurbeln einer gemeinschaftlichen Schwungradwelle wirken läßt. [illegible] unter 90° zu einander stellt. [illegible] 90° voraus [illegible] d. Wirkung ganz dieselbe. [illegible] Vergleichförmigkeitsgrad δ und d. Masse d. gemeinschaftlichen Schwungrades. [illegible]

Angenommen es handle sich um eine Zwillingsmasch., wo 2 gleiche Masch. an 2 Kurbeln einer gemeinschaftlichen Welle [illegible], daß wenn d. Kurbel d. ersten Masch. im oberen Totpunkt steht d. Kurbel d. 2ten Masch. bereits um $\alpha°$ voraus ist; im Allgemeinen wird freilich $\alpha = 90°$ sein, [illegible] 2 Schwungrad [illegible] unter 90° stellt und dann d. Kurbelstangen beider Masch. an einem gemeinschaftlichen Kurbelzapfen [illegible] d. [illegible] d. Kurbel d. ersten Masch. im oberen Totpunkt steht, und also d. Kurbel d. 2ten Masch. bereits um $\alpha°$ über denselben hinaus ist. [illegible] 2 relative max. u. 2 relative min. in d. Kurbelzapfendruck [illegible] relativ min. u. max. stattfinden.

Bezeichnet man nun mit M d. auf d. Kurbelzapfen reduziert gedachte rotierende Masse ferner mit v_0 d. Geschw. d. Kurbelzapfens zu Anfang d. Periode, also dort wo derselbe gerade durch d. obern Todtpunkt geht, und mit W d. Geschw. in irgend einem Augenblick, dann ist d. Zunahme an lebendiger Kraft von Anfang d. Periode an:

$$= M\frac{W^2-v_0^2}{2}$$

wenn man mit M d. für d. hin- u. hergehenden Massen, als von entsprechender Bedeutung in dieser Betrachtung, abgekürzt.
Diese Zunahme an lebendiger Kraft muß natürl. gleich sein d. Summe d. Arbeiten aller in Wirkung gewesenen Kräfte; bezeichnet man diese Summe für d. erste Masch. mit A und für d. 2te Masch. mit B, so hat man:

$$M\frac{W^2-v_0^2}{2} = A + B$$

also

$$\frac{W^2}{v_0^2} = 1 + 2\frac{A+B}{Mv_0^2}$$

Indem aber d. Kurbelzapfengeschw. immer nur wenig veränderlich sein wird während einer Periode, kann man bei Vernachlässigung kleiner Größen höherer Ordnung, auch setzen:

$$\frac{W}{v_0} = 1 + \frac{A+B}{Mv_0^2}$$

Ist nun φ d. Winkel, um welchen sich d. Kurbel d. ersten Masch. seit d. letzten Durchgang durch d. obern Todtpunkt gedreht hat, so kann für einen Cylinder diese Arbeitssumme A ausgedrückt werden:

$$A = f(\varphi)\, L_i$$

unter L_i d. indicirte Arbeit pr. einfachen Kolbenschub einer einfachen Masch. verstanden; dann hat $f(\varphi)$ eine 4fach verschiedene Bedeutung, je nachdem nämlich d. betreffende Augenblick in d. Füllungszeit, d. Expansionsperiode d. Hinterdampfes oder in d. erste o. 2te Hälfte d. Periode fällt. Es war nämlich gefunden:

$$f(\varphi) = \frac{(1+\ln)\frac{\Phi}{2e_1} - \frac{p_2}{p_1}\frac{\Phi}{2e_1}}{1+\ln\frac{1}{e_1} - \frac{p_2}{p_1}\frac{1}{e_1}} - \frac{\varphi}{\pi}$$

und worin wiederum

$$\Phi = 1 \mp \frac{k}{4} - \cos\varphi \pm \frac{k}{4}\cos 2\varphi.$$

Hierin war zu setzen statt $(1+\ln)\frac{\Phi}{2e_1}$ einfach $\frac{\Phi}{2e_1}$ wenn d. betreffende Augenblick in d. Füllungsperiode zurück und zu setzen: $1+\ln\frac{\Phi}{2e_1}$, wenn er in d. Expansionsperiode d. Hinterdampfes fiel; ferner ist d. obere od. untere Vorzeichen zu nehmen, je nachdem d. betreffende Augenblick in d. erste od. 2te Hälfte d. Periode fällt, so daß somit $f(\varphi)$ im Ganzen eine 4fach verschiedene Bedeutung hat. —

Wenn nun d. Kurbel d. ersten Masch. seit d. letzten Durchgang durch d. obern Todtpunkt sich um d. Winkel φ gedreht hat, so hat d. Kurbel d. 2ten Masch. sich bereits gedreht um d. Winkel $\varphi + \alpha$; indem aber d. Winkel φ immer gerechnet wird von d. letztvorher durchlaufenen Todtpunkt, so muß man offenbar im Falle $\varphi + \alpha > 180°$ in d. Rechnung einführen $\varphi + \alpha - \pi$, so daß man dann hat:

$$B = f(\varphi+\alpha)\, L_i \quad \text{resp.} \quad f(\varphi+\alpha-\pi)\, L_i$$

od. allgemein:

$$B = \left(\begin{matrix} f(\varphi+\alpha) \\ f(\varphi+\alpha-\pi) \end{matrix}\right) L_i$$

Somit hat man dann auch:

$$\frac{W}{v_0} = 1 + \left[f(\varphi) + \begin{matrix} f(\varphi+\alpha) \\ f(\varphi+\alpha-\pi) \end{matrix} \right] \frac{L_i}{Mv_0^2}$$

Bezeichnet man nun die Summe dieser Funktionen von φ — eine zusammengesetzte Funktion von φ mit $F(\varphi)$, so hat man:

$$\frac{W}{v_0} = 1 + F(\varphi)\frac{L_i}{Mv_0^2}$$

Bezeichnet v d. mittlere Kurbelzapfengeschw., so kann man setzen:

$$\frac{v_0}{v} = 1 + q\,\frac{L_i}{Mv^2}$$ unter q irgend eine bestimmte Constante verstanden.

Multiplicirt man diese beiden Ausdrücke miteinander, wobei man, da $\frac{v_0}{v}$ u. $\frac{w}{v_0}$ nur wenig von 1 verschieden sind, kl. Größen höherer Ordnung vernachlässigen kann, so bekommt man:

$$\frac{w}{v} = 1 + \left[q + \vartheta(\varphi)\right] \frac{L_i}{Mv^2}$$

Dieser Ausdruck hat genau dieselbe Form wie d. entsprechende Ausdruck für eine einfache Masch., aus welchem Grunde man auch hier wie dort erhält:

$$\frac{v' - v''}{v} = \delta = (\vartheta' - \vartheta'')\,\frac{L_i}{Mv^2}$$ unter ϑ' u. ϑ'' d. absoluten max u. min d. Function $\vartheta(\varphi)$ verstanden.

folglich d. Gewicht auf d. Kurbelzapfen reducirt rotirende Masse:

$$M = (\vartheta' - \vartheta'')\,\frac{L_i}{\delta v^2}$$

Würden nun d. beiden Masch. unabhängig von einander arbeiten, jede mit einem besonderen Schwungrad u. Welle ausgestattet, dann müßte bei gleicher Geschw. und gleichem Ungleichförmigkeitsgrad δ, d. h. auf d. Kurbelzapfen reducirte rotirende Masse beider Masch. zusammengenommen sein:

$$M_0 = (f' - f'')\,\frac{2L_i}{\delta v^2}$$ unter f' u. f'' d. absoluten max u. min d. Function $f(\varphi)$ verstanden. D. Verhältniß d. zu gleichem Zweck erforderlichen Masse d. Schwungrades d. Zwillingsmasch. zu d. erforderlichen Masse d. Schwungräder d. beiden von einander unabhängigen Masch. zusammengenommen, also d. verhältnißmäßige Ersparung an Schwungradmaterial:

$$\frac{M}{M_0} = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{2(f' - f'')}$$

Nach diesem Verhältniß darf also d. Schwungrad einer Zwillingsmasch. kleiner genommen werden als d. Schwungräder d. beiden einfachen Masch. zusammengenommen. Um dieses Verhältniß nun zu bekommen, müßte man ϑ' u. ϑ'' berechnen. Wenn nun aber schon $f(\varphi)$ sehr verwickelter Art ist, so ist $\vartheta(\varphi)$ noch bedeutend verwickelter, so daß eine analytische exacte Durchführung d. Rechnung nicht wohl möglich ist. Man kann hier nur Zahlenbeispiele rechnen:

Gewöhnlich nimmt man in d. Praxis d. Winkel α zu 90° an, indem dieser am vortheilhaftesten erscheint; ferner werde angenommen

$$\alpha = 90^\circ \qquad \lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{5} \qquad \frac{p_2}{p_1} = 0{,}05 \quad \text{und} \quad \varepsilon = \frac{1}{4}$$

als d. mittleren Verhältnissen einer Schnellgangmasch. mit Condensation entsprechend. Um für einen solchen bestimmten Fall d. Größen ϑ' u. ϑ'' zu ermitteln, ist es am bequemsten, für eine Reihe von verschiedenen Werthen von φ d. Function $\vartheta(\varphi)$ auszurechnen, und so zu sehen, in welchem Intervall d. absolut max u. min von $\vartheta(\varphi)$, also ϑ' u. ϑ'' liegen.

Nach früheren Rechnungen ist nun bekanntlich für d. eben vorausgesetzten Fall:

$$f' - f'' = 0{,}3440.$$

und es handelt sich nun noch darum, auch ϑ' u. ϑ'' zu berechnen. Zu dem Ende berechnet man zuerst $f(\varphi)$ durch d. ganze Periode einer Kurbelumdrehung hindurch für solche Werthe d. Winkels φ, welche um 10 zu 10° wachsen: Man findet dann:

Für d. ersten Hälfte d. Periode, wo also φ vom oberen Todtenpunkt an gemessen wird:

für φ =	0	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
$f(\varphi)$ =	0	0,0450	÷0,0689	÷0,0720	÷0,0548	÷0,0183	+0,0360	0,1021	0,1523	0,1851

für φ =	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170	180
$f(\varphi)$ =	0,2034	0,2094	0,2046	0,1902	0,1671	0,1361	0,0976	0,0522	0

Für d. 2ten Hälfte d. Periode, wo also φ vom unteren Todtenpunkt gemessen wird:

für φ =	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
$f(\varphi)$ =	±0	÷0,0397	−0,0485	−0,0285	+0,0170	0,0837	0,1617	0,2176	0,2513	0,2677

für φ =	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
$f(\varphi)$ =	0,2703	0,2616	0,2435	0,2175	0,1847	0,1460	0,1021	0,0533	0

Da nun $\alpha = 90°$ vorausgesetzt wird, so findet man $f(\varphi+\alpha)$ indem man in d. Tabelle nur um 90° weiter geht;
für $\varphi = 0$ ist offenbar $f(\varphi+\alpha) = f(0+90°) = f(90°) = 0,1851$
also $\delta(\varphi) = f(\varphi) + f(\varphi+\alpha) = 0 + 0,1851 = 0,1851$
in derselben Weise findet man nun in d. ersten Hälfte d. Periode:

für φ =	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
$\delta(\varphi)$ =	0,1851	0,1584	0,1405	0,1326	0,1354	0,1488	0,1721	0,1997	0,2045	0,1851

für φ =	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
$\delta(\varphi)$ =	0,1637	0,1609	0,1761	0,2072	0,2508	0,2978	0,3152	0,3035	0,2677

Für d. 2ten Hälfte d. Periode:

für φ =	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
$\delta(\varphi)$ =	0,2677	0,2306	0,2131	0,2150	0,2345	0,2684	0,3077	0,3197	0,3046	0,2677

für φ =	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
$\delta(\varphi)$ =	0,2253	0,1927	0,1715	0,1627	0,1664	0,1820	0,2042	0,2056	0,1851

Man sieht hieraus zunächst, daß $\delta(\varphi)$ in bedeutend geringerem Grade veränderlich ist als $f(\varphi)$ und man erkennt ferner, daß während bei d. einfachen Masch. im Laufe d. ganzen Periode nur 2 relative min u. max von $f(\varphi)$ auftreten, für d. Zwillingsmasch. im Ganzen 4 relative min u. max stattfinden und zwar in jedem Quadranten ein min u. max.
Insbesondere im ersten Quadranten liegt d. rel. min von $\delta(\varphi)$ für φ zwischen 30° u. 40°

	rel. max	70° u. 80°
im 2ten Quadranten	rel. min	100° u. 110°
	max	160° u. 170°
im 3ten Quadranten also im ersten Quadranten d. 2ten Hälfte d. Periode:	min	20° u. 30°
	max	60° u. 70°
4 Quadranten resp. 2 Quadranten d. 2ten Periodenhälfte:	min	130° u. 140°
	max	160° u. 170°

d. Man sieht aber ferner sofort, daß d. absolute min. dasjenige δ, welches in d. ersten Hälfte d. Periode zwischen $\varphi = 30^\circ$ u. 40° fällt und daß d. absolute max. δ' enthalten ist in d. 2ten Hälfte d. Periode für $\varphi = 60^\circ$ u. 70°.

Um nun d. Werthe von δ' u. δ'' noch näher zu bestimmen, müssen wir nachzuziehen d. genannten Intervallen für kleinere Intervalle von φ $\delta(\varphi)$ zu berechnen u. s. w.

Auf diese Weise ergibt sich:

$$\min \delta(\varphi) = \delta'' = 0{,}1352 \quad \text{entsprechend d. Winkel } \varphi = 33^\circ$$

in d. ersten Hälfte d. Periode und

$$\max \delta(\varphi) = \delta' = 0{,}3198 \quad \text{"} \quad \text{"} \quad \text{"} \quad \varphi = 69^\circ$$

in d. 2ten Hälfte d. Periode.

Damit hat man dann nun:
$$\frac{1}{2}\,\frac{\delta' - \delta''}{f' - f''} = 0{,}273.$$

In d. hier angenommenen Fall kann also d. Schwungradmasse d. Zwillingsmaschine im d. Verhältniß 273 : 1000 kleiner genommen werden als unter gleichen Umständen d. Schwungradmassen d. beiden einzelnen Maschinen zusammengenommen, im Falle daß dieselben unabhängig von einander arbeiten würden.

Um nun auch d. Einfluß d. Verhältnisses $\frac{p_2}{p_1}$ zu erkennen, wurde dieselbe Rechnung wiederholt mit d. gleichen Werthen von α λ und c_1, aber für $\frac{p_2}{p_1} = 0{,}8$ entsprechend einer Expansionsmaschine. Man findet dann:

$$\frac{1}{2}\,\frac{\delta' - \delta''}{f' - f''} = 0{,}261$$

also nur wenig verschieden von d. obigen Resultat.

Um ferner auch d. Einfluß d. Füllungsgrades c_1 auf d. hier in Rede stehende Verhältniß zu erkennen, kann man für gleiche Werthe von α u. λ wie oben, ferner für $c_1 = 1$ d. Rechnung noch durchführen. d. Verhältniß ist für diesen idealen Fall einer Volldruckmaschine ganz gleichgültig, indem dieselbe mit $c_1 = 1$ ganz mit d. betreffenden Formeln zusammenfällt. Man findet dann:

$$\frac{1}{2}\,\frac{\delta' - \delta''}{f' - f''} = 0{,}276$$

Wie man sieht, ist auch d. Füllungsgrad c_1 von ganz untergeordnetem Einfluß auf d. in Rede stehende Verhältniß.

Nach Allem diesem kann man somit mit genügender Annäherung setzen:

$$\frac{1}{2}\,\frac{\delta' - \delta''}{f' - f''} = 0{,}276 - 0{,}1\,(1 - c_1)\,\frac{p_2}{p_1};$$

vorausgesetzt ist $\alpha = 90^\circ$ u. $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ ist, kann man dann auch für jede Werthe von c_1 u. $\frac{p_2}{p_1}$ aus dieser angenäherten Formel d. betreffende Verhältniß berechnen.

Es fragt sich nun aber noch, welchen Einfluß d. Quotient $\lambda = \frac{r}{l}$ auf dieses Verhältniß hat. Hier zeigt sich nun, daß λ namentlich gerade bei Zwillingsmaschinen von großer Bedeutung ist und zwar dahin, daß möglichst lange Kurbelstangen angewendet werden müssen, um einen gleichförmigen Gang d. Masch. zu bekommen. Um diesen Einfluß rein zu untersuchen, wurde d. Rechnung durchgeführt d. Einfachheit wegen mit $c_1 = 1$, so daß also $\frac{p_2}{p_1}$ ganz gleichgültig wird. Man erhält dann nach früheren Rechnungen:

für	$\lambda =$	0	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$
	$f' - f'' =$	0,2105	0,2384	0,2489	0,2578	0,2717

nach d. bekannten Formel: $f' - f'' = 0{,}2105\,(1 + 2{,}96\lambda + 0{,}81\lambda^2)$

Andererseits findet man:

$\frac{\delta' - \delta''}{2} =$	0,0211	0,0523	0,0628	0,0711	0,0836

Welche letzteren Werthe man in d. ergänzten Formel zusammenfassen kann: $\frac{\delta' - \delta''}{2} = 0{,}0211 + \frac{\lambda}{2}$

demnach endlich:

$\frac{1}{2}\,\frac{\delta' - \delta''}{f' - f''} =$	0,100	0,219	0,252	0,276	0,308

annähernd mit genügender Annäherung

Aus dieser Tabelle sieht man, in wie hohem Grad d. Schwungradmasse und d. Gleichförmigkeitsgrad d. Masch. Zwillings-Masch. von d. verhältnismäßigen Länge d. Kurbelstange d.h. von λ abhängt. Man kann diesen Einfluss d. Kurbelstangenlänge nun auch in d. allgemeinen empirischen Formel für $\frac{1}{2}\frac{J^2-J'^2}{f^2-f'^2}$ berücksichtigen, indem man setzt:

$$\frac{1}{2}\frac{J^2-J'^2}{f^2-f'^2} = \frac{0{,}1+1{,}188\,\lambda}{1+0{,}96\,\lambda+0{,}81\,\lambda^2} - 0{,}1\,(1-e_1)\,\frac{p_2}{p_1}$$

D. Werte von $f^2-f'^2$ sind früher für verschiedene einfache Masch. ausgerechnet und tabellarisch zusammengestellt worden; mit deren Hilfe kann man dann nun auch unter gegebenen Umständen dieses Verhältnis leicht bestimmen.

Man könnte nun d. Einfluss von α auch noch untersuchen, indem man anstatt 90° andere Werte einsetzt, d. Verhältnis $\frac{1}{2}\frac{J^2-J'^2}{f^2-f'^2}$ unter sonst gemeinsamen Umständen berechnet und dann untersucht für welchen Wert von α dieses Verhältnis am günstigsten resp. in welcher Weise dasselbe von α beeinflusst wird. Jedoch kann man bemerken, daß d. von d. Praxis gewählte Wert $\alpha = 90°$ wirklich d. vorteilhafteste sein wird. —

Woolf'sche Maschine.

Bei denselben ist d. Dampfwirkung so wesentlich eigentümlicher Art, daß dieselben eine besondere Untersuchung erfordern, zumal da sie früher und heute noch eine so große Verbreitung gefunden haben.

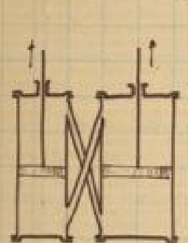
Diese Masch. enthalten immer 2 Cyl., nämlich einen kleinen u. einen großen; d. Dampf strömt dann vom Schieberkasten zuerst in d. kleinen Cyl., wirkt hier während eines Kolbenhubes, strömt dann beim Kolbenwechsel vom kleinen Cyl. in d. großen Cyl. und wirkt hier ebenfalls während eines ~~[illegible]~~ Kolbenhubes um dann beim abermaligen Kolbenwechsel vom großen Cyl. in d. Condensator zu strömen, womit diese Masch. immer verbunden sind. Gewöhnlich werden diese Masch. immer nur in größeren Dimensionen ausgeführt und zwar immer mit Condensation; für kleinere Dimensionen würden sie wegen ihrer größeren Kompliziertheit also größeren Anschaffungskosten kaum recht eignen. D. Dampf hält sich also während 3 aufeinanderfolgenden Kolbenhube in d. Masch. auf und zwar beim ersten Kolbenhub als Hinterdampf im kl. Cylinder, dann beim 2ten Kolbenhub als Vorderdampf im kl. Cyl. und als Hinterdampf im großen Cyl. und endlich beim 3ten Kolbenhub als Vorderdampf im großen Cyl. resp. Condensator. D. Expansion findet offenbar in 2 Stationen statt, nämlich teils schon im kl. Cyl. und teils in Folge d. Überganges d. Dampfes vom kl. zum großen Cyl. —

Man könnte sich nun fragen, aus welchem Grund denn eigentlich diese Art Masch. trotz ihrer größeren Kompliziertheit [illegible] vorteilhafter sind als d. eincylindrigen Masch. Es sind aber namentlich 2 Vorzüge, welche d. Woolf'schen Masch. im Vergleich mit 1cyl. Masch. zugeschrieben werden müssen, nämlich einerseits gestattet d. Woolf' Masch. einen größeren Gleichförmigkeitsgrad in d. Last d. Schwungradwelle und dann auch sind d. Dampfverluste geringer als unter gleichen Umständen bei einer 1cyl. Masch., worauf noch später näher zurückgekommen werden soll. —

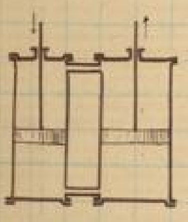
Gewöhnlich wurden d. Woolf' Masch. immer als Balancier-Masch. gebaut; d. Cylinder

z. vertical hinter einander und zwar d. kl. Cyl. unter d. Schiebergehäuse d. Receivers hat also d. kl. Cyl. nicht nur einen kleineren Querschnitt, sondern auch eine kleinere Länge hat. Obgleich die d. Receiver-Masch. überhaupt immer mehr u. mehr verschwindet, und nur noch jetzt i. besonderen Fällen ausgeführt wird, so wurde auch d. Woolf-Masch. ebenso oft i. anderen Weise als Receiver-Masch. gebaut, man macht nämlich nun d. Cyl. gewöhnlich gleich lang und gibt ihnen nur verschiedene Querschnitte.

Wenn man d. beiden Cyl. unter einander od. hintereinander resp. ineinander, mit parallelen Axen legt mit gleichen Längen, so können entweder d. Kolben sich stets in demselben Sinne od. auch im entgegengesetzten Sinne wirken. Im ersten Fall können d. Kolbenstangen ein gemeinschaftliches Querhaupt erhalten, von welchem aus mittelst einer Pleuelstange d. Kurbel und somit d. Welle gedreht werden; sind d. beiden Cyl. nicht gleich lang, so müssen d. Kolben auf 2 gleich gerichtete Kurbeln von entsprechend verschiedener Länge auf einer gemeinschaftlichen Welle wirken. — Läßt man d. Kolben sich stets im entgegengesetzten Sinne bewegen, dann müssen d. beiden Kolben- u. Pleuelstangen an 2 besonderen Kurbeln angreifen, welche unter 180° auf einer gemeinschaftlichen Welle sitzen. Diese letztere Anordnung hat 2 Vorzüge vor d. ersteren:



Wenn nämlich d. Kolben sich immer in gleichem Sinne bewegen, so muß d. Dampf beim gleichzeitigen Aufwärtsgange beider Kolben vom kleinen Cyl. über d. Kolben in d. großen Cyl. unter d. Kolben strömen und umgekehrt beim Niedergange d. Kolben muß d. Dampf im kl. Cyl. unter d. Kolben in d. großen Cyl. über d. Kolben gehen, so daß also stets entsprechende Verbindungs-Kanäle von mehr oder minder großer Länge vorhanden sein müssen, d. natürlich als bedeutende Vermehrung d. schädlichen Raumes betrachtet werden müssen.



Wenn nun aber d. Kolben sich stets im entgegengesetzten Sinne bewegen, so muß beim Aufwärtsgange d. kl. Kolbens also beim Niedergange d. großen Kolbens d. Dampf über d. Kolben im kl. Cyl. gehen über d. Kolben im großen Cyl. und umgekehrt beim Niedergange d. kl. Kolbens entsprechend Aufwärtsgange d. großen Kolbens muß d. Dampf unter d. Kolben im kl. Cyl. gehen unter d. Kolben im großen Cyl. Im letzteren Fall sind also nur ganz kurze Verbindungskanäle nöthig, so daß dadurch d. schädliche Raum auf ein Minimum reduciert wird. —

Mit Rücksicht auf d. endliche Länge d. Pleuelstange unterscheiden sich d. beiden Anordnungen auch noch dadurch, daß bei d. zweiten Anordnung mit stets entgegengesetzt gerichteten Kolbenlauf, ein größerer Gleichförmigkeitsgrad erreicht werden kann.

Wenn nämlich d. Kolben sich stets in gleichem Sinne bewegen, so sind d. Kolbenwege immer in demselben Augenblick gegeneinander, resp. wenn beide Cyl. gleich lang, immer einander vollkommen gleich. Wenn aber d. Kolben sich stets im entgegengesetzten Sinne bewegen, so ist d. Verhältnis d. gleichzeitigen Kolbenwege nicht immer gleich, indem mit Rücksicht auf d. endliche Länge d. Pleuelstange d. Gesetz d. Lauf d. Kurbel vom oberen zum unteren Todtenpunkt ein anderes ist als vom unteren zum oberen Todtenpunkt. Dieser Umstand hat nun durch d. Massenwirkung u. mechanischen Effekt d. Masch., gemäß d. früheren Herleitung dieser beiden Werthe, keinen Einfluß; dagegen kann dieser Umstand wesentlich auf d. Gleichförmigkeit d. Ganges od. d. sog. kleinen Gleichförmigkeitsgrad, wesentlich auf d. erforderliche Schwungradmasse von Einfluß sein. Es wird sich nämlich zeigen, daß durch d. stets entgegengesetzte Kolbenlauf, ein größerer

× Gleichförmigkeit im Gange desgl. erlangt werden kann, wenn ein kleineres Schwungrad erforderlich wird. Das Nähere über diesen Umstand kann erst später bei d. Berechnung d. Schwungrades ermittelt werden. —

Zunächst handelt es sich nun um d. Berechnung d. Cylinder und d. Dampfverbrauchs.

Die früher gegebenen allgemeinen Buchstabenbezeichnungen können hier nur theils in derselben Bedeutung u. mit Rücksicht auf d. Beziehung zum großen u. kl. Cyl. Wenn diese Buchstaben sich nun beziehen auf d. großen Cyl. so sollen d. seitherigen Bezeichnungen beibehalten werden, wenn sie sich aber auf d. kl. Cyl. beziehen so sollen sie mit einem Strich versehen werden. Demnach ist also:

d = lichter Durchmesser d. großen Cyl.
δ = wirksame Kolbenfl.
s = Kolbenhub
e = Coeff. d. schädlichen Raumes
$e_1 s$ = Kolbenweg bis zu Ende d. Einströmung d. Hinterdampfs
$e_2 s$ = " " " " Ausströmung d. Vorderdampfs
$e_3 s$ = " " " " Expansion d. Hinterdampfs
$e_4 s$ = " " " " Compression d. Vorderdampfs
p_i = d. in Atm. ausgedrückte mittlere Dr.-differenz auf beiden Seiten d. Kolbens

für d. großen Cylinder.

d. entsprechenden Größen für d. kleinen Cylinder sind also zu bezeichnen mit

$$d' \; \delta' \; s' \; e' \; e_1' \; e_2' \; e_3' \; e_4' \; p_i'.$$

$Z = \dfrac{\delta' s'}{\delta s}$ = Verhältniß d. Cylinderinhalte oder vielmehr d. Verhältniß d. von d. wirksamen Kolbenfl. δ' u. δ d. kl. u. großen Kolb. Cyl. bei einem einfachen Hube durchlaufenen Räume.

p_1 u. p_2 sollen ganz dieselbe Bedeutung haben wie früher, also

p_1 = mittlere Hinterdampfsp. im kl. Cyl. während d. Einströmung
p_2 = mittlere Vorderdampfsp. im großen Cyl. während d. Ausströmung

Denken wir aber d. durch d. Schieber bew. unvollkommene Bewegung d. Einström. resp. Ausströmkante zu Ende d. Einströmung resp. Ausströmung, sowie schon ein Abnehmen resp. Zunehmen d. Dr. d. Hinterdampfs resp. Vorderdampfs bewirkt, so sei wieder wie früher:

$\beta_1 p_1$ d. Hinterdampfsp. im kl. Cyl. zu Ende d. Einströmung, wenn β_1 immer etwas kleiner als 1 sein wird, und
$\beta_2 p_2$ d. Vorderdampfsp. im großen Cyl. zu Ende d. Ausströmung, wenn β_2 immer etwas größer als 1 sein wird.
a = 10333 d. normale Atm.-Druck in kgr. p. □m.
L_i = indicirte Arbeit d. Masch. bei einem einfachen Kolbenschub; dieselbe setzt sich hier natürlich zusammen aus d. d. mittleren Dr.-differenzen p_i' u. p_i im großen u. kl. Cyl. entsprechenden Arbeiten p. einfachen Kolbenschub, also:

$$L_i = \delta' s' a p_i' + \delta s a p_i$$ oder mit Rücksicht auf d. Bedeutung von Z:

od. $$L_i = \delta s a (Z p_i' + p_i)$$

d. Ausdruck in d. Klammer kann man auch d. auf d. großen Kolben reducirte mittlere Dr.-differenz auf beiden Seiten d. Kolben in beiden Cyl. nennen; dieselbe besteht aus d. mittleren

× Sp.-differenz p_i auf beiden Seiten d. Kolbens im großen Cylinder und auch ×
d. auf d. großen Kolben reducirten Sp. mit d. Verhältniß Z multiplicirten mittleren Sp.-differenz ($Z p_i'$) auf beiden Seiten d. Kolbens im kl. Cyl. —

Von dieser indicirten Arbeit geht nun aber wieder ein Theil verloren zur Bewältigung d. verschiedenen Reibungs- u. Widerstände, welche auch d. Arbeit d. verschiedenen Hilfsmaschinentheile also unmittelbar d. verschiedenen Pumpen ausführen. D. zur Bewältigung d. Reibungswiderstände nöthige Arbeit kann wieder unterschieden werden in d. Arbeit d. leer gehenden Masch. und in d. additionelle Arbeit d. Masch. ferner nun wieder.

$L_m = F s p_m a$ d. Arbeit d. leer gehenden Masch. p. Kolbenspiel ausgedrückt in Kgmeter, unter p_m denjenigen Theil d. gesammten auf d. großen Kolben reducirten Sp.-differenz $= Z p_i' + p_i$ verstanden, d. verbraucht wird, um diese Arbeit zu verrichten.

$L_n = \frac{L_i - L_m}{1+\mu}$ = Nutzarbeit d. Masch. p. einfachen Kolbenspiel, unter μ d. Coeff. d. additionellen Reibung verstanden, welcher hier zu 0,13 bis 0,15 angenommen werden kann.

Bezeichnet man mit p_n denjenigen Theil d. gesammten auf d. großen Kolben reducirten Sp.-differenz, welche wirklich nutzbar gemacht wird, also = d. auf d. großen Kolben bezogenen mittleren Nutzdruck ausgedrückt in Atm., so kann man unmittelbar auch schreiben:

$$L_n = F s a p_n \quad \text{und} \quad p_n = \frac{Z p_i' + p_i - p_m}{1+\mu}.$$

Ferner sei nun ferner u = Tourenzahl d. Schraubenwelle = Anzahl d. Doppelspiele jedes Kolbens p. Minute.

C = mittlere Kolbengeschw. im großen Cyl.
C' = mittlere Geschw. d. kleinen Kolbens.

Also auch d. Gl.: $30 C = s u$.

Endlich N_i = Zahl d. indicirten Pferdestärken d. Masch.

So bekanntlich ist: $N_i = \frac{u L_i}{75 \cdot 30} = \frac{F C a (Z p_i' + p_i)}{75}$

und $N_n = \frac{u L_n}{75 \cdot 30} = \frac{F C a p_n}{75}$ = Zahl d. Nutzpferdestärken.

D = Dampfverbrauch d. Masch. in Kgr. p. Stunde.

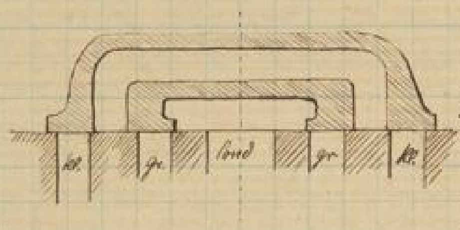
Zur Berechnung d. Effects N und d. Dampfverbrauchs D handelt es sich nun zunächst darum d. Sp. p_n od. dessen Ausdruck gemäß, zunächst d. gesammte auf d. gr. Kolben reducirte Sp.-differenz auf beiden Seiten d. Kolbens in beiden Cylindern ~~zuletzt~~ $= Z p_i' + p_i$ zu bestimmen, mit Rücksicht auf d. Anfangsdr. p_1, womit d. Dampf in d. kleinen Cyl. eintritt, mit Rücksicht auf d. Volumenverhältniß Z d. beiden Cyl. und mit Rücksicht auf d. vorliegenden Steuerungsverhältnisse. Diese Rechnung würde nun aber sehr complicirter Art werden, wenn man für beide Cyl. andere Steuerungsverhältnisse

[illegible]

$$l_2' = l_2 \qquad l_3' = l_3 \text{ u. } \quad l_4' = l_4 \quad \text{und} \quad l_1' = l_1$$

[illegible] $l_1' \gtreqless l_1$.

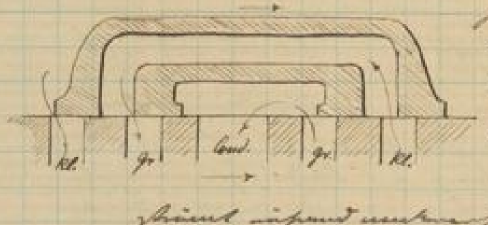
[illegible]



[illegible]

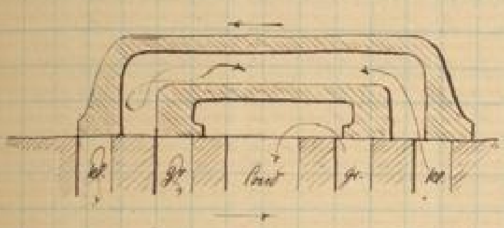
$$l_2' = l_2 \qquad l_3' = l_3 \qquad l_4' = l_4 \quad \text{und} \quad l_1' \gtreqless l_1$$ [illegible]

[illegible]



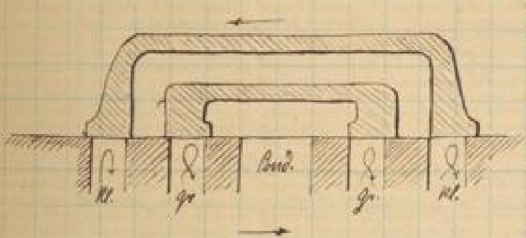
[illegible]

Während nun d. Kolben sich noch weiter von links nach rechts bewegen also im Raum d. Schiebers, bewegt sich d. Schieber ebenfalls noch weiter in derselben Richtung bis er am weitesten nach rechts gekommen und somit d. Kanäle am weitesten geöffnet werden. Wenn aber d. beiden Kolben sich ungefähr in d. Mitte ihres Weges befinden, hat bereits d. Schieber seine Bew. umgekehrt d. h. er bewegt sich nun von rechts nach links. Bewegen sich d. Kolben noch weiter vorwärts, also d. Schieber noch weiter nach links,

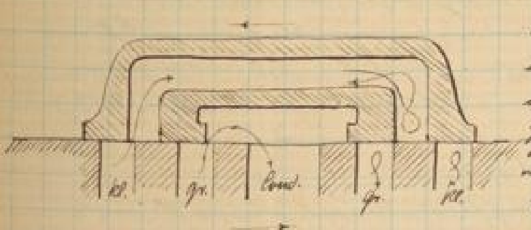


dann wird in d. Augenblick, wo d. große Kolben d. Weg $e_1 S = S_1$ durchlaufen hat, d. beiden Kanäle Gr. u. Kl. links geschlossen also d. Dampf im Kl. u. gr. Cyl. abgesperrt so daß somit in diesem Augenblick in d. Expansion im kl. u. großen Cyl. beginnt. Vor d. Kolben im kl. Cyl. beginnt dann d. Compression, indem d. Dampf nicht mehr d. äußere Öffnung d. Schiebers, nicht aber auch mit dieser hinauskommen kann. —

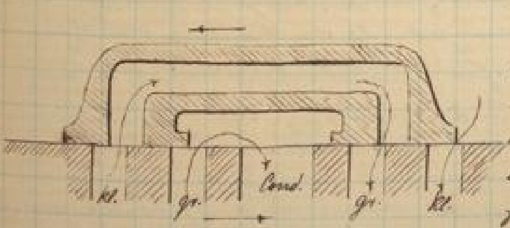
Dieser Zustand dauert so lange fort bis d. große Kolben d. Weg $S_2 = e_2 S$ durchlaufen hat, dann werden auch d. beiden Kanäle Gr. u. Kl. rechts geschlossen. d. Expansion in beiden Cyl. dauert fort und auch d. Compression vor d. Kolben im kl. Cyl. nur mit d. Unterschied, daß sich dieselbe nicht mehr in d. äußeren Öffnung d. Schiebers erstreckt da diese nun abgeschlossen ist. d. schädliche Raum, welche sich vorher bis in diese Öffnung d. Schiebers hineinerstreckte, beschränkt sich nunmehr nur auf d. Dampfkanal. Vor d. Kolben im großen Cylinder beginnt dann ebenfalls d. Compression, da nun auch d. Kanal Gr. rechts geschlossen ist.



Dieser Zustand dauert so lange bis d. gr. Kolben d. mit seinem ... Weg $S_3 = e_3 S$ durchlaufen hat; dann öffnet d. Schieber bei seinem Rückgange nach links wieder d. beiden Kanäle Gr. u. Kl. links; dabei dauert aber d. Expansion im kl. Cyl. fort nur mit d. geringfügigen Unterschied, daß nun d. Dampf nicht nur kl. Cyl. in d. äußeren Öffnung d. Schiebers nicht aber auch diese hinüberkommen kann, sodaß also d. Expansion sich in diesen Schieberkanal hineinerstreckt. Vom großen Cyl. kann aber jetzt d. Dampf zum Condensator abströmen, während vor d. Kolben im großen u. kl. Cyl. d. Compression fortdauert.



Während d. Kolben nun noch weiter gehen nach rechts d. ... d. Schiebers zu, geht d. Schieber weiter nach links, bis d. gr. Kolben d. Weg $S_4 = e_4 S$ zurückgelegt hat. In diesem Augenblick öffnen d. Außenkanten d. Schiebers wieder d. Kanäle Gr. u. Kl. rechts, so daß nun jetzt in d. kl. Cyl. neuer Dampf vom Kessel durch d. Kanal Kl. rechts einströmt und vom kl. Cyl. Dampf durch d. Kanal Kl. links durch d. Schieberkanal u. d. Kanal Gr. rechts in d. großen Cyl. strömt während aus d. großen Cyl. durch d. Kanal Gr. links d. Dampf nach ... in d. Condensator abströmt.



92

[illegible]

[illegible]

$$e_4' = e_4 = 1.$$

[illegible]

$$E_1 = \frac{e' + e_1'}{e' + 1}$$

[illegible] $S_1' = e_1 S'$ [illegible]

[illegible] $= \delta'$ [illegible]

$$= \delta' S_1' = \delta' e_1 S'$$ [illegible]

[illegible] $\delta' e_1 S'$ [illegible]

[illegible] $= \delta' S' + \delta' e' S'$, also: $E_1 = \frac{\delta' e' S' + \delta' e_1' S'}{\delta' e' S' + \delta' S'} = \frac{e' + e_1'}{e' + 1}$. —

[illegible] E_3 [illegible] $e_4' = e_4 = 1$ [illegible] $= E_4$. [illegible] E_3 [illegible] $= \delta' e' S'$, [illegible] $= \delta' e' S'$ [illegible] $= \delta S e$, [illegible]:

$$= \delta' S'(1 + e') + \delta S e.$$

[illegible] $S_1 = e_1 S$ [illegible] $= \delta e_1 S$, [illegible] $\delta' e_1 S'$.

[illegible]:

$$= \delta' S'(1 + e') + \delta e_1 S - \delta' e_1' S' + \delta S e$$

[illegible] $e_1' = e_1$

$$E_3 = \frac{\delta' S'(1 + e') + \delta S e}{\delta' S'(1 + e' - e_1') + \delta e_1 S + \delta S e}$$

[illegible]

[illegible] δS [illegible]:

$$\varepsilon_3 = \frac{2(1+l') + l}{2(1+l'-l_1) + l + l_1}$$

[illegible] ε_4 [illegible] $= \delta S'(1+l'-l_1)$ [illegible] $l_4' = l_4 = 1$ [illegible] ~~[illegible]~~ [illegible] $= \delta' l' S''$, [illegible]:

$$\varepsilon_4 = \frac{\delta S'(1+l'-l_1)}{\delta l' S'} = \frac{1+l'-l_1}{l'}.$$

[illegible] 3 [illegible] $= S_1 = l_1 S$, [illegible] $S_3 - S_1 = S(l_3 - l_1)$ [illegible] 3 [illegible] $l_1 S$ [illegible] l_1 [illegible] $= 0{,}91$ [illegible] β [illegible] Völkers [illegible] $\beta = 0{,}95$ [illegible]. —

[illegible] 2 [illegible] $l_2 S$ [illegible] $S + l_2 S$ [illegible] ε_2 [illegible] ε_2 [illegible] ε [illegible]:

$$\varepsilon_2 = \frac{1+l-l_2}{l}$$

[illegible] $l_4' = l_4 = 1$, [illegible] $\delta(S - l_2 S + lS) = \delta S(1+l-l_2)$ [illegible] $\delta l S$ [illegible]. —

[illegible] $2p_i + p_i$ [illegible]:

p_k [illegible]

p_v [illegible]

[illegible]:

$$p_i = p_k - p_v$$

[illegible]:

× p_h d. mittlere Hinterdampfspannung im großen Cyl. ausgedrückt in Atm. ×
mittlere p_v " " " Vorderdampfspannung " " " " " " "

Also d. Druckdifferenz zu beiden Seiten d. Kolbens im großen Cyl.:

$$p_i = p_h - p_v$$

d. Dampfgeschwindigkeit gemäß ist dann auch noch ferner:

$$p_h = \beta p_v'$$

wenn nach Völckers d. Coeff. β durchschnittlich gesetzt werden kann: $\beta = 0{,}95$.

Setzt man nun diese Werthe ein, so erhält man:

$$2p_i' + p_i = 2(p_h' - p_v') + p_h - p_v$$
$$= 2p_h' + (\beta - 2)p_v' - p_v.$$

Offenbar hängt nun d. mittlere Hinterdampfspannung p_h' im kl. Cyl. nur von d. Dr. p_1 ab, womit d. neue Dampf kommend direct in d. kl. Cyl. eintritt, so daß man setzen kann:

$$p_h' = f_1(p_1)$$

unter f_1 einen noch näher zu bestimmenden Factor verstanden.

Ebenso hängt d. mittlere Vorderdampfspannung p_v im großen Cyl., namentlich wenn d. Abströmungszustand von d. Dr. betrifft, nur von d. Dr. p_2 ab, womit d. Vorderdampf in d. Condensator durchschnittlich abströmt, man kann also auch setzen:

$$p_v = f_2(p_2)$$

Ferner kann man offenbar auch d. mittlere Vorderdampfspannung p_v' im kl. Cyl. als abhängig betrachten von p_1 u. p_2, indem man diesen Vorderdampf ansehen kann als ein Mittelzustand aus Gemisch von Dampfspannungen mit d. resp. Dr. p_1 u. p_2; angenommen also es lasse sich p_v' hinreichend genau durch p_1 u. p_2 ausdrücken:

$$p_v' = f_3 p_1 + f_4 p_2$$

wenn nun noch f_3 u. f_4 näher zu bestimmen sind.

Setzt man diese Werthe in d. Ausdruck für d. auf d. großen Kolben reducirte mittlere Dr.-Differenz ein, so bekommt man:

$$2p_i' + p_i = \left[2f_1 + (\beta - 2)f_3\right]p_1 - \left[f_2 - (\beta - 2)f_4\right]p_2$$

Offenbar haben hierin nun f_1 u. f_2 ganz dieselben Bedeutungen wie früher bei einer einfachen Masch.; demnach stellen sich für diese Größen f_1 u. f_2 d. Werthe ergeben:

mit Rücksicht auf d. für uns bestimmten Größen d. kl. Cyl.:

$$f_1 = e_1' + \beta_1(e' + c_1)\frac{1 - \varepsilon^{n_1 - 1}}{n_1 - 1}$$

und

$$f_2 = e_2 + \beta_2(1 + e - e_2)\frac{\varepsilon_2^{n_2 - 1} - 1}{n_2 - 1}$$

Diesen Formeln wurde d. ursprünglich immer richtige, [illegible] Annahme zu Grunde gelegt, daß d. Zustandsänderung d. Dampfes bei d. Expansion d. Gesetze $pv^{n_1} = const.$, bei d. Compression d. Gesetze $pv^{n_2} = const.$ folge, unter p d. Dr., v d. spec. Volumen d. Dampfes in irgend einem Augenblick u. unter n_1 u. n_2 Constante verstanden. —

Wesentlich einfacher kommen hier nur β_3 u. β_2 vor, deren Bestimmung durch folgende Betrachtung erleichtert werden kann:

Denkt man sich d. Kolben am Ende seines Hubes, so befindet sich in diesem Augenblick hinter d. kl. Kolben eine Dampfmenge, welche d. Raum erfüllt $= \delta s'(1+e')$ und d. eine Sp. hat:
$$= \beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1}$$
denn dieser Dampf ist durch Expansion auf d. Expansionsgrad ε_1 aus d. vom Kessel kommenden Dampf entstanden, und dieser hatte zu Anfang d. Expansion d. h. zu Ende d. Einströmens vom Kessel eine Sp. $= \beta_1 p_1$ wie dies früher auseinandergesetzt. — Vor d. großen Kolben dagegen befindet sich in diesem Augenblick ein Dampfvolumen, welches ganz in d. schädlichen Raum hineingedrängt ist, und also ein Volumen hat:
$$= \delta s e$$
und hier offenbar eine Sp.: $= \beta_2 p_2 \varepsilon_2^{n_2}$, indem dieser Dampf entstanden ist ~~nahe~~ durch d. Compression im Verhältniß ε_2 d. Dampfes, welcher zu Anfang d. Compression d. h. zu Ende d. Abströmens zum Condensator eine Sp. $= \beta_2 p_2$ hatte. —

Wenn nun d. Kolben d. rückgängigen Lauf beginnen, so strömt d. hinter d. Kolben im kl. Cyl. befindliche Dampf von d. Volumen $\delta s'(1+e')$ und d. Sp. $\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1}$ in d. großen Cyl. vor d. Kolben, wo aber d. Dampfvolumen $\delta s e$ von d. Sp. $\beta_2 p_2 \varepsilon_2^{n_2}$ sich befindet. Es wird also beim Beginn d. rückgängigen Lauf d. Kolben eine Mischung dieser beiden Dampfmengen stattfinden und es fragt sich dann, welches d. Anfangsspg. dieser beiden sich mischenden Dampfmengen ist. Eine genaue Lösung ist hier natürlich gar nicht möglich, da man dieses Mischungsgesetz gar nicht so genau kennen kann. Offenbar wird aber d. Anfangsspg. dieser Dampfmengen vorwiegend von d. Dampfmenge im kl. Cyl. abhängen, indem diese bedeutend gegen d. im großen Cyl. vor d. Kolben befindliche Rest-Dampfmenge überwiegt. Immerhin wird es aber genügen, wenn man hier auch eine einfache Mischungsregel anwendet, indem man d. Anfangsspg. setzt = d. Produkt aus Volumen u. Sp. d. einen Dampfmenge + d. Produkt aus Volumen u. Sp. d. anderen Dampfmenge, dividirt durch d. Summe d. beiden Volumina. Also d. Anfangsspg.
$$= \frac{\delta s'(1+e')\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} + \delta s e\, p_2 \beta_2 \varepsilon_2^{n_2}}{\delta s'(1+e') + \delta s e.}$$

Während d. Überströmen vom Hinterraum d. kl. Cyl. zum Vorderraum d. gr. Cyl. stattfindet, expandirt d. Dampf und zwar während d. ganzen Laufs d. Überströmens im Verhältniß ε_3. d. Expansionsarbeit, d. dabei verrichtet wird, ergibt sich dann bekanntlich = Anfangs d. Produkt aus d. Anfangsvolumen und d. Anfangsspg.; d. Anfangsvol. ist nun aber d. Nenner d. obigen Ausdrucks und d. Anfangsspg. d. ganze Ausdruck, so ist demnach d. Expansionsarbeit = d. Zähler d. obigen Ausdrucks ist, also:
$$= \delta s'(1+e')\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} + \delta s e \beta_2 p_2 \varepsilon_2^{n_2}$$
Um nun d. Expansionsarbeit vollständig in Kgmeter ausgedrückt zu bekommen, hat man zunächst noch zu multipliciren mit $\frac{1-\varepsilon_3^{n_3-1}}{n_3-1}$ und dadurch, daß d. Volumina d. Sp. alle in Atm. ausgedrückt sind, auch noch mit $a = 10333$ = d. in Kgr pro □m ausgedrückten normalen Luftdruck zu multipliciren, also:

d. Expansionsarbeit $= \left[\delta s'(1+e')\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} + \delta s e \beta_2 p_2 \varepsilon_2^{n_2}\right] a \frac{1-\varepsilon_3^{n_3-1}}{n_3-1}$

Wenn nämlich d. Expansion stattfindet nach d. Gesetz $pv^{n_1} = const$ so ist d. verrichtete Arbeit $= L = \frac{p_1 v_1}{n'-1}\left(1-\varepsilon_3^{n_1-1}\right)$ unter p_1 u. v_1 d. Anfangsspg. u. Anfangsvolumen verstanden.

Bezeichnet man nun mit x' eine Sp., welche gleichförmig während d. ganzen Kolbenhubes zwischen d. kl. und großen Kolben wirkend, eine ebenso große Arbeit verrichtet wie diese

x der gefundenen Expansionsarbeit, so wie, wenn x' in Atm. ausgedrückt ist, x
ax d. per □cm bezogene Druck, und also d. Arbeit dieser gleichförmig wirkenden Kr. während eines Kolbenspieles $= ax(\delta s - \delta s')$

indem diese Kr. auf beide Kolben wirkt, und zwar ~~[illegible]~~ hinter d. gr. Kolben und vor d. kl. Kolben, so daß dieser letztere Druck aufgehoben ist und sohin eine Verminderung d. Arbeit bewirkt. Man hat also nun d. Gl.:

$$ax(\delta s - \delta s') = \delta s\, a x (1-\lambda) = \left[\delta s'(1+e')\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} - \delta s\, e\, \beta_2 p_2 \varepsilon_2^{n_2}\right] a \frac{1-\varepsilon_3^{n_1-1}}{n_1-1}$$

Also kommt $$x' = \left[\frac{\lambda}{1-\lambda}(1+e')\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} + \frac{e}{1-\lambda}\beta_2 p_2 \varepsilon_2^{n_2}\right]\frac{1-\varepsilon_3^{n_1-1}}{n_1-1}.$$

Diese Kr. x' muß nun offenbar ein Bestandtheil d. mittleren Verdichtungsdr. für ein kl. Cyl. sein, und zwar derjenige Theil, welcher sich bezieht auf d. Überströmen d. Dampfes vom Vorderraum des kl. Cyl. zum Hinterraum des großen Cyl. — Bei d. Berechnung dieser Kr. x' wurde aber stillschweigend vorausgesetzt, daß während d. Communication zwischen d. kleinen schädlichen Cyl.-Räumen eine gleiche Kr. stattfindet; offenbar wird dies aber nicht ganz wahr sein, indem wie schon [illegible] d. Verdichtungsdr. im kl. Cyl. immer ein bißchen größer sein wird als d. [illegible] im großen Cylinder. Indessen kann d. hiedurch begangene Fehler in genügender Weise berücksichtigt werden, daß man die [illegible] d. Coeff. e' u. e d. schädlichen Räume in dieser Rechnung etwas größer annimmt als sie thatsächlich sind.

Im Augenblick nun, wo d. Überströmen zu Ende ist, also im Augenblick wo d. Compression im kl. Cyl. beginnt, hat d. kl. Kolben einen Weg durchlaufen $= e_1 s'$, er hat also noch einen Weg zu durchlaufen bis zu Ende d. Compression d. h. bis zu Ende d. Hubes $= s' - e_1 s'$ entsprechend einem Raum $\delta s'(1-e_1)$. Zu Anfang d. Compression erfüllt also d. Verdichtungsraum im kl. Cyl. mit Rücksicht auf d. schädlichen Raum $\delta s' e'$, ein Volumen:

$= \delta s'(1+e'-e_1)$ oder mit $e' = e$.

$= \delta s'(1+e'-e_1)$.

D. Kr. dieses Dampfes zu Anfang d. Compression erhält man nun [illegible], wenn man d. vorhin gefundenen Ausdruck für d. Anfangsdr. zu Beginn d. Kolbenspieles multiplicirt mit $\varepsilon_3^{n_1}$, da d. Dampf in diesem Verhältniß ε_3 während d. Überströmens expandirt und angenommen wird, daß d. Zustandsänderung vor sich gehe nach d. Gesetz $pv^{n_1} = \text{const}$. Offenbar begeht man aber einen nur sehr geringen Fehler, wenn man diese Anfangsdr. zu Anfang d. Compression setzt $= \beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} \varepsilon^{n_1}$, [illegible] etwas zu [illegible], indem man dadurch diese Anfangsdr. zu groß bekommt. D. Product aus Kr. u. Volumen d. Verdichtungsdr. im kl. Cyl. zu Anfang d. Compression ist bekannt, wenn man noch mit d. normalen Atm.-Druck $a = 10333$ Kgr. per □m multiplicirt und somit d. Kr. in Kgr. per □m ausdrückt:

$$= \delta s'(1+e'-e_1)\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} \varepsilon_3^{n_1} a$$

Dieser Dampf wird nun comprimirt im Verhältniß ε_4 und man erhält nun bekanntlich d. dabei entwickelte Compressionsarbeit, indem man dieses Product aus Anfangsdr. u. Anfangsvolumen multiplicirt mit $\frac{\varepsilon_4^{n_1-1}-1}{n_1-1}$ wenn angenommen wird, daß d. Zustandsänderung d. Dampfes während dieser Compression vor sich gehe nach d. Gesetz: $pv^{n_1} = \text{const}$.

D. Compressionsarbeit ist also:

$$= \delta s'(1+e'-e_1)\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} \varepsilon_3^{n_1} a \frac{\varepsilon_4^{n_1-1}-1}{n_1-1}$$

Setzt man nun diese Ausgleichsarbeit = $\delta' s' a y$, so ist y d. zugehörige nicht-zugehörige Rollenzahl enthält in Alter mitgebrachte Sicherheit d. mittleren Unterdruckes für die kleinen Geschw., welche sich auf d. Ausgleich d. Verdichtungsraum bezieht. Aus dieser Gl. ergibt sich somit:

$$y = \beta_1 (1 + \varrho' - \ell_1)\, \varepsilon_1^{n_1} \varepsilon_3^{n_1} \cdot \frac{\varepsilon_4^{n_2 - 1} - 1}{n_2 - 1}$$

Bildet man d. Summe $x + y = f_0 = f_3 \beta_1 + f_4 \beta_2$ so erhält man d. Bedeutung d. Coeff. f_3 u. f_4, nämlich f_3 = d. zusammengezogenen mit β_1 verbundenen Coeff.
f_4 = " " " " " mit β_2 " " " "

Also:

$$f_3 = \beta_1 \varepsilon_1^{n_1} \left[\frac{2}{1-2} (1 + \varrho') \frac{1 - \varepsilon_1^{n_1 - 1}}{n_1 - 1} + (1 + \varrho' - \ell_1)\, \varepsilon_3^{n_1} \frac{\varepsilon_4^{n_2 - 1} - 1}{n_2 - 1} \right]$$

$$\text{und} \quad f_4 = \frac{\beta_2 \varrho \varepsilon_2^{n_2}}{1-2} \cdot \frac{1 - \varepsilon_3^{n_1 - 1}}{n_1 - 1}$$

Wie schon erwähnt müssen hierin rücksichtlich d. seitlichen Abschlüsse der Schaufeln auf Schaufelkranz und Rollenbindung an Geh.-Wand, d. Coeff. ϱ und ϱ' d. schädlichen Räume etwas größer genommen werden, als sie thatsächlich sind, wenn es sich um Expansion handelt.

Diese Ausdrücke sind aber immer noch für d. Rechnung ziemlich unbequem. Um sie zu vereinfachen mögen, was d. Dimensionsverhältnisse betrifft, wieder mittlere Annahmen gemacht werden, und zwar sollen hier dieselben Durchschnittswerte zu Grunde gelegt werden, wie bei einer 10fl. Masch. Bezeichnet also ϱ d. Krümmungsradius d. Schaufelzapfen, λ d. Verdrängungswinkel, a_1 d. äußere und a_2 d. innere Unterbrechung d. Schaufelungsschichtenbreite, so soll nun hier gesetzt werden:

$$a_1 = 0{,}25\, \varrho \qquad\qquad a_2 = 0{,}05\, \varrho$$

$$\lambda = 20^\circ.$$

Mit diesen Voraussetzungen ergeben sich dann zunächst so wie früher:

$$\ell' = \ell_1 = 0{,}910 \quad \text{und} \quad \ell_2' = \ell_2 = 0{,}959$$

ℓ_3 u. ℓ_4 kommen in diesen Formeln ja nicht mehr in Betracht.
Ferner sollen auch d. Coeff. β_1 u. β_2 ebenso angenommen werden wie früher:

$$\beta_1 = 0{,}95 \quad \text{und} \quad \beta_2 = 1{,}05$$

$$\text{ferner} \quad n_1 = 1{,}125 \quad \text{u.} \quad n_2 = 1{,}15$$

und endl. d. Coeff. d. schädlichen Räume: $\varrho = \varrho' = 0{,}05$.

Mit Rücksicht auf d. erwähnten Undichtigkeiten d. Schaufeln auf d. Schaufelkr. und d. Rollenbindungen, sind diese Coeff. ϱ u. ϱ' nun noch etwas größer zu nehmen in allen Ausdrücken, wo es sich um Expansion handelt, also in ε_1 ε_3 f_1 u. etc. und zwar wie früher $\varrho = \varrho' = 0{,}07$.

Darnach erhält man für d. erforderlichen Expansions- u. Ausgleichungsgrade folgende Ausdrücke:

$$\varepsilon_1 = \frac{\varrho_1' + 0{,}07}{0{,}07} \qquad\qquad \varepsilon_2 = 1{,}82$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1{,}072 + 0{,}07}{0{,}162 + 0{,}98} \quad \text{u.} \quad \varepsilon_4 = 2{,}8$$

Ebenso ergeben sich für f_1 f_2 f_3 f_4 folgende Ausdrücke:

$$f_1 = \varrho_1' + 7{,}6 (\varrho_1' + 0{,}07)(1 - \varepsilon_1^{\frac{1}{8}}) \qquad\qquad f_2 = 1{,}019$$

$$f_3 = \varepsilon_1^{\frac{9}{8}} \left[8{,}132 \frac{2}{1-2} (1 - \varepsilon_3^{\frac{1}{8}}) + 0{,}148\, \varepsilon_3^{\frac{9}{8}} \right] \quad \text{und} \quad f_4 = 1{,}17 \frac{1 - \varepsilon_3^{\frac{1}{8}}}{1-2}$$

Damit ist dann nun d. auf d. großen Kolben reducirte mittlere Gl.-spannung:

$$2p_i' + p_i = \left[2f_1 + (\beta - 2)f_3\right]p_1 - \left[f_2 - (\beta - 2)f_4\right]p_2$$

wo wegen d. Füllungsgrad e_1' d. kleinen Cyl., d. Cyl.-Verhältniß λ u. von d. Dampfspg. p_1 u. p_2 abhängig sind und d. Coeff. β, welcher aber nach Völcker durchschnittlich gesetzt werden kann:

$$\beta = 0,95.$$

Vorlagen in dieser Formel sind nun aber auf d. verschiedenen Belagen d. Füllungsgrad e. Angaben von Grashof gerechnete Tabelle für verschiedene d. gebräuchlichsten Werthe von e, (Redtenbacher) können diese Rechnungen mit dergleichen Werthe ~~[illegible]~~ durch Interpolation entnommen werden. –

Als Beispiel, an welchem d. entwickelten Formeln geprüft werden können, soll eine Woolf'sche Dampfmaschine, welche 1867 auf d. Pariser Ausstellung war, und mit welcher verschiedene später Versuche angestellt wurden.

Nach d. vorliegenden Angaben war:

für d. kl. Cyl.: d. Kolbendurchmesser $= d' = 0,3\,m$ und Kolbenstangendicke $\delta' = 0,05\,m$

" " gr. Cyl.: " " " " $d = 0,6\,m$ " " " " " $\delta = 0,065\,m$.

d. beiden Cyl. lagen parallel neben einander und hatten einen gleichen Hub von:

$$s' = s = 0,6\,m.$$

Unter diesen Umständen kann mit einem sehr kleinen Fehler d. Cyl.-Verhältniß

$$\lambda = \frac{1}{4} \text{ angenommen werden.}$$

Nach d. vorliegenden Angaben ergeben sich nun bei einem Füllungsgrad d. kl. Cyl.:

$$e_1' = 0,375$$

und einer Admissionsdsp. $p_1 = 5$ Atm (absolut)

und einer Tourenzahl $n = 60$ p. Minute

d. Zahl d. indicirten Pferdestärke: $N_i = 61,5$.

Es zeigt sich nun, ob dieses letztere Resultat mit d. aus d. entwickelten Formeln hervorgehenden Resultaten in genügender Übereinstimmung steht.

Rechnet man zunächst mit d. angegebenen Werthen d. Expansionsgrad ε_1, so findet man:

$$\varepsilon_1 = \frac{0,445}{1,07} = 0,4159$$ und nach d. oben erwähnten Hülfstabelle:

$$\varepsilon_1^{\frac{1}{8}} = 0,8961 \quad \text{und} \quad \varepsilon_1^{\frac{9}{8}} = 0,3727$$

ferner $$\varepsilon_3 = \frac{1,07 + \frac{1}{4}\,0,07}{9,16 + 4 \cdot 0,98} = 0,3309$$

also $$\varepsilon_3^{\frac{1}{8}} = 0,8709 \quad \text{und} \quad \varepsilon_3^{\frac{9}{8}} = 0,2882.$$

Damit können nun d. Coeff. $f_1\ f_2\ f_3\ f_4$ berechnet werden, nämlich:

$$f_1 = 0,375 + 7,6 \cdot 0,445 \cdot 0,1039 = 0,7264$$

$$f_2 = 1,019$$

$$f_3 = 0,3727\left[8,132 \cdot \tfrac{1}{3} \cdot 0,1291 + 0,148 \cdot 0,2882\right] = 0,1463$$

und $$f_4 = 1,17 \cdot 0,1291 \cdot \frac{4}{3} = 0,2014.$$

Eine Angabe über d. Gegendruck bei d. Versuchen stattgefundenen Condensatorsp. p_2 liegt nun aber nicht vor; es soll deshalb angenommen werden wie früher bei einer 1 cyl. Masch.:

$$p_2 = 0,2 \text{ Atm}$$

welche Annahme bekanntlich jedenfalls d. ungünstigste ist.

Da ferner bei d. Versuchen auch β nicht ermittelt wurde, so werde wieder nach Völckers angenommen:

$$\beta = 0,95$$

× d. auf d. großen Kolben reducirte mittlere Sp.-differenz ergibt sich dann:

$$2p_i + p_i = (0{,}25 \cdot 0{,}7264 + 0{,}7 \cdot 0{,}1463)\,5 \div (1{,}019 - 0{,}7 \cdot 0{,}2014)\,0{,}2$$
$$= 1{,}2444 \text{ Atm.}$$

D. indicirten Pferdestärken sind nun nach d. bekannten Formel zu rechnen:

$$N_i = \frac{F\,c\,a\,(2p_i + p_i)}{75}.$$

Was hierin d. wirksame Fl. d. großen Kolbens betrifft, so ist dieselbe

$$F = \frac{\pi}{4}\left(d^2 - \frac{1}{2}\delta^2\right)$$ zu setzen und zwar $\div \frac{1}{2}\delta^2$ mit Rücksicht darauf, daß hier d. Kolbenstange nur einseitig mit d. Kolben verbunden ist.

Also $F = 0{,}2811$ □m.

Was d. mittlere Kolbengeschw. c im großen Cyl. betrifft, so ergibt sich dieselbe:

$$c = \frac{n s}{30} = \frac{60 \cdot 0{,}6}{30} = 1{,}2 \text{ m pr. Sek.}$$

Diese Werthe in d. Ausdruck für N_i eingeführt gibt:

$$N_i = \frac{0{,}2881 \cdot 1{,}2 \cdot 10333 \cdot 1{,}2444}{75} = 57{,}8 \text{ Pferdestärken.}$$

D. Versuche hatten ergeben 61,5 Pferdestärken, wobei aber bemerkt werden muß, daß es sich hier wahrscheinlich nicht um einen ganz exacten Versuch gehandelt hat, da das in d. Angaben sich oft „ungefähr" findet, so daß es nicht zu verwundern ist, wenn d. beiden Resultate nicht ganz übereinstimmen. —

Um nun aber auch p_m d. h. d. auf d. großen Kolben bezogene mittlere Nutzspannung, und damit d. d. Nutzpferdestärke N_n berechnen zu können, muß zunächst d. auf d. großen Kolben reducirte mittlere Sp.-differenz p_w berechnet werden, welche d. leer gehenden Masch. entspricht. Auch diese Sp. p_w kann ebenso wie bei einer 1 cyl. Masch. als aus 3 Bestandtheilen bestehend betrachtet werden.

D. erste Theil muß zur Ueberwindung d. Reibung d. Schwungradwelle in ihren Lagern gesetzt werden, und kann offenbar ganz ebenso wie früher bei einer 1 cyl. Masch., nämlich:

$$= 0{,}00002 \frac{G d_1}{d^2 s} \text{ Atm}$$

unter G d. Gew. d. Schwungrad sammt Welle und unter d_1 d. Durchmesser d. Welle in ihren Lagerstellen verstanden.

D. 2te Theil überhaupt d. verschiedenen unterschiedlichen Reibungen, welche am Kolben, Kolbenstange, Gleitstück, Excentrik etc. unterschieden werden. Für eine 1 cyl. Masch. konnte auf Grund von Versuchen dieser Bestandtheil $= \frac{0{,}0227}{d}$ Atm gesetzt werden. Bei einer Woolf'schen Masch. ist dieser Theil aber jedenfalls größer, indem d. Complicirtheit d. Masch. eine größere ist; jedenfalls aber ist hier nur d. Theil größer, welcher auf Rechnung d. Reibung d. kl. Kolbens u. Kolbenstange kommt. Nimmt man nun an, daß d. Hälfte d. genannten unterschiedlichen Reibungen überhaupt auf d. Kolben u. Kolbenstangen kommen, so hat man also nur für eine Woolf'sche Maschine zu setzen, unter Beibehaltung obiger Formel für eine 1 cyl. Masch., diesen Bestandtheil von p_w:

$$= \frac{0{,}0227}{d} + \frac{1}{2}\,\frac{0{,}0227}{d'} = 0{,}0227\left(\frac{1}{d} + \frac{1}{2d'}\right) \text{ Atm.}$$

Endlich kommt noch ein dritter Bestandtheil p_w' hinzu, d. sich bezieht auf d. Arbeitsverluste d. Kolbenwechsel u. Luftpumpe. Damit hat man dann nun d. auf d. großen Kolben bezogene mittlere Sp.-differenz p_w, welche d. leer gehenden Masch. entspricht:

$$p_w = 0{,}00002 \frac{G d_1}{d^2 s} + 0{,}0227\left(\frac{1}{d} + \frac{1}{2d'}\right) + p_w'.$$

Diese Größe p_m lässt sich offenbar hier gerade so berechnen wie früher bei einer 1 cyl. Masch., nämlich:

$$p_m = 0{,}00015\, n\,(h + 15)\,\frac{D}{120\, F s u}$$

unter n d. Zahl verstanden, welche angibt, wie vielmal mehr d. zur Condensation erforderliche Kühlwasser d. Gew. nach größer sein muss als das bei d. Condensation d. Dampfes erhaltene Wasser, ferner h d. Förderhöhe d. Kaltwasserpumpe und D d. in Kg ausgedrückten Dampfverbrauch pr. Stunde.

Um nun p_m berechnen zu können handelt es sich zunächst um d. Bestimmung d. stündlichen Dampfverbrauchs D.

Was nun diesen Dampfverbrauch betrifft, so ist derjenige Theil, welcher von allen Dampf- und Wärmeverlusten absieht, folgendermaßen zu beurtheilen:

d. frische vom Kessel kommende Dampf strömt vom Schieberkasten immer nur in d. kl. Cyl. Zu Ende d. Einströmung, also nachdem d. kl. Kolben einen Raum $F s' \varepsilon'$ durchlaufen hat, erfüllt d. Dampf im kl. Cyl. mit Rücksicht auf d. schädlichen Raum offenbar ein Volumen:

$$F s'(\varepsilon' + \varepsilon_0').$$

also, wenn γ_1 d. spec. Gew. dieses Dampfes ist, so ist: $F s'(\varepsilon' + \varepsilon_0')\,\gamma_1$ d. Dampfgew., das man hinter d. kl. Kolben zu expandiren anfängt. Dieses Dampfquantum ist nun aber nicht ganz zu neu eingeströmt, sondern ein Theil war noch vom vorigen Kolbenschub vorhanden, oder comprimirt. Dieses Dampfgew. wird bei einem einfachen Kolbenschub nicht ganz verbraucht, sondern ein Theil bleibt noch nach, welcher dann im nächsten einfachen Kolbenschub weniger Dampf einzuströmen braucht. Dieser Dampf nämlich expandirt im Verhältniss ε_1, beim nächsten einfachen Kolbenschub wird er dann Verbinderdampf und strömt dann, während d. große Kolben d. Weg $\varepsilon_1 s$ durchläuft, zum großen Cyl. über, wobei er im Verhältniss ε_3 expandirt. Nachdem d. g. Kolben d. Weg $\varepsilon_1 s$ durchlaufen hat, wird d. Dampf im kl. Cyl. abgesperrt und dann während d. übrigen Kolbenweges comprimirt. Dieses abgeschlossene Dampfmenge hat offenbar ein Gew.:

$$= F s'(1 + \varepsilon' - \varepsilon_1)\,\gamma_2$$

unter γ_2 d. spec. Gew. verstanden, womit d. Dampf bei d. rückgängigen Lauf d. Kolbens im kl. Cyl. comprimirt wird. [illegible] dieses Dampfgew. bleibt nun im kl. Cyl. bis zum Beginn d. nächsten einfachen Kolbenschubes, so dass also bei jedem einfachen Kolbenschub ein Gew. an Dampf erforderlich ist:

$$= F s'\left[(\varepsilon' + \varepsilon_0')\,\gamma_1 - (1 + \varepsilon' - \varepsilon_1)\,\gamma_2\right]$$

Dieser Vorgang wiederholt sich natürlich in jeder Minute $2u$ mal, also in einer Stunde $120u$ mal, so dass d. stündliche Dampfverbrauch, abgesehen von allen Verlusten, ist:

$$= 120\, u\, F s'\left[(\varepsilon' + \varepsilon_0')\,\gamma_1 - (1 + \varepsilon' - \varepsilon_1)\,\gamma_2\right]$$

Genau genommen sind nun freilich d. spec. Gew. γ_1 u. γ_2 nicht constant, sondern veränderlich, indem einerseits d. vom Kessel kommende Dampf durch d. Abkühlungen an d. Wandungen schon vor d. Eintritt in d. kl. Cyl. feucht geworden sein kann, und andererseits auch d. γ_2 während d. Einströmung nicht constant bleibt. Ebenso kann d. Verbinderdampf, auf welchen sich γ_2 bezieht, schon während d. Expansion ziemlich feucht geworden sein und somit auch γ_2 verschieden sein. Mit genügender Genauigkeit kann man aber annehmen: γ_1 = d. spec. Gew. von trockenem gesättigtem Dampf von d. Sp. p_1 und

γ_2 = " " " " " " " " $p_1\, p_1\, \varepsilon''\, \varepsilon_3''$

setzen, zumal da man d. etwa begangenen Fehler nachher bei d. Schätzungen d. Verluste, d. doch nur empirisch bestimmt werden können, berücksichtigen kann. –

Nach Völckers konnte man für eine 1 cyl. Masch. d. verschiedenen Dampf- und Wärmeverluste in d. empirischen Formel: $450\, d \sqrt{p_1}$ zusammengefasst werden. Bei d. Versuchen mit Wolf'schen Masch. ergab sich aber, dass diese Dampfverluste auch derselben empirischen Formel bestimmt werden können, wenn man dieselbe nur auf d. kl. Cyl.

beziehen. Bei Woolf'schen Masch. kann man also d. Anfangsverlust setzen:

$$= 450\, d' \sqrt{p_i}$$

also wesentlich kleiner als bei 1 cyl. Masch., wie auch schon früher erwähnt wurde.

Somit kann dann nun d. Dampfverbrauch einer Woolf' Masch. p. Stunde in kgr. ausgedrückt, gesetzt werden:

$$D = 120\, \delta' s' u \left[(e' + c_1') \gamma_1 - (1 + c' - e_1) \gamma_2 \right] + 450\, d' \sqrt{p_i}$$

Hierin ist:

$$p_i = p_a - p_r = f_1 p_1 - (f_3 p_1 + f_4 p_2) = (f_1 - f_3) p_1 - f_4 p_2$$

und diese Größe p_i und somit d. Dampfverbrauch D, lassen sich nach d. vorher entwickelten Formeln aus bekannten Größen angeben.–

Hieraus kann man auch d. stündlichen Brennstoffverbrauch bestimmen.

Bezeichnet man mit W d. Wärmemenge, welche erforderlich ist um 1 kgr. Wasser im Kessel zu verdampfen, also:

$$W = 606,5 + 0,305\, t - t_0$$

wenn t d. Temperatur im Kessel und t_0 d. Temperatur d. Speisewassers ist.

Ist ferner K d. Heizwerth d. Brennmaterials d. h. d. Wärmemenge, welche bei vollkommener Verbrennung von 1 kgr desselben entwickelt werden würde

ferner η_1 = Wirkungsgrad d. Feuerung

η_2 = " " d. Heizfl., so ist d. stündlich aufzuwendende Brennstoffmenge in kgr. bekanntlich:

$$B = \frac{W D}{\eta_1 \eta_2 K}$$

Auch diese Formeln mögen nun d. vorhin gewählte Beispiel angewendet werden, indem mit derselben Masch. auch Versuche mit d. Prony'schen Zaum angestellt wurden, wobei sich d. Nutzpferdestärke ergeben hatte:

$$N_n = 50 \text{ Pferdestärken.}$$

Es fragt sich nun ob diese ~~für~~ Angaben mit d. Resultaten d. oben erwähnten Formeln übereinstimmen. Umgekehrt kann man diese Angaben auch benutzen, um d. Coeff. μ d. zusätzlichen Reibung d. Masch. zu bestimmen, und dann sehen ob d. sich ergebende Werth mit d. früher aus anderen Versuchen bekannten Werth $\mu = 0,13$ bis $0,15$ übereinstimmt.

Nach d. Versuchsresultaten ist nämlich d. indicirte Wirkungsgrad

$$\eta_1 = \frac{N_n}{N_i} = \cancel{\frac{61,5}{50}} \quad \frac{50}{61,5}$$

Nach d. entwickelten Formeln ist dieser Wirkungsgrad aber auch:

$$\eta_1 = \frac{p_n}{2p_i' + p_i} \quad \frac{2p_i' + p_i - p_m}{1 + \mu(2p_i' + p_i)} = \frac{1 - \frac{p_m}{2p_i' + p_i}}{1 + \mu}$$

für d. vorliegende Masch. hatte sich nun aber bereits ergeben: $2p_i' + p_i = 1,2444$

$$\text{also } \eta_1 = \frac{1 - \frac{p_m}{1,2444}}{1 + \mu}$$

Hierin ist noch zu berechnen:

$$p_m = 0,00002\, \frac{G d_1}{d' s} + 0,0227 \left(\frac{1}{d} + \frac{z}{2d'} \right) + p'_m.$$

d. Gew. d. Schwungrades d. fraglichen Masch. war: $G_1 = 200$ kgr.

und d. Gew. von Schwungrad u. Welle $= G = 1500$ kgr. wobei indessen bemerkt werden muß daß d. Masch. eine Zwillings-Masch. war, und mithin dieses Gew. für beide Masch. zusammen gilt. Für eine einfache Masch. ist also hier:

$$G = \frac{1}{2} \cdot 1500 = 750 \text{ kgr.}$$

d. Wellendurchmesser im Lager war: $d_1 = 0,20$ m.

Nun bekommt man

Für d. ersten Theil von p_w, welcher sich auf d. Reibung d. Schieberventile bezieht:

$$= 0{,}00002 \frac{750 \cdot 0{,}2}{0{,}36 \cdot 0{,}6} = 0{,}0139.$$

Was d. 2ten Bestandtheil von p_w betrifft bezüglich d. auftretenden unterschiedlichen Reibungen, so ist dieser mit $d = 0{,}6$ $d' = 0{,}3$ und $z = \frac{1}{4}$:

$$= 0{,}0227\left(\frac{1}{0{,}6} + \frac{0{,}25}{2 \cdot 0{,}3}\right) = 0{,}0473$$

Folgt hierauf nun noch d. 3te Bestandtheil p_w, welcher sich auf d. Arbeitsverluste d. Kaltwasser- u. Luftpumpe bezieht, und welcher zu berechnen ist nach d. Formel:

$$p_w = 0{,}00015\, n(h+15)\frac{D}{120\, \delta s u}$$

Hierin muß zunächst d. Dampfverbrauch D pro Stunde berechnet werden:

$$D = 120\, \delta' s u\left[(l'+l_1')\gamma_1 - (1+l'-l_1)\gamma_2\right] + 450\, d'\sqrt{p_i}$$

Nach d. aufgestellten Bedingungen war:

$$\delta' = \frac{\pi}{4}\left(d'^2 - \frac{d_1^2}{2}\right) = \frac{\pi}{4}\left(0{,}3^2 - \frac{0{,}05^2}{2}\right) = 0{,}0697$$

ferner $l' = 0{,}05$

$l_1' = 0{,}375$

also $l' + l_1' = 0{,}425$

Nach d. bekannten Zeunerschen Tabellen ist ferner d. spec. Gew. γ_1 gesättigten Wasserdampfes von d. Sp. $p_1 = 5$ Atm.:

$$\gamma_1 = 2{,}750$$

ferner $1 + l' - l_1 = 1 + 0{,}05 - 0{,}91 = 0{,}14$

γ_2 = d. spec. Gew. von gesättigtem Wasserdampf von d. Sp. $p_2 = \beta_1 p_1 \varepsilon^{\dots} \varepsilon_3^{\dots}$

also einer Sp. $= \beta_1 p_1 \varepsilon^{\dots} \varepsilon_3^{\dots} = 0{,}95 \cdot 5 \cdot 0{,}3727 \cdot 0{,}2882 = 0{,}51$ Atm.

und dementsprechend d. spec. Gew.: $\gamma_2 = 0{,}321$.

ferner war gefunden:

$$p_i = (f_1 - f_3)p_1 - f_4 p_2 = (0{,}7264 - 0{,}1463)5 - 0{,}2018 \cdot 0{,}2$$

$$= 2{,}8602 \text{ Atm.}$$

Somit ergiebt sich d. stündliche Dampfverbrauch in Kgr. $D = 566$ Kgr.

Angenommen nun d. Förderhöhe d. Kaltwasserpumpe $h = 8$ m und $n = 20$ d. h. 20 Kgr. Kühlwasser sind erforderlich um 1 Kgr. ausströmenden Dampfes zu condensiren, so findet man:

$$p_w = 0{,}00015 \cdot 20(8+15)\frac{566}{120 \cdot 0{,}2811 \cdot 0{,}6 \cdot 60} = 0{,}0322 \text{ Atm}$$

und somit $p_w = 0{,}0139 + 0{,}0473 + 0{,}0322 = 0{,}0934$ Atm.

Dies eingesetzt ergiebt einen Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{1 - \frac{0{,}0934}{1{,}2564}}{1+\mu} = \frac{0{,}925}{1+\mu}$$

Andererseits sollte sich ergeben $\eta_i = \frac{50}{54{,}5}$

Man hat also d. Gl.:

$$\frac{50}{54{,}5} = \frac{0{,}925}{1+\mu}$$

Daraus $\mu = 0{,}138$.

Dieser Coeff. d. additionellen Reibung liegt also thatsächlich zwischen d. früher angegebenen Grenzen 0,13 und 0,15.

Bei d. Construction einer Woolff'schen Masch. kommt nun aber noch eine besondere Frage in Betracht. Wenn nämlich d. Product $l' \cdot z$ d. i. d. Product aus d. Füllungsgrad im kl. Cyl. und d. Cyl.-Verhältniss also d. gesammte resultirende Füllungsgrad $l' \cdot z = i$ gegeben ist, wie dies in vielen Fällen stattfindet, so frägt es sich wie man am vortheilhaftesten d. gesammte Expansion vertheilt d. h. wie viel man d. Schieberdampf im kl. Cyl. und wie viel man d. durch beim Ueberströmen von [illegible] d. kl. Cyl. zum Schieberraum d. grossen Cyl. expandiren lässt, also welche Werthe man dem l' und z am vortheilhaftesten beilegt. Bei d. Bestimmung dieses vortheilhaftesten [illegible] Verhältnisses d. Expansion kann man von verschiedenen Gesichtspunkten ausgehen. Man kann sich entweder d. Aufgabe stellen, z so zu bestimmen, daß man eine möglichst grosse Gleichförmigkeit im Gange d. Masch. erlangt oder auch man kann d. Forderung stellen, daß bei gegebener mittlerer Grösse d. resultirenden Dampfdrucks, dieser resultirende Dampfdruck während eines Kolbenschubes möglichst wenig veränderlich sei, denn wenn dies d. Fall ist, wird d. Max. Druck auf d. Kolben am kleinsten ausfallen und somit d. Maschinentheile am wenigsten beansprucht. Würde man nun aber d. erste Forderung d. Rechnung zu Grunde legen, so käme man auf eine äusserst complicirte und umfassende Untersuchung, aus welchem Grunde wir uns beschränken wollen auf d. 2te Forderung und also als d. vortheilhafteste Cyl.-Verhältniss z dasjenige betrachten, welches zur Folge hat, daß d. resultirende Dampfdruck während eines Kolbenschubes möglichst wenig veränderlich sei. Es werden dann d. Kraft übertragenden Maschinentheile am wenigsten im Max. angestrengt und es wird dann auch ein günstiger Gleichförmigkeitsgrad erzielt.

Bei dieser Rechnung sollen aber eben solche vereinfachende Annahmen gemacht werden, wie sie schon früher bei d. Berechnung d. Schwungrades einer Cyl. Masch. zu Grunde gelegt wurden.

Zunächst soll von d. Vorhandensein von schädlichen Räumen abgesehen, d. h.

$$l' = l = 0$$ gesetzt werden.

Weiters soll so gerechnet werden, als wenn alle verhältnißmäßigen Kolbenwege einander gleich seien und zwar: $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = 0.1$.

Dementsprechend findet dann d. Ueberströmen vom kl. zum grossen Cyl. und auch d. Ausströmung d. Dampfes aus d. gr. Cyl. zum Condensator während d. ganzen Kolbenschubes statt, während d. Schieberkastenfüllung im kl. Cyl. eine nur in 2 Perioden zerfällt, nämlich d. Einströmung und Expansion d. Schieberdampfes.

Ferner soll d. Zustandsänderung d. Dampfes während d. Expansion d. Mariotte'sche Gesetz zu Grunde gelegt werden: $pv = const$

d. h. es sollen $n_1 = n_2 = 1$ gesetzt werden.

Diese beiden Voraussetzungen [illegible] sich [illegible] d. Theils [illegible], denn wenn man von d. schädlichen Räumen absieht, erhält man d. verhältnißmäßigen Volumen [illegible] und somit d. Ex-Aenderungen [illegible] bei d. Kolbenhub zu gross; dieser Fehler wird aber theilweise compensirt, daß $n_1 = 1$ u. $n_2 = 1$ also zu klein gesetzt wurden, und somit d. Volumen- u. Ex-Aenderungen zu klein angenommen wurden.—

Ferner soll auch noch angenommen werden, daß d. mittlere [illegible] im kl. Cyl. und d. mittlere [illegible] im grossen Cyl. einander gleich seien, also

$$\beta = 1.$$

was ungefähr auch bekanntlich immer d. Fall ist.

Unter diesen Voraussetzungen erkennt man leicht, daß i nichts anderes ist als d. resultirende Expansionsgrad $\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_3$. Denn mit $l' = l = 0$ und $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = 1$ erhält man:

$$\varepsilon_1 = \frac{l' + l_1'}{l' + 1} = l_1' \quad \text{und} \quad \varepsilon_3 = \frac{2(1 + l'') + l}{2(1 + l - l_1) + l + l_1} = z$$

Also $\varepsilon_1 \varepsilon_3 = i$. Unterdessen kann man bemerken, daß x nicht aber d. gewonnenen erscheinenden Annahmen, unter allen Umständen dieses Produkt ~~[illegible]~~ $E_1 E_2$ ungefähr $= i$ ist.

Bezeichnet man nun mit p_0' d. augenblicklich stattfindende Vorderdruck im kleinen Cyl. = d. gleichzeitig stattfindenden Hinterdruck im großen Cyl., ferner mit p_4' d. augenblickliche Hinterdruck im kl. Cyl. so ist:

$p_4' - p_0'$ d. augenblicklich stattfindende Dr.-differenz

und $2(p_4' - p_0')$ d. auf d. großen Kolben reducirte augenblickliche Dr.-differenz zu beiden Seiten d. Kolbens im kl. Cyl. und folglich d. augenblicklich stattfindende resultirende Ausdruck:

$$= 2(p_4' - p_0') + p_0' - p_2$$

unter d. Dr.-differenz im großen Kolben $= p_0' - p_2$ [illegible] entsprechend d. gewonnenen Annahmen.

Diesen kann man auch schreiben: $z p_4' + (1-z) p_0' - p_2$.

welcher resultirende Ausdruck nun d. Forderung gemäß während eines Kolbenschubes möglichst wenig veränderlich sein soll.

Was d. mittlere ~~[illegible]~~ Hinterdruck p_4' im kl. Cyl. betrifft, so ist derselbe zu Anfang d. Kolbenschubes $= p_1$.

[illegible] aber d. Kolben d. [illegible] Kolbens i durchlaufen hat, [illegible] d. [illegible] bezeichnet, [illegible] diese Dr. ab bis zu Ende d. Kolbenschubes und zwar bis zu $i' p_1$ mit Rücksicht auf d. erscheinenden Annahmen und d. [illegible] d. Mariotte'schen Gesetzes.

Ferner ist d. augenblickliche Dr. p_0' in d. beiden [illegible] Räumen d. kl. u. gr. Cyl. zu Anfang d. Kolbenschubes [illegible] $= i' p_1$ und zu Ende d. Kolbenschubes [illegible] $= 2 i' p_1$. Hieraus ist ersichtlich, daß sowohl d. p_4' als auch p_0' zu Ende d. Kolbenschubes stetig abnehmen und somit ist es klar, daß d. obige Werth für d. resultirenden augenblicklichen Ausdruck sein max zu Anfang d. Kolbenschubes erreicht. D. [illegible] dieses resultirenden Ausdrucks ist [illegible] möglichst klein, wenn man d. Verhältniß d. max zum min möglichst klein macht. Das zu Anfang d. Kolbenschubes stattfindende max ist aber: $= z p_1 + (1-z) i' p_1 - p_2$ und das zu Ende d. Kolbenschubes stattfindende min: $= i' z p_1 + (1-z) 2 i' p_1 - p_2$

Es besteht somit nun d. Aufgabe darin, d. Verhältniß dieses max zum min d. resultirenden Ausdrucks bei gegebenen Werthen von p_2, p_1 und i zu einem min zu machen für einen gewissen Werth z: also d. Forderung:

$$\frac{z p_1 + (1-z) i' p_1 - p_2}{z i' p_1 + (1-z) 2 i' p_1 - p_2} = \frac{z p_1 + \frac{1-z}{2} i p_1 - p_2}{i p_1 + (1-z) i p_1 - p_2} = \frac{z + \frac{i}{2} - i - \frac{p_2}{p_1}}{2i - \frac{p_2}{p_1} - i z} = m = \min$$

Man hat also nun ~~[illegible]~~ z so zu bestimmen, daß m für gegebene Werthe von p_2, p_1 u. i ein min wird. Um d. min dieser Function von z zu bestimmen, hat man diesen Ausdruck nach z zu differenziren und d. Differentialquotienten $= 0$ zu setzen.

Man erhält damit d. Gl.:

$$0 = \left(2i - \frac{p_2}{p_1} - i z\right)\left(1 - \frac{i}{2}\right) + \left(z + \frac{i}{2} - i - \frac{p_2}{p_1}\right)(i)$$

führt man d. Multiplicationen aus, so erhält man nachstehende Bestimmungsgleichung:

$$\frac{1}{z^2} - \frac{2i}{2i - \frac{p_2}{p_1}} \frac{1}{z} = \frac{2 - i - \frac{1+i}{i} \frac{p_2}{p_1}}{2i - \frac{p_2}{p_1}}$$

Man überzeugt sich leicht, daß diese Gl. eine positive und eine negative Wurzel hat, wovon natürlich hier nur d. erstere in Betracht kommt. Dieselbe läßt sich nun auf folgende Form bringen:

$$\frac{1}{z} = \frac{i + \sqrt{(4-i) i - (4+i) \frac{p_2}{p_1} + \frac{1+i}{i} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}}{2i - \frac{p_2}{p_1}}$$

u. d. durch diesen Werth von z zum min gemachte Werth von m ist:

$$\min(m) = \frac{1}{z^2} - \frac{1}{i}.$$

Setzt man beispielsweise $\frac{p_2}{p_1} = 0,05$ entsprechend einer Woolf'schen Masch., welche mit einem Admissionsdruck $p_1 = 4$ Atm und einer Endspannung $p_2 = 0,2$ Atm arbeitet, und ferner:

d. resultierenden Füllungsgrad	i	=	0,1	0,15	0,2	zwischen welchen Grenzen i immer liegen wird
so findet man d. vortheilhaftesten Cylinderverhältniss:	z	=	0,267	0,340	0,395	
und entsprechend	$\min(m)$	=	4,0	2,0	1,4	
ferner d. vortheilhaftesten Füllungsgrade d. kl. Cyl.:	$= e' = \frac{i}{z}$	=	0,374	0,442	0,507	
also	$\frac{e'}{z}$	=	1,40	1,30	1,28.	

Im Durchschnitt kann dieses Verhältniss $\frac{e'}{z}$ etwa $= \frac{4}{3}$ gesetzt werden, d.h. es ist d. resultierende Füllungsgrad i so zu vertheilen, daß $\frac{4}{7}$ davon auf d. kl. Cyl. und $\frac{3}{7}$ davon auf d. Expansion vom kl. zum grossen Cyl. fallen. Nimmt man dieses Verhältniss durchschnittlich an, so wird damit:

mit $\frac{e'}{z} = \frac{4}{3}$ $\quad i = \frac{4}{3} z^2$ $\quad$ also $\quad z = \sqrt{\frac{3}{4} i}$ $\quad$ und $\quad e' = \sqrt{\frac{4}{3} i}$.

Bei d. vorhin berechneten Masch. ist dieses Vertheilungsgesetz ungefähr inne gehalten; es war nämlich bei dieser Masch. gefunden worden:

$$e' = 0,375 = \frac{3}{8}$$

Ist ferner angenommen worden $z = \frac{1}{4}$, so ergibt sich: $\frac{e'}{z} = \frac{\frac{3}{8}}{\frac{1}{4}} = \frac{3}{2}$ also ungefähr $\frac{4}{3}$.–

Betrachtet man nun eine Masch. mit nur einem Cyl., welche mit demselben Füllungsgrad i arbeitet, bei welcher also d. Dampf in demselben Verhältniss expandieren soll, wie bei d. Woolf Masch. in beiden Cyl. zusammengenommen, so ist dann d. derselben entsprechenden Bewegungsgrösse d. max. Dr.differenz zu Anfang d. Kolbenhubes $= p_1 - p_2$ und d. min. Dr.differenz zu Ende d. Kolbenhubes $= i p_1 - p_2$ also d. Verhältniss m_1 d. max zum min:

$$m_1 = \frac{p_1 - p_2}{i p_1 - p_2} = \frac{1 - \frac{p_2}{p_1}}{i - \frac{p_2}{p_1}}$$

ein Ausdruck, welchen man auch aus d. obigen Ausdruck von m bekommt, wenn man darin $z = 1$ setzt.

Setzt man nun auch beispielsweise für $p_2 = 0,2$ und $p_1 = 4$ Atm, so bekommt man für d. obigen Werthe von i in allen Fällen ungefähr $\frac{m}{m_1} = 0,21$.
D.h. bei gleichen Umständen und gleichen Admissionsdr. und Endspg.: ist bei einer 1cyl. Masch. d. Veränderlichkeit d. Dampfdrucks während eines einfachen Kolbenschubes fast 5 mal so gross als bei einer entsprechenden Woolf Masch., demgemäss sind auch bei einer 1cyl. Masch. d. Kraft übertragenden Maschinentheile einer max. bedeutend stärkeren Beanspruchung, ferner auch d. Gleichförmigkeit d. Ganges viel geringer und sind d. nöthige Schwungrad grösser zu machen als unter gleichen Umständen bei einer Woolf Maschine.–

Hinsichtlich d. Schwungradverhältnisse bei einer Woolf Masch. ist nun aber noch eine besondere Untersuchung erforderlich.

Zum Zweck dieser Rechnung kann man, ohne d. Allgemeinheit zu schaden, d. Stellungen S' u. S d. beiden Kolben als gleich gross annehmen, denn wenn auch wirklich d. Stellung S' d. kleinen Kolbens kleiner ist, so wird ~~dadurch~~ an d. Effect und d. Dampfvertheilung sowie Gleichförmigkeit d. Ganges nichts geändert, wenn man diese Stellung S' sich bis zu

Füllung s d. grossen Cyl. verkürzt denkt, man nur in demselben Verhältniss in welchem s' vergrössert wird, ~~Fachkammer~~ d. wirksame Kolbenfl. F d. kleinen Cyl. verkleinert wird. Man kann also annehmen:

$$s' = s = 2r$$ unter r d. Kurbelhalbmesser verstanden. d. Verhältniss z bedeutet dann in diesem Falle zugleich:

$$z = \frac{F'}{F}$$

Es handelt sich nun wieder darum, einen Ausdruck zu gewinnen für d. erforderliche Grösse d. auf d. Kurbelzapfen reduzirt gedachten schwingenden rotirenden Masse M gemäss d. Bedingung, dass d. Ungleichförmigkeitsgrad δ = einer gegebenen Grösse sein soll, unter δ dann wieder verstanden d. Verhältniss d. Differenz d. grössten u. kleinsten Kurbelzapfengeschw. zur mittleren Kurbelzapfengeschw. Denn wenn diese Masse M bekannt ist, lässt d. Gew. d. Schwungrings bestimmt nach d. früher aufgestellten, natürlich auch hier gültigen Formel:

$$G = 0{,}9 \left(\frac{r}{R}\right)^2 M \cdot g$$ unter R d. Radius d. Mittellinie d. Schwungrings und unter g d. Beschl. d. Schwere verstanden.

Zunächst ist also nun wieder M zu bestimmen.

Zu diesem Zweck werden wieder ganz analoge vereinfachende Annahmen gemacht wie bei d. Untersuchung einer vollständigen Cyl.-Verhältnisse wie früher bei d. Berechnung d. Schwungrads einer 1 cyl. Masch.; also

$$c' = c = 0 \quad \text{und} \quad l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = 1.$$

d. Hinterdampfwirkung im kl. Cyl. zerfällt demgemäss nur in d. Periode d. Einströmung und d. Periode d. Expansion, während d. Überströmen vom Vorderraum d. kl. Cyl. zum Hinterraum d. grossen Cyl. sowie d. Ausströmen d. Vorderdampfes aus d. grossen Cyl. in d. Condensator während d. ganzen Hubes stattfinden.

Ferner wird d. Änderung d. Sp. d. Dampfes während d. Expansion d. Mariotte'sche Gesetz zu Grunde gelegt $$pv = \text{const}$$

also es wird angenommen $n_1 = n_2 = 1$, wodurch, wie schon erwähnt, d. durch Vernachlässigung d. schädlichen Räume resultirenden Fehler theilweise ausgeglichen werden. Ferner sollen auch noch d. mittlere Vorderdampfsp. im kl. Cyl. und d. Hinterdampfsp. im grossen Cyl. gleich gesetzt werden, also

$$\beta = 1.$$

Die Periode, nach welcher sich d. Veränderungsgesetz d. Geschw. d. Kurbelzapfens wiederholt, umfasst auch hier ebenso wie früher eine ganze Kurbelumdrehung, und zwar soll hier d. Periode gerechnet werden von d. Augenblick an, wo d. Kurbel d. kleinen Kolbens durch d. obern Todtpunkt geht. Es ist natürlich nicht nöthig zu bemerken, dass beide Kurbeln gleichzeitig durch einen entsprechenden Todtpunkt gehen, da d. [illegible] d. Kolben entweder unter gleichem Winkel od. [illegible] Winkel gehen können, so muss hier eine bestimmte Annahme gemacht werden, und zwar d. ebengemachte d. allgemeinste, aus welcher man d. anderen ableiten kann.

Es sei nun wieder φ d. Drehungswinkel d. beiden Kurbeln seit d. letzten Durchgang durch einen Todtpunkt, d. h. seit Beginn d. letzten einfachen Kolbenschubes und φ_1 derjenige Werth von φ, bei welchem d. Einströmen d. Hinterdampfes in d. kl. Cyl. aufhört und d. Expansion beginnt. Dieser Winkel φ_1 ist dann natürlich ebenso zu bestimmen wie früher bei einer 1 cyl. Masch. nach d. bekannten Formel:

$$\cos\varphi_1 = \pm\frac{1}{\lambda} \mp \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} \mp 1\right)^2 \pm \frac{4e}{\lambda}}$$ wenn hier d. Füllungsgrad eigentlich mit e d. früher mit ε' bezeichnete Füllungsgrad im kl. Cyl. verstanden werden soll, da man unter d. gemachten vereinfachenden Annahmen, entsprechende Füllungsgrade nicht

zu unterscheiden sind; d bedeutet wieder d. Verhältniß d. Kurbellänge zur Kurbelstangenlänge also $\lambda = \frac{r}{l}$.

In diesem Ausdruck sind ferner bekanntlich d. sämmtlichen oberen Vorzeichen zu nehmen, wenn es sich handelt um d. Lg. vom obern zum untern Todtpunkt, also wenn es sich bezieht auf d. erste Hälfte d. Periode wo d. Winkel φ vom obern Todtpunkt an gerechnet wird; d. sämmtlichen untern Vorzeichen sind dagegen zu nehmen für d. 2te Hälfte d. Periode d.h. d. Lg. vom untern zum obern Todtpunkt wobei d. Winkel φ vom untern Todtpunkt an gerechnet wird.

Bezeichnet x d. Weg d. kl. Kolbens vom Beginn d. Hubes an gerechnet bis zu d. Augenblick, in welchem sich d. Kurbel um d. Winkel φ gedreht hat, so ist auch einfacher:

$$x = r\,\Phi$$

wobei ist: $$\Phi = 1 \mp \frac{\lambda}{4} - \cos\varphi \pm \frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi$$

wobei d. oberen Zeichen für d. erste Hälfte d. Periode und d. untern Vorzeichen für d. 2te Hälfte d. Periode zu nehmen sind. Wird diese Function Φ auf d. erste Hälfte d. Periode bezogen, so soll sie mit Φ_1 und wenn auf d. 2te Hälfte d. Periode bezogen mit Φ_2 bezeichnet werden, wobei dann für Φ_1 d. oberen und für Φ_2 d. untern Vorzeichen gelten.

Wenn nun beide Kolben sich immer in gleichem Sinne bewegen, so müssen d. gleichzeitigen Kolbenwege x u. y d. kl. u. großen Kolbens immer gleich groß sein, da angenommen wird, daß d. Füllungen beider Kolben gleich sei.

Wenn aber d. Kolben sich stets in entgegengesetztem Sinne bewegen, so muß
wenn d. kl. Kolben d. Weg $x = r\,\Phi_1$ zurückgelegt hat
d. Weg d. gr. Kolbens sein $y = r\,\Phi_2$ und
wenn d. kl. Kolben d. Weg $x = r\,\Phi_2$ zurückgelegt hat
d. entsprechende Weg d. gr. Kolbens sein: $y = r\,\Phi_1$

In diesem Fall sind also d. gleichzeitigen Kolbenwege nicht immer gleich. Um nun diese beiden verschiedenen Fälle nicht immer in d. folgenden Untersuchungen jeden besonders für sich zu nehmen, sei bezeichnet:

d. Weg d. kl. Kolbens $x = r\,\Phi$ und d. gleichzeitige Weg d. gr. Kolbens $y = r\,\Psi$ unter Φ und Ψ d. obigen Functionen zu verstehen, welche im Falle einer stets gleichzeitigen Lg. d. Kolben identisch sind, im entgegengesetzten Falle aber d. oben genannten verschiedenen Werthe haben können. —

Es ist nun zunächst wieder ein Ausdruck zu gewinnen für d. resultirende Arbeit aller in Wirkung gewesenen Kräfte seit Beginn eines einfachen Kolbenspieles bis zu irgend einem Augenblick dieses Kolbenspieles.

Was d. Arbeit d. Dampfdrucks betrifft, so sind dabei 3 Räume zu unterscheiden, nämlich d. Hinterdampf im kl. Cyl., d. Dampf in d. communicirenden Raum zwischen kl. u. großen Cyl. und endlich d. Dampf vor d. großen Kolben.

D. Arbeit d. Hinterdampfdrucks im kl. Cyl. vom Beginn eines Kolbenspieles an bis zu irgend einem Augenblick, entsprechend d. Drehungswinkel φ d. Kurbel, ist, so lange $\varphi < \varphi_1$ d.h. so lange d. Dampf noch in d. Einströmung vom Kessel in d. kl. Cyl. begriffen ist, offenbar: $= F\,a\,p.\,x$ unter x d. entsprechenden zurückgelegten Kolbenweg verstanden; oder auch:

$$= F\,a\,p.\,r\,\Phi$$ in Kgmtr. wenn r in mtr, F in □m und p in Atm (à 10333 kgr. p. □m $= a$) ausgedrückt sind.

Ist dagegen $\varphi > \varphi_1$ d.h. liegt d. betreffende Augenblick bereits in d. Expansionsperiode d. Hinterdampfes im kl. Cyl., dann ist d. bis zu diesem Augenblick vom Beginn d. Kolbenspieles an verrichtete Arbeit offenbar:

$$= F\,a\,p.\,e\,s + \int_{es}^{x} p.\,\frac{e\,s}{x}\,dx$$

Während d. Einströmung d. Zuleitungsdampfs, also während d. kl. Kolben d. Weg $\varepsilon' s = \varepsilon s$ zurücklegt, wird d. Arbeit $\delta' a\, p_0\, \varepsilon s$ verrichtet; zu Ende d. Einströmung = Anfang d. Expansion im kl. Cyl. war d. Dr. $= p_0$ und wird d. Dr. nach Durchlaufen d. Wegs $x' = p_0 \frac{\varepsilon s}{x}$ entsprechend d. zu Grundlegung d. Mariotte'schen Gesetzes. d. Expansionsarbeit im einzelnen Zeitelement ist also $= p_0 \frac{\varepsilon s}{x} dx$ und folgt d. Expansionsarbeit vom Anfang d. Expansion bis zum Durchlaufen d. Wegs x (gerechnet vom Hubanfang)

$$= \int_{\varepsilon s}^{x} p_0 \frac{\varepsilon s}{x} dx .$$

Setzt man nun hierin $x = r\,\Phi$, so erhält man d. Gesammtarbeit d. Zuleitungsdampfs vom Anfang d. Hubes an bis zu einem Augenblick während d. Expansion:

$$= \delta' a\, p_0\, 2\varepsilon r \left[1 + \ln \frac{\Phi}{2\varepsilon} \right]$$

Um nun beide Fälle, nämlich $\varphi > \varphi_0$ u. $\varphi < \varphi_0$ zusammenzufassen, um also nicht eine doppelte Rechnung durchführen zu müssen, soll für beide Fälle d. Werth $(1+\ln)\frac{\Phi}{2\varepsilon}$ eingeführt werden, und zwar in d. Weise, daß man für beide Fälle d. Arbeit setzt:

$$= \delta' a\, p_0\, 2\varepsilon r (1+\ln)\frac{\Phi}{2\varepsilon} ,$$

wobei also für d. Fall $\varphi < \varphi_0$ entsprechend d. Einströmungsperiode $\ln = 0$ zu setzen ist, während im anderen Fall $\varphi > \varphi_0$ entsprechend d. Expansionsperiode zu setzen ist $1 + \ln \frac{\Phi}{2\varepsilon}$. –

d. Expansionsarbeit d. Dampfes betreffend beim Überströmen aus einem Cyl. in d. anderen, also d. Dampfes zwischen d. beiden Kolben, so braucht man beim 2 Fälle zu unterscheiden, da vorausgesetzt wird, d. Dampf sei stetig, gleichförmig im Überströmen begriffen. Beim Beginn d. Überströmens hat dieser Dampf d. Volumen $\delta' S$ u. eine mittlere Spannung: $= a\varepsilon p_0$. Wenn sich nun seit Beginn d. Hubes d. gr. kleinen Kolben zugehörige Kurbel um ψ gedreht hat, so ist d. Volumen dieses Dampfes geworden:

$$= V = \delta'(s - x) + \delta y$$

und d. Spannung

zugehörigen u.:

$$a p = a \varepsilon p_0 \frac{\delta' S}{V}$$

Hiermit läßt sich nun d. Expansionsarbeit berechnen. Wie folgt unmittelbar: wenn bei einer Dampfsp. $a p$ d. Volumen V um dV wächst, so wird eine Expansionsarbeit verrichtet: $= a p\, dV$ u. es ist somit seit Beginn d. Hubes eine Expansionsarbeit zusammen:

$$= \int_{\delta' S}^{V} a p\, dV .$$

Setzt man hierin für $a p$ seinen Werth, so hat man d. Expansionsarbeit:

$$= \delta' a\, p_0\, 2\varepsilon r \int_{\delta' S}^{V} \frac{dV}{V}$$

$$= \delta' a\, p_0\, 2\varepsilon r \ln\left(\frac{V}{\delta' S}\right) = \delta' a\, p_0\, 2\varepsilon r \ln\left(1 - \frac{\Phi}{2} + \frac{\Psi}{2\varepsilon}\right) –$$

Was nun d. Arbeit d. dritten Dampfmenge, also d. Arbeit d. Dampfes vor d. großen Kolben betrifft, so ist sie seit Beginn d. Kolbenschubes:

$$= \delta a\, p_1\, r\, \Psi$$

Nun hat man noch d. Arbeit d. Gesammtwiderstandes zu berechnen, d. auf d. Kurbelzapfen reduziert $= Q$ sei, und d. constant ist; sie wird in tangentialer Richtung an d. Kurbelkreis wirkend gedacht und sie ist natürlich für einen Kolbenweg entsprechend d. Drehungswinkel φ d. Kurbel: $= Q \cdot r\, \varphi$. Q begreift alle Reibungswiderstände und sämmtliche Nutzwiderstände in sich.

Dann kann man setzen:

$$Qr\varphi = \frac{\varphi}{\pi} Q\,\pi r.$$

Nun ist bekanntlich für d. ganzen einfachen Rollenschub d. indicirte Arbeit $L_i = Q\pi r$, also für d. Weg entsprechend einem Drehungswinkel φ d. ~~indicirte Arbeit~~:

$$Qr\varphi = \frac{\varphi}{\pi} L_i$$

A sei nun d. Summe aller dieser Arbeiten, es findet sich dann mit Rücksicht darauf, daß d. beiden ersten Arbeiten positiv, d. beiden letzteren negativ sind:

$$A = \delta a p_1\, 2er \left\{ (1+\ln)\frac{\Phi}{2e} + \ln\left(1 - \tfrac{1}{2}\varphi + \frac{\Psi}{2\varepsilon}\right) - \frac{p_2}{p_1}\frac{\Psi}{2e}\frac{1}{2} \right\} - \frac{\varphi}{\pi} L_i$$

Wenn $S' = S$ sein soll, so ist auch: $\frac{\delta'}{\delta} = \frac{1}{2}$. Bezieht man nun d. Ausdruck auf einen einfachen Schub, nimmt also $\varphi = \pi = 180°$, so wird:

$$\left.\begin{matrix}\Phi \\ \Psi\end{matrix}\right\} = 1 \mp \tfrac{1}{4}\lambda - \cos\varphi \pm \tfrac{1}{4}\lambda \cos 2\varphi = 1 \mp \tfrac{1}{4}\lambda + 1 \pm \tfrac{1}{4}\lambda = 2$$

d. Werth bekommt man also für jede d. beiden Hälften d. Periode. Nun muß aber, da d. Arbeitssumme für jede Periode $= 0$ sein muß, auch d. Arbeitssumme für jede Hälfte d. Periode $= 0$ sein. Also mit $\varphi = \pi$ muß d. obige Ausdruck für $A = 0$ sein; man bekommt damit d. Werth L_i bezogen auf d. großen Kolben:

$$L_i = \delta a p_1\, 2er \left\{ 1 + \ln\left(\frac{1}{\varepsilon_2}\right) - \frac{p_2}{p_1}\cdot\frac{1}{\varepsilon_2} \right\}.$$

Ferner kann jetzt, da für d. erste Hälfte d. Periode d. Summe aller Arbeiten $= 0$ ist, auch d. Ausdruck gefunden werden für d. Arbeitssumme aller Kräfte bis zu einem beliebigen Augenblick vom Beginn d. Periode an, einerlei in welche Periodenhälfte er hineinfällt. — Wenn man d. Ausdruck für A durch d. für L_i dividirt, so findet sich:

$$\frac{A}{L_i} = \frac{(1+\ln)\frac{\Phi}{2e} + \ln\left(1 - \frac{\Phi}{2} + \frac{\Psi}{2\varepsilon}\right) - \frac{p_2}{p_1}\frac{\Psi}{2e\varepsilon}}{1 + \ln\left(\frac{1}{\varepsilon_2}\right) - \frac{p_2}{p_1}\frac{1}{\varepsilon_2}} - \frac{\varphi}{\pi} = f(\varphi).$$

Dieser Ausdruck ist eine Function von φ und auch abhängig von $\lambda\, \frac{p_2}{p_1}$, e u. ε, und sei bezeichnet mit $f(\varphi)$. — Ist nun M d. auf d. Kurbelzapfen reducirte gesammte rotirende Masse, ferner v_0 d. Geschw. d. Kurbelzapfens zu Anfang d. Periode, also in d. Augenblick, wo d. zum M. gehörende Kurbel durch d. obere Todtenpunkt geht, und, W d. ~~mittlere~~ Geschw. in einem beliebigen Augenblick, dann ist d. Zuwachs an lebendiger Kraft bis zu diesem beliebigen Augenblick:

$$= M\,\frac{W^2 - v_0^2}{2}$$

Im Vergleich mit d. gesammten rotirenden Masse ist nun d. Kolbenmasse verschwindend klein, so daß man d. oben gefundenen Ausdruck als Zuwachs an lebendiger Kraft überhaupt annehmen kann. Nach d. Princip d. Erhaltung d. lebendigen Kraft muß d. Ausdruck $=$ d. Arbeitssumme aller Kräfte in derselben Zeit sein, also $= A$ sein. Es ist somit:

$$\frac{W^2}{v_0^2} = 1 + \frac{2A}{Mv_0^2}$$

Setzen wir voraus, daß d. Schwungrad genügend Masse hat, um eine gute Gleichförmigkeit d. Ganges zu erzielen, wird auch $\frac{W^2}{v_0^2}$ nur wenig von 1 verschieden und somit $\frac{2A}{Mv_0^2}$ ein sehr kleiner Bruch sein; man kann also ohne bedeutenden Fehler setzen:

(1) $$\frac{W}{v_0} = 1 + \frac{A}{Mv_0^2}$$

da nun $A = f(\varphi)\frac{L_i}{Mv_0^2} = f(\varphi)\, L_i$ ist, so ist auch:

$$\frac{W}{v_0} = 1 + f(\varphi)\frac{L_i}{Mv_0^2}$$

Wenn man nun in dem Glied $f(\varphi)\frac{L_i}{Mv_0^2}$ die Grösse $v_0 = v$ = der mittleren Geschw. des Rückstosses setzt, so begeht man einen kleinen Fehler in der Rechnung. Man kann setzen:

(2) $$\frac{v_0}{v} = 1 + q\frac{L_i}{Mv^2}$$

wenn q ein Coefficient ist, der nicht bestimmt zu werden braucht, da er später wegfällt. Es ist dann $q\frac{L_i}{Mv^2} < 1$. Wenn man nun die Gl. (1) u. (2) miteinander multiplicirt, so findet sich mit kleinen Vernachlässigungen:

(3) $$\frac{W}{v} = 1 + \left[q + f(\varphi)\right]\frac{L_i}{Mv^2}$$

Die Grösse W wird sich nun offenbar mit $f(\varphi)$ ändern, und es sei das max von $W = v'$ entsprechend dem max von $f(\varphi)$ und das min von W sei $= v''$ entsprechend dem min von $f(\varphi)$; ferner sei das max von $f(\varphi) = f'$ und das min von $f(\varphi) = f''$. Setzt man diese Werthe ein, so bekommt man:

$$\frac{v'}{v} = 1 + (q + f')\frac{L_i}{Mv^2}$$

und $$\frac{v''}{v} = 1 + (q + f'')\frac{L_i}{Mv^2}$$

Subtrahirt man die 2te Gl. von der ersten, so bekommt man:

$$\frac{v' - v''}{v} = \delta = (f' - f'')\frac{L_i}{Mv^2}$$

wenn δ bekanntlich den Ungleichförmigkeitsgrad bedeutet. Aus dieser Gl. folgt nun die gesuchte auf die Rückstossgrösse reducirte rotirende Masse:

$$M = (f' - f'')\frac{L_i}{\delta v^2}.$$

Man hat also dieselbe Formel, wie für eine 1 cyl. Maschine, nur ist hier $f(\varphi)$ eine complicirtere Function von φ. Die zugehörige $f(\varphi)$ wird erhalten, wenn man $z = 1$ und $\varphi = \psi$ setzt. — Nun findet man am besten das absolute max u. das absolute min von der Rückstossgeschw. W, wenn man $f(\varphi)$ für Werthe von φ berechnet, die von 10° zu 10° wachsen, ganz wie es bei der Zwillingsmaschine geschehen ist, und zwar mit folgenden Annahmen:

$\lambda = \frac{1}{5}$ $\frac{f}{F_1} = 0{,}05$ $e = 0{,}45$ $z = \frac{1}{3}$

Es ist dann: $\frac{e}{z} = 0{,}45 \cdot 3 = 1{,}35 \sim \frac{4}{3}$ wie es gewöhnlich sein muss. Der resultirende Füllungsgrad ergiebt sich dann:

$$i = ez = \frac{1}{3}\cdot 0{,}45 = 0{,}15$$

Mit diesen Werthen u. unter Annahme eines gleichförmigen Kolbendrucks, also

[illegible]

$$f' - f'' = 0{,}2992$$

[illegible]

$$f' - f'' = 0{,}2563.$$

[illegible] Woolf'sche [illegible]

[illegible]

$$f' - f'' = 0{,}366$$

[illegible] Woolf'sche [illegible]

$$\frac{0{,}2563}{0{,}366} = 0{,}7$$ [illegible]

[illegible]

$$\frac{0{,}2992}{0{,}366} = 0{,}817$$ [illegible]

[illegible] 2 Woolf'sche [illegible]

$$M = \frac{\mathfrak{F}' - \mathfrak{F}''}{2} \cdot \frac{2L}{\delta v^2}$$ [illegible]

[illegible]

$$\mathfrak{F}(\varphi) = f(\varphi) + f\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right).$$

[illegible] $\frac{\mathfrak{F}' - \mathfrak{F}''}{2}$ [illegible] Woolf'sche [illegible] $f' - f''$ [illegible]

$$\frac{\mathfrak{F}' - \mathfrak{F}''}{2} = 0{,}0722 = 0{,}241\,(f' - f'')$$

[illegible]

$$\frac{\mathfrak{F}' - \mathfrak{F}''}{2} = 0{,}086\,(f' - f'') = 0{,}0221.$$

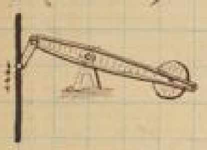
[illegible] 9% [illegible] 1 cyl. [illegible] 2 Woolf'sche [illegible]

Einfach wirkende Dampfmaschinen.

Einfach wirkende Dampfmaschinen sind solche, bei welchen der Dampf nur auf der einen Seite des Kolbens wirkt; solche Maschinen finden Anwendung, wenn der Widerstand nur an einer [illegible]

[illegible]

Um diese Art d. Wirkung zu erzielen dient gewöhnlich ein Gegengew.-Balancier,



welcher unten d. Gestänge mit d. einen Ende gelenkartig verbunden ist und am anderen Ende durch ein regulirbares Gew. mehr od. weniger belastet werden kann.

Außer diesem Zweck d. Wasserhaltungsmasch. in Bergwerken, finden solche Masch. auch Anwendung bei städtischen Wasserwerken, wobei dann gewöhnlich nur eine einzige große Pumpe verwendet ist, d. beim Niedergang d. Kolbens d. Wasser in ein hochgelegenes Reservoir emporbringt. Da in einem solchen Fall d. bedeutende Gestängegew. nicht vorhanden ist, so muß dasselbe durch eine künstliche Belastung hergestellt werden. D. Gegenbalancier ist dann derart ersetzt, daß man d. Belastung d. Plungerkolbens mehr od. weniger vergrößern kann; d. Dampfdruck hat dann weiter diesen stark belasteten Plungerkolben zu heben, welcher dann beim Niedergang d. Wasser in d. Reservoir treibt. –

Hinsichtlich d. Aufstellung unterscheidet man direct wirkende und Balancier-Masch. Bei d. ersteren ist d. Dampfkolben direct mit d. Gestänge resp. Plungerkolben verbunden, bei d. anderen indirect mit Hülfe eines Balanciers, so daß im ersten Fall d. Dampfkolben und d. Gestänge sich stets im gleichen Sinne u. gleicher Geschw. bewegen, wogegen bei d. Balancier-Masch. d. Dampfkolben u. d. Gestänge sich entgegengesetzt bewegen. Für d. folgende theoretische Behandlung ist es nicht nöthig, diesen Unterschied festzuhalten; es soll deshalb eine direct wirkende Masch. vorausgesetzt werden.

Solche einfach wirkende Masch. besitzen meist keine Schieber sondern durchweg Ventile gesteuert werden und zwar sind sie immer mit Condensation versehen. Sie können entweder als eincylindrige Masch. od. als 2 cyl. Woolf'sche Maschinen gebaut werden, d. ersteren Fall ist d. gewöhnliche, welcher deshalb hier auch vorausgesetzt sein soll. Entsprechend werden d. folgenden Betrachtungen auch ohne weiters auf einen 2 cylindrigen Masch. zu übertragen sein. –

Eine solche Masch. ist bezüglich d. Steuerung in d. Regel mit 3 Steuerungsventilen versehen: Einlaß-, Auslaß- und Gleichgew.-Ventil. D. Einlaßventil vermittelt d. Eintritt d. Dampfes unter d. Kolben, d. Auslaßventil vermittelt d. Ausströmen d. über d. Kolben befindlichen Dampfes nach d. Condensator u. d. Gleichgew.-Ventil vermittelt d. Communication zwischen d. oberen u. unteren Cylinderraum. D. Einlaß- u. das Auslaßventil öffnen sich gleichzeitig durch Vermittlung d. Einlaßcataracts am Ende derjenigen Pause, während welcher d. Gestänge in d. tiefsten Lage ruht; dann strömt also d. frische Dampf unter d. Kolben in d. Cyl. ein u. über d. Kolben strömt er in d. Condensator ab. D. Gleichgew.-Ventil wird dagegen am Ende derjenigen Pause geöffnet, während welcher d. Gestänge in d. obersten Stellung ruht, durch Wirkung d. Gleichgew.-Cataracts. D. Öffnung dieser Ventile erfolgt stets durch niederfallende Gew., als nachdem jedesmal unter Cataractstange eine Sperrklinke ausgelöst wird; d. Schluß d. entsprechenden Ventile dagegen erfolgt durch Vermittlung von ~~Knaggen~~ Knaggen, d. sich an d. Steuerungsstange befinden, also mehr od. weniger allmählig. Für d. folgende Rechnung ist es nun wesentlich erforderlich, sich ein deutliches Bild von d. Spiel d. Masch. zu machen, wobei 2 Fälle zu unterscheiden sind: Masch. mit Expansion und ohne Expansion. Ganz ohne Expansion darf eine solche Masch. schon gar nicht sein, weil d. lebendigen Kraft d. gesamten in Bew. gesetzten Massen, Zeit gelassen werden muß, um in d. Wirkungsgrad überzugehen, umgekehrt unter eine solche einfache Masch. schon dann als eine Masch. ohne Expansion zu bezeichnen, wenn d. Expansion beginnt, nachdem d. Kolben $\frac{9}{10}$ seines Hubes durchlaufen hat. In diesen beiden Fällen ist d. Spiel d. Masch. in mancher Beziehung wesentlich verschieden.

Was zunächst d. Spiel einer einfachen Masch. ohne Expansion betrifft, so mag d. Betrachtung von d. Zeit ausgehen, während welcher d. Kolben u. somit auch d. Gestänge in seiner tiefsten Stellung ruht. Während dieser sind alle Ventile geschlossen u. d.

× Gestänge wird zu folgen(?) schließlich vermittelst d. mit d. Gestänge verbundenen Pumpenkolben durch d. in d. Pumpen abgesperrte Wasser, theils auch durch d. Dampf, d. sich noch unter d. Dampfkolben im untersten Theile d. Cyl. befindet. Unterdessen ist d. Einlaßventil ein Stückchen(?) ganz(?). Damit während d. Gestängeniedergangs nur d. Theil desselben eingeleitet, z. B. ein Sechstel(?) gebracht(?), welches d. Wasser im Cataract aufsteigt(?) u. bis zu einem Augenblick d. Dampfkolben(?) d. Einlaßventil sich bereits herunterbewegt hat, ist durch d. Cataractstange d. Sperrkegel ausgelöst wird, welcher bis dahin ein Gew. [illegible] trug, durch dessen Niedersinken plötzlich d. Einlaß- u. Austrittsventil gleichzeitig geöffnet werden. Nun strömt unter d. Kolben d. frische Dampf in d. Cyl. ein u. d. vom vorhergehenden Kolbenhub über d. Kolben befindliche Dampf strömt in d. Condensator ab, u. sofort darauf(?) nimmt also d. Druck auf d. untere Kolbenfl. stetig zu, d. auf d. obere Kolbenfl. wirkende stetig ab, d. resultierende Unterschied von unten nach oben nimmt also zu. Dieser Unterschied auf d. untere Kolbenfl. sei mit D bezeichnet; wenn dann unter G d. Gew. d. Gestänges u. O d. Arbeitswiderstand beim Aufgang verstanden wird, u. wenn dann $D = G + O$ geworden ist, dann beginnt d. Kolben u. damit d. Gestängeaufgang. Es wird nun d. Gestänge mit wachsender Geschw. gehoben, u. d. Masse, als d. Gestänge sich aufwärts bewegt mit anfangs zunehmender Geschw., nimmt auch d. Arbeitswiderstand O zu; da aber andererseits d. Dampfüberdruck D bald sein Max. erreicht, so tritt bald ein Moment ein, in welchem D nicht weiter wächst, von welchem Augenblick an dann d. Kolben mit abnehmender Geschw. sich aufwärts bewegt. Während dieses Aufstiegs(?) wird bei diesem Gestänge-Aufgang durch d. Wirkung eines Kontakts(?) d. Einlaßventil wieder in eine solche Lage versetzt, wie sie nöthig ist für d. Spiel d. Einlaßventils beim d. späteren Niedergang(?); indessen wird dieses Spiel nun vorbereitet nicht eingeleitet, vielmehr wird aber auch durch d. hinaufgehende Gestänge und dann gleichzeitig mit herunterfallenden(?) Steuerungsstangen d. Spiel d. Gleichgew.-Cataracts eingeleitet für d. obere Wechsel(?) d. Gestänges. — Wenn d. Gestänge sich d. obersten Lage nähert, etwa $\frac{9}{10}$ d. Hubes durchlaufen hat, so werden ungefähr gleichzeitig durch Knaggen(?) sowohl d. Einlaß- als auch d. Austrittsventil geschlossen; in diesem Augenblick ist also d. Dampf abgesperrt, d. untere expandiert und d. obere wird comprimiert. In Folge dessen nimmt d. Dampf^über^druck D stetig ab, u. erlangt jetzt G + O d. Übergew. über D u. dieser Unterschied muß durch d. lebendige Kraft bewältigt werden, d. dem Gestänge innewohnt(?). Sobald d. Geschw. selbst = 0 geworden ist, fallen d. Saugventile d. Pumpen zu u. d. Gestänge ruht nun wieder auf dem in d. Pumpen abgesperrten Wasser, theils aber auch auf d. unter d. Kolben befindlichen Dampf. Diese Stellung(?) ist nun schwierig einzuhalten, so daß immer sie noch in dieser obersten Lage d. Dampf unter d. Kolben eine wesentlich höhere Spannung hat als d. über d. Kolben befindliche; wenn diese Lage d. Gestänges erreicht ist, bemerkt man gewöhnlich einen längeren Stillstand(?), d. dadurch erklärt ist, daß beim Aufgang d. Gestänges dieses etwas gehemmt also verlangsamt wird, während beim Niedergang dasselbe comprimiert wird. — Unterdessen ist nun d. beim Aufgang d. Gestänges eingeleitete Spiel d. Gleichgew.-Cataracts in Vollzug begriffen bis zu einem gewissen Moment d. Kolben dieses Gleichgew.-Cataracts eine solche Stellung erreicht hat, daß durch d. Cataractstange ein Sperrkegel ausgeklinkt wird, wodurch d. bisher gehaltene Gew. d. Gleichgew.-Ventil plötzlich geöffnet wird; dadurch ist d. untere Cylinderraum u. Communication mit d. oberen Cylinderraum gesetzt, so daß d. Dampf unter d. Kolben überströmt über d. Kolben und somit d. Dampfdr. zu beiden Seiten d. Kolbens gleich wird. In Folge dessen erlangt d. Gestängegew. G ein solches Übergew., daß ein Niedersinken eintritt.

u. d. Luft erhält anfangs mit stetig zunehmender Geschw.; da aber in d. Moment, in welchem d. Geschw. wächst, d. Arbeitswiderstand P gleichfalls zunimmt, so erreicht diese anfangs zunehmende Geschw. d. Gestängeniederganges bald ein max und dann im weiteren Verlauf bewegt sich d. Gestänge ungefähr gleichförmig abwärts. Hierbei wird zunächst d. Gleichgew.-Cataract wieder vorbereitet für d. Spiel, welches er bei d. nächst folgenden oberen Hubwechsel zu verrichten hat u. unterdessen wird d. Einlass-Cataract in Gang gesetzt. Wenn aber d. Gestänge in seine tiefste Lage gelangt ist, wird schon etwas vorher durch d. Einwirkung eines Daumens d. Gleichgew.-Ventil wieder geschlossen, so daß im letzten Theil d. Gestängeniederganges d. Dampf unter d. Kolben und über demselben wieder abgesperrt ist u. nun d. Dampf unter d. Kolben comprimirt wird u. über d. Kolben expandirt. In Folge dessen nimmt d. Widerstand für d. Gestängeniedergang zu, so daß dadurch d. lebendige Kraft d. Gestänges verbraucht wird um d. Geschw. allmählig auf 0 zu bringen. —

D. Wesentlichste d. hier kurz angedeuteten Ganges einer solchen Masch. ohne Schwungrad besteht darin, daß sowohl beim Aufgang wie beim Niedergang d. Gestänges nur ganz kurze Perioden für d. Be- u. Entlastung stattfinden, während auf d. größten Theil d. Kolbenweges ein ungefähr gleichförmiger Verlauf mit ungefähr constanter Geschw. stattfindet. Um diese mittlere Geschw. beim Gestänge-Auf- u. Niedergang zu reguliren, so dient dazu, was d. Gestängeaufgang betrifft, ein Regulirungsventil in d. Dampfzuleitungsröhre vom Kessel zum Cylinder. D. Regulirung d. Niederganges geschieht durch ein solches Ventil in d. Verbindungskanal zwischen d. oberen u. unteren Cylinderraum, so daß also beim Niedergang d. Gestänges d. vom unteren zum oberen Theil d. Cyl. überströmenden Dampfe ein größerer od. kleinerer Widerstand geboten wird; derselbe Zweck kann dadurch erreicht werden, daß man d. Gleichgew.-Ventil eine regulirbare veränderliche Hubhöhe giebt. —

Was nun im Gegensatz hierzu d. Spiel einer einfach wirkenden Masch. mit Schwungrad betrifft, so unterscheidet sich dasselbe von diesem hauptsächlich dadurch, daß beim Kolbenaufgang d. Einlassventil viel früher geschlossen wird als d. Auslassventil; d. erstere wird schon geschlossen wenn d. Kolben erst $\frac{1}{3} - \frac{1}{2}$ d. ganzen Hubes zurückgelegt hat. Unter diesen Umständen muß, damit d. Mittelwerth d. Dampfkolbendruckes auf d. aufsteigenden Kolben $= G + Q$ wird, zu Anfang d. Gestängeaufganges d. Dampfdruck auf d. Kolben ein ganz bedeutendes Uebergew. über d. Summe $G + Q$ haben, wegen d. später eintretenden kleineren Druckes durch Expans. D. Folge hiervon ist, daß d. Gestänge anfangs mit einer ~~un~~verhältnißmäßig großen Geschw. angehoben wird und zwar mit wachsender Geschw., so lange d. Einströmung d. frischen Dampfes in d. unteren Cylinderraum dauert; von d. Augenblick an, in welchem d. Einlassventil geschlossen wird, dauert d. Zunehmen d. Geschw. d. aufsteigenden Gestänges noch fort, jedoch jetzt nicht mehr mit wachsender sondern mit abnehmender Geschw. In Folge dessen erreicht d. Geschw. bald ein max, u. diesem Moment d. max d. Geschw. schließt sich hier jedoch nicht ein längerer Zeit fortdauernder gleichförmiger Bewegung an, sondern es nimmt von diesem Moment ab d. Geschw. stetig ab. Dieser Umstand macht es unumgänglich nöthig, daß, damit anfangs d. Gestängemasse nicht mit allzu großer Geschw. angehoben werde, solchen Maschinen, d. mit Schwungrad arbeiten, eine bedeutende bewegte Masse gegeben wird, denn dadurch daß man d. zu beschleunigende Masse vergrößert, verkleinert man d. Geschw. selbst, u. pflegt deshalb bei solchen Masch. d. Gegenbalancier eine bedeutende Masse gegeben zu werden durch Belastung nach beiden Seiten. —

Zunächst handelt es sich nun darum, d. erforderlichen Querschnitt d. Cylinders zu bestimmen, ferner d. erforderliche Gestängegew., oder wenn dieses gegeben ist, d. Gew. d. Gegenbalanciers, ferner d. Dampfverbrauch d. Masch. zur Bestimmung d. Kesselanlage,

d. h. man hat bei Masch. mit erheblicher Expansion, d. bewegte Masse so zu bestimmen, daß d. max. Spannung eine gewisse erfahrungsmäßige Grenze nicht überschreite.

Zu d. Ende seien zunächst folgende Bezeichnungen eingeführt:

G = d. Gew. d. Gestänges inclusive d. Gew. d. Dampfkolbens, d. Kolbenstange, d. Pumpenkolben u. Pumpenstangen.

G_1 = d. Theil d. Gestängegew. G, welcher durch d. Gegengew.-Balancier getragen wird, so daß nur

$G - G_1$ als wirksames Gestängegew. verbleibt.

Q_1 = Mittelwerth d. Arbeitswiderstandes für d. Aufgang d. Gestänges

Q_2 = " " " " " " Niedergang " "

Allgemein ist: $Q_2 > Q_1$

c_1 = mittlere Geschw. d. Gestänges beim Aufgang
= 0,6 bis 1,2 mtr. pr. Sek.

c_2 = mittlere Geschw. d. Gestänges beim Niedergang
= 0,3 bis 0,6 mtr. pr. Sek.

t_1 = Zeitdauer d. Gestängeaufganges in Sec.

t_2 = " " " Gestängeniederganges in Sec.

t_3 = Summe d. Zeiten d. obern u. untern Hubpausen.

$t = t_1 + t_2 + t_3$ = ganze Dauer eines Kolbenspiels

δ = wirksame Kolbenfl. also wirksame untere Fl. d. Kolbens.

d = Cylinderdurchmesser

$s = c_1 t_1 = c_2 t_2$ = Hubhöhe d. Gestänges u. Kolbens

$e \delta s$ = derjenige Raum, welcher bei d. tiefsten Lage d. Gestänges u. d. Kolbens unter d. letzteren von d. dort abgesperrten Dampf erfüllt wird, so daß e eine ähnliche Bedeutung hat, wie d. Coeff. d. schädlichen Raumes bei doppeltwirkenden Masch.

$s_1 = \varepsilon s$ = Kolbenweg beim Aufgang während d. Dauer d. Einströmung.

a = 10333 = d. normale Atmosphärendruck in Kgr. pr. □ mtr.

p_1 = d. in Atm. ausgedrückte mittlere Spannung d. einströmenden Dampfes

γ_1 = spec. Gew. dieses Dampfes.

p_2 = mittlerer Condensatordruck beim Aufgang d. Gestänges, welcher p_2 etwas größer als d. Condensatordruck ist wegen d. gebräuchlichen Widerstände und d. am Ende d. Kolbenhubes eintretenden Compression.

p_3 = mittlere Spannungsdifferenz, welche beim Gestängeaufgang auf beiden Seiten d. Kolbens stattfindet.

r = mittlere Spannungsdifferenz, welche sowohl beim Aufgang als beim Niedergang d. Gestänges durch d. nebensächlichen Widerstände (Reibungen etc.) verbraucht wird.

r_1 = mittlere Spannungsdifferenz, welche verbraucht wird durch d. Schnitt. während d. Zuf. u. Ueberströmungen; dieser Theil kommt offenbar nur in Betracht beim Aufgang d. Gestänges, indem nur dann Dampf in d. Condensator strömt.

r_2 = mittlere Spannungsdifferenz beim Gestängeniedergang, welche dazu dient d. Widerstand zu überwinden, d. sich d. Ueberströmen d. Dampfes aus d. untern in d. obern Cylinderraum entgegensetzt.

D_1 = Dampfverbrauch pr. Kolbenspiel in Kgr.

$D = 3600 \frac{D_1}{t}$ = Dampfverbrauch pr. Stunde in Kgr.

Kolbenfläche, wirksames Gestängegewicht & Dampfverbrauch.

[illegible]
$Q_1 \quad Q_2 \quad s \quad p_1 \quad e \quad e_1 \quad e_2$ und t_3, [illegible]
[illegible] $= F a p_1$; [illegible]
[illegible] $F a (r + r_1)$, [illegible] $F a (p_1 - r - r_1)$
[illegible] $G - G_1$ [illegible] Q_1 [illegible]

$$F a (p_1 - r - r_1) = G - G_1 + Q_1$$

[illegible] $G - G_1$ [illegible]

$$G - G_1 = Q_2 + F a (r + r_2)$$

[illegible] $G - G_1$, [illegible]

$$F = \frac{1}{a} \, \frac{Q_1 + Q_2}{p_1 - 2r - r_1 - r_2}$$

[illegible]

$$G - G_1 = Q_2 + \frac{(r + r_2)(Q_1 + Q_2)}{p_1 - 2r - r_1 - r_2} = \frac{(r + r_2) Q_1 + (p_1 - r - r_1) Q_2}{p_1 - 2r - r_1 - r_2}$$

[illegible] G [illegible] G [illegible] $G - G_1$ [illegible] G_1 [illegible]

[illegible] $= F s (e + e_1) \gamma_1$. [illegible] $F s e$ [illegible] γ [illegible]

$$= F s [(e + e_1) \gamma_1 - e \gamma_2]$$

[illegible] $\gamma = \gamma_1$ [illegible]

$$= F s e_1 \gamma_1$$

[illegible] Völckers [illegible]

[illegible] doppelt wirkenden [illegible] $= 450\, d\sqrt{p_1}$ [illegible] $= \frac{450}{3600}\, d\sqrt{p_1} = \frac{1}{8}\, d\sqrt{p_1}$.
[illegible] t_1 [illegible] $= \frac{t_1}{8}\, d\sqrt{p_1}$.
[illegible] $= 0$ [illegible]
[illegible] $= \frac{4}{10}$ [illegible] $0{,}4\,\frac{t_1 + t_2}{8}\, d\sqrt{p_1}$ [illegible]:

$$\mathfrak{D}_1 = \delta s\, c\, \gamma_1 + \frac{t_1 + 0{,}4(t_1 + t_2)}{8}\, d\sqrt{p_1}$$

[illegible] max [illegible] max [illegible] $= 0$ [illegible] $\mathfrak{D} = \frac{3600}{t}\, \mathfrak{D}_1$,

$$\max \mathfrak{D} = \frac{3600}{t_1 + t_2}\, \delta s\, c\, \gamma_1 + 450\, \frac{t_1 + 0{,}4 t_2}{t_1 + t_2}\, d\sqrt{p_1}$$

[illegible] a priori [illegible]; [illegible] p_2 [illegible] p_1 [illegible] p_2 [illegible]

$$p_2 = 0{,}1 \text{ bis höchstens } 0{,}15 \text{ Atm.}$$

[illegible] r, r_1 u. r_2 [illegible] r [illegible]
$\frac{const}{d}$ [illegible] const $= 0{,}0227$ [illegible] r [illegible]

$$r = \frac{0{,}03}{d} \text{ für direkt wirkende [illegible]}$$
$$r = \frac{0{,}04}{d} \text{ für [illegible]}$$

} r in Atm, d in mtr.

r_1 [illegible]:

$$r_1 = 0{,}00015\, n\, (h + 15)\, \frac{\mathfrak{D}_1}{\delta s}$$

h = [illegible]; [illegible] $n > 20$. [illegible]:

$$r_1 = 0{,}015 \text{ Atm.}$$

x Was p_2 betrifft, also d. mittleren Unterschied d. Vorderdampfsp. über d. Gegendampfsp., so kann auf Grund vorliegender [illegible] gesetzt werden:

$$p_2 = 0{,}02 \text{ Atm.}$$

vorausgesetzt, daß d. [illegible] d. Ausström-Ventile nicht etwa [illegible] wesentlich verkleinert ist. —

Endlich ist noch p_i zu bemessen, also d. mittlere Gegendampfsp. + d. mittlere Vorderdampfsp.

also $\qquad p_i = f p_1 - p_2$

wobei wenn f ohne Weiteres auf Grund d. betreffenden Formeln für doppelt wirkende Masch. angegeben werden u. zwar:

$$f = e_1 + \beta_1 (e + e_1) \frac{1 - \varepsilon_1^{n-1}}{n-1}$$

β_1 hat hier dieselbe Bedeutung wie bei doppelt wirkenden Masch., nämlich d. Verhältniß d. Dampfsp. zu Ende d. Einströmung zum mittleren Werth derselben während d. Einströmung. Da d. Schluß d. Ventile hier durch eine allmälige Niederdrückung erfolgt, während wie d. [illegible] d. Ventile gleichzeitig [illegible], so kann auch hier eine allmälige Abnahme d. Dampfsp. stattfinden, also β_1 etwas kleiner als 1 sein. ε_1 ist d. Expansionsgrad also

$$\varepsilon_1 = \frac{e + e_1}{e + 1}$$

d. Coeff. e pflegt hier in d. Regel etwas größer als 0,05 zu sein, nämlich $\quad e = 0{,}05$ bis $0{,}1$.

Ist beispielsweise $e = 0{,}1 \quad \beta_1 = 0{,}95$ u. $n = 1\frac{1}{8}$ so ist

für e_1 =	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{10}$
f	0,4327	0,4957	0,5418	0,6048	0,6953	0,8327	0,9898 ..

Bei einfach wirkenden Masch. mit erheblicher Expansion kommt noch d. Frage in Betracht nach d. ganzen Größe d. zu beschleunigenden Massen u. zwar ist hier d. ganze bewegte Masse so zu wählen, daß beim Aufgang d. Gestänges d. Geschw. ein gewisses, im äußersten Fall auf d. zulässig erachtetes max (1,5 bis 2 m. p. Sec.) nicht überschreitet. Wenn solche Masch. sich nämlich übermäßig schnell bewegen, so ist hiermit eine gewisse Gefahr verbunden, welche in [illegible] gesucht werden darf. —

In einem solchen Fall, wo eine erhebliche Expansion stattfindet, [illegible] d. aufsteigende Gestänge ja nicht eine, eine gewisse Zeit hindurch stattfindende gleichförmige Geschw., sondern nur eine beschleunigte [illegible] d. Anfangs u. eine verzögerte d. Endtheils. Es kommt also darauf an, d. Kolbenstellung zu ermitteln, bei welcher dieses max d. aufsteigenden Gestänges stattfindet.

Angenommen es sei xS derjenige Weg, d. d. aufsteigende Kolben durchlaufen hat in d. Augenblick, in welchem dieses max erreicht ist; d. Sp. d. unter d. Kolben befindlichen Dampfs hat in diesem Augenblick d. Größe: $\quad \beta_1 p_1 \left(\frac{e + e_1}{e + x}\right)^n$

Jedenfalls fällt nämlich dieser Augenblick d. max in d. Expansionsperiode. Soll nun dieser Moment genau zusammenfallen mit demjenigen, in welchem d. Geschw. am größten geworden ist, so muß in diesem Augenblick d. resultirende Dampfdruck gerade $= p_i$ sein,

also

$$\beta_1 p_1 \left(\frac{e + e_1}{e + x}\right)^n - p_2 = p_i = f p_1 - p_2$$

also $\qquad x = (e + e_1)\left(\frac{\beta_1}{f}\right)^{\frac{1}{n}} - e$

Es sei ferner p_2 d. mittlere Sp.-differenz auf beiden Seiten d. Kolbens während d. Aufg., also während d. Zunahme an Geschw. d. aufsteigenden Gestänges oder während d. Durchlaufens von xS, dann ist während dieser ganzen Zeit d. ganze Arbeit d. Dampfdrucks auf d. Kolben $= F a\, p\, xS$. Diese Arbeit [illegible] auf [illegible]: So lange d. Dampf unter d. Kolben einströmt u. [illegible] eine [illegible] Sp. im Durchschnitt $= p_1$ stattfindet, [illegible] diese Dampfsp.

[illegible] $= \delta\, a\, p_1\, e\, s$, [illegible]

[illegible] $\frac{\delta(e+e_1)\, s\, a\, \beta_1\, p_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{e+e_1}{e+x}\right)^{n-1}\right]$ { siehe Hydraulik u. Wärmetheorie }

[illegible] $= \delta\, a\, p_2\, x\, s$, [illegible]

$$\delta a p_2 x s = \delta a p_1 e s + \frac{\delta(e+e_1) s a \beta_1 p_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{e+e_1}{e+x}\right)^{n-1}\right] - \delta a p_1 x s$$

[illegible] $\delta a x s$, [illegible]

$$p_2 = y p_1 - p_2$$

$$y = \frac{e}{x} + \frac{\beta_1}{n-1}\,\frac{e+e_1}{x}\left[1-\left(\frac{p}{\beta_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$$

[illegible] $x\, s$ [illegible]

$$= \delta a (p_2 - p_1) x s$$

[illegible] M [illegible] C [illegible]

$$\delta a (p_2 - p_1) x s = M \frac{C^2}{2}$$

[illegible] C [illegible]:

$$M = \frac{2\delta a x s}{C^2}(y-f)p_1 = \mu \frac{\delta s p_1}{C^2}$$

$$\mu = 2ax(y-f)p_1$$

[illegible]:

$$e = 0{,}1 \qquad \beta = 0{,}95 \qquad n = \tfrac{9}{8},$$

für	e_1 =	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{10}$
	x =	0,353	0,375	0,394	0,423	0,472	0,573	
	μ =	2387	2520	2570	2571	2427	1815.	

[illegible] M [illegible] C [illegible] G [illegible] G_1 [illegible] $= B$, [illegible] $B = \frac{1}{4}$ [illegible] $G + G_1$ [illegible] $= W$. [illegible] W_1 [illegible] W_2 [illegible] δ_1 [illegible] δ_2 [illegible]:

$$W = W_1 + \left(\frac{\delta_1}{\delta_2}\right)^2 W_2$$

[illegible]:

$$Mg \div (G + G_1 + B + W)$$ [illegible]

Gegenzug-Lamellen gegeben werden müßte. Damit aber Funktion G. nicht geändert wird, [illegible] zu gleichen Theilen an beiden Enden d. Gegenzug-Lamellen [illegible] müssen, [illegible] d. [illegible] verändert wird. [illegible] zu bemerken, daß wenn man diese Rechnung anstellt, [illegible] mittlere Geschw. C_1 [illegible] gegeben sein kann, wie folgende Rechnung zeigt.

Ist d. Zeit t_1, d. Geschwindigkeit [illegible] einmal ausgedrückt durch $t_1 = \frac{S}{C_1}$, andererseits aber auch = d. Summe d. Zeiten, in welchen d. einzelnen Elemente d. Rollweges dS durchlaufen werden, also auch $t_1 = \int \frac{ds}{v}$. Wenn nun dieses Integral als Funktion von C ausgedrückt werden kann, so kann man durch diese Gl. d. fragliche Beziehung zwischen C u. C_1 erhalten; [illegible], da diese [illegible] Geschw. v eine [illegible] Funktion d. Weges ist, [illegible] dieses Integral [illegible], $v_1\ v_2\ v_3 \ldots v_7$ d. Werthe von v, nachdem d. Rolle $\frac{1}{8}\ \frac{2}{8} \ldots \frac{7}{8}$ seines Weges durchlaufen hat, am Anfang u. Ende ist natürlich $v = 0$. Zur Berechnung dieses Integrals mag nun ein Näherungsverfahren d. Simpson'sche Regel benutzt werden; doch kann dieselbe nicht d. ganze Intervall entsprechend angewendet werden, da $\frac{1}{v}$ zu Anfang u. zu Ende $= \infty$ wird. [illegible] mittlere Geschw. beim Durchlaufen d. ersten Intervalls $= \frac{1}{2}v_1$ und auf d. letzten $= \frac{1}{2}v_7$ gesetzt werden; demnach sind also d. Zeiten, ~~[illegible]~~ d. in Anspruch genommen werden, um d. erste u. letzte Intervall zu durchlaufen $= \frac{S}{8}\left(\frac{1}{\frac{1}{2}v_1} + \frac{1}{\frac{1}{2}v_7}\right)$; d. übrige Zeit, d. in Anspruch genommen wird, um d. 2t.–7t. Intervall zu durchlaufen ist

$$= \frac{S}{8}\cdot\frac{1}{3}\left(\frac{1}{v_1} + \frac{4}{v_2} + \frac{2}{v_3} + \frac{4}{v_4} + \frac{2}{v_5} + \frac{4}{v_6} + \frac{1}{v_7}\right)$$

also:

$$t_1 = \frac{S}{C_1} = \int \frac{ds}{v} = \frac{S}{24}\left(\frac{7}{v_1} + \frac{4}{v_2} + \frac{2}{v_3} + \frac{4}{v_4} + \frac{2}{v_5} + \frac{4}{v_6} + \frac{7}{v_7}\right)$$

demnach:

$$\frac{24}{C_1} = \frac{7}{v_1} + \frac{4}{v_2} + \frac{2}{v_3} + \frac{4}{v_4} + \frac{2}{v_5} + \frac{4}{v_6} + \frac{7}{v_7}.$$

Um nun d. verschiedenen Geschw. auszudrücken, können d. Resultate d. früheren Rechnung benutzt werden; es ist:

$$M = z\,\frac{\delta^3 S p}{v^2}$$

wo z ein gewisser Coeff. ist, v d. bleibende Geschw., nachdem d. [illegible] irgend einen Theil seines Weges durchlaufen hat. Oben findet man z [illegible], wenn man unter x einen ganz beliebigen Theil d. Rollweges versteht, nur bedeutet dann y nicht mehr d. früheren Ausdruck, sondern es ist d. Ausdruck entsprechend zu ändern, [illegible] d. Ausdruck [illegible] einem beliebigen x entspricht. Setzt man nun hier:

$z = 2ax(y-f)$ [illegible]: $\quad y = \frac{e_1}{x} + \frac{\mu_1}{n-1}\,\frac{e+e_1}{x}\left[1-\left(\frac{e+e_1}{e+x}\right)^{n-1}\right]$ gesetzt werden,

wo ist früher vorausgesetzt $x > e_1$; für $x < e_1$ ist einfach $y = 1$ zu setzen.

y [illegible], daß d. mittlere Dampfdruck-differenz p_x, d. zu beiden Seiten d. Kolbens stattfindet, während d. Rolle d. Weg xS durchläuft, gesetzt wird:

$$p_x = y p_1 - p_2$$

So lange nun aber $x < e_1$ ist d. Dampfdruck-differenz [illegible] Rolle [illegible] $= p_1 - p_2$, also $y = 1$; demnach folgt:

$$\frac{1}{v} = \sqrt{\frac{M}{z\delta^3 S p}} \quad \text{oder da } \frac{M}{\delta^3 S p_1} = \frac{\mu}{c^2} \text{ ist:}$$

$$\frac{1}{v} = \frac{1}{c}\sqrt{\frac{\mu}{z}} = \frac{1}{c}\sqrt{\frac{\mu}{2ax(y-f)}}$$

Setzt man hier d. Reihe nach $x = \frac{1}{8}\ \frac{2}{8} \ldots \frac{7}{8}$ und für y entsprechend $y_1\ y_2 \ldots y_7$ ein, so findet man d. Reihe nach: $\frac{1}{v_1}\ \frac{1}{v_2} \ldots \frac{1}{v_7}$. Diese Werthe eingesetzt giebt:

$$24\sqrt{\frac{2a}{\mu}}\;\frac{c}{C_1} = \frac{7}{\sqrt{\frac{1}{8}(y_1-f)}} + \frac{4}{\sqrt{\frac{2}{8}(y_2-f)}} + \frac{2}{\sqrt{\frac{3}{8}(y_3-f)}} + \frac{4}{\sqrt{\frac{4}{8}(y_4-f)}} + \frac{2}{\sqrt{\frac{5}{8}(y_5-f)}} + \frac{4}{\sqrt{\frac{6}{8}(y_6-f)}} + \frac{7}{\sqrt{\frac{7}{8}(y_7-f)}}$$

Z. B. für $e_1 = \frac{1}{2}$, [illegible] d. früheren Werthe [illegible] ist: $\frac{c}{C_1} = 1{,}701$ oder $\frac{C_1}{c} = 0{,}588$ [illegible] $c = 1{,}5$ bis 2 gegeben, so müßte $C_1 = 0{,}88$ bis $1{,}18$ angenommen werden. —

Theorie der Schiffspropeller.

Es sind hier 4 Systeme, welche hier in Frage kommen, nämlich Schaufelrad, Schraube, d. Reaktionspropellersystem u. d. Luftschiff od. Kettenschifffahrt, welche letztere beiden erst in neuerer Zeit aufgekommen sind u. bis im Laufe d. Zeit eine größere Bedeutung zu erlangen versprechen. –

D. Nutzarbeit, d. in allen diesen Fällen d. eigentlichen Arbeitsmasch. zu leisten hat, besteht darin, daß d. Widerstand d. Schiffes gegen d. Wasser überwunden werden muß. Wenn d. rel. Geschw., womit sich d. Schiff gegen d. Wasser im Sinne d. Kiels bewegt, = v ist u. wenn O d. Widerstand ist, d. sich d. Bew. d. Schiffes im Wasser entgegensetzt, so ist Ov d. Arbeit, d. aufgewendet werden muß, um diesen Widerstand O mit d. Geschw. v zurückzudrängen; Ov ist also d. Nutzarbeit d. Propellers u. wenn O in Kgr. u. v in Meter ausgedrückt ist, so ist $\frac{Ov}{75}$ d. Nutzarbeitsstärke d. Propellers in Pferdestärken. –

D. Nutzarbeit d. Dampfmasch., welche dazu verwendet wird, d. Propeller in Bewegung zu halten, wird natürlich etwas größer sein, da nämlich d. volle Arbeit, welche d. Dampfmasch. entwickelt, durch d. Propeller verwerthet werden kann um O zu bewältigen, indem mit d. Funktion d. Propellers immer gewisse Nebenwiderstände verbunden sein werden. Ist nun η d. Wirkungsgrad d. Propellers (Verhältniß d. Nutzarbeit d. Propellers zu d. Arbeit, welche d. Dampfmasch. zum Betrieb d. Propellers abgeben muß), so wird d. Nutzarbeitsstärke d. Dampfmasch. sein:

$$N = \frac{Ov}{75\eta} \text{ Pfst.}$$

Hierbei wird es nun zunächst darauf ankommen, für irgend einen gegebenen Fall d. Größe d. Widerstandes O annähernd im voraus berechnen zu können. Dieser Widerstand O, d. sich d. Bew. d. Schiffes im Wasser entgegensetzt, kann als zusammengesetzt betrachtet werden aus verschiedenen Bestandtheilen. Zunächst muß d. Schiff, indem es sich gegen d. Wasser bewegt, eine gewisse von ihm bestimmte Wassermenge aus d. Wege drängen, auf d. Art wird vom Wasser ein Reaktionsdruck auf d. Schiff ausgeübt. Desgleichen entsteht sich am Hintertheil d. Schiffes, indem d. Raum, welchen d. Schiff hinter sich läßt, durch nachströmendes Wasser wieder ausgefüllt werden muß, deshalb muß diesem Wasser auch eine lebendige Kraft mitgetheilt werden, es wird also d. Druck hinter d. Schiff auch deshalb kleiner sein als vorn. Ferner findet bei langen Schiffen ein erheblicher Widerstand statt in Folge einer Art Reibung d. Schiffsoberfl. am Wasser. Diese verschiedenen Umstände sind nun freilich von solcher Art, daß es kaum möglich ist, d. Einfluß derselben bei gegebenen Schiffsformen rationell beurtheilen zu können, um so weniger als d. ganze Schiffsform überhaupt nicht einfach geometrisch definierbar ist. Man muß sich deßhalb, was O betrifft, auf empirisch ermittelte Versuche verlassen. Unter d. verschiedenen Versuchsreihen u. d. daraus abgeleiteten empirischen Formeln scheinen am meisten zuverlässig diejenigen Versuche zu sein, d. in d. französischen Marine gemacht wurden, und woraus von Bourgois eine Formel abgeleitet wurde. Hiernach ist zu setzen: —

$$\Theta = \rho_1 A v^2 + \rho_2 b v^4 + \rho_3 l(b+2t)v.$$

Hierin hat v d. bereits erklärte Bedeutung; l b u. t bedeuten d. Hauptdimensionen d. Schiffes u. zwar b d. Breite u. l d. Länge d. Schiffes gemessen in d. Schwimmfl. resp. d. Berührungsfläche d. Wasseroberfl. mit d. Schiff; t ist d. Tiefgang d. Schiffes, gemessen von d. Wasserlinie bis zu unterst. Schiffsboden (oder auch unterstem Kiel). A bedeutet d. größten Querschnitt d. eingetauchten Theils d. Schiffskörpers; ρ_1 ρ_2 und ρ_3 sind Coeff. deren Zahlenwerthe abhängig sind von d. Einheiten, in welchen l b t u. A ausgedrückt sind. Setzt man:

$$\Theta = \rho A v^2$$

unter ρ einen resultierenden Coeff. verstanden, so wird dieser Coeff. ρ zwar nicht constant sein, aber im Allgemeinen nur wenig variabel; u. zw.:

$$\rho = \rho_1 + \rho_2 \frac{bv^2}{A} + \rho_3 \frac{l(b+2t)}{Av}.$$

Was d. Werthe von ρ_1 ρ_2 u. ρ_3 betrifft, mit deren Hülfe d. Coeff. ρ berechnet werden kann, so sei vorausgesetzt, daß alle Längen in Metr., A in □m, v in m p. Sec. ausgedrückt ist; dann ist:

$$\rho_1 = 2{,}55 \qquad \rho_2 = 0{,}186 \qquad \rho_3 = 0{,}048$$

Bemerkt muß hierbei aber werden, daß bei d. Versuchen d. Verhältniß zwischen d. Breite b u. d. Länge l d. Schiffs schwankenden Werth hatte:

$$\frac{b}{l} = 0{,}12 \text{ bis } 0{,}20.$$

Für eine solche Schiffsform, wo dieses Verhältniß bedeutend anders ist, dürfte man nur mit Vorsicht diese Zahlen brauchen. In d. Regel pflegt man jedoch d. Widerstand, welcher irgend einem Körper im Wasser entgegengesetzt wird so zu berechnen, daß man denselben vergleicht mit einer Flüssigkeitssäule, deren Basis = ist d. Querschnitt d. vom Körper durchlaufenen Raumes u. deren Höhe = d. Geschw.-Höhe ist. D. Verhältniß d. Widerstandes zu d. Gew. einer solchen Flüssigkeitssäule pflegt man d. Widerstandscoeff. zu nennen u. mit ζ zu bezeichnen; demzufolge wäre dann:

$$\Theta = \zeta \gamma A \frac{v^2}{2g}$$

unter γ d. spec. Gew. d. Wassers verstanden. Sobald man ρ kennt kann man auch ζ berechnen, denn es ist mit $\gamma = 1000$:

$$\zeta = \frac{2g}{\gamma}\rho = 0{,}0196\,\rho.$$

Bei d. Formeln für ρ ist vorausgesetzt, daß d. Geschw. v in Met. p. Sec. ausgedrückt ist; gewöhnlich pflegt man jedoch d. Geschw. nicht so genau auszudrücken, sondern in Knoten d. h. in Seemeilen p. Stunde. Wenn man sagt, d. Schiff habe eine Geschw. von 12 Knoten, so heißt dies, es durchläuft 12 Seemeilen p. Stunde. Setzt man 1 Seemeile = $\frac{1}{4}$ geographische Meile = 1855 m = 6086 Fuß engl., so ist eine Schiffsgeschw. von 1 Knoten entsprechend einer Geschw. = 0,5153 m p. Sec. oder 1,6906 engl. Fuß. Bei Flußschiffen findet man häufig d. Geschw. in engl. Meilen angegeben; engl. Meile = 5280 engl. Fuß, daß ungefähr:

15 engl. Meilen = 13 Seemeilen.

Was d. in d. Formel für P vorkommenden Hauptdimensionen d. Schiffes betrifft, so ist es von Interesse d. entsprechenden Verhältnisse anzugeben, in denen diese Dimensionen zu einander stehen, wobei jedoch nur d. für uns besonders interessierenden eisernen Schiffe in Betracht gezogen werden. Entnommen sind diese Angaben d. Werke von Steinhaus. Hiernach ist:

$$\frac{b}{l} = \begin{cases} 0{,}12 \text{ bis } 0{,}16 & \text{für Raddampfer} \\ 0{,}16 \text{ bis } 0{,}20 & \text{für Schraubendampfer} \end{cases}$$

im Allgemeinen größer mit d. Größe d. Schiffs.

ferner:

$$\frac{t}{b} = \begin{cases} 0{,}18 \text{ bis } 0{,}36 & \text{bei Raddampfern} \\ 0{,}30 \text{ bis } 0{,}45 & \text{bei Schraubendampfern.} \end{cases}$$

Diese Verhältnisse gewähren allerdings nur eine unvollkommene Vorstellung von d. Schiffsform; ein Urteil über d. Form d. Schiffes gewähren erst d. sogenannten Völligkeitsgrade u. zwar pflegt man 3 solche Coeff. zu unterscheiden: d. d. Spantenfl., d. Hauptquerschnitts und d. Volumens. Unter d. Völligkeitscoeff. d. Spantenfl. versteht man d. Verhältnis d. Flächeninhalts d. Spantenfl. zu d. Inhalt d. umschriebenen Rechtecks. Ist J d. Größe d. Spantenfl., so ist d. Völligkeitscoeff. d. Spantenfl. $= \frac{J}{bl}$ und zwar im Allgemeinen:

$$\frac{J}{bl} = 0{,}64 \text{ bis } 0{,}78.$$

Was d. Völligkeitscoeff. d. Hauptquerschnitts betrifft, so hat dieser eine ganz analoge Bedeutung, bezieht sich aber nur auf d. bei normaler Belastung unter Wasser befindlichen Teil d. Schiffs, als $\frac{A}{bt}$, u. zwar ist:

$$\frac{A}{bt} = 0{,}60 \text{ bis } 0{,}90.$$

wesentlich größer bei Raddampfern als bei Schraubendampfern.

Hinzugenommen ergänzt durch diese Völligkeitscoeff. ist d. Völligkeitscoeff. d. Volumens, ist also V d. Volumen, d. vom Schiff verdrängt wird, so ist d. Völligkeits-Coeff. d. Volumens:

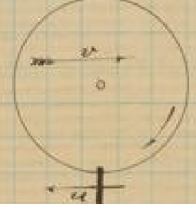
$$\frac{V}{blt} = 0{,}35 \text{ bis } 0{,}64. —$$

Nach diesen allgemeinen Betrachtungen gehen wir über zu

γ) Theorie d. Raddampfer.

D. erste wirklich brauchbare Dampfschiff war das, welches 1807 von Fulton gebaut in New-York vom Stapel lief, in Europa wurde d. erste Dampfschiff in Glasgow 1812 gebaut, in Hamburg fand d. Dampfschiffahrt 1815 Eingang. Diese Schiffe liefen vorderhand nur auf Flüssen. D. erste Dampfschiff, welches d. atlantischen Ocean durchkreuzte, fuhr 1819 von New-York nach Liverpool, es trug d. Namen Savannah. Im Jahre 1825 bekam d. Seedampfschiffahrt einen mächtigen Impuls durch d. Steam-Navigation-Company von William Joliffe. D. erste Dampfschiff dieser Gesellschaft, welches im Jahre 1827 nach Ostindien fuhr, war d. Enterprise. D. erste Kriegsdampfschiff, welches 1833 vom Stapel lief, war d. Fregatte Medea. Diese Schiffe waren alle mit Schaufelrädern versehen; sie erreichten eine Geschw. von etwa 10 Knoten, während später d. Geschw. bis auf 18 Knoten stieg. —

Um nun für d. Wirkungsgrad η d. Schaufelrad einen Ausdruck zu gewinnen, sei eine Schaufel betrachtet, d. als fest mit d. Rade verbunden u. radial gerichtet vorausgesetzt sei, in d. Augenblick, in welchem sie in d. tiefsten Lage sich befindet. D. Schaufel möge sich in dieser Lage ganz unter Wasser befinden; wenn nun d. Schiff mit d. Geschw. v gegen d. Wasser sich bewegen soll, so muß d. Rad natürlich im Sinne d. kleinen Pfeils um d. Axe rotieren, so daß d. Schaufel in d. tiefsten Stellung eine horizontale Geschw. im Sinne d. unteren Pfeils besitzt, u. zwar sei diese Geschw. für d. Mittelpunkt d. Schaufel = u. Ist nun A d. Flächeninhalt d. Schaufel, so wird d. Widerstand, d. diese Schaufel bei ihrer Bew. durch Wasser erfährt nach d. allgemeinen Versuchsergebnissen zu setzen sein d. Produkt aus einem Widerstandscoeff. ζ u. d. Gew. einer Wassersäule, deren Basis = A u. deren Höhe = d. Geschw.-Höhe ist, womit sich d. Schaufel relativ gegen d. Wasser bewegt; diese letztere ist aber = u − v. Somit ist d. Widerstand R, d. sich d. Bew. d. Schaufel entgegensetzt:



$$R = \zeta.\, \gamma A. \frac{(u-v)^2}{2g}$$

wobei γ d. spez. Gew. d. Wassers verstanden; betrachtet man beide Schaufelräder, so erhält man d. Gesammtwiderstand, wenn unter A d. Summe d. Flächen zweier Schaufel verstanden wird, vorausgesetzt, daß immer nur eine Schaufel an beiden Rädern eingetaucht wäre u. daß diese radial sei. [illegible] ist nun schließlich d. Fall, im Allgemeinen wird mehr als eine Schaufel eingetaucht sein; trotzdem nimmt man nur annähernd d. Widerstand im Verhältniß desjen. d. d. Schaufelfl. größer ist, denn d. nachfolgende Schaufel wird nicht mehr ruhendes Wasser treffen, sondern schon solches, welches in Bew. ist. Auch ist zu bemerken, daß irgend eine Schaufel nur einen Augenblick durch diese ursprünglich vorausgesetzte tiefste Lage hindurchgeht u. daß im Allgemeinen d. Schaufel mehr od. weniger gegen d. Radius d. Rades geneigt ist. Es wird also d. Widerstand in 2 Komponenten zerfallen, wovon d. horizontale Comp. einen kleineren Werth haben wird, endlich ist auch diese Berechnung d. horizontal. Widerstandes gegen d. Schaufel im Wasser aus einem anderen Grunde unsicher. D. Formel setzt voraus, daß an d. Stelle, wo d. Schaufeln durch d. Wasser gehen, d. Wasser selbst in Ruhe ist; dieses kann man aber keineswegs genau voraussetzen, indem an beiden Seiten d. Schiffes d. Wasser immer eine gewisse relative Bew. hat, da von d. Schiff d. Wasser geschoben wird und seitlich desselben zurückströmt, so daß an beiden Seiten d. Schiffs eine strömende Bew. von vorne nach hinten stattfindet. Hieraus ist begreiflich, daß ζ aus verschiedenen Gründen in höherem Grad unsicher zu bemessen ist. –

Bezeichnet man nun unter A noch d. größten Querschnitt d. eingetauchten Theiles d. Schiffes, v d. rel. Geschw. d. Schiffes gegen d. Wasser u. ζ d. Widerstandscoeff. d. Schiffes, so kann man bekanntlich d. Widerstand d. Schiffes im Wasser = Q setzen:

$$Q = \zeta \gamma A \frac{v^2}{2g}$$

D. gleichförmige Fortbew. d. Schiffes ist nun natürlich gebunden an d. Gleichgew.-Formel:

$$Q = R.$$

Für d. Anlauf muß natürlich $Q > R$ sein; hier ist jedoch nur d. Beharrungszustand zu betrachten. Setzt man hier Q u. R ihre Werthe ein, so folgt:

$$\zeta A v^2 = \zeta.\, A.\, (u-v)^2$$

also

$$\frac{u}{v} = 1 + \sqrt{\frac{\zeta A}{\zeta.\, A.}}$$

Dieses Verhältnis $\frac{u}{v}$ stellt offenbar d. reciproken Wert d. Wirkungsgrades, wenn man vernachlässigt d. Reibungswiderstand d. Schaufelradwelle in ihren Lagern, auch nicht zu d. schädlichen Widerständen d. Radschaufeln rechnet und somit als deren Wirkungsgrad einen kleineren bekommt, d. Arbeit nämlich, welche nach Abzug dieser Reibungsarbeit d. Schaufelradwelle übertragen werden muss, muss dazu verwendet werden, d. Widerstand R mit d. Geschw. u zurückzulegen; mit dieser Arbeit $= Ru$ wird nur eine kleinere Arbeit als Nutzarbeit geleistet, nämlich Pv, folglich d. Wirkungsgrad d. Propellers ist:

$$\eta = \frac{Pv}{Ru}$$

od. da im Beharrungszustand $R = P$ sein muss.

$$\eta = \frac{v}{u}.$$

Eine theoretische Bestimmung von η ist kaum zu ermöglichen wegen d. Schwankungen von η; [illegible] zugleich erkennt man, dass η um so grösser wird, je [illegible] η [illegible], außerdem ist erfahrungsgemäss d. Widerstand desto grösser, wenn eine Fläche sich normal durchs Wasser bewegt, so ist es am vorteilhaftesten eine Anordnung zu treffen, dass d. Schaufeln während d. Eintauchung soviel als möglich vertikal sind. Man hat deshalb Vorrichtungen getroffen, dass dies wirklich stattfindet, so dass d. ganze Widerstand als Propulsion [illegible] ausgenützt wird u. eine vertikale Lage [illegible] verwendet wird. Außerdem wird η um so grösser sein, je mehr Schaufeln gleichzeitig eingetaucht sind, was auch nicht genau d. Verhältnis, als d. gleichzeitig eingetauchten Schaufeln sich stören. Bei gewöhnlichen Rädern, wo d. Schaufeln radial sind, darf man d. Räder nicht so tief eintauchen lassen, wie d. anderen; durchschnittlich ist:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{u}{v} = 1{,}15 \text{ bis } 1{,}35.$$

Die kleineren Werte kommen namentlich d. Rädern zu, bei denen d. Schaufeln möglichst vertikal geführt sind. Ferner sind folgende Verhältnisse d. Schaufeln erwähnenswert, welche innerhalb d. üblichen Grenzen liegen. Ist s d. Länge d. Schaufel u. a d. Breite derselben, dann ist im Durchschnitt:

$$\frac{s}{b} = \begin{cases} 0{,}2 \text{ bis } 0{,}4 & \text{bei Seeschiffen} \\ 0{,}3 \text{ bis } 0{,}5 & \text{bei Flussschiffen} \end{cases}$$

b = Breite d. Schiffes.

u. zwar wird s kleiner je grösser d. Schiff.

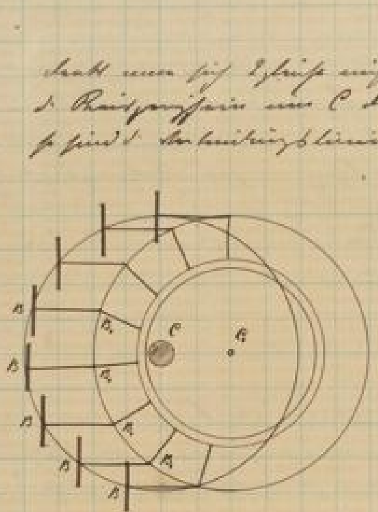
Ferner d. Verhältnis:

$$\frac{s}{a} = \begin{cases} 3 \text{ bis } 4 & \text{bei Seeschiffen} \\ 5 \text{ bis } 6 & \text{bei Flussschiffen.} \end{cases}$$

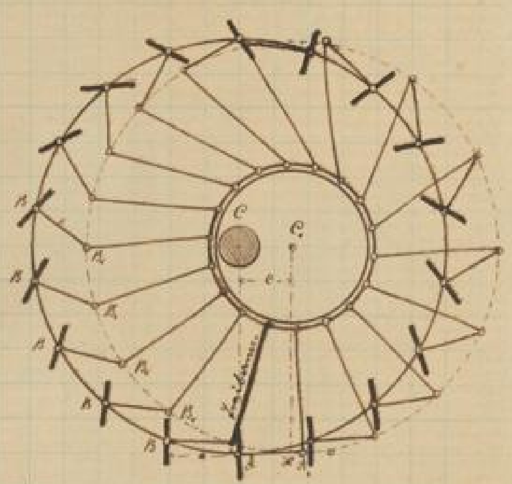
Was d. normale Eintauchungstiefe d. Schaufelräder betrifft, so sollen immer d. Schaufelräder so tief eintauchen, dass jede Schaufel in ihrer tiefsten Lage mit d. Oberkante sich noch ganz unter Wasser befindet; bei Flussdampfern genügt es, wenn d. Tiefe d. Oberkante Schaufel höchstens 0,1 m unterm Wasser ist; bei Seedampfern muss man eine grössere Eintauchungstiefe annehmen lassen, damit bei d. Rollbewegungen d. Schiffes nicht d. eine Schaufel sich aus d. Wasser herausstellt. Man macht für d. Tiefe d. Oberkante Schaufel unter d. Wasser = 0,3 bis 0,5 m. Diese Grösse muss wachsen mit d. Schiffsbreite. Was d. Umdrehungszahl eines Schaufelrades betrifft, so pflegt dieselbe zwischen d. Grenzen 20 – 40 zu liegen, neuerdings aber selten findet man bei grösseren Schiffen d. Umdrehungszahl kleiner als 20. –

Was d. [illegible] Einrichtung betrifft, um d. Schaufel vertikal durchs Wasser gehen zu lassen, so rührt d. erste solche Einrichtung von Buchanan her u. beruht auf folgendem Gedanken:

Läßt man sich Schaufel nicht concentrische Kreise u. verbindet irgend einen Punkt B d. Radperipherie von C durch eine Horizontale mit einem entsprechenden Punkt B₁, so sind d. Verbindungslinien überall gleich lang u. parallel d. h. also parallel. Ist somit d. Rad um C d. Ring d. [illegible] u. der um C₁ ein anderer Ring, d. sich zwischen [illegible] u. Schiffswand befindet. Ist ferner jeder Punkt B d. [illegible] d. in gleichen Abständen von einander sich befinden, mit entsprechenden Punkten B₁ d. [illegible] um C₁ durch [illegible] Stangen B B₁ verbunden, welche alle gleich lang = C C₁ sind. Wenn dann d. [illegible] um C in Rotation sich befindet, so wird d. Ring um C₁ in Mitbewegung versetzt u. zwar so, daß d. Verbindungsstangen B B₁ beständig horizontal bleiben; sind also d. Schaufeln mit diesen Stangen B B₁ senkrecht verbunden, so werden d. Schaufeln beständig vertical bleiben.

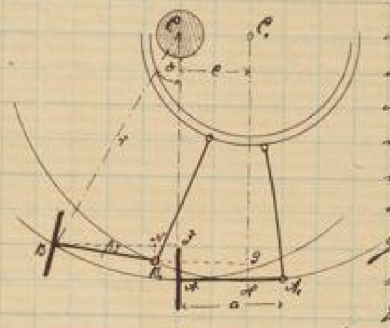


Um d. Ring B B₁ um C₁ drehbar zu machen, muß derselbe mit Armen mit dieser Axe C₁ verbunden werden; diese Arme würden aber bei d. Bewegung gegen d. Axe d. Rades anstoßen, weshalb folgende [illegible] getroffen ist. An d. Schiffsseite ist eine [illegible] Scheibe befestigt, welche so groß ist, daß d. Axe C [illegible] durch diese Scheibe hindurchgehen kann; um diese Scheibe geht ein Ring drehbar u. dieser Ring ist durch Arme mit d. Ring B B₁ verbunden. Diese Einrichtung ist in Theorie vollkommen, aber in d. Praxis hat sich dieselbe nicht bewährt, weil sie eine zu genaue Ausführung erfordert; wenn d. geringste Verschiedenheit in d. Längen d. Stangen stattfindet, so tritt eine Klemmung ein, namentlich wenn d. Stangen durch d. Horizontale C C₁ hindurchgehen. Aus diesem Grunde ist folgende Verbesserung gemacht: Bei dieser [illegible] Anordnung d. Morgan'sche Rad, welches 1834 patentirt wurde u. [illegible] mit [illegible] wurde, sind d. Stangenlängen so, daß kein [illegible] Klemmen eintreten kann. Es sind wieder C u. C₁ d. Mittelpunkte d. beiden Ringe u. C C₁ = c. C A ist d. von C aus vertical angezogene Radius d. einen u. C₁ H d. d. anderen Kreises. Es seien nun wieder gleichmäßig vertheilte Punkte B u. d. Peripherie um C angenommen, diese Punkte seien verbunden durch gelenkartige Verbindungsstangen von gleicher Länge mit Punkten d. anderen Kreises; diese Stangen haben d. Länge a, wo a > c ist. Hier bleiben d. Verbindungslinien nicht parallel, wie wenigstens sie sich unter [illegible] nie [illegible]. Werden nun d. Schaufeln fest senkrecht zu diesen Stangen B B₁ gemacht u. zwar so, daß d. unterste Schaufel vertical ist (A A₁ ist nämlich nicht horizontal), so können d. Punkte B₁ wiederum nicht durch Arme mit C₁ verbunden sein, weil sie sonst gegen d. Axe C stoßen würden; es ist deshalb zunächst wieder an d. Schiffswand eine Scheibe befestigt, so daß d. Axe C [illegible] hindurchgehen kann. Diese Scheibe ist mit einem Ring versehen, an welchem nur Arme nach d. Punkten B₁ gehen; von diesen Armen wird aber nur einer, d. sogenannte Leitarm fest verbunden mit d. Ring sein. Offenbar sind in dieser Weise d. Punkte B₁ nicht mehr gleichmäßig vertheilt, da ferner d. [illegible] Schaufelstangen u. d. Leitarm von gleicher Länge genommen werden.



ferner muß d. Punkte B_1 nicht mehr genau in einem Kreise um C_1 liegen. Indessen kann diese Ungenauigkeit bei d. Rechnung vernachlässigt werden, da d. Abweichung nur gering ist. –

Es handelt sich nun darum durch eine Rechnung zu prüfen um wieviel d. Schneide ihre Neigung ändert während eines gewissen Ausschlagswinkels d. Pendels. Es sei $A\hat{C}B = \alpha$ d. Ausschlagswinkel d. Pendel entsprechend d. Bewegung d. Schneide aus d. tiefsten Lage bei A in d. Lage bei B; es fragt sich nun, um einen wie großen Winkel sich d. Neigung d. Schneide ändert; es soll dann diese Neigung nur ein kleiner Teil von α sein.



Durch B u. B_1 seien Horizontale gezogen, ferner durch B_1 eine Vertikale; d. Horizontale durch B treffe CA in F, u. d. Horizontale durch B_1 treffe CH_1 in G u. d. Vertikale durch B_1 treffe BF in N. D. Winkel, um welchen sich d. Schneide beim Übergang von A nach B ihre Neigung geändert hat, ist = d. Winkel, um welchen d. Verbindungslinie beider Schneiden beim Übergang von AA_1 bis BB_1 ihre Neigung geändert hat. Nun ist, wenn $N\hat{B}B_1 = \beta$:

$$\sin\beta = \frac{B_1N}{a} = \frac{AF - HG}{a}$$

Nun ist: $BF^2 = AF(2AC - AF) = AF(2r - AF)$ od. mit genügender Annäherung:

$$AF = \frac{BF^2}{2r}$$

auch

$$HG = \frac{B_1G^2}{2r}$$

Also: $$AF - HG = \frac{r^2\sin^2\alpha - (BF + c - BN)^2}{2r} = \frac{r^2\sin^2\alpha - (r\sin\alpha + c - a)^2}{2r}$$ indem man $\beta = 0$ setzt.

Oder: $$AF - HG = \frac{2r\sin\alpha\,(a-c) - (a-c)^2}{2r} = (a-c)\left(\sin\alpha - \frac{a-c}{2r}\right)$$

Also: $$\sin\beta = \frac{a-c}{a}\left(\sin\alpha - \frac{a-c}{2r}\right).$$

Für d. tiefste Lage entsprechend $\sin\alpha = 0$ sei d. Winkel β mit β_0 bezeichnet, dann ist:

$$\sin\beta_0 = \frac{(a-c)^2}{2ar}$$

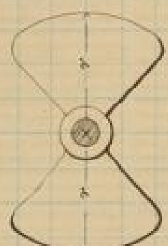
dieser Winkel ist stets vorhanden, es handelt sich nun um d. Differenz $\beta - \beta_0$; da nun aber β u. β_0 sehr klein sind, so ist:

$$\sin(\beta - \beta_0) = \sin\beta - \sin\beta_0 = \frac{a-c}{a}(\sin\alpha)$$

D. sin d. Ausschlagswinkels d. Schneide ist also im Verhältnis $\frac{a-c}{a}$ kleiner als d. d. Ausschlagswinkels d. Pendels; macht man also a nur wenig größer als c, so kann man diesen Winkelwert beliebig klein machen. –

2) Theorie d. Schraubendampfer.—

D. ersten Versuche zur praktischen Anwendung d. Schrauben datieren aus d. Jahre 1833. Bei diesen ersten Versuchen bestand indessen, ganz im Gegensatz zur späteren Ausführung d. Schrauben, d. Schraube aus einer einzigen ..., einem vollen Schraubengang entsprechend, welche am Hintertheil d. Schiffes angeordnet war. Diese ursprüngliche Art d. Ausführung hatte aber sehr geringen Erfolg, weil d. Durchmesser d. Schraube klein war u. bei d. Länge d. Schraube ihre Reibung mit Schwierigkeiten ...; Man ging deshalb bald dazu über d. Schiffsschraube aus mehreren Flügeln zusammenzusetzen, von denen jeder einzelne nur ein mäßiger Theil einer ganzen Schraube ..., wodurch natürlich d. Länge d. Schraube ganz bedeutend verkürzt wird. D. Form d. Schraubenflügel ist dabei im Verlaufe vieler Versuche außerordentlich viel verändert worden; man ist mehr u. mehr zu möglichst einfachen Formen übergegangen, u. ist im Wesentlichen ein solcher Schraubenflügel, ganz ... zur Schraubenaxe senkrechte Ebene, d. Form eines Kreissegments mit abgerundeten Ecken hat.



Heut zu Tage pflegen solche Schiffsschrauben entweder aus 2, 3 oder 4 Flügeln gebildet zu werden, d. unter gleichmäßig um d. Axe vertheilt sind. D. erste Oceandampfer, d. mit d. Schraube ausgerüstet wurde, war d. Great Britain, welcher 1843 vom Stapel gelassen wurde. D. Schraube hatte ... Formen, d. jetzt nicht angewendet werden. Dieselbe bestand aus 6 von besonderen Armen getragenen schmiedeeisernen Flügeln.—

Es läßt sich nun unschwer begreifen, ... einem Schraubendampfer grössere Vorzüge zugesprochen werden müssen: zunächst ist klar, daß unter sonst gleichen Umständen ein Schraubendampfer schneller wird als ein Raddampfer, also weniger Widerstand ... kann. Da ferner d. Schraube beständig ganz unter Wasser sich befindet, so fallen d. Nachtheile fort, welche bei einem Raddampfer mit d. schwingenden Lage d. Schiffes ... verbunden sind; aus demselben Grund ist d. Schraube auch wesentlich mehr der d. schädlichen Einfluß d. Wellenschlages entzogen und in Bezug d. Zerstörung durch d. feindlichen Geschosse. Auch eignet sich ein Schraubendampfer in höherem Grad zur Mitführung von Segeln. Endlich hat ein Vortheil d. Schraubendampfers, daß d. günstige Wirkung d. Schraube keine abhängig ist von einer veränderlichen Eintauchungstiefe d. Schiffes. Ein Umstand freilich, d. d. Anwendung d. Schraube in engen Grenzen einschränkt, ist d., daß d. Schraube einen größeren Tiefgang d. Schiffes erfordert, da d. Schraube nicht zu klein sein darf.—

Was d. Verhältnisse d. Schrauben betrifft, so wird zunächst d. Durchmesser so groß als nur irgend möglich genommen, so daß d. tiefste Punkt bis nahe d. Kiel hinabreicht u. d. höchste Punkt etwa 0,3 bis 0,6 mtr. unter d. Wasserspiegel bei Kauffahrern u. bei Kriegsschiffen höchstens 0,1 mtr. unter d. Oberfl. bleibt.

Was d. Ganghöhe h d. Schraube betrifft, so ist das Verhältniß derselben zum Durchmesser $2r$ d. Schraube:

bei 2 flügeligen Schrauben $\frac{h}{2r}$ = 1,0 bis 1,5
" 3 " " " " " = 1,2 - 1,8
" 4 " " " " " = 1,4 - 2,1

Jeder einzelne Flügel repräsentirt nur einen Theil eines solchen Gewindes u. je mehr einzelne Flügel d. Schraube hat, desto grösser muss d. Ganghöhe d. zu einem vollen Umfang ergänzten Schraubenfl. sein, wenn d. Länge d. Schraube unverändert gelassen wird. Diese Schraubenlänge im Sinne d. Axe sei zum Unterschied zur idealen Ganghöhe h mit a bezeichnet. Dann ist im Allgemeinen:

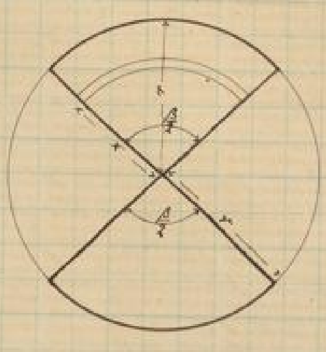
bei 2 flügeligen Schrauben $\frac{a}{h} = 0,15$ bis $0,20$
" 3 " " $\frac{a}{h} = 0,10$ " $0,14$
" 4 " " $\frac{a}{h} = 0,8$ " $0,10$

Unter solchen Umständen ist d. Verhältniss $\frac{A_1}{\pi r^2}$ d. h. d. Projection d. gesammten Flügelfl. auf eine zur Schraubenaxe senkrechte Ebene zum Inhalt eines Kreises vom Halbmesser d. Schraube in allen Fällen:

$$\frac{A_1}{\pi r^2} = 0,40 \text{ bis } 0,45.$$

Was d. Umdrehungszahl d. Schiffsschraube p. Min. betrifft, so ist diese grossen sehr weiten Grenzen unterworfen u. zwar liegt dieselbe zwischen d. Grenzen 45 u. 150.

Ebenso wie sich bei Schaufelrädern zeigte, dass d. theoretische Ausdruck d. Wirkungsgrades in Folge von vielen unbestimmten Umständen, als empirischen unbekannten Grössen nicht genügend bekannt sind, so empfiehlt es sich ebenso schliesslich einen theoretischen Ausdruck für d. Wirkungsgrad einer Schraube. Jedenfalls ist es aber von Interesse, einen solchen Ausdruck zu gewinnen, weil man daraus d. Umstände erkennt, wovon d. Wirkungsgrad abhängig werden kann. Abgesehen soll nun zu diesem Zweck werden von d. untergeordneten Umständen bezüglich d. Gestaltung d. Schraubenfl. und zwar sei vorausgesetzt, dass d. Flügelfl. gestaltet sei wie eine einfache Schraubenfl., wie sie entsteht, indem eine erzeugende gerade Linie, welche eine andere gerade Linie als Leitlinie rechtwinklig schneidet, eine doppelte Bew. ausführt, nämlich eine mit einer constanten Translationsgeschw. längs d. Leitlinie u. mit einer constanten Winkelgeschw. sich um dieselbe dreht. Dadurch bekommt man d. sogenannte abwickelbare Schraubenfl., wo d. für sich eine einfache Schraubenfl. Wegen d. verschwindlichen Dicke d. Schraubenwelle u. d. Nabe, mit deren Hilfe d. Flügel auf d. Welle befestigt sind, erstrecken sich d. Schraubenfl. d. Flügel nicht ganz bis zur theoretischen Axe; hierauf soll indessen abgesehen werden. Ebenso wird in Wirklichkeit an d. äusseren Rändern d. Flügel abgerundet, was jedoch auch abgesehen werden soll, so dass also für eine 2 flügelige Schiffsschraube sich d. Projection d. Schraube auf eine zur Schraubenaxe senkrechte Ebene sich wie nebenstehend repräsentiren wird. –



Ist nun β d. gesammte Mittelpunktswinkel d. Projection sämmtlicher Flügelfl. zusammen, so folgt aus d. Umstande, dass d. gesammte Projection d. Schraube auf diese senkrechte Ebene etwa 0,40 – 0,45 d. Kreises vom Radius r ist, so ist offenbar auch:

$$\beta = 0,40 \cdot 360^\circ \text{ bis } 0,45 \cdot 360^\circ.$$

Wenn man eine solche Schraubenfl. schneidet durch concentrische Cylinderfl., welche alle d. Axe d. Schraubenfl. zur gemeinschaftlichen Axe haben, so wird an diesen Cylinderfl. d. Schraubenfl. in Schraubenlinien geschnitten, welche alle gleiche Ganghöhe haben, während d. Neigungswinkel dieser Schraubenlinien um so kleiner werden, je grösser d. Radius

d. Schraubenfl. ist, auf welche d. betreffende Linie liegt. – Wenn also etwa d. Steigungswinkel d. Spirallinie für d. äußersten Umfang mit α bezeichnet wird, dagegen für diejenige Spirallinie, d. erhalten wird vermittelst d. Cylinderfl., deren Radius $= x$ ist, mit φ bezeichnet wird, so ist d. Winkel φ veränderlich zwischen d. Grenzen α u. $90°$, wenn x sich ändert von r bis 0 u. es besteht d. Gl.:

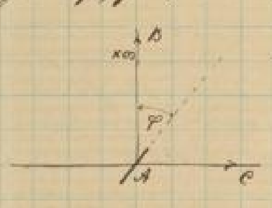
$$x\,tg\,\varphi = r\,tg\,\alpha.$$

denn denkt man sich diese beiden vollständig ergänzten Spirallinien in eine Ebene abgewickelt, so sind dieselben d. Hypothenusen von 2 rechtwinkligen Dreiecken, welche d. eine Kathete $= h$ gleich haben, während d. andere verschieden ist. – Es sei nun d. ganze Flügelfl. geschnitten gedacht durch eine Schar von unendlich vielen Kreis-Cylinderfl. u. diejenigen 2 seien hier in Betracht gezogen, deren Halbmesser x u. $x + dx$ sind, unter dx ein unendlich kleines Längenelement verstanden. Zwischen diesen beiden Cylinderfl. liegt ein Element d. gesammten Schraubenfl., welches in d. Projektion sich darstellt als eine Summe von 2, 3 od. 4 solchen x schmalen Flächenstreifen. d. Größe dieser Flächenstreifen ist in d. Projektion $= x\beta\,dx$. Da aber dieses ganze Flächenelement überall unter d. Winkel φ gegen d. Projektionsebene geneigt ist, so ist d. Größe d. wirklichen Flächenelements $= \dfrac{x\beta\,dx}{\cos\varphi}$.

Setzt man hier vermittelst d. obigen Gl. x durch φ ein, um dieses Element als Differentialfunction einer einzigen Variablen zu erhalten, so ist, wenn $A_1 = \frac{\beta r^2}{2}$ ist:

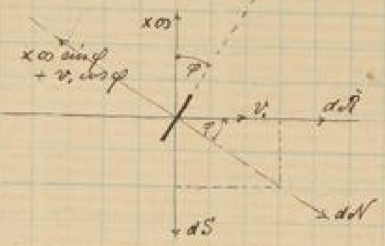
$$\frac{x\beta\,dx}{\cos\varphi} = \beta r^2 tg^2\alpha \,\frac{cotg\,\varphi}{\cos\varphi}\, d(cotg\,\varphi) = A_1 2\, tg^2\alpha\, \frac{cotg\,\varphi}{\cos\varphi}\, d(cotg\,\varphi).$$

Dieses Flächenelement läßt sich nun abermals in ∞ kleine Elemente seiner Richtung zerlegen durch ein Ebenenbüschel, d. durch d. Axe d. Schraube hindurchgelegt wird u. es soll nun ein solches unendl. kleines Flächenelement 2ter Ordnung betrachtet werden. Derselbe sei betrachtet in d. Augenblick, in welchem es bei d. Drehung d. Schraube seine tiefste Lage erreicht hat u. es werde nun von oben nach unten hindurchgesehen; dann erscheint d. Axe als Punkt u. dieses Flächenelement hat dann



untenstehende Lage u. zwar ist d. Winkel, d. dieses Flächenelement mit einer zur Schraubenaxe senkrechten Ebene bildet $= \varphi$. Dieses Element d. Schraubenfl. hat nun eine doppelte Bew. im Wasser: erstens vermöge d. Rotation bewegt es sich in Richtung AB u. zweitens vermöge d. Bew. d. Schiffes in Richtung AC und zwar in d. Richtung AB mit d. Geschw. $x\omega$, unter ω d. Winkelgeschw. d. Schraube verstanden; andererseits bewegt sich dieses Element in d. Bew. d. Schiffes im Wasser, und zwar mit d. rel. Geschw. v, welche d. Schiff gegen d. Wasser hat. Dürfte man nun annehmen, daß hinter d. Schiff d. Wasser in rel. Ruhe gegen d. übrige Wasser wäre, so wäre diese Geschw. v, welche d. Element gemeinschaftlich mit d. Schiff besitzt $= v$; jene Annahme wird nun aber nicht gemacht werden können, da d. ~~Schiff~~ hinter sich immer einen leeren Raum läßt, d. beständig von Wasser ausgefüllt werden muß, welches in diesen Raum hineinfließt. Es ist also

Nun, ist jetzt am Hinterteil d. Schiffes die resultierende Wassergeschw. sich befindet in derselben Richtung, in welcher sich d. Schiff fortbewegt; d. Geschw., welche d. Wasser hier besitzt sei = C in demselben Sinne wie v, so ist d. rel. Geschw. d. Schiffsschraube gegen d. Wasser = $v - C$ ist, und diese rel. Geschw. sei mit v_1 bezeichnet, also:



$$v_1 = v - C.$$

Vermöge dieser beiden verschiedenen Ge. wird sich nun d. rel. Ge. dieses Flügelelements im Wasser ein gewisser Widerstand entgegensetzen, es wird ein gewisser Normaldruck auf dieses Element ausgeübt werden, welcher bedingt ist durch d. rel. Normalgeschw. d. Flügelelements gegen d. Wasser. Diese ist:

$$= x\omega \sin\varphi - v_1 \cos\varphi$$

oder wenn man für x seinen Werth setzt:

$$= r\omega \operatorname{tg}\alpha \cos\varphi - v_1 \cos\varphi = (u \operatorname{tg}\alpha - v_1)\cos\varphi$$

wo $r\omega = u$ d. Umfangsgeschw. d. Schraube bedeutet. Vermöge dieser rel. Normalgeschw. wird d. Flügelelement auf d. Wasser in derselben Weise einen gewissen Normaldruck ausüben, d. d. Wasser einen entgegengesetzten, welcher mit dN bezeichnet sein mag. Dieser Normaldruck kann auf bekannte Weise ausgedrückt werden: es ist = einem gewissen Erfahrungscoeff. multiplizirt mit d. Gew. einer Wassersäule, deren Basis = d. Größe d. Flügelelements u. deren Höhe = d. Geschw.-Höhe ist, d. d. rel. Normalgeschw. entspricht, also:

$$dN = \zeta_1 \gamma A\, 2\operatorname{tg}^2\alpha \frac{\operatorname{cotg}\varphi}{\cos\varphi}\, d(\operatorname{cotg}\varphi)\, \frac{(u\operatorname{tg}\alpha - v_1)^2\cos^2\varphi}{2g}$$

worin γ d. spec. Gew. d. Wassers vorstellt u. g = Beschl. d. Schwere. — Dieser Normaldruck kann in 2 Componenten zerlegt werden dR u. dS, derart:

$$dR = dN\cos\varphi \quad \text{und} \quad dS = dN\sin\varphi$$

Summirt man d. sämmtlichen Druckelemente dR im Sinne d. Schraubenachse für alle Flügelelemente zusammen, so erhält man offenbar d. resultierenden Gesammtdruck, d. d. Wasser auf d. Schraube im Sinne d. Längenrichtung d. Schiffes ausübt, also:

$$R = \zeta_1 \gamma A \frac{(u\operatorname{tg}\alpha - v_1)^2}{2g}\, 2\operatorname{tg}^2\alpha \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \cos^2\varphi \operatorname{cotg}\varphi\, d(\operatorname{cotg}\varphi).$$

worin d. Coeff. ζ_1 erfahrungsgemäß = 2 od. etwas größer als 2 gesetzt werden kann.
Um dieses Integral zu entwickeln, so ist:

$$\cos^2\varphi = 1 - \sin^2\varphi$$

also:
$$\int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \operatorname{cotg}\varphi \cos^2\varphi\, d(\operatorname{cotg}\varphi) = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \operatorname{cotg}\varphi\, d(\operatorname{cotg}\varphi) - \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \frac{\operatorname{cotg}\varphi \cdot d\operatorname{cotg}\varphi}{1 + \operatorname{cotg}^2\varphi}$$

oder: ⟶

$$\int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \cos^2\varphi \,\cot\varphi \; d(\cot\varphi) = \frac{\cot^2\alpha}{2} - \frac{1}{2}\ln(1+\cot^2\alpha)$$

Nun ist $1+\cot^2\alpha = \frac{1}{\sin^2\alpha}$, also d. Integral:

$$= \frac{\cot^2\alpha}{2} + \ln\sin\alpha = \frac{\cot^2\alpha}{2}\left(1+2\,tg^2\alpha\,\ln(\sin\alpha)\right) = \frac{\cot^2\alpha}{2}\,f(\alpha)$$

und somit:

$$R = \zeta_1\,\gamma\,A_1\,\frac{(u\,tg\alpha - v_1)^2}{2g}\,f(\alpha)$$

Für d. Beharrungszustand d. Schiffes ist nun wieder erforderlich, dieser resultierende Druck, d. d. Wasser auf d. rotierende Schraube in d. Längsrichtung ausübt = d. Widerstand, d. sich d. rel. Bew. d. Schiffes im Wasser entgegensetzt, also:

$$R = O = \zeta\,\gamma\,A\,\frac{v^2}{2g}$$

Also:

$$\zeta_1\,\gamma\,A_1\,(u\,tg\alpha - v_1)^2 f(\alpha) = \zeta\,\gamma\,A\,v^2$$

somit:

$$\frac{u\,tg\alpha}{v} = \frac{v_1}{v} + \sqrt{\frac{\zeta A}{\zeta_1 A_1 f(\alpha)}}$$

dieses Verhältnis steht nun wieder in enger Beziehung zum Wirkungsgrad η, wie sich folgendermaßen ergibt. Sobald d. Element mit d. Geschw. $x\omega$ sich durch d. Wasser bewegt, muss d. Kraft dS als Widerstand überwunden werden u. zwar mit d. Geschw. $x\omega$; zur Drehung d. Schraube wird also im Wasser mit Rücksicht auf dieses betrachtete Element d. ~~[illegible]~~ Flügelfl. eine Arbeit beansprucht $= dS\,x\omega$ p. Sekunde und d. ganze Arbeit, welche aufgewendet werden muss, um d. Rotation d. Schraube zu erzeugen ist:

$$\int dS\,x\omega$$

wobei erstreckt ist über d. Richtung d. Flügel im Wasser. Nun ist:

$$dS = dR\,tg\varphi$$

ferner $x\,tg\varphi = r\,tg\alpha$

also $x\omega = r\omega\,tg\alpha\cot\varphi = u\,tg\alpha\cot\varphi$

und $\int dS\,x\omega = \int dR\,u\,tg\alpha.$

$u\,tg\alpha$ ist nun bezüglich d. Integration konstant, also hat man:

$$\int dS\,x\omega = u\,tg\alpha \cdot R = u\,O\,tg\alpha.$$

d. Nutzarbeit, welche durch diese zur Drehung d. Schraube aufgewendete Arbeit erzielt wird ist $= v\,O$, es ergibt also d. Wirkungsgrad η d. Propellers sein:

$$\eta = \frac{v}{u\,tg\alpha}$$

Bei Fehlen d. seitlichen Reibung ist also:

$$\eta < \frac{v}{u \operatorname{tg}\alpha}$$

Außerdem kommt eine Reibung in Betracht, welche verursacht wird durch d. Reibung d. Schraubenwelle in ihren Lagern, welche jedoch, wie schon erwähnt, in d. verhältnismäßigen Nutzeffekt d. Schiffsmaschine gerechnet werden soll. –

Aus d. Ausdruck für η ist ersichtlich, daß η um so größer, als $\frac{u \operatorname{tg}\alpha}{v}$ um so kleiner ausfällt, je größer A_1 u. $f(\alpha)$ ist; es ist also vorteilhaft A_1 groß zu machen. Was $f(\alpha)$ betrifft, so überzeugt man sich leicht, daß wenn α von 0 bis $\frac{\pi}{2}$ wächst, d. Funktion von α beständig abnimmt, sie ist also am größten für $\alpha = 0$; ein möglichst kleiner Wert d. Winkels α ist also bezüglich d. Wirkungsgrades von Vorteil. Allerdings darf man α nicht zu klein machen, weil dadurch u zu groß würde u. d. Reibungswiderstände wachsen. –

In d. Regel macht man α ungefähr:

$$\alpha = 20^\circ.$$

Eine beträchtliche Verringerung von $\frac{u \operatorname{tg}\alpha}{v}$ ist nun aber durchaus nicht möglich u. zwar besonders nicht wegen d. Veränderlichkeit von $\frac{v_1}{v}$; d. Größe C, also auch d. Verhältnis $\frac{v-C}{v} = \frac{v_1}{v}$ wird ganz bedeutend abhängig sein von d. Form d. Schiffes; besitzt d. Schiff eine scharfe Form, so ist C klein u. umgekehrt.

Aus diesem Grund wird man sich betreffs η auf Mittelwerte beschränken müssen, da derselbe auch noch von d. Schraube u. in Rechnung zu bringenden Reibung d. Schraube abhängt; durchschnittlich ergibt sich aus d. betreffenden Versuchen:

$$\frac{u \operatorname{tg}\alpha}{v} = 1,2$$

Wahrscheinlich wird man demnach nicht viel irren, wenn man setzt:

$$\eta = \frac{2}{3}.$$

Demnach könnte d. erforderliche Nutzarbeitsstärke einer Schiffsdampfmaschine unter gegebenen Umständen berechnet werden, u. zwar:

$$N = \frac{P v}{75 \eta}$$

oder da $P = \rho A v^2$: $\qquad N = \frac{\rho}{75 \eta} A v^3$

Gewöhnlich pflegt indessen nicht diese Nutzarbeit, sondern d. indizierte Pferdestärke zu Grunde gelegt zu werden; bezeichnet man diese mit N_i, so ist:

$$N = \eta_1 N_i$$

unter η_1 d. indizierten Wirkungsgrad d. Schiffsmaschine verstanden, also:

$$N_i = \frac{\rho}{75 \eta \eta_1} A v^3$$

Was hierin η_1 betrifft, so ist

derselbe aber jedenfalls verhältnismäßig klein; ferner an und für sich wird d. Wirkungsgrad einer Schiffsdampfmasch. nicht so groß sein, wie d. einer stationären Masch., insbesondere kommt hier wesentlich in Betracht, daß d. Reibung d. langen Schraubenwelle mit zu d. Reibungswiderständen d. Masch. gerechnet wird, während dieselbe nicht in η_1 enthalten ist. Man wird hier also η_1 noch nicht höher annehmen können als:

$$\eta_1 = 0{,}5$$

Damit bekommt man dann:

$$N_i = \frac{1}{3}\frac{\varrho}{75} A v^3 = \frac{\varrho}{25} A v^3.$$

Bezüglich auf d. Verhältnisse d. verschiedenen Dimensionen liegen Versuche vor, d. in d. englischen Marine 1843 bis 1850 ausgeführt sind mit 21 verschiedenen Schraubenschiffen, an denen einige mit verschiedenen Schrauben ausgestattet wurden. Aus diesen Versuchen ergab sich:

$$N_i = 0{,}19\, A v^3$$

durchschnittlich: $\varrho = 4{,}75$

und hieraus d. Coeff. $\zeta = \frac{2g}{\gamma}\varrho = 0{,}01962\,\varrho = 0{,}093.$

Es ist nun von Interesse hier zu prüfen, wie groß nach d. Versuchen c d. Wassers sein muß, u. einen wie großen Fehler man begehen würde, wenn man annimmt, daß d. Schraube in ruhigem Wasser läuft. Hierzu sei bemerkt, daß bei d. Versuchen im Durchschnitt

$$A = 3{,}4\,\pi r^3$$

$$\alpha = 19^\circ 40'$$

dann ist $f(\alpha) = 0{,}721.$

Setzt man ferner, was in d. Versuchsergebnissen nicht näher angegeben ist:

$$A_1 = 0{,}45\,\pi r^2 \quad \text{und} \quad \zeta_1 = 2{,}35$$

so ist:

$$\frac{u\,tg\,\alpha}{v} = 1 - \frac{c}{v} + \sqrt{\frac{0{,}093 \cdot 3{,}4}{2{,}35 \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}721}} = 1{,}644 - \frac{c}{v}$$

Nach d. Beobachtungen war:

$$\frac{u\,tg\,\alpha}{v} = 1{,}192$$

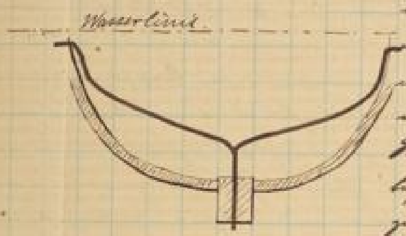
also

$$\frac{c}{v} = 0{,}45. –$$

Einige d. in diesen Beobachtungen gemachten Annahmen sind freilich ungenau; jedoch kann d. Wasser hinter d. Schiff auch nicht ursprünglich als in Ruhe angenommen werden. –

3) das Reactions-Propeller-System.

Dasselbe besteht d. Hauptsache nach im folgenden: durch d. Dampfmaschine wird eine Centrifugalpumpe in Bewegung gesetzt, welche mit verticaler Axe ungefähr in d. Mitte d. Schiffsraumes dicht über d. Kiel aufgestellt ist. d. Schiffsboden ist hier durchbrochen, so daß d. Kreiselpumpe d. Wasser ansaugen kann und diesem nun einen gewissen Druck ertheilt, indem d. Kreiselpumpe dasselbe in ein Rohr treibt, welches sich dicht über d. Pumpe spaltet in 2 Hälften, welche beide Rohrhälften längs d. Schiffswänden bis nahe an d. Wasseroberfl. geführt werden. Hier durchbrechen d. Rohre d. Schiffswand und nun wird jedes Rohr dicht außerhalb d. Schiffswand nochmals gespalten und davon mündet, so daß d. eine Rohrschenkel horizontal nach vorn u. d. andere horizontal nach hinten gerichtet ist, auf beiden Seiten d. Schiffes natürlich. An d. Stelle dieser Gabelung befindet sich nun ein Ventil, wodurch man d. Wasser zwingen kann entweder aus d. Schenkel nach hinten od. nach vorne auszutreten. Nimmt sich nun eins d. Ventile des d. Schiffes eine Stellung ein, so strömt d. Wasser immer auf beiden Seiten aus d. Schenkel nach hinten aus; unter diesen Umständen übt d. ausfließende Wasser einen Reactionsdruck in d. Richtung von hinten nach vorne aus u. durch diesen Reactionsdruck wird eben d. Schiff vorwärts getrieben.



Mit d. Zweck d. äußeren Gabelungen ist erkannt wenn man sich denkt: läßt man nämlich auf d. einen Seite d. Schiffes d. Wasser nach hinten und auf d. anderen Seite d. Wasser nach vorne ausströmen, so bekommt man offenbar ein Kräftepaar, welches d. Schiff um seinen Mittelpunkt herum drehen wird. Mit Hülfe dieser Anordnung ist man also im Stande, d. Schiff zu wenden, ohne daß dasselbe eine Geschw. in einer gewissen Richtung habe, wie es unbedingt erforderlich ist, wenn d. drehen mit dem Steuer bewerkstelligt werden soll. –

Im Jahre 1839 wurde zuerst von W. Ruthven ein solches Reactions-Propeller-Schiff erbaut, darauf 1849 zusammen mit Seydell in Stettin ein anderes von 9 Pferdekraft Tragfähigkeit, welches eine Geschw. von 3,6 m p. Sec. erreichte.
1852 wurde ein Boot von 9 tons mit einer Geschw. von 3,9 m p. Sec. in England gebaut und im Jahre 1858 wurde von Seydell ein Boot gebaut für d. Dienst auf d. Oder bestimmt zum Schleppen, welches noch jetzt in Betrieb ist. Dasselbe hat eine Länge von 90', eine Breite von 13' und einen Tiefgang von 2¾'. d. mit diesem Boot angestellten Probefahrten ergaben im Mittel aus Geschw. gegen Strom u. Geschw. mit d. Strom eine mittlere Geschw. von 3,5 m p. Sec. d. Schuld dieses etwas ungünstigen Resultates wurde hauptsächlich dem zu kleinen Dampfkessel zugeschrieben, indem derselbe nicht d. genügende Dampfmenge entwickeln konnte. Es wurde deßhalb später noch ein größerer Kessel hineingesetzt.
Später wurde von John Cockerill in Seraing ein solches Boot gebaut zugleich mit einem Räderboot von ungefähr gleichen Dimensionen. Es zeigte sich dann bei d. Versuchen, daß bei gleicher Maschine u. unter gleichen Umständen d. Geschw. d. Räderbootes um 10 % größer war. – Noch später wurde von d. englischen Admiralität ein gepanzertes Kanonenboot von 11' Tiefgang mit einem solchen Reactions-Propeller

ergeben und gleichzeitig 2 andere Schrauben-Ramenenboote von derselben Dimen-
sionen. Es ergab sich dann d. mittlere Geschw. d. Schraubenboote etwas größer als d.
mittlere Geschw. d. Reaktions-Propeller-Boots, jedoch war d. Unterschied nur un-
wesentlich. —

Wenn nun auch diese bis jetzt erzielten Resultate nicht genügen können, so
hat dieses Propellersystem so viele Vorteile, daß es jedenfalls besser sind, noch
Verbesserungen aufzufinden und Untersuchungen anzustellen. Es hat mit d.
Schraubenpropeller d. Gute gemein, daß d. Treibzeug immer ein unmittelbar Fließ-
wirkung ist, und dagegen aber d. Vorteil, daß man es in beliebig seichtem Wasser
anwenden kann, während Schraubenschiffe immer eine gewisse Tiefe haben müssen.
Für d. Kriegs-Marine ist dieses System namentlich von großem Wert: zunächst liegt
d. Treibapparat, also d. Ausflußröhren unterm Wasser, sind also vom Kugelschlag
und dann auch vor d. Auge d. Feindes geschützt, zumal da man diese Ausfluß-
röhren mit ein Lenkung(?) d. Panzerung gehen(?) kann; jedenfalls hat dies vor d.
Schraubensystem d. Vorzug, daß d. Feind nie genau weiß, wo diese Ausflußröhren
am Schiffe liegen, während er immer von vornherein d. Ort d. Schraube genau kennt.
Außerdem kann man auch so, wie schon erwähnt, d. Schiff wenden ohne, daß dasselbe
eine Langsgeschw. hat, welches namentlich bei d. Küstenverteidigung von großem
Wert ist. Freilich kann man dies auch dadurch erreichen, daß man bei Rad-Propellern
d. Rad nach hält(?) und dann d. Räder in entgegengesetzter Richtung rotieren läßt, oder
indem man 2 seitliche Schrauben anwendet, d. man dann behufs d. Wendens
in entgegengesetzter Richtung rotieren läßt. Mit derselben Leichtigkeit wie beim
Reaktionspropeller läßt sich dies jedoch von keinem anderen Propeller-System
erreichen. — Wie man sieht, hat also dieses Propellersystem namentlich für d.
Kriegsmarine große Vorteile, welche auch noch Verbesserungen u. Versuche anwen-
den(?) werden. —

Zu diesem Zweck ist es jedoch jedenfalls nötig, zunächst eine theoretische
Grundlage zu bekommen:

Zu d. Zweck sei R = d. Summe d. Reaktionsdrücke d. auf beiden Seiten
d. Schiffs ausströmenden Wassers.

Bei gleichmäßiger Fahrt ist also im Beharrungszustand d. erwähnte dieser Reaktions-
druck = d. Widerstand Q, welchen d. Wasser d. Bew. d. Schiffes entgegensetzt.
Bezeichnet man mit v d. Geschw. d. Schiffes, so wird nach d. Nutzarbeit dieses
Reaktionsdrucks sein = Rv.

Wenn L d. Nutzarbeit d. Dampfmasch. p. Sek. nach Abzug d. Reibungsarbeit,
welche von d. Welle d. Kreiselpumpe in ihren Lagern aufgewendet wird, welche also
mit in d. unterschiedlichen(?) Widerständen d. Masch. gerechnet werden soll, so dient
diese Arbeit teils zur Hervorbringung d. Reaktionsdruckarbeit Rv teils aber
auch zur Bewältigung von Nebenwiderständen, welche letzteren Teil natürlich für d.
Effekt verloren ist. Was nun diese Nebenwiderstände betrifft, so geht zunächst ein
gewisse Arbeit verloren durch d. hydraulischen Lei-Widerstände d. Wassers beim
Durchgang durch d. Kanäle d. Kreiselpumpe und durch d. Leitrohr; ein anderer
Verlust findet statt dadurch, daß d. Wasser beim Austritt aus d. Röhren immer
noch eine gewisse rel. Geschw. hat; ist diese rel. Geschw. d. ausströmenden Wassers gegen d.
Schiff etwa = u, so ist seine absolute Geschw. = $u - v$ und diese absoluten Geschw.

u−v entspricht natürlich eine absolute lebendige Kraft, welche verloren geht indem sie einen wirbelförmigen Lauf d. Wassers hinterhalb d. Schiffs hervorbringt.
Um also Rv zu erhalten hat man von L abzuziehen d. Verluste, welche bedingt werden durch d. schädlichen Lauf-Widerstände sowie durch d. mit einer absoluten Geschw. erfolgenden Austritt d. Wassers aus d. Ausflußröhren. – Nun ist d. p. Sec. ausfließende Wassermenge $= \gamma \frac{u\delta}{g}$ unter δ d. Summe d. beiden Ausflußöffnungen auf beiden Seiten d. Schiffs verstanden; ferner γ = spec. Gew. d. Wassers u. g = Beschleunigung d. Schwere; somit ist d. relative lebendige Kraft, mit welcher d. Wasser p. Sec. ausfließt $= \frac{1}{2} \gamma \frac{u\delta}{g} u^2$
Bezeichnet man nun mit ∂ einen entsprechenden Widerstandscoeff., welcher d. durch d. schädlichen Lauf-Widerstände verursachten Verluste an Arbeit ausdrücken soll, so ist dieser Verlust:

$$= \frac{1}{2} \gamma \frac{u\delta}{g} \partial u^2$$

Dazu kommt nun noch d. Verlust an lebendiger Kraft, welcher d. absoluten Austrittsgeschw. $u-v$ d. Wassers aus d. Ausflußröhren entspricht, also d. Verlust:

$$\frac{1}{2} \gamma \frac{u\delta}{g} (u-v)^2$$

Somit hat man nun:

$$Rv = L - \frac{1}{2} \frac{\gamma u \delta}{g} \left[\partial u^2 + (u-v)^2 \right]$$

Was nun d. Nutzarbeit L d. Maschine betrifft, so kann man dieselbe folgendermaßen ausdrücken: d. Wasser tritt in d. Kreiselpumpe ein mit einer gewissen Geschw., nämlich ebenfalls mit d. Geschw. v, welche d. Wasser gegen d. Schiff hat. Durch Wirkung d. Centrifugalkraft erhält nun d. Kreiselpumpe diese Geschw. v auf d. Geschw. u u. hat dazu eine Arbeit aufzuwenden, welche = ist d. Unterschied d. lebendigen Kraft ~~einer~~ d. p. Sec. ausfließenden Wassermenge von d. Geschw. u und d. von d. Geschw. v. Mit Rücksicht auf d. schädlichen Lauf-Widerstände ist demnach:

$$L = \frac{1}{2} \frac{\gamma u \delta}{g} \left[(1+\partial) u^2 - v^2 \right]$$

u. somit:

$$Rv = \frac{1}{2} \frac{\gamma u \delta}{g} \left[u^2 - v^2 - (u-v)^2 \right]$$

$$= \gamma \frac{\delta u}{g} (u-v) v$$

u. somit d. Größe d. Reactionsdruckes:

$$R = \frac{\gamma \delta u}{g} (u-v).$$

– d. sogenannten Bewegungsgröße d. p. Sec. ausfließenden Wassermenge.

Unter d. Voraussetzung eines gleichmäßigen Schiffswiderstandes ist nun wie schon erwähnt:

$$R = \Theta = \zeta \gamma A \frac{v^2}{2g}$$

wenn ζ und A d. bekannten Bedeutungen haben. Setzt man diesen Werth von R oben ein, so bekommt man:

$$\tfrac{1}{2}\,\zeta\,A v^2 = F u (u-v)$$

und somit wenn man d. Verhältniss $\frac{u}{v}$ bezeichnet: $\frac{u}{v} = x$:

$$F = \frac{1}{2}\,\frac{\zeta A}{x(x-1)}.$$

Hiedurch ist also nun für ein zu entwerfendes Maschinen-Propeller-Schiff, für welches bereits aus d. Hauptspantfläche A bekannt ist und d. Widerstandscoeff. ζ bekannt ist nach d. bekannten Formeln, d. erforderliche Grösse d. Durchflussöffnungen F bestimmt, wenn man für x einen passenden Werth angenommen hat. Offenbar wird es nun am vortheilhaftesten sein dieses Verhältniss $\frac{u}{v} = x$ so zu bestimmen, dass d. Wirkungsgrad η d. Propellers ein max wird. Dieser Wirkungsgrad η d. Reactionspumpe ist nun natürlich:

$$\eta = \frac{Rv}{L}$$

od. wenn man d. gefundenen Werthe von R u. L einsetzt:

$$\eta = \frac{Rv}{L} = 2\,\frac{(u-v)v}{(1+\delta)u^2 - v^2}$$

$$\eta = 2\,\frac{x-1}{(1+\delta)x^2 - 1}$$

Bekanntlich erhält man nun somit d. Werth von x, für welchen η ein max wird, indem man d. 1ten Differentialquotient nach x $= 0$ setzt; man bekommt dann d. Gl.:

$$(1+\delta)x - x - (x-1)\,2(1+\delta)x = 0.$$

Hieraus x entwickelt, bekommt man für x 2 positive Wurzeln, von denen d. eine kleiner als 1 und d. andere grösser als 1 ist; für uns kann natürlich nur ein solcher Wurzelwerth d. Aufgabe entsprechen welcher grösser als 1 ist; und dieser ist:

$$x = 1 + \sqrt{\frac{\delta}{1+\delta}}$$

Wendet man dieses Verhältniss x an, so bekommt man für d. Wirkungsgrad η ein max. u. zwar wird dieses max:

$$\eta_{max} = 1 - \sqrt{\frac{\delta}{1+\delta}}$$

D. vortheilhafteste Werth von x ist also nun ebensowohl grösser als 1 als d. diesem vortheilhaftesten Werth entsprechende max Werth von η kleiner als 1 ist. –

D. Dimensionen d. erforderlichen Dampfmasch. sind nun bestimmt durch d. Zahl d. indicirten Pferdestärken, welche bekanntlich sein muss:

$$N_i = \frac{\rho A v^3}{75\,\eta\,\eta_1}$$

wenn $\rho A v^2$ d. Widerstand bedeutet welcher sich d. Bew. d. Schiffes mit d. Geschw. v entgegensetzt und wenn η_1 d. indicirten Wirkungsgrad d. Dampfmasch. ist, d. i. d. Verhältniss d. Nutzarbeitsstärke zur indicirten Arbeitsstärke. Dieser Wirkungsgrad η_1 wird natürlich immer kleiner sein als bei gewöhnlichen Masch.; einmal ist nämlich in diesem zu sehen d. durch d. Reibung d. Welle d. Schraubenflügel(?) in ihrer Lagern [illegible] mit entfallen und andererseits ist auch d. Gang d. Maschine [illegible] so [illegible] u. ruhiger wie bei einer stationären Maschine. –

Was d. Coeff. ϱ betrifft so konnte man ihn nach früheren Regeln berechnen; bekanntlich war:

$$\zeta = 0{,}0196\,\varrho$$

und ferner ϱ bestimmt mit Hilfe von empirischen Formeln aus d. Hauptdimensionen d. Schiffes und aus d. Geschw. v, mit welcher d. Schiff fortbewegt werden soll; es war:

$$\varrho = 2{,}55 + 0{,}126\,\frac{b v^2}{A} + 0{,}048\,\frac{l(b+2t)}{A v}$$

wenn
l = Länge d. Schiffes zwischen d. Perpendikeln } in d. Wasserlinie gemessen.
b = größte Breite d. Schiffes
t = Tiefgang d. Schiffes, gemessen von d. Wasserlinie bis zum untern Schiffsboden.

u. wobei alle Dimensionen in mtr. ausgedrückt sein müssen

A = Flächeninhalt d. eingetauchten Theils d. größten Querschnitts d. Schiffs in □m.

D. im Vorhergehenden entwickelten theoretischen Formeln sollen nun verglichen werden mit d. Resultaten, welche aus d. mit d. [illegible] [illegible] Kanonenboot Waterwitch, d. größten Schiffe, welches bisher mit einem solchen Reactionspropeller versehen wurde, angestellten Versuche ergaben.

D. Masch. hatte 3 horizontal liegende Cylinder, deren Axen unter Winkel von 120° gegen einander geneigt waren, d. Kurbelstangen griffen an einer gemeinschaftlichen Kurbel d. Propellerwelle; durch diese Anordnung hat man eine sehr große Gleichförmigkeit im Gange d. Masch. u. damit im Gange d. Propellers erzielt.

D. Dimensionen d. Waterwitch waren:

$$l = 49{,}4\,m \qquad b = 9{,}75\,m \qquad t = 3{,}42\,m \qquad A = 32{,}24\,□m$$
$$f = 0{,}537\,□m.$$

d. bei d. Probefahrten erlangte Geschw. v betrug: $v = 4{,}76$ m p. Sec.

und aus d. [illegible] Indicatordiagrammen ergab sich für alle 3 Cylinder zusammen eine Anzahl von indicirten Pferdestärken: $N_i = 777$ Pfd.

Setzt man diese Werthe nun in d. Formeln ein, so findet man:

$$\varrho = 3{,}67$$
$$\zeta = 0{,}072$$

aus d. Formel: $\zeta = \frac{1}{2}\,\frac{f A}{x(x-1)}$ berechnet man dann: $x = \frac{u}{v} = 2{,}084$

und aus d. Gl. $N_i = \frac{\varrho A v^3}{75\,\eta\,\eta_1}$ findet man: $\eta\,\eta_1 = 0{,}2189$

so frägt sich nun noch wie sich dieses Product vertheilt auf η u. η_1.

Für Schraubenschiffe wurde angenommen $\eta_1 = 0{,}50$ und [illegible] als ziemlich richtig befunden; nimmt man auch für d. Wirkungsgrad d. Triebapparats:

$\eta = 0{,}5$ so bekommt man d. Wirkungsgrad d. Masch.:

$\eta_1 = 0{,}438$

und dann d. Widerstandscoeff. $\partial = 0{,}384$ d. h. es 38% d. geleisteten Arbeit gehen verloren durch d. hydraulischen Leit- Widerstände in d. Propeller u. d. Ausdrücken. –

Man könnte nun freilich nach d. bekannten Gesetzen u. Formeln d. Schubkräfte d. Luft δ ein annähernd genau berechnen, wenn man d. Dimensionen d. Zunge u. d. Austrittsspalte genau kennt; nimmt man ein Mittel:

$$\delta = \frac{1}{3}$$

so bekommt man: $\eta = 0,459$ und $\eta_1 = 0,477$

Angenommen $\delta = \frac{1}{3}$ wäre im vorliegenden Fall d. richtige Wert, dann könnte man sich fragen, ob nicht d. gewählten Dimensionen wirklich d. vortheilhaftesten sind. Mit $\delta = \frac{1}{3}$ bekommt man:

$$\sqrt{\frac{\delta}{1+\delta}} = 0,5$$ und somit d. vortheilhafteste Wert für x:

$$x' = \frac{u}{v} = 1,5$$ also bedeutend kleiner als er bei d. Walerwitch war; d. max Wert d. Wirkungsgrades η ist dann

$$\eta = 0,5$$

Um dieses abweichende Geschw.-Verhältniss $\frac{u}{v}$ bei derselben Anstrengung d. Motors zu erzielen, sollte man natürlich δ entsprechend größer nehmen müssen, u. zwar:

$$\delta = \frac{2}{3} \zeta A$$

Um aber jedoch für δ nicht allzu große Dimensionen und somit für d. ganzen Zweck erheblich kleinere Dimensionen zu bekommen, ist es unbedingt nothwendig x' etwas größer zu nehmen; dadurch wird η nur wenig, dagegen δ erheblich kleiner.

Nimmt man z.B. $\delta = \frac{1}{3}$ und $x = \frac{u}{v} = 2$

so bekommt man: $\eta = 0,46$ also nur wenig vom max Wert entfernt

dagegen $\delta = \frac{1}{4} \zeta A$

so bleibt also nun δ nur $\frac{3}{8}$ so groß wie vorhin, während d. Wirkungsgrad η nur wenig gesunken ist.

Setzt man ein Durchschnitt:

$$\zeta = 0,08.$$

so bekommt man:

$$\delta = 0,02\,A$$

d.h. d. Summe d. Ausflussöffnungen d. Düsen auf beiden Seiten d. Schiffs müssen ca 2% d. eingetauchten Theils d. größten Schiffsquerschnitts betragen.—

Diese Rechnungen sind freilich noch etwas ungenau, wegen d. ungenauen und nicht leicht genau zu bestimmenden Werthes d. Coeff. δ. Es müssen also jedenfalls in dieser Hinsicht noch manche Versuche gemacht werden. Immerhin geben diese Rechnungen aber einen Anhalt, nach welcher Seite u. aus welchen Gründen Verbesserungen u. Untersuchungen an diesem Reactions-Propeller-System zu machen sind.

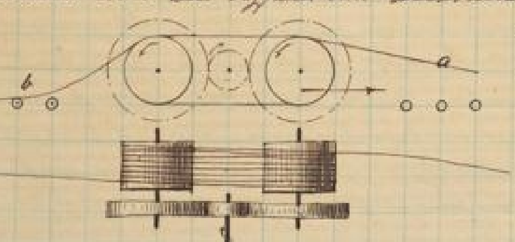
4.) Ketten- & Seil-Schiffahrt.

Dieselbe ist bekanntlich ein unter d. Namen „Touage" allgemein bekanntes Verfahren, welches auf Flüssen u. Kanälen vielfach angewandt wird und welches darin besteht, daß ein Schiff sich mittelst einer Maschine an einem fest gelegten Seil od. Kette entlang schleppt während an diesem Schleppschiff anzuhängende andere Lastschiffe angehängt werden können. Bei d. heutigen Zustand d. Touage befindet d. Kette od. d. Seil am Boden d. Kanals od. Flusses und wird an d. beiden Endstationen befestigt; indessen wird es nicht straff angespannt sondern es liegt in seiner ganzen Länge auf d. Boden, so daß es mit einiger Leichtigkeit über d. Wasser gehoben werden kann. Diese Kette od. Seil wird nun über ein System von Leitrollen auf d. Deck d. Schleppschiffes geführt und dann hier über eine Treibrolle geführt, welche von d. Dampfmaschine betrieben wird. Auf diese Seiltrommel muß nun d. Reibung genügend groß sein, damit sich beim Drehen derselben d. Kette an d. einen Seite aufwickelt und an d. anderen Seite wieder abläuft und somit d. Schiff vorwärts zieht. Dieses Fortbewegungssystem zeichnet sich offenbar durch 2 Vorteile vor d. sonst auf Flüssen u. Kanälen üblichen Raddampfschiffen aus; bei d. Raddampfschiffen geht nämlich d. lebendige Kraft verloren, welche d. Wasser von d. Rädern mitgeteilt werden muß, damit d. Räder überhaupt erst einen Stützpunkt gewinnen; dieser Verlust fällt natürlich beim vorliegenden Fortbewegungs-System fort. Außerdem wird d. d. Schiffszügen an Flüssen u. Kanälen schädliche Wellenschlag vermieden. Wenn es sich nun gar um d. Fahrt zu Berg auf einem mit großer Geschw. fließenden Strom handelt, so tritt außerdem noch ein bedeutender Vorteil auf gegenüber allen d. bisher genannten Fortbew.-Systemen; bei d. letzteren muß nämlich immer erst eine ganz bedeutende Kraft aufgewendet werden, um d. Zurücktreiben d. Schiffes zu verhindern und erst d. hierauf aufgewendete Arbeit dient zum Hervorbringen einer relativen Geschw. d. Schiffes gegen d. Ufer. Bei d. Seilschiffahrt hingegen ist schon ein fester Halt am Seil vorhanden so daß alle von d. Dampfmaschine aufgewendete Arbeit zum Hervorbringen einer relativen Geschw. dient.

Jetzt wird d. Seilschiffahrt im größeren Maßstabe auf d. unteren Seine, dann aber auch auf mehreren anderen Flüssen u. in Deutschland namentlich auf d. Elbe angewandt. –

D. allgemeine Anordnung einer solchen Kettenschiffahrt ist nun folgende:

D. Schleppschiff muß vorn u. hinten ganz gleich gebaut werden und muß an beiden Enden in gleicher Weise mit Steuern versehen sein, um ohne zu wenden, nach beiden Richtungen gleich gut fahren zu können. D. Kette wird mittelst eines Systems von Leitrollen auf d. Schiff gehoben und dann in d. Mitte d. Schiffes in schraubenförmigen Windungen etwa 4–5 mal um 2 Trommeln geführt, um dann wieder über ein System von Leitrollen ins Wasser hinabgelassen zu werden.

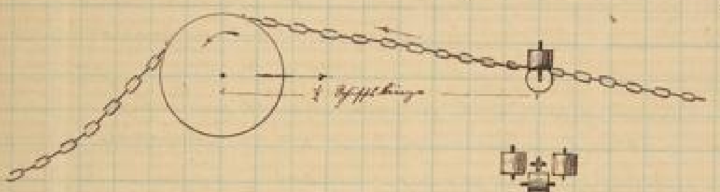


Soll nun d. Schiff im Sinne d. Pfeils sich vorwärts bewegen, so müssen offenbar d. Kettentrommeln sich im Sinne d. betreffenden Pfeile drehen; d. Kettenende a wird dann straff gespannt sein während d. Ende b schlaff über d. Leitrollen ins Wasser zurückgleitet.

D. Schraubenbewegung ist gewöhnlich eine andere

das liegende horizontale Zwillingsmasch.; da d. Kessel immer mit ihrem oberen Theil über Deck liegen, so müssen dieselben etwas seitwärts gelegt werden um d. Steuerwelle(?) durchzuführen. D. Umdrehung d. Trommeln geschieht von d. Maschine derart, dass auf d. Trommelwellen sich grössere Zahnräder befinden, welche gemeinschaftlich durch ein von d. Masch. betriebenes Triebrad in Bew. gesetzt werden. —
D. Leitrollen an d. beiden Enden d. Schiffes sind durch besondere drehbare Lager versehen(?), welche der Kette sich links u. rechts aus d. Mittellinie d. Schiffes zu entfernen, um d. Seil möglichst zu ... kleinen Winkel mit d. Mittellinie d. Schiffes zu bilden u. damit d. Umschlagen von Booten zu verhüten. —
D. Kette ist eine gewöhnliche Ankerkette von 22 mm Kettenstärke.
D. auf d. Seine angewandten Kettenschiffe haben eine Länge von 40 m, eine Breite von 7 m u. einen Tiefgang von 0,5 m, d. Kette ist 5 mal um d. Trommeln geschlungen; ausserdem ist ein doppeltes Vorgelege angebracht zwischen Masch. u. Trommel damit man bei d. Thalfahrt doppelt so rasch fahren kann als bei d. Bergfahrt ohne d. normalen Gang d. Masch. zu verändern. Diese Seine-Schiffe legen bei d. Bergfahrt 5 Kilom. p. Stunde und bei d. Thalfahrt 10 Kilom. p. Stunde zurück. —
D. auf d. Elbe angewandten Kettenschiffe haben eine Länge von 51 m, eine Breite von 7 m u. einen Tiefgang von 0,18 m, und ist d. Kette nur 4 mal um d. Trommeln geschlungen. Ein besonderes Vorgelege für d. Thalfahrt ist hier nicht vorhanden, so dass, wenn man schneller zu Thal fahren will, d. Masch. selbst schneller laufen muss. Bei d. Bergfahrt erreicht man eine Geschw. von 6 Kilom. und bei d. Thalfahrt eine Geschw. von 9 Kilom. p. Stunde. —
Diesem System d. Kettenschifffahrt haften nun aber verschiedene Mängel u. Nachtheile an: da man offenbar d. Kette nicht nach Belieben und mit einer gewissen Schnelligkeit von d. Trommeln abwerfen kann und wieder aufnehmen kann, so ist d. Vorbeifahren d. Schiffe immer mit grossen Schwierigkeiten verbunden. Um diesen Mangel zu beseitigen hat man d. ganze Fahrstrecke in Strecken eingetheilt und d. Dienst dieser einzelnen Strecken einem Boote übergeben, welches dann d. auf einer Station ankommenden Schiffe zu seiner anderen Station bringt und von hier entgegenkommende Schiffe wieder mit zur Anfangsstation zurücknehmen, so dass also jedes Schiff nur zwischen seinen ihm zugetheilten Stationen hin u. herfährt. — Ein weiterer Nachtheil ist der, dass d. Kettentrommeln immer einen seitlichen Druck erleiden, indem d. Kette wegen d. vielfachen Windungen nicht ganz normal gegen d. Axen d. Trommeln gerichtet sein kann, da d. beiden Kettenenden schräg nach d. entsp. Rinnen laufen müssen. Jedoch ist dieser Umstand auch weniger gefährlich u. kann auch bei solchen Schiffen, welche d. Kette nur bei d. Bergfahrt benutzen, beseitigt werden, indem man d. am Hintertheil in Lehrzug(?) kommende, von Steuerbord gehende nachlaufende Kettenende genau nach d. Mittellinie d. Schiffes leitet und dann d. Kettentrommeln etwas zur Seite stellt. — Am gefährlichsten ist nun aber d. Umstand, dass, wenn d. Lehm(?) d. Grundes theilweise schlüpfrig od. schlammig ist od. unterhalb d. Trommel u. Kette von d. Oberfl. gestellt werden, dass durch d. 4-5 maligen Trommelwindungen ein zeitweises Rutschen d. Kette stattfindet; mit diesem Rutschen ist aber immer ein mehr od. minder starker Stoss verbunden, welcher sowohl für Schiff als auch für Masch.

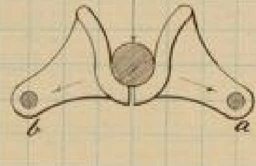
an ausgezeichneter Wirkung werden kann. —
Diese Übelstände werden nun theilweise vermieden durch ein System von Kettenschifffahrt, welches 1854 vom Franzosen Bouquié eingeführt wurde: Hier wird d. Kette nicht über d. Mitte d. Schiffes d. ganzen Länge nach geführt, sondern an d. Seite d. Schiffes und dann auch nur etwa über d. halbe Schiffslänge, wodurch natürlich d. Steuerfähigkeit d. Schiffes entsprechend erhöht wird. Vorn am Steven wird nämlich Kette aufgenommen von einer [illegible] angebrachten Leitrolle mit horizontaler Axe und dann einer Kettenscheibe zugeführt, welche sich ungefähr in d. Mitte d. Schiffslänge natürlich ebenfalls an d. Seite d. Schiffs befindet, von dieser Kettenscheibe fällt dann d. Kette hinten ins Wasser zurück.



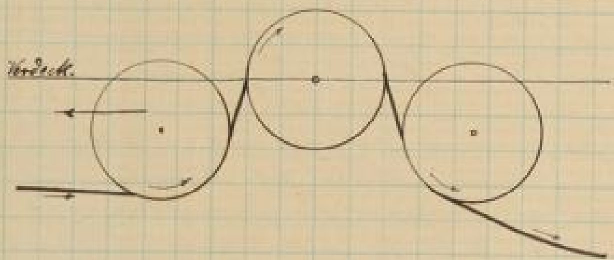
d. Leitrolle ist eine einfache um eine horizontale Axe drehbare Rolle; damit aber d. Kette nicht abgleiten kann, ist diese Leitrolle noch von 2 anderen Leitrollen mit verticaler Axe eingeschlossen. Damit nun d. Gleiten d. Kette auf d. Kettenscheibe verhindert wird, versieht man d. Kettenscheibe mit genügend starken Zähnen, welche etwa alle 3 Kettenglieder in d. Kette eingreifen. Offenbar braucht hier d. Kette nur einen kleinen Theil d. Scheibenumfangs zu umspannen und dennoch wird ein Gleiten d. Kette ganz unmöglich gemacht. Auch ist nun d. Abwerfen und Wiederaufnehmen d. Kette leicht zu machen: man braucht nur d. Kettenrolle u. damit d. Kettenscheibe zeitlich eine bedeutend kleinere Geschw. zu geben, damit wird dann d. jeweils auflaufende Kettenende für eine kurze Zeit lang etwas schlaff, so daß man dieselbe nur mit Hülfe von Flaschenzügen ~~[illegible]~~ von d. Kettenscheibe abheben u. abwerfen kann. Zum Aufnehmen d. Kette dient dann ein 4armiger Haken, mit welchem man d. Kette wieder aufholt. Bei ausgezeichneter eingeschulter Schiffsmannschaft soll diese Manipulation in wenigen Minuten besorgen, so daß also ein Vorbeifahren von 2 Schiffen gar keine weiteren Schwierigkeiten hat. — Zu diesem System können aber keine gewöhnlichen Ankerketten verwendet werden, indem d. Eingriff d. Zähne in d. Glieder derselben nicht sicher genug ist, man verwendet hier vielmehr eigens dazu fabricirte sogenannte calibrirte Ketten; dieser Umstand ist es auch wohl, weshalb das vorliegende System nur wenig Eingang in d. Praxis gefunden hat. Außerdem macht aber d. fortschreitende Abschleifen d. Zähne einen sicheren Eingriff derselben nach u. nach illusorisch, so daß damit wieder d. alte Gefahr d. Gleitens eintritt. Freilich kann man das Abschleifen sehr vermindern, indem man dieselben härtet; man verfährt dann am besten so, daß man erst d. ausgeschnittenen Zähne eine Zeit lang verwendet damit etwaige Ungleichmäßigkeiten abgeschliffen werden, darauf werden sie erst gehärtet. —

Einen bedeutenden Aufschwung bekam aber erst dieses Tauerei-System durch d. Anwendung von Drahtseilen. Nachdem d. Fabrikation d. Drahtseile (zum Gebrauch d. Fördermaschinen in Bergwerken, Telegraphenkabel etc.) so wesentlich verbessert war, lag es nahe d. Anwendung solcher Drahtseile zu versuchen, und in d. That fand das in d. letzten Jahren in so ausgedehntem Umfang u., wie es scheint, mit solchem Erfolg Drahtseil statt, daß nach über kurz od. lang d. Kette zum Theil ganz verdrängt werden wird. d. Verdienst, d. Drahtseil zum vorliegenden Zweck zum ersten Mal angewendet zu haben, gebührt einem Belgier namens Bar de Mesnil.

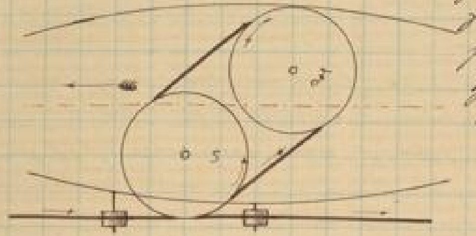
Zugleich muss jedoch erwähnt werden, dass eine schon vorher gemachte Erfindung wesentlich zur Einführung d. Drahtseils als Ersatz d. Kette beitrug, es ist dies d. sogenannte Fowler'sche Klappenscheibe. Dieselbe wurde erfunden von Ingenieur Burdon, von Fowler jedoch zuerst in grösserem Maßstabe angewendet. Diese Klappenscheibe,



über welche d. Seil geführt wird, besteht darin, dass d. eigentliche Seilrinne gebildet wird von 2 Systemen von Klappen, welche sich um 2 Systeme von Bolzen a u. b drehen können. Durch d. Spannung d. Seils wird nun natürlich ein gewisser radialer Druck auf d. Scheibe ausgeübt, welcher sich in 2 Komponenten zerlegt die auf d. Bolzen a u. b drücken; umgekehrt wird offenbar mit derselben Kraft durch d. Reactionsdruck d. Seil zwischen d. beiden Klappen geklemmt. Und je stärker also d. Seil gespannt ist um so fester wird auch d. Seil zwischen d. Klappen gehalten; lässt d. Spannung nach so wird auch d. Seil nicht mehr von d. Klappen geklemmt sondern läuft von d. Scheibe ab. — Im Jahr 1869 wurden von d. Marcel zusammen mit einem deutschen Max Eyth Versuche mit einem solchen Seilschiff gemacht auf d. Maas zwischen Namur und Lüttich auf einer Strecke von 70 Kilom. d. Strömung d. Maas ist hier so stark, dass an ein Schleppen mit irgend einem anderen Dampfschiff-System gar nicht gedacht werden konnte. Für d. Seilschifffahrt boten sich aber noch besondere Schwierigkeiten dar, indem d. Schiffe auf dieser Strecke 11 Schleusen zu passieren hatten, durch welche natürlich auch d. Drahtseil geführt werden musste. d. Drahtseil bestand aus 6 Litzen à 6 Drähten um eine Hanfseele, von einem Drahtdurchm. = ca 4 mm. Bei d. Auswahl im Betrieb gehaltenen Schiffe, die noch in Betrieb befindlichen 4 Dampfern, hatten 3 eine etwas andere Seilführung als d. 4te; bei d. genannten 3 war d. Führung ungefähr ebenso wie bei d. Bouquié'schen Kettenführung nur unter Anwendung d. Fowler'schen Trommel. Diese Fowler'sche Klappenscheibe befand sich ungefähr in d. Mitte d. Schiffslänge natürlich außer Bord um eine horizontale Axe drehbar, welche in d. Höhe d. Verdecks lag. In d. Nähe dieser Scheibe befanden sich noch 2 andere Seilscheiben ebenfalls auf d. Deck d. Schiffs mit d. Fowler'schen Scheibe in einer Ebene. d. Seil wird nun zunächst vorne am Bug von einer Seilrolle aufgenommen, d. ersten Seilscheibe weiter zugeführt, dann d. Fowler'schen Scheibe und von hier über d. 2te Seilscheibe wieder ins Wasser



zurück, so ist also d. Fowler'sche Scheibe ungefähr auf d. Hälfte ihres Umfangs vom Seile umschlungen wird. Diese Führung d. Seils erwies sich aber nicht bewährend in Rücksicht mit Rücksicht auf d. Dauerhaftigkeit d. Seils, indem dasselbe zu vielen scharfen Biegungen gebogen wird und zwar nicht nur nach einer Richtung sondern in abwechselnd entgegengesetzten Richtungen. Bei solchen Hin- u. Herbiegungen kann natürlich für d. Zustand d. Seils nur gefährlich werden. — Auf Anregung von Max Eyth wurde deshalb beim 4ten Dampfer eine andere Art Seilführung angewendet, wobei d. Seil wenigstens nur immer in einem Sinne gebogen wird u. nicht in abwechselnd entgegengesetztem Sinne. Hier wurde d. Fowler'sche Seilscheibe F mit verticaler Axe auf d. Verdeck d. Schiffes ungefähr in d. Mitte desselben angebracht, und ebenfalls noch eine andere Seilscheibe auch mit verticaler Axe und von demselben Durchmesser, welche aber ein wenig über d. Rand d. Schiffes hinausragt. Um d. Scheiben möglichst große Durchmesser geben zu können ohne daß dieselben zu weit hervorzuragen kommen, ordnet man diese beiden Scheiben schräg an. d. Seilscheibe S ist mit 2 Rillen versehen. d. Seil wird nun am Vordersteven aufgenommen durch eine Leitrolle u. dann, um bis zu d. Seilscheibe d. Höhe d. Seils genau zu führen, noch einmal durch eine Leitrolle geführt u. kommt in d. obere d. beiden



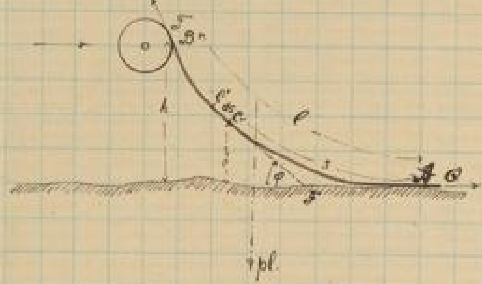
Rillen d. Seilscheibe S geleitet; dann geht d. Seil zur Fowler'schen Seilscheibe F, umschlingt deren halben Umfang und geht dann in d. untere Rille d. Seilscheibe S zurück, läuft um dieselbe und verläßt dann dieselbe so ziemlich an derselben Stelle an welcher sie anfing nur etwas tiefer; dicht unter dieser Scheibe S ist d. Seil noch einmal geführt von einer kleinen Leitrolle und dann fällt es ins Wasser zurück. Damit d. Fowler'sche Scheibe horizontal liegen kann, muß natürlich d. untere Seilscheibe S eine etwas schräg geneigte Lage haben. — Bei dieser Führung ist also d. Seil immer in demselben Sinne gebogen; außerdem kann man dadurch daß man d. Scheiben größere Durchmesser geben kann, als bei d. vorigen Anordnung, auch noch d. Dauerhaftigkeit d. Drahtseils erhöhen. —

Gewöhnlich pflegen diese Seilschiffe noch mit einer Hilfsschraube versehen zu sein, um unabhängig vom Seil, namentlich bei d. Thalfahrt ohne Seil fahren zu können. Diese Hilfsschraube kann entweder von d. Seilmasch. in Betrieb gesetzt werden od. auch durch eine besondere kl. Hilfsmasch.; welche von beiden vortheilhafter sein wird, hängt davon ab, wie oft und wie lang d. Hilfsschraube als Treibapparat dienen soll; ist d. betreffende Fluß ein besonders schnell strömender, so wird man nach d. Schiffe zu Thal ohne Seil fahren lassen und demnach erfordert eine besondere Hilfsmasch. für d. Schraube zweckmäßig. Wenn dagegen d. Schraube nur zeitweise als Aushilf dienen soll, so wird man dieselbe von d. Seilmasch. in Betrieb setzen. —

Seit d. Zeit, da d. entscheidenden Versuche mit Seilschiffen im Jahr 1869 auf d. Rhein gemacht wurden, ist dieses System von Seilschifffahrt noch auf mancher anderen Flüssen u. Canälen zur Anwendung gekommen u. theils noch projektiert. Außer auf unseren Strecken in Belgien, wird d. Canal maritime u. d. Normandie, d. Newa von Kronstadt nach Petersburg sowie eine große Strecke auf d. Erie-See in Nordamerika mit solchen Seilschiffen befahren. Ferner ist dasselbe System projektiert u. theils schon in Ausführung begriffen für d. Donau u. d. Rhein zwischen Strassburg und Nymwegen. Das für d. letzte Strecke in Benützung kommende Drahtseil wird von Felten & Guilleaume in Cöln fabriziert; es bekommt 7 Litzen à 7 Drähte; d. Hanfseele wird fortgelassen, da man gefunden hat, daß solche mit Hanfseelen versehene Drahtseile nicht eine größere Biegsamkeit haben, dagegen eine viel größere Neigung zum Schlingenwerfen haben, als ganz aus Eisen gedrehte Seile. Um jedoch d. Biegsamkeit nicht allzu sehr zu mindern u. andererseits die d. Oberfl. d. Seils möglichst vor Abnützung zu schützen, wird d. 7te Draht jeder Litze aus weichem Draht genommen und um diesen herum d. anderen 6 Drähte mit starkem Schlag, indem diese immer nach d. ebenen nach Außen zu liegen kommen. —

d. Schleppdampfer für d. Seilbetrieb auf d. Rhein bekommen eine Länge von 39 m, eine Breite von 7.8 m, einen Tiefgang von 1,07 m u. eine Bordhöhe von 2 m. —

Von Interesse ist es nun zu untersuchen, wie stark durch d. Aufheben d. Kette od. Seils d. Schiff belastet wird; diese Belastung ist natürlich = d. Gew. d. Ketten resp. Seil-Stücks, welches vom Boden aufgehoben ist und nun vom Schiff zu tragen ist. Es fragt sich also zunächst wie große Länge d. Kette od. Seil überhaupt vom Boden d. Flußbettes od. Kanals aufgehoben wird.



Was zunächst d. von d. vordersten Leitrolle aufgehobenen Ketten- resp. Seilstrecke betrifft, so hat dieselbe angenähert d. Gestalt einer Kettenlinie, wenn man von d. Horizontaldruck d. auf d. Kette auftreffenden Wasserteilchen sowie von d. Gewichtsverlust d. Wassers, hervorgerufen durch d. rel. Geschw. d. Wassers, absieht. Ebenso kann man annehmen daß bei A d. Kette tangential sich an d. Boden anschließt, wenn man absieht von d. Schiffsbewegungen, welche eintreten können, wenn d. Kette mit Sand od. Kies überdeckt sind, welche Bedeckung jedoch nie stark werden kann, da d. Kette alle Augenblick vom Boden aufgehoben wird. Wenn man also von diesen untergeordneten Erscheinungen absieht u. dieselben bei d. ungefähr nur geringen Tiefe d. Kanals od. Flusses nur untergeordneter Natur sind, so kann man d. Gestalt d. Kettenstrecke als Kettenlinie ansehen, welche bei A tangential d. Boden berührt. B sei d. Stelle wo d. aufgehobene Kette d. vorderste Leitrolle trifft, und ferner sei h d. Höhe dieses Punktes B über d. Boden und l d. Bogenlänge d. aufgehobenen Ketten- resp. Seilstrecke AB deren Gew. nun bestimmt werden soll. Zu dem Ende sei p d. Gew. von 1 m Ketten resp. Seillänge, gemessen im Wasser. d. Spannung d. Seils bei A sei = Q natürlich gerichtet im Sinne d. Fortbew. d. Schiffes; diese Sp. wächst von A bis B zu und ferner sei bei B d. größte Spannung = T, während sie an d. beliebigen Stelle C = S sei; dieser beliebige Punkt C liege in d. Höhe y über d. Flußsohle und d. Tangente an d. Kettenlinie bilde in diesem Punkt mit d. Horizontalen d. Winkel φ; ferner sei d. Bogenlänge von A bis C = s. Geht man nun um ein unendlich kleines Teilstück ds weiter nach C', so ist offenbar d. Zunahme d. Sp. = dS = d. nach d. Richtung d. Tangente CC' genommenen Komponente d. Gew. dieses unendl. kleinen Stücks ds, also:

$$dS = p\,ds \cdot \sin\varphi = p\,dy.$$

Hieraus erhält man durch Integration von A bis C:

$$S = Q + py$$

und für d. Spannung T erhält man für y = h einfach:

$$T = Q + ph.$$

diese Sp. T kann man aber auch noch anders ausdrücken; dieselbe muß nämlich offenbar beim Beharrungszustand im Gleichgew. sein mit d. Spannung Q und mit d. senkrecht abwärts gerichteten Gew. pl d. aufgehobenen Strecke;

es muss also auch T = sein d. Resultanten aus pl u. Q, d. h. es muss sein:

$$T = \sqrt{Q^2 + (pl)^2}$$

Setzt man nun diese beiden Ausdrücke von T einander gleich und quadriert dann auf beiden Seiten, so bekommt man:

$$2Qph + (ph)^2 = (pl)^2$$

also
$$l = \sqrt{\frac{2Q}{p}h + h^2}.$$

Hiernach kann man nun d. Länge d. von d. vordersten Leitrolle aufgehobenen Ketten resp. Seil-Strecke berechnen, wenn man d. spez. Gew. d. Kette resp. Seil im Wasser, ferner d. Dimension h und endlich d. Zug Q kennt; dieser letztere ist aber natürlich nichts anderes als d. Widerstand, welchen d. Wasser d. Bew. d. Schiffes entgegensetzt, welcher Widerstand bei bekannten Schiffsformen u. Dimensionen nach d. früheren angegebenen Regeln bestimmt werden kann. –

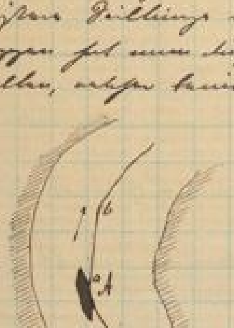
Ganz ähnliche Ausdrücke wie oben werden sich offenbar ergeben auch für d. Ketten- resp. Seilstrecke, welche von d. hintersten Leitrolle ins Wasser zurückläuft; bezeichnet man mit Q_1 d. Zug d. Kette resp. Seil an d. Stelle, wo dasselbe d. Boden d. Gewässers tangential erreicht, und l_1 d. Sehnenlänge d. aufgehobenen Kett., so hat man analog unter d. Annahme, daß d. hintere Leitrolle sich in gleicher Höhe mit d. vorderen befindet:

$$T_1 = Q_1 + ph$$

und
$$l_1 = \sqrt{\frac{2Q_1}{p}h + h^2}.$$

Hierin ist natürlich Q_1 bedeutend kleiner als Q.

Bei d. mäßigen Wassertiefen, wie sie im Allgemeinen bei Flüssen u. Kanälen vorkommen, ist h immer sehr klein gegen l u. l_1, so daß man auch h^2 vernachlässigen kann und somit d. aufgehobene Kettenlänge d. [illegible] Wurzel sehr proportional d. Schiffswiderstand u. d. Höhe h, dagegen umgekehrt proportional d. spez. Gew. d. Kette resp. Seil. – Dieser Umstand gestattet nun namentlich einen Vergleich zu ziehen zwischen Ketten- u. Seilbetrieb. Bei gleicher resultierender Festigkeit kann man im Durchschnitt annehmen, daß ein Drahtseil etwa nur $\frac{1}{3}$ so viel wiegt als eine gleich lange Kette, so daß auch von einem Drahtseil eine bedeutend größere Länge vom Boden aufgehoben wird als unter gleichen Umständen von einer Kette, und zwar ungefähr 1,7 mal so viel. Dieser Umstand spricht sich nun sehr günstig für d. Drahtseilbetrieb aus, indem dadurch d. Steuerfähigkeit d. Schiffes ganz bedeutend erhöht wird, weil d. größere Seillänge viel leichter d. Bew. d. Schiffes folgt als d. kürzere Kettenlänge. – Dagegen hat man diesem Umstand einen Nachteil d. Drahtseilbetriebs zuschreiben wollen, welcher beim Befahren von starken Kurven eintreten sollte:



d. Schleppschiff, welches sich im Scheitel d. Krümmung befindet, befinde sich augenblicklich in A; das Seil wird dann von einer bedeutenden Länge vom Boden aufgehoben sein und diese Strecke ab dann ungefähr ganz gerade gestreckt sein und dann erst wieder d. Richtung d. Flusses folgen. Die Folge davon ist, daß d. Seil mit seiner vorderen Lage gestreckt und immer mehr d. concaven Ufer genähert und dann beschädigt wird, daß kein [illegible] Betrieb möglich wäre

Umstand d. Seil mehr u. mehr mit d. beschädigten Schaltwerken herausgewunden wurde. Inzwischen hat sich bei d. in dieser Zeitschrift zuerst nicht ausreichend genannten Versuche auf d. Strome, er heraus nicht ungünstige Zustände ergeben, gezeigt, daß durch d. erhöhte Steuerfähigkeit d. Schiffes d. Seil immer wieder an seine alte Stelle zurückgelassen werden kann. —

Um nun zu bestimmen, wie stark d. Schiff an d. Kette resp. Seil belastet wird, so kann man bemerken daß diejenige Gew. = d. Gew. d. aufzuhebenden Seil resp. Kettenlänge = L aus 3 Theilen besteht, nämlich: aus d. Gew. d. vorne auflaufenden Kettenlänge l, aus d. Gew. d. hinten ablaufenden Länge l_1 und endlich aus d. Gew. d. zwischen d. beiden Leitrollen befindlichen Kettenlänge, welche frei aus d. Wasser von diesen beiden Rollen getragen wird. Was diese letztere Kettenlänge betrifft, so sei l' d. Entfernung d. beiden Leitrollen, d. Gew. derselben darf aber natürlich nicht mit d. spec. Gew. p bezogen auf Messung unter Wasser in d. Rechnung gezogen werden, sondern vielmehr mit einem etwas größeren spec. Gew. p' entsprechend d. spec. Gew. in d. Luft. Demnach ist nun d. ganze Gew. d. vom Schiffe zu tragenden Ketten- resp. Seil-Länge:

$$L = p(l + l_1) + p'l'$$

Was d. Verhältniß dieser beiden spec. Gew. p u. p' betrifft, so kann man im Durchschnitt setzen:

$$\frac{p'}{p}\left\{\begin{array}{ll} \text{für ein Drahtseil mit Hanfseele} & = 0{,}82 \\ \left.\begin{array}{l}\text{für " " " Drahtseele} \\ \text{u. für eine Kette}\end{array}\right\} & = 0{,}87 \end{array}\right.$$

Um nun zu ersehen, wie sich Kette u. Drahtseil in Betreff d. Belastung d. Schleppschiffes zu einander stellen, sollen hier d. Verhältnisse als Beispiel aufgestellt werden, welche bei d. Seilschifffahrt auf d. Maas zwischen Namur u. Lüttich stattfinden. Hier ist d. sich d. Zus. d. Schiffes entgegensetzende Widerstand

$$Q = 2000\ \text{kgr.}$$

ferner $h = 4\ \text{m}$

u. $l' = 28\ \text{m}$

d. spec. Gew. d. Drahtseils, welches hier mit Hanfseele versehen ist, in d. Luft ist:

Gew. d. 1 m Seil in d. Luft $= p' = 2{,}25\ \text{kgr.}$

also " " " im Wasser $= p = 0{,}82 \cdot 2{,}25 = 1{,}85\ \text{kgr.}$

Unter diesen Umständen ergibt sich, wenn man Q rücksichtsweise $= 0$ annimmt, ~~...~~ u. d. [illegible] annimmt, daß d. hinten ablaufende Seil ganz schlaff, aber z. auf Wasser vertical[illegible] herabfällt, d. vom Schiff vorn u. hinten aufzuheben Seillänge:

$$l = 93{,}1\ \text{m} \quad \text{und} \quad l_1 = 4\ \text{m}$$

u. somit d. Belastung d. Schiffes:

$$L = (93{,}1 + 4)\,1{,}85 + 28 \cdot 2{,}25 = 243\ \text{kgr.}$$

Würde man unter gleichen Umständen d. h. unter gleichen Werthen von Q. h. l' eine Kette verwenden, so hätte man:

Gew. von 1 m Kettenlänge in d. Luft: $p' = 3 \cdot 2{,}25 = 6{,}75$ kgr

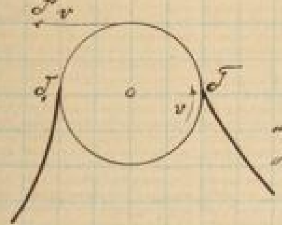
" " " " " Wasser: $p = 0{,}87 \cdot 6{,}75 = 5{,}87$ "

und damit findet man, Q_1 wieder $= 0$ angenommen:

$$l = 52{,}4 \text{ m} \qquad \text{und} \qquad l_1 = 4 \text{ m}$$

und ferner d. Zugkraft d. Schiffes: $L = 520$ kgr also ca 2,14 mal so viel als beim Seil. Beim Kettenbetrieb wird also d. Fahrzeug fast ungefähr doppelt so stark belastet als beim Seilbetrieb. — Im Übrigen ergiebt sich, daß diese Zugkraft sehr gering ist im Verhältniß zum Eigengew. d. Schiffes und d. Ges. d. Ladung, es wird also auch d. Schiff kaum merklich tiefer ins Wasser gedrückt u. somit auch d. Schiffswiderstand Q durch diese Zugkraft kaum erheblich vergrößert. Schließlich kommt d. Umstand in Betracht, daß d. Zugkraft beim Seilbetrieb auf d. einen Seite d. Schiffes stattfindet, während sie beim [illegible] Kettenbetrieb in d. Mitte d. Schiffes stattfindet; mit diesem Grund müssen d. Schleppdampfer für Seilbetrieb immer etwas stärker gebaut sein, kommen also auch etwas schwerer zu stehen als unter gleichen Umständen ein Kettendampfer. —

Was nun ferner d. erforderliche Betriebskraft P betrifft, welche an d. Peripherie d. Treibrolle wirken muß, um d. Betrieb zu unterhalten, so wird, wenn man von d. Nebenwiderständen (d. Kettenreibung, d. Steifigkeit d. Kette resp. Seil, d. Zapfenreibungen d. angetriebenen Rollen etc.) absieht, sowie d. Kette resp. Seil mit d. Treibrolle auch mit denselben Spannungen T u. T_1 aufwickeln u. abwickeln, mit welchen sie d. vorderste Leitrolle trifft u. d. hinterste Leitrolle verläßt. Die Kraft P, welche unmittelbar auf d. Umfang d. Treibrolle von d. Masch. ausgeübt werden muß, wird demnach sein:



$$P = T - T_1$$

od. wenn man d. Werthe von T u. T_1 einsetzt:

$$P = Q - Q_1 \qquad \text{d. h.} = \text{Gesammtwiderstand } W,$$

welcher sich d. Bew. d. ganzen Schiffszuges bei d. Bew. durch d. Wasser demselben entgegensetzt, also:

$$P = W.$$

Wie man sieht, steht also d. Länge d. Kette oder d. Seiles in gar keiner Beziehung zu dieser Betriebskraft, so daß damit d. Überlegenheit d. Kettenschifffahrt, daß d. größere Gew. einer Kette bei größeren Tiefen einen vortheilhaften Einfluß auf d. Betrieb ausübe, sich als falsch erweist. —

Wie schon erwähnt, finden mit d. angegebenen Umständen, immer noch verschiedene Arbeitsverluste statt, welche jedoch kaum größer sein werden als d. Verluste, welche bei Radschleppern u. Schraubendampfern durch d. Reibungen d. Radwelle resp. Schraubenwelle in ihren Lagerungen bedingt werden. Wenn man also von diesen untergeordneten Nebenwiderständen absehen darf, so kann man bereits einen Vergleich d. Kettenschifffahrt zwischen d. Ketten- u. Seilschifffahrt u. Schrauben- u. Raddampfern ausführen. Da d. Umfangsgeschw. d. Treibrolle bei einem Ketten- resp. Seildampfer genau so groß ist als d. Geschw., mit welcher sich d. ganze Schiffszug fortbewegt, so ist also auch d. Geschw. d. am Umfang d. Treibrolle angreifenden Betriebskraft P = dieser Geschw. d. Schiffszuges ist. — Ganz anders verhält es sich

[illegible]

$$v \pm c$$

[illegible] $v + c$ [illegible] $v - c$ [illegible]

$$\alpha\,(v \pm c)$$

[illegible] $= \frac{1}{2}$ [illegible]

$$= (1+\alpha)(v \pm c)$$

[illegible] $= W$ [illegible]

$$A = (1+\alpha)(v \pm c)\,W.$$

[illegible]

$$B = v\,P = v\,W$$

[illegible]

$$\frac{A}{B} = (1+\alpha)\left(1 \pm \frac{c}{v}\right)$$

[illegible] $+$ [illegible]

[illegible] $(c = 0)$ [illegible] A [illegible] B [illegible] $A > B$ [illegible]

$$\frac{c}{v} < 1 - \frac{1}{1+\alpha} \quad \text{oder} < \frac{\alpha}{1+\alpha}.$$

[illegible] $\alpha = \frac{1}{2}$ [illegible]

$$\frac{c}{v} < \frac{1}{3}.$$

[illegible] $\frac{c}{v} > \frac{1}{3}$ [illegible]

[illegible] 10 [illegible] 0,06 Kgr. [illegible] 0,32 Kgr. [illegible]

Theorie der Feuerungsanlagen.

Es sind hier überhaupt 3 Punkte ins Auge zu fassen, wenn d. Theorie einer Feuerungsanlage entwickelt werden, nämlich:

1/ d. Verbrennungsprozess im eigentlichen Herd

2/ d. Übertragung d. hier entwickelten Wärme an d. zu erwärmende resp. zu verdampfende Flüssigkeit

3/ d. erforderliche Zugerzeugung zur Unterhaltung d. Feuers, also d. Schaffung, in welcher d. Verbrennungsprozess zu d. Feuer u. ... eines Kamins stets mit Hilfe eines natürlichen Zuges.

Was nun zunächst d. eigentlichen Verbrennungsprozess betrifft, so versteht man unter d. <u>Heizwert</u> eines Brennmaterials diejenige Wärme, welche bei vollkommener Verbrennung von 1 Kgr desselben entwickelt werden wird. Hierbei ist zu bemerken, dass bei allen technisch verwendeten Brennmaterialien Wasserstoff u. Kohlenstoff d. Hauptbestandteil bilden; unter einer <u>vollkommenen Verbrennung</u> eines Brennmaterials versteht man demnach eine solche, bei welcher aller Wasserstoff zu Wasser und aller Kohlenstoff zu Kohlensäure verbrannt wird. —

Um diesen Heizwert eines Brennmaterials auf d. Wege d. Versuchs zu ermitteln, hat man zunächst so versucht, dass man d. gasförmigen Produkte d. Verbrennung in einem Kühlapparat sammelte, welcher mit Wasser umgeben war; dadurch wurden diese gasförmigen Verbrennungsprodukte wieder auf eine möglichst niedrige Temperatur gebracht, so dass d. zu Wasser verbrannte Wasserstoff sich in Form von flüssigem Wasser im Kühler ansammelte; d. Menge dieses Wassers sowie d. gasförmigen Kohlensäure können nun leicht bestimmt werden und damit also auf d. Heizwert d. betreffenden Brennmaterials geschlossen werden. —

Indessen sind solche kalorimetrische Versuche immer doch ziemlich umständlich u. ungenau, aus welchem Grunde man lieber durch d. chemische Analyse d. vorliegenden Brennmaterials mehr auf ... auf d. Heizwert desselben schliesst. —

Bei d. Bestimmung d. Heizwertes eines Brennstoffes auf Grund seiner chemischen Analyse, nimmt man nach Dulong immer an, dass d. Heizwert eines zusammengesetzten Brennstoffes gleich d. Summe d. Heizwerte d. einzelnen Bestandteile. Nach d. kalorimetrischen Versuchen von Fabre und
deren Resultate immer diesen Bestimmungen zu Grunde gelegt zu werden pflegen, ist d. Heizwert von:

Kohlenstoff C :	=	8000 Calorien
Kohlenoxyd CO :	=	2400 " "
Wasserstoffgas H :	=	34500 " "
Grubengas CH_4	=	13000 " "
Ölbildendes Gas C_2H_4	=	11800 " "

Man könnte nach diesen Angaben nun d. Dulong'sche Gesetz prüfen, indem auf Grund desselben d. Heizwerth d. beiden letzten in d. 2ten Gruppe aus d. Heizwerthen d. einfachen Stoffe berechnete, und dann untersuchte ob eine Ueber-einstimmung stattfindet. Beim ölbildenden Gas ist dies in d. That in hohem annähernden Grad d. Fall, nicht aber so beim Sumpfgas u. d. Kohlenoxyd, so daß man also auch nicht annehmen muß, daß d. Anwendung d. Dulong'schen Gesetzes nur ganz roh mit d. Wirklichkeit übereinstimmt. Nichts destoweniger bleibt bei d. Bestimmung d. Heizwerthes von festen Brennstoffen kaum etwas anderes übrig, wenn man nicht jeweils umständliche kalorimetrische Versuche anstellen will. –

Ein solcher fester Brennstoff besteht nun im Allgemeinen aus Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, hygroskopischem Wasser und Aschenbestandtheilen, u. zwar sei in 1 kgr eines festen Brennstoffs C kgr Kohlenstoff, H kgr Wasserstoff, O kgr Sauerstoff, W kgr hygroskopischen Wasser und A kgr Aschenbestandtheile enthalten; welche eben noch vorkommenden Bestandtheile muß man dann auch auf einfachere durch Hinzuschlagen zu einem ungefähr d. gleichen Heizwerth habenden Bestandtheil in Rechnung bringen. Kennt man nun d. chemische Zusammensetzung eines vorliegenden festen Brennstoffes, so kann man dessen Heizwerth K nach folgender Formel berechnen:

$$K = 8000\,C + 34500\left(H - \tfrac{1}{8}O\right) - 600\left[W + 9\left(H - \tfrac{1}{8}O\right)\right]$$

wenn $H > \tfrac{1}{8}O$

und $K = 8000\,C - 600\,W$

wenn $H < \tfrac{1}{8}O$.

Legt man nun eine durchschnittlich ~~Zusammensetzung~~ durchschnittliche Zusammensetzung d. Brennstoffe zu Grunde, so bekommt man d. Heizwerth derselben nach obigen Formeln in folgenden Mittelwerthen:

in 1 kgr:	C	H	O	W	A	K. Calorien
Lufttrockenes Holz	0,40	0,05	0,36	0,18	0,01	3238
Lufttrockener Torf	0,40	0,04	0,26	0,20	0,10	3298
Steinkohle (bessere Sorte)	0,80	0,05	0,08	0,03	0,04	7546
Holzkohle	0,85	–	–	0,10	0,05	6741
Coaks	0,85	–	–	0,05	0,10	6770

Es haben also Holz u. Torf, ferner Holzkohle u. Coaks ungefähr denselben Heizwerth. –

Was d. gasförmigen Brennstoffe betrifft, so werden dieselben zu technischen Zwecken namentlich verwendet als Leuchtgas, Gichtgas und Generatorgas, d. h. solche, welche bei einer unvollkommenen Verbrennung von festen Brennstoffen in besonderen Öfen, d. sogenannten Generatoren, entstehen. Im Allgemeinen besteht ein gasförmiger Brennstoff aus Kohlenoxydgas, Wasserstoffgas, Sumpfgas und ölbildendem Gas; ist in 1 kg eines solchen gasförmigen Brennstoffes N kg Stickstoff, CO_2 kg Kohlensäure, CO kg Kohlenoxyd, H kg freies Wasserstoffgas, CH_4 kg Grubengas u. C_2H_4 kg ölbildendes Gas enthalten, so kann man d. Heizwert K dieses gasförmigen Brennstoffes nach folgender Formel berechnen:

$$K = 2400\, CO + 34500\, H + 13000\, CH_4 + 11800\, C_2H_4 - 600\, H_2O$$

wobei zu bemerken ist:

$$H_2O = 9\left(H + \tfrac{1}{4}\, CH_4 + \tfrac{1}{7}\, C_2H_4\right).$$

Auf Grund dieser Formel erhält man folgende Resultate:

in 1 kg:	N	CO_2	CO	H	CH_4	C_2H_4	K Calorien
Leuchtgas aus Steinkohle	0,07	–	0,15	0,06	0,54	0,18	10400
Gichtgas von Steinkohlen-Hochöfen	0,56	0,15	0,22	0,01	0,04	0,02	1504
" " Holzkohlen- "	0,62	0,12	0,25	0,003	0,007	–	768
" " Coaks "	0,64	0,009	0,35	0,001	–	–	869
Generatorgas aus Holz	0,54	0,17	0,28	0,01	–	–	962
" " " Torf	0,63	0,14	0,225	0,005	–	–	686

Zur Beurteilung d. Verbrennung eines Brennstoffes ist außer d. Heizwert auch noch zu kennen d. zur vollkommenen Verbrennung nötige Luftmenge, d. durch d. Verbrennung erhaltenen Verbrennungsprodukte und endlich d. durch d. Verbrennung erzeugte Temperatur. –

Was zunächst d. zur vollkommenen Verbrennung nötige Luftmenge betrifft, so enthalte wieder 1 kg eines festen Brennstoffes C kg Kohlenstoff, H kg Wasserstoff, O kg Sauerstoff, W kg hygroskopisches Wasser u. A kg Aschenbestandteile. D. zur vollkommenen Verbrennung dieses 1 kg festen Brennstoffs nötige Luftmenge ist dann in kg:

$$L = \frac{100}{23}\left(\tfrac{8}{3}\, C + 8\, H - O\right) –$$

Die beim Verbrennen von festen Brennstoffen erzielten Verbrennungsprodukte sind außer d. Aschenbestandteilen A, welche durch d. Verbrennung nur unwesentliche Veränderungen erlitten haben, im Allgemeinen Kohlensäure CO_2 u. Wasserdampf H_2O, und Stickstoff zwar erhält man durch d. Verbrennen von 1 kg festen Brennstoffs:

an Kohlensäure $CO_2 = \frac{11}{3}\, C$ kg
" Wasser $H_2O = (9H + W)$ kg
" Stickstoff $N = (L + 1 - A - CO_2 - H_2O)$ kg.

Auf Grund dieser Formeln und auf Grund d. früher angegebenen procentischen Zusammensetzungen d. angeführten Brennstoffe erhält man folgende Resultate:

	L	A	CO_2	H_2O	N
Luftbedarf bei Holz	4,81	0,01	1,47	0,63	3,70
" " Torf	4,90	0,10	1,47	0,58	3,77
mittl. gute Steinkohlen	10,66	0,04	2,94	0,48	8,26
Holzkohlen	9,85	0,05	3,12	0,10	7,58
Coaks	9,85	0,10	3,12	0,05	7,58

Was d. gasförmigen Brennstoffe betrifft, so sei wieder in 1 kg Gas (CO) kg Kohlenoxyd, (CO_2) Kohlensäure, (H) kg Wasserstoff, (CH_4) kg Grubengas, (C_2H_4) kg ölbildendes Gas enthalten, dann ist zur vollkommenen Verbrennung eine Luftmenge L erforderlich:

$$L = \frac{100}{23}\left(\frac{4}{7}CO + 8H + 4CH_4 + \frac{24}{7}C_2H_4\right) \text{ kg}$$

und man erhält aus d. Verbrennung von 1 kg Gas als Verbrennungsprodukte:

$$\begin{aligned} &\text{an Kohlensäure} & CO_2 &= \tfrac{11}{7}(CO) + \tfrac{11}{4}(CH_4) + \tfrac{22}{7}(C_2H_4) + (CO_2) \\ &\text{an Wasser} & H_2O &= 9H + \tfrac{9}{4}CH_4 + \tfrac{9}{7}C_2H_4 \\ &\text{Stickstoff} & N &= L + 1 - CO_2 - H_2O. \end{aligned}$$

Nach diesen Formeln kann man also leicht d. nöthige Luftmenge L und d. bei d. Verbrennung erhaltenen Verbrennungsprodukte berechnen, wenn man nur d. chemische Analyse kennt. —
Bei dieser Rechnung ist aber vorausgesetzt worden, daß d. Verbrennung eine ganz vollkommene sei, wobei also nur genau so viel Luft herbeigeführt wird, als zur vollkommenen Verbrennung nöthig ist. Bei d. Verbrennung von gasförmigen Brennstoffen kann man dies auch erreichen, indem man d. Gas zuvörderst gut mit d. bestimmten Luftmenge mischt und auch d. Luft vorher erwärmt, damit zur Einleitung d. Verbrennung d. nöthige Temperatur vorhanden ist. — Bei festen Brennstoffen u. d. gewöhnlichen Feuerungsanlagen ist jedoch offenbar eine vollkommene Verbrennung ohne ansehnlichen Ueberschuß an Verbrennungsluft nicht mehr denkbar, so daß zur vollkommenen Verbrennung von 1 kg festen Brennstoffs eine Luftmenge erforderlich sein wird:

$$= m\,L \text{ kg.}$$

unter m einen erfahrungsmäßig zu bestimmenden Coeff. verstanden; dieser Coeff. m beträgt bei d. gewöhnlichen Rostfeuerungen ca 2. —
Dieser nothwendige Ueberschuß an Verbrennungsluft für feste Brennstoffe, läßt sich begreifen, daß bei einer Gasfeuerung sich eine viel bedeutendere Temperatur hervorbringen läßt unter denselben Umständen als bei d. Verbrennung von festen Brennstoffen mit gewöhnlichen Rostfeuerungen. Dieser Umstand, womit gezeigt, daß man bei Gasfeuerungen d. erzeugte Hitze auf einen verhältnißmäßig kleinen Raum concentriren kann, lassen solche Gasfeuerungen namentlich als zu metallurgischen Zwecken nützlich erscheinen. —

Hiernach berechnet sich nun mittelst d. Berechnung d. durch d. Verbrennung erzeugten Temperatur. Bezeichnet man K d. Heizwert d. betreffenden Brennmaterials, η_1 d. Wirkungsgrad d. Feuerung, δ d. Verhältnis d. bei einer andern Feuerung an fließenden Brennmaterial d. Heizfläche direct zugestrahlten Wärmemenge, zur ganzen produzierten Wärme, ferner C d. spec. Wärme d. Gemenges d. Verbrennungsprodukte (welche natürlich bei constanter Pressung stattfindet) und t_0 d. Temp., welche d. Gemenge von Brennstoff und Luft vor d. Verbrennung hatte, so ist d. erzeugte Temperatur:

$$t_1 = \frac{\eta_1 K(1-\delta)}{(mL+1)C} + t_0$$

Ist nun noch t' d. Temp. d. Luft vor d. Verbrennung
c' d. spec. Wärme " " " "
t'' d. Temp. d. Brennstoffs " " "
c'' d. spec. Wärme " " " "
so ergibt sich t_0 einfach nach d. bekannten Mischungsregel:

$$t_0 = \frac{mLc't' + c''t''}{mLc' + c''}.$$

Bei d. Verbrennung fester Brennstoffe, tritt d. Luft gewöhnlich nicht vorgewärmt zur Feuerung ein, so dass also d. Temp. t' = d. Temp. d. atm. Luft gesetzt werden kann. In manchen Fällen wird jedoch d. Verbrennungsluft schon vorher vorgewärmt in irgend einer Weise (durch Kanäle in d. Aschenraum, durch Gitter etc.) so dass natürlich für t' d. entsprechende Temperatur zu setzen ist. —

Was d. spec. Wärme C betrifft, so kann diese berechnet werden aus Grund d. früher ermittelten Zusammensetzungen d. Verbrennungsprodukte. D. mit d. Verbrennung von 1 kg Brennstoff hervorgehenden Brennstoffe [?] bestehen aus L kg überschüssiger atm. Luft, A kg fester erdiger Aschenbestandtheilen, aus CO_2 kg Kohlensäure, H_2O kg Wasserdampf und aus N kg Stickstoffgas. So ist nun d. spec. Wärme C:

von atm. Luft	C =	0,238
d. erdigen Aschenbestandtheile	=	0,22
Kohlensäure	=	0,216
Wasser	=	0,475
Stickstoffgas	=	0,244

und somit d. spec. Wärme C d. Gesammtheit d. Verbrennungsprodukte:

$$C = \frac{0{,}238(m-1)L + 0{,}22A + 0{,}216\,CO_2 + 0{,}475\,H_2O + 0{,}244\,N}{mL+1}.$$

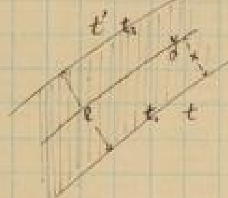
Setzt man hierin d. früher gefundenen Durchschnittswerte d. Verbrennungsprodukte ein, und nimmt man dann noch $m = 2$, so bekommt man d. spec. Wärme C d. Gesammtheit d. Verbrennungsprodukte, hervorgegangen aus d. Verbrennung von 1 kg.

lufttrockenes Holz u. Torf :	C =	0,24
Steinkohle	=	0,242
Holzkohle u. Coaks	=	0,238

Im Durchschnitt also $C = 0{,}24$. —

Zur Berechnung von t_1 müsste man nun noch d. Temperatur t_0 sowie d. Wirkungsgrad η_1 d. Feuerung kennen; indessen sollen diese erst später erörtert werden. —

Zunächst sind nun d. Gesetze d. Wärmeübertragung durch feste Wände hindurch, welche an beiden Seiten von flüssigen Medien berührt werden, zu betrachten. Unter sollen im Allgemeinen Wände von beliebiger Dicke vorausgesetzt werden, indem es sich keineswegs immer nur um verhältnismäßig dünne Wände wie bei einem Dampfkessel handelt, sondern auch Wände von bedeutender Dicke in Betracht kommen können.



Angenommen nun es liege eine Wand von gleichmäßiger Dicke l vor, d. jedoch ganz beliebig stetig gekrümmt sein mag. d. Temperatur d. Mediums an d. einen Seite sei $= t$ und d. Temperatur d. Mediums an d. andern Seite sei $= t'$ und zwar sei $t' > t$, so ist ein Wärmedurchgang in d. Richtung von t' nach t durch d. Wand hindurch stattfinden wird, wobei noch bemerkt werden mag, daß d. Temperaturen t u. t' an d. resp. Wandflächen überall gleich angenommen werden. Es fragt sich nun, wie viel große Wärmemenge W wird in der Zeiteinheit durch ein Flächenstück dieser Wand von einem Medium zum andern übertragen werden. –

Diesem Wärmeübergang setzen sich 3 Widerstände entgegen:
Einmal setzt sich schon ein Widerstand entgegen bei d. Uebertragung d. Temperatur t' an d. ~~innere~~ äußere Wandfl., so daß d. ~~innere~~ äußere Wandfl. eine kleinere Temperatur als t' etwa $= t_1$ haben wird. Ein zweiter Widerstand setzt sich ebenfalls entgegen an d. ~~äußeren~~ inneren Wandfl. beim Uebergang d. Wärme von d. Wand an d. Medium, so daß auch hier d. Temp. d. Wandfl. etwa $= t_2$ sein wird, wobei t_2 größer als t sein. Innerhalb d. Wand also findet eine continuierliche Temperaturabnahme statt von d. Temperatur t_1 nach t_2.

Nun kann d. ganze Wand zerteilen in Schichten parallel d. äußeren Wandfl., es sei z. B. Größe einer solchen Schicht im Abstande x von d. inneren Wandfl., d. hier stattfindende Temperatur sei $= \tau$. Diese Temp. τ nimmt nun stetig ab mit d. Wachsen von x und zwar von t_1 bis t_2 entsprechend d. Änderung $x = 0$ bis $x = l$. –

d. Wärmemenge W kann man nun in dreifacher Weise ausdrücken: nämlich durch d. Temperaturen t' u. t_1 mit Hilfe d. Wärmeübertrittscoeff., durch t_2 u. t mit Hilfe d. Wärmeaustrittscoeff. und endlich durch t_1 u. t_2 mit Hilfe d. Leitungscoeff. Sind nun diese 3 Coeff. bekannt, so hat man auch 3 Gl. für d. gesuchte Wärmemenge W, zwischen diesen kann man dann d. unbekannten Temperaturen t_1 u. t_2 eliminieren, um somit eine Gl. für d. Wärmemenge W zu erhalten. –

Es sei nun λ d. Wärmeleitungscoeff. d. Wandmaterials, dann ist nach d. mathematischen Wärmetheorie bekanntlich d. Definition dieses Coeff. gemäß:

$$\frac{W}{F} = -\lambda \frac{d\tau}{dx}$$

$$\text{also } d\tau = -\frac{W}{\lambda}\frac{dx}{F}$$

Integriert man nun bezüglich nach τ von t_1 nach t_2 und bezüglich nach x von $x = 0$ bis $x = l$, so bekommt man:

$$t_2 - t_1 = -\frac{W}{\lambda}\int_0^e \frac{dx}{y}$$

unter d. Annahme, daß λ als constant betrachtet wurde. Somit ist d. durch d. ganze Wand hindurch gehende Wärmemenge W:

$$W = \lambda \frac{t_1 - t_2}{\int_0^e \frac{dx}{y}}$$

Ist ferner λ_1 d. Wärmeübergangscoeff. von d. Temp. t zur angrenzenden Wandfl., so ergibt sich d. Wärmetheorie nach ferner:

$$\frac{W}{\delta_1} = \lambda_1 (t - t_1) \quad \text{------} \quad (\alpha$$

unter δ_1 d. Größe d. in Betracht kommenden inneren Wandfl. verstanden, durch welche ein Wärmeaustausch stattfindet. –
Ist endlich noch λ_2 d. Wärmeübergangscoeff. von d. äußeren Wandfl.-Temperatur t_2 zur äußeren Medientemperatur t', so ist noch:

$$\frac{W}{\delta_2} = \lambda_2 (t_2 - t') \quad \text{------} \quad (\beta$$

unter δ_2 d. Größe d. äußeren Wandfl. verstanden, durch welche ein Wärmeaustausch stattfindet.
Aus Gl. α folgt nun: $t_1 = t - \frac{W}{\lambda_1 \delta_1}$

aus Gl. β. $t_2 = t' + \frac{W}{\lambda_2 \delta_2}$

und somit also durch Subtraction:

$$t - t' - W\left(\frac{1}{\lambda_1\delta_1} + \frac{1}{\lambda_2\delta_2}\right) = t_1 - t_2 = \frac{W}{\lambda}\int_0^e \frac{dx}{y}$$

und somit d. Wärmemenge:

$$W = \frac{t - t'}{\frac{1}{\lambda_1\delta_1} + \frac{1}{\lambda_2\delta_2} + \frac{1}{\lambda}\int_0^e \frac{dx}{y}} \quad \text{------} \quad \mathrm{I}$$

Hiernach kann man nun also d. Wärmemenge W berechnen, wenn man d. 3 Coeff. $\lambda\ \lambda_1\ \lambda_2$ sowie d. Temperaturen $t - t'$ d. beiden Medien kennt, und wenn man d. Gestalt d. Wand kennt d.h. wenn man d. Gesetz kennt, nach welchem sich mit x auch y ändert. –
Handelt es sich nun um ebene Wände, dann sind δ_1 u. δ_2 einander gleich u. ebenso gleich y, also:

$$\delta_1 = \delta_2 = y = \delta.$$

und somit:

$$\int_0^e \frac{dx}{y} = \frac{1}{\delta}\int_0^e dx = \frac{e}{\delta}$$

und folgt nun d. Wärmemenge:

$$W = \delta \frac{t - t'}{\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{e}{\lambda}} \quad \mathrm{II}$$

Mit Hülfe von Formel I kann man nun einige d. interessantesten Fälle erledigen:

Man habe eine zylindrische Röhre, bei d. d. Wärmedurchgang von innen nach außen stattfindet, wie es z. B. bei d. Heizröhren d. Dampfkessel d. Fall ist. Der innere Durchmesser sei $= d_1$, d. äußere $= d_2$ u. es handelt sich nun um d. Wert von W d. h. d. Wärmemenge, welche pro Längeneinheit d. Röhre durch deren Wand hindurch geht. In diesem Fall ist nun:

$$\sigma_1 = \pi d_1 \quad \text{und} \quad \sigma_2 = \pi d_2 \quad \text{u.} \quad y = \pi(d_1 + 2x)$$

und man hat:

$$\int_0^e \frac{dx}{y} = \frac{1}{2\pi}\int_0^e \frac{d(2x)}{d_1 + 2x} = \frac{1}{2\pi} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)$$

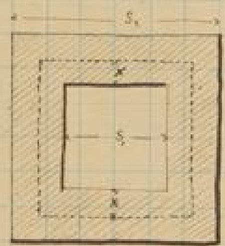
Das eingesetzt, bekommt man:

III. ---------------- $$W = \pi \frac{t - t'}{\frac{1}{\lambda_1 d_1} + \frac{1}{\lambda_2 d_2} + \frac{1}{2\lambda}\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}$$

Wenn d. Wärmedurchgang von außen nach innen stattfindet, so bekommt man offenbar aus dieser Formel d. Wert von W, indem man nur d_1 mit d_2 vertauscht u. ausgesetzt, daß d. Leitung für d. Richtung d. Wärme im Rohr gleichgiltig. —

Ebenso nimmt d. Gestalt eines Schornsteins, d. zum Fortleiten d. Gase dient, kann man es von außen entsprechend einen inneren quadratischen Querschnitt annehmen. Wenn d. äußere Kante d. Querschnitts d. Länge S_2 u. d. innere Kante d. Länge S_1 hat, so hat man:

$$\sigma_1 = 4 S_1 \quad \text{u.} \quad \sigma_2 = 4 S_2$$



u. wenn d. Wärmedurchgang von innen nach außen stattfindet:

$$y = 4(S_1 + 2x)$$

d. Ausdruck III ändert sich also nur in so fern, daß 4 an d. Stelle von π, S_1 resp. S_2 an d. Stelle von d_1 resp. d_2 tritt. Man hat daher analog für d. Wärmemenge W, welche pro Längeneinheit hindurchgeht:

IV. ---------------- $$W = 4 \frac{t - t_1'}{\frac{1}{\lambda S_1} + \frac{1}{\lambda_2 S_2} + \frac{1}{2\lambda}\ln\left(\frac{S_2}{S_1}\right)}$$

Findet d. Wärmedurchgang von außen nach innen statt, so braucht man nur S_1 mit S_2 zu vertauschen, um d. entsprechenden Wert von W zu bekommen. —

Hat man ferner ein kugelförmiges Gefäß, von dem d_1 d. innere u. d_2 d. äußere Durchmesser sein mag, so ist, wenn ein Wärmedurchgang von innen nach außen stattfinden soll:

$$\sigma_1 = \pi d_1^2 \quad \text{u.} \quad \sigma_2 = \pi d_2^2 \qquad y = \pi(d_1 + 2x)^2$$

u. ferner $$\int_0^e \frac{dx}{y} = \frac{1}{2\pi}\int_0^e \frac{d(2x)}{(d_1 + 2x)^2} = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right)$$

und also d. pro Längeneinheit d. Durchmessers durchgegangene Wärmemenge nach Formel I:

V. ---------------- $$W = \pi \frac{t - t'}{\frac{1}{\lambda_1 d_1^2} + \frac{1}{\lambda_2 d_2^2} + \frac{1}{2\lambda}\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right)}$$

Geht d. Wärme von außen nach innen, so hat man wiederum nur d_1 mit d_2 zu vertauschen um entsprechend W zu bekommen. —

[illegible] λ₁ λ₂ u. λ₂ in jedem Fall bekannt seien; [illegible] λ₁ u. λ₂ nur ungenügend bekannt, [illegible] Wärmeübergangscoeff. [illegible] Wärmeübergangscoeff. = k [illegible]

$$W = k\delta(t-t')$$

[illegible]

[illegible] k zu bestimmen: [illegible]

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{e}{\lambda}.$$

[illegible] k [illegible] λ₁ λ₂ [illegible]

[illegible] Wärme [illegible]

[illegible] t [illegible] = t' [illegible]

[illegible] = A [illegible] = B. [illegible] δ [illegible] W [illegible]

$$\delta = \frac{W}{k(t-t')} \qquad (1).$$

[illegible]

1) [illegible] A [illegible] B [illegible] A [illegible] t [illegible] A [illegible] t [illegible] t_1 bis t_2, [illegible] $t_1 > t_2$. [illegible] t' [illegible] B [illegible]

$$\frac{B\ t'}{t_1 > \overset{A}{\overrightarrow{t}} > t_2}$$

$t_1' < t' < t_2'$
$B \longrightarrow$
$A \quad t$

2) kann d. Wärme aufnehmende Flüssigkeit B in Strömung begriffen sein, während A keine strömende Bew. hat, wie es z.B. bei d. Erwärmung d. Luft d. Fall ist, die in einem Ofen erhitzt wird zum Zwecke einer Heizung. d. Temp. t' von B wird dann in ihrem Laufe an d. Heizfl. entlang nach d. Strömungsrichtung zunehmen und es sei t' veränderlich von t_1' bis t_2' oder $t_1' < t' < t_2'$.

$t_1' < t' < t_2'$
$B \longrightarrow$
$A \longrightarrow$
$t_1 > t > t_2$

3) d. flüssigen Medien A u. B können beide in gleichzeitig strömender Bew. sein u. ~~Wärme~~ zwar nach derselben Richtung. Wenn dann t von t_1 bis t_2 und t' von t_1' bis t_2' veränderlich ist, so ist offenbar:

$$t_1 > t > t_2 \quad \text{und} \quad t_1' < t' < t_2'$$

$t_1' > t' > t_2'$
$\longleftarrow B$
$A \longrightarrow$
$t_1 > t > t_2$

4) Endlich können beide flüssigen Medien A u. B in gleichzeitig strömender Bew. begriffen sein in entgegengesetztem Sinne. Wenn dann wieder t von t_1 bis t_2 und t' von t_1' bis t_2' veränderlich ist, so ist offenbar:

$$t_1' > t' > t_2' \quad \text{und} \quad t_1 > t > t_2$$

Man kann nun folgende Benennung dieser einzelnen Fälle einführen.
Fall 1) u. 2) sind einfache Wärmeheizfl. d. erster od. 2ter Art, je nachdem A od. B in Strömung begriffen ist.
Fall 3) u. 4) sind Doppelstromheizfl. d. erster od. 2ter Art, je nachdem d. Strömungsrichtung d. gleiche od. d. entgegengesetzte ist. 4) nennt man auch auch d. Gegenstromheizfl., da hier A u. B entgegengesetzte Richtung haben. —
In allen Fällen ist es nun d. Aufgabe, d. erforderliche Heizfl. zu finden, so daß für d. Wärmemenge W p. Zeiteinheit durchfließt, wenn d. Temperaturen t u. t' und d. Temperatur d. zu erwärmenden Flüssigkeit B zu Anfang u. Ende d. Heizfl. gegeben sind. Für d. Praxis müßte man alle 4 Fälle einzeln durchrechnen, indessen genügt es einen d. allgemeinsten Fälle z.B. 3 durchzunehmen, und dann für d. anderen Fälle durch Einsetzen von Zahlwerten d. betreffenden Formeln abzuleiten.
Nehmen wir also d. Fall einer Doppel-Wärmeheizfl. erster Art, wo beide flüssige Medien in strömender Bew. in gleicher Richtung begriffen sind, angenommen. d. in d. einen Kanal strömende, Wärme abgebende Flüssigkeit A habe eine Temp. t_1 welche, während sie längs d. Heizfl. entlang zieht von t_1 bis auf t_2 abnimmt. d. andere Wärme aufnehmende Flüssigkeit B im anderen Kanal ist in gleicher Richtung in Strömung begriffen und ihre Temp. geht allmählig von d. Temp. t_1' zur ~~niedrigeren~~ höheren Temp. t_2' über ($t_1' < t_2'$).

Zunächst sei nun vorausgesetzt, daß d. Wärme durchgang nur durch denjenigen Theil d. Wänden stattfindet, den beide Kanäle gemeinschaftlich haben während d. anderen Wände vollkommen undurchlässig für d. Wärme sein sollen.
d. Gewichtsmenge, ~~welche~~ d. d. Wärme abgebenden Flüssigkeit A, welche p. Zeiteinheit durch irgend einen Querschnitt hindurchströmt, sei = G und d. Gewichtsmenge, ~~welche~~ d. d. Wärme aufnehmenden Flüssigkeit B, welche p. Zeiteinheit durch

[illegible] g_1

[illegible]

$$dW = k(t-t')\,d\sigma.$$

[illegible]

$$dW = gc[t-(t+dt)] = -\,g\,c\,dt$$

[illegible]

$$d\sigma = -\,g\,\frac{c}{k}\,\frac{dt}{t-t'}$$

[illegible]

$$W_x = gc(t_1-t) = g'c'(t'-t_1')$$

[illegible]

$$t' = t_1' + \frac{gc}{g'c'}(t_1-t).$$

Hierin ist nun t' als Funktion von t ausgedrückt; setzt man dies ein, so folgt:

$$d\mathfrak{F} = \frac{1}{k}\,\frac{\div\, dt}{\left(\frac{1}{gc}+\frac{1}{g'c'}\right)t-\left(\frac{t_1}{g'c'}+\frac{t_1'}{gc}\right)}$$

Diese Gl. welche außer t nur gegebene Constanten enthält, kann man nun integrieren u. man bekommt nun die Größe der ganzen Heizfläche:

$$\mathfrak{F} = \frac{1}{k\left(\frac{1}{gc}+\frac{1}{g'c'}\right)}\;\ln\frac{\frac{1}{gc}(t_1-t_1')}{\left(\frac{1}{gc}+\frac{1}{g'c'}\right)t_2-\left(\frac{t_1}{g'c'}+\frac{t_1'}{gc}\right)}$$

Diesen Ausdruck kann man nun noch umformen, wenn man die Wärmemenge W einführt, welche per Zeiteinheit durch die ganze Heizfläche $\mathfrak{F}$ hindurchgeht. Offenbar ist diese Wärmemenge W = der Wärmemenge, welche G kg der Flüssigkeit A beim Herabgehen von der Temp. t_1 zu t_2 verliert und auch = der Wärmemenge, welche G' kg der Flüssigkeit B beim Aufsteigen von der Temp. t_1' zu Temp. t_2' gewinnt; also:

$$W = Gc(t_1-t_2) = G'c'(t_2'-t_1')$$

Mit Berücksichtigung dieser Gl. findet man:

a .... $$\mathfrak{F} = \frac{W}{k}\;\frac{\ln\frac{t_1-t_1'}{t_2-t_2'}}{(t_1-t_1')+(t_2-t_2')}$$

Es frägt sich nun noch, ob für Anwendungen in dieser Formel ein Fehler entsteht, dass dabei auf den Umstand Rücksicht genommen wird, dass auch noch durch die übrigen Scheidewände, welche nicht Heizfläche sind, eine Wärmeübertragung stattfindet. Natürlich wird die Größe der in dieser Weise übermittelten Wärmemenge nur eine unbedeutende sein, so dass eine übereinstimmende Berücksichtigung als vollkommen geeignet erscheint. Aus diesem Grunde kann man daher annehmen, dass die Wärmeübertragung gleichmäßig längs der ganzen Heizfläche stattfindet. Unter dieser Annahme ändert sich die Endformel für $\mathfrak{F}$ übrigens nicht, wie man durch leicht beweisen kann. –

Aus dieser so gewonnenen Formel für $\mathfrak{F}$ kann man nun leicht die Formel für die entsprechenden Fälle ableiten. Zu dem Ende bezeichnen:

$\mathfrak{F}_{ab}$ eine Doppelheizfläche erster Art, wie sie oben der Betrachtung zu Grunde lag.

$\mathfrak{F}_{ba}$ eine Doppelheizfläche der Art, welche beiden Flüssigkeiten eine entgegengesetzt strömende Bew. haben.

Es ist also:

$$\mathfrak{F}_{ab} = \frac{W}{k}\;\frac{\ln\frac{t_1-t_1'}{t_2-t_2'}}{(t_1-t_1')+(t_2-t_2')}$$

Hiernach bekommt man offenbar mit Rücksicht auf die früher eingeführte Bezeichnung. Für $\mathfrak{F}_{ba}$ ändert man nur t_1' mit t_2' vertauscht; man bekommt dann:

$$\mathfrak{F}_{ba} = \frac{W}{k}\;\frac{\ln\frac{t_1-t_2'}{t_2-t_1'}}{(t_1-t_2')+(t_2-t_1')}$$

Ferner bezeichnen $\mathfrak{F}_a$ eine einfache Heizfläche erster Art, welche nur der die Wärme abgebende Flüssigkeit A in strömender Bew. begriffen ist und also ihre Temp. von t_1 bis t_2 abnimmt, während die andere Flüssigkeit B ruht und also ihre Temp.

Wasserstand angenommen werden kann = t'. Man bekommt also J_a aus J_{ab} u. J_{ba} indem man nun setzt: $t_1' = t_2' = t'$; und somit:

$$J_a = \frac{W}{k} \frac{\ln \frac{t_1 - t'}{t_2 - t'}}{t_1 - t_2}$$

Diese Formel gilt im Allgemeinen für d. Fall eines Dampfkesselheizers, wo dann t_1 d. Temperatur d. Heizgase im Feuerraum, t_2 d. Temp., mit welcher d. Heizgase in d. Kamin abziehen und endlich t' d. Temp. d. Wassers im Kessel bedeutet. –

D. erforderliche Größe J_b einer Warmwasser Wärmefläche der Art, welche d. Flüssigkeit B nur in strömender Art berührt, so daß ihre Temp. von t_1' bis auf t_2' zunimmt, während d. Flüssigkeit A ruht und also ihre Temp. als constant angenommen werden kann = t, bekommt man ebenfalls aus d. Formel für J_{ab} und J_{ba} indem man setzt: $t_1 = t = t_2$

also:

$$J_b = \frac{W}{k} \frac{\ln \frac{t - t_1'}{t - t_2'}}{(t - t_1')(t - t_2')} = \frac{W}{k} \frac{\ln \frac{t - t_1'}{t - t_2'}}{t_2' - t_1'}.$$

Dieser Fall findet statt wenn d. Speisewasser durch einen Vorwärmer geführt wird. –

Endlich ist noch d. Fall einer Mischstromheizfläche zu betrachten, welche beide Flüssigkeiten in Ruhe sind und weil ihre Temp. als constant längs d. ganzen Heizfl. angenommen werden können $= t$ resp. t'; man müsste also aus d. Formel für J_{ab} u. J_{ba} d. erforderliche Größe J einer Mischstromheizfl. bekommen, indem man setzt:

$t_1' = t' = t_2'$ und $t_1 = t = t_2$; man bekommt dann freilich eine unbestimmte Form, nämlich:

$$J = \frac{W}{k} \frac{0}{0}.$$

Wendet man aber auf diesen Ausdruck d. bekannte Verfahren d. Differentialrechnung, einen unbestimmt form erscheinenden Quotienten auf einen bestimmten Ausdruck zu bringen, an, so bekommt man, wie dies zu erwarten war, d. schon von früher her bekannten Ausdruck.

$$J = \frac{W}{k} \frac{1}{t - t'}$$

Diese Beziehungen beruhen auf d. Voraussetzung, daß d. ganze Heizfl. eine sogenannte indirecte Heizfl. sei; d.h. daß sie d. Wärme nur durch ihre Berührung mit d. Heizgasen empfange. Ist aber ein Theil d. Heizfl. eine sogenannte directe Heizfl. d.h. d. Wärmeausstrahlung d. glühenden Brennstoffes ausgesetzt, so empfängt sie nicht nur durch Berührung mit d. Heizgasen zugleich eine nicht unbeträchtliche Wärmemenge direct durch Strahlung. Im Falle einer directen Heizfl. hat man also in allen vorhergehenden Formeln, wenn unter W d. gesammte per Zeiteinheit durch d. Heizfl. übermittelte Wärmemenge (theils durch Berührung, theils durch Strahlung) verstanden werden soll, zu setzen anstatt W: W − d. durch Strahlung übermittelten Wärmemenge. Ist nun K d. Heizwerth d. Brennstoffes u. η d. Wirkungsgrad d. Feuerung und B d. in Kgr ausgedrückte Brennstoffmenge, welche per Zeiteinheit in d. Feuerung verbrannt wird, so ist offenbar

$B \eta K$ d. schließlich per Zeiteinheit in d. Feuerung entwickelte nützliche Wärmemenge.

Ist nun S d. Verhältniß d. d. Heizfl. direct zugeführten Wärmemenge zu d. gleichzeitig ~~auf~~ in d. Feuerung entwickelten nützlichen Wärmemenge, so ist diese unbenutzte Wärmemenge:

$$= S\eta_1 KB$$

wenn S natürlich = 0 wird im Fall d. Heizfl. eine ganz u. gar indirecte ist. Damit hat man also ersetzt W in obiger Formel zu setzen im Fall einer directen Heizfl.:

$$W - S\eta_1 KB = W\left(1 - S\frac{\eta_1 KB}{W}\right).$$

Bezeichnet man nun d. Verhältniß d. p. Zeiteinheit wirklich ~~durch~~ übertragenen Wärmemenge W zu d. in d. Feuerung p. Zeiteinheit nützlich entwickelten Wärmemenge $\eta_1 KB$, also d. Quotienten $\frac{W}{\eta_1 KB}$ mit η_2 = d. Wirkungsgrad d. Heizfl., also:

$$\eta_2 = \frac{W}{\eta_1 KB}$$

und führt dies oben ein, so hat man für d. obigen Ausdruck:

$$= W\left(1 - \frac{S}{\eta_2}\right)$$

, welcher Ausdruck im Falle einer directen Heizfl. anstatt W in obiger Formel zu setzen ist. —

d. resultirende Wirkungsgrad d. ganzen Feuerungsanlage ist = d. Product aus d. Wirkungsgraden d. Feuerung u. d. Heizfl., also d. Wirkungsgrad d. Heizanlage:

$$= \eta_1 \eta_2 = \frac{W}{KB}$$

= Verhältniß d. gesammten p. Zeiteinheit, theils durch Leitung theils durch Strahlung übermittelten Wärmemenge zum ~~gesammten~~ Heizwerth d. gleichzeitig verbrauchten Brennstoffmenge. —

Dieser Wirkungsgrad η_2 d. Heizfl. läßt sich noch auf eine andere Form bringen, wo d. ein späteren noch ausführlicheren Gebrauch gemacht werden soll.

D. p. Zeiteinheit d. Heizfl. nur durch Leitung mit d. Heizgasen übermittelte Wärmemenge: $W - S\eta_1 KB$ muß nämlich offenbar auch gleich sein d. Wärmemenge, welche d. Heizgase im Canal A gleichzeitig verloren haben indem G kgr derselben von d. Temp. t_1 zur Temp. t_2 übergingen; es muß also sein:

$$W - S\eta_1 KB = \frac{Gc(t_1 - t_2)}{1+w}$$

unter w d. Verhältniß d. Wärmemenge verstanden, welche p. Zeiteinheit durch d. äußere Oberfläche d. Feuerungscanals ~~...~~ nach Außen hin verloren geht, zur wirklich übertragenen Wärmemenge.

Aus dieser Gl. bekommt man nun:

$$\eta_2 = \frac{Gc}{\eta_1 KB}\,\frac{t_1 - t_2}{1+w} + S$$

Noch hinzuzufügen ist nun d. durch d. Verbrennungsprozeß erzeugte Temperatur t_1, wenn t_0 d. Temperatur d. Gemenges von Brennstoff u. atm. Luft vor d. Verbrennung ist (= t_0, wenn d. Heizluft nicht vorgewärmt wird, = d. Temp. d. atm. Luft zu setzen ist)

[illegible]

$$t_1 = \frac{(1-s)\,\eta_1\,K}{(m\,L+1)\,B} + t_0$$

[illegible] L [illegible] m [illegible] C [illegible]

[illegible] t_0 [illegible] B [illegible]

$$t_1 - t_0 = \frac{(1-s)\,\eta_1\,K\,B}{(m\,L+1)\,B\,C} = \frac{(1-s)\,\eta_1\,K\,B}{G\,C}$$

$$\frac{G\,C}{\eta_1\,K\,B} = \frac{1-s}{t_1 - t_0}$$

[illegible] η_2 [illegible]

$$\eta_2 = \frac{1-s}{1+W}\;\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_0} + s. -$$

[illegible] W [illegible] t_0, t_1 [illegible] t_2 [illegible] t_2 [illegible] K [illegible] L [illegible] C [illegible] m [illegible] $m = 2$ [illegible]

$$C = 0{,}24$$

[illegible] C [illegible]

[illegible] η_1 m s W K [illegible] η_2 [illegible] t_2 [illegible] η_2 [illegible] t_2 [illegible] t_2 [illegible] t_2 [illegible] geben, wo d. Luftzug in anderer Weise erzielt wird, wie bei allen Lokomotiven und solchen nicht mit hohen Kaminen versehenen Maschinen.

Zu dieser Hinsicht kann man dann bemerken, daß je größer man d. Wirkungsgrad η_2 d. Heizfl. annimmt, desto größer wird d. Heizfl. ausfallen und je größer man d. Heizfl. annimmt desto mit einer desto kleineren Temp. t_2 werden d. Heizgase fort d. Heizfl. verlassen, d.h. desto größer wird d. Wirkungsgrad η_2 d. Heizfl. ausfallen. Bei Lokomotivkesseln, wo man in einer Beziehung d. Heizfl. außerordentlich beschränkt ist, wird es am zweckmäßigsten sein, wenn d. Wirkungsgrad η_2 d. Heizfl. d. größere d. Heizfl. mitzugeben und da diese immer ziemlich klein ausfallen wird, muß man sich es gefallen lassen, daß d. Heizgase mit einer verhältnißmäßig hohen Temp. in d. Kamine entweichen. Bei stationären Feuerungen dagegen kann man η_2 größer annehmen d.h. t_2 kleiner bekommen, wir wird dann auch natürlich d. Heizfl. entsprechend größer. —

Wenn man also diese angenommenen Koeffiz. passend angenommen hat, so kann man zunächst d. Temp. t_1 berechnen, welche im Feuerungsraume bei d. Verbrennung stattfindet u. zwar nach d. Formel:

$$t_1 = t_0 + \frac{(1-s)\,\eta_1\,K}{(mL+1)\,c}$$

Nachdem diese Temp. berechnet ist, kann man entweder t_2 annehmen und dann η_2 nach d. Formel berechnen:

$$\eta_2 = \frac{1-s}{1+W}\,\frac{t_1-t_2}{t_1-t_0} + s$$

oder es kann η_2 passend angenommen werden u. nur t_2 berechnet werden nach folgender Formel:

$$t_2 = t_1 - \frac{(1+W)(\eta_2-s)}{(1-s)(t_1-t_0)}$$

oder indem man statt t_0 mit $\pm$ hinzufügt u. dann d. früher gefundenen Werth von t_1-t_0 einsetzt.

$$t_1 = t_0 + \left[1-s-(1+W)(\eta_2-s)\right]\frac{\eta_1\,K}{(mL+1)\,c}$$
$$= t_0 + \left[1+Ws-(1+W)\,\eta_2\right]\frac{\eta_1\,K}{(mL+1)\,c}$$

Endlich kann nach d. Brennstoffmenge B berechnet werden, welche per Zeiteinheit gebraucht werden muß u. wodurch d. Dimensionen d. Rostes bestimmt sind, nämlich:

$$B = \frac{W}{\eta_1\,\eta_2\,K}$$

Damit sind dann auch d. Gewichtsmenge G d. zugehörigen Verbrennungsproducte, welche per Zeiteinheit durch jeden einen Querschnitt d. Feuerungs- Heizungs strömen müssen u. wodurch also die Dimensionen dieses Kanals bestimmt sind, bekannt, nämlich:

$$G = (mL+1)\,B.$$

[illegible] W:

$$\cancel{\Re} = W\left(1-\frac{s}{\eta_2}\right)$$

Setzt man nun $\frac{W}{k}\left(1-\frac{s}{\eta_2}\right) = C$, so [illegible] für direkte u. indirekte [illegible] gültige Formel (für indirekte [illegible] ist $s = 0$ zu setzen).

Für eine [illegible] d. ersten Art:

$$J_{ab} = C\,\frac{\ln\frac{t_1-t_1'}{t_2-t_2'}}{(t_1-t_1')-(t_2-t_2')}$$

für eine Gegenstrom[illegible]:

$$J_{ba} = C\,\frac{\ln\frac{t_1-t_2'}{t_2-t_1'}}{(t_1-t_2')-(t_2-t_1')}$$

für eine einfache Strom[illegible] d. ersten Art:

$$J_a = C\,\frac{\ln\frac{t_1-t'}{t_2-t'}}{t_1-t_2}$$

für eine einfache Strom[illegible] d. 2ten Art:

$$J_b = C\,\frac{\ln\frac{t-t_1'}{t-t_2'}}{t_2'-t_1'}$$

u. endlich für eine [illegible]:

$$J = \frac{C}{t-t'}$$

[illegible] η_2 [illegible] W [illegible] t_0 [illegible]:

$$(1+W)(t_1-t_0) = t_1$$

so bekommt man:

$$\eta_2 = (1-s)\frac{t_1-t_2}{t_1} + s = 1-(1-s)\frac{t_2}{t_1}$$

[illegible] für d. [illegible] C:

$$C = \frac{W}{k}\left(1-\frac{s}{\eta_2}\right) = \frac{W}{k}\left(\frac{\eta_2-s}{\eta_2}\right) = \frac{W}{k}\left[\frac{(1-s)\frac{t_1-t_2}{t_1}}{(1-s)\frac{t_1-t_2}{t_1}+s}\right]$$

$$C = \frac{W}{k}\left[\frac{t_1-t_2}{t_1-t_2+\frac{s}{1-s}t_1}\right] = \frac{W}{k}\left(\frac{t_1-t_2}{\frac{t_1}{1-s}-t_2}\right)$$

Hinsichtlich d. erfahrungsmäßig anzunehmenden Coeff. m, η, S, W, K, l. u. γ kann man noch Folgendes bemerken:

Was d. Coeff. m betrifft, welcher angiebt um wie viel mal d. wirklich zur Verbrennung erforderliche Luftmenge mehr beträgt als d. zur vollkommenen Verbrennung theoretisch erforderliche Luftmenge, so kann dieser Coeff. m angenommen werden, wenn man auf d. Rost, durchschnittlich d. Fall ist, eine Schicht Brennmaterial von d. Dicke 10-15 ctm. hat,

$$m = 2.$$

Ist aber d. Brennmaterialschicht auf d. Rost von größerer Dicke, wie dies bei Locomotiven d. Fall ist, wodurch d. Luft längere Zeit hat, ihren Sauerstoff abzugeben, so wird m natürlich auch kleiner sein, und zwar kann man im Allgemeinen für Locomotivfeuerungen annehmen:

$$(\max)\ m = 1{,}5. —$$

Was d. Coeff. S betrifft, d. h. d. Coeff., welcher d. Verhältniß d. d. Heizfläche direct vom glühenden Brennmaterial zugestrahlten Wärmemenge zu d. gleichzeitig auf d. Rost entwickelten Wärmemenge bezeichnet, so ist dieser Coeff. begreiflicherweise von verschiedenen Umständen abhängig u. namentlich von d. folgenden 3.

1) von d. Art d. Brennmaterials
2) von d. Dicke d. Brennmaterialschicht auf d. Rost
3) von d. Größe d. umgebenden directen Heizfl.

Was d. Art d. Brennstoffes betrifft, so ist S offenbar am größten bei solchen Brennmaterialien, welche mit kurzer Flamme brennen u. d. nur eine glühende Masse auf d. Rost bilden wie d. Coaks, während er bei Steinkohlen, d. freilich auch nur mit kurzer Flamme ~~bilden~~ brennen, schon kleiner u. endlich bei Holz u. Torf, d. bekanntlich mit sehr langer Flamme brennen, am kleinsten ist. —

Was d. Dicke d. Brennmaterialschicht auf d. Rost betrifft, so wird S um so ~~kleiner~~ größer sein, je kleiner diese Dicke ist. d. in d. Zeiteinheit direct d. Heizfl. zugestrahlte Wärmemenge ist nämlich offenbar annähernd proportional d. Oberfl. d. auf d. Rost liegenden weißglühenden Brennstoffes, während d. gleichzeitig auf d. Rost entwickelte Wärmemenge annähernd proportional ist d. glühenden Brennmaterialmasse od. h. annähernd proportional d. Product aus d. Oberfl. d. Rostes und d. Höhe d. Brennmaterialschicht; demnach ist S ungefähr umgekehrt proportional d. Dicke d. Brennmaterialschicht auf d. Rost. Bei Locomotiven, wo diese Dicke bedeutend größer ist als bei stationären Kesseln od. Kesselanlagen, wird also auch aus diesem Grunde S kleiner werden als bei stationären Kesseln, wo d. Brennmaterialschicht von geringerer Dicke ist. —

Was endlich d. Einfluß d. Größe d. ihn umgebenden directen Heizfl. betrifft, so kann man unter d. begrifflich interessanten Fälle 2 unterscheiden, nämlich, daß wie bei einer äußeren Feuerung nur d. Decke d. Feuerraums als directe Heizfl. wirkt, od. daß wie bei einer inneren Dampfkesselanlage, auch d. Seitenwände d. Feuerraums als directe Heizfläche fungieren wie bei Locomotivkessel u. alle Cornwall-Kessel. — Im Ganzen kann man offenbar über diesen Coeff. S wenig Bestimmtes sagen u. man muß sich deßhalb mit erfahrungsmäßigen Annahmen begnügen. Für d. gewöhnlichen Steinkohlenfeuerungsanlagen, wo auf d. Rost eine Brennstoffmasse von d. Dicke 10-15 ctm liegt und bei welchen per Stunde u. per □m Rostfl. 70-75 Kgr. Steinkohlen verbrennen kann man durchschnittlich setzen:

für d. Fall einer inneren Feuerung, wo nur d. Decke d. Feuerraumes als direkte Heizfl. wirkt: $S = 0{,}2$

und für d. Fall einer äusseren Feuerung, wo auch d. Seiten d. Feuerraumes durch direkte Heizfl. gebildet werden: $S = 0{,}3$

Natürlich sind diese Angaben nur als max. Grenzen zu betrachten, indem man für andere Brennmaterial u. grössere Feuerungsschichten S entsprechend kleiner zu nehmen hat. –

Was d. Coeff. W betrifft, so bedeutet dieser d. Verhältniss d. Wärmemenge, welche d. Heizgase durch d. schädlichen Abkühlungsflächen d. Heizkanäle (Ofenzwischenwände) verlieren, zu d. gleichzeitig wirklich an d. Heizfl. übergehende Wärmemenge; dieser Coeff. bedeutet d. Verlust u. somit d. Coeff. W ist natürlich am grössten, wenn d. Heizkanal ringsum aussen am Kessel hingeführt ist, indem dann nur ein geringer Theil d. Wände als Heizfl. dient, während d. grösste Theil d. Wände d. Heizkanals dann schädliche Abkühlungsflächen sind; dagegen ist d. Coeff. W schon kleiner, wenn d. Heizgase erst durch Vermittlung einer oder mehrerer Feuerrohre durch d. zu verdampfende Wasser geführt wird und dann erst in d. äusseren Heizkanal aussen am Kessel geführt wird; endlich ist sogar $W = 0$ zu nehmen, wenn man d. Heizgase nur durch Feuerrohre mitten durch d. Wasser führt, wie dies bei Locomotiv- u. andern sogenannten Röhren-Kesseln d. Fall ist, wo also von schädlichen Abkühlungsfl. d. Heizkanals gar nicht d. Rede sein kann. Immerhin ist dieser Verlust nur gering; s. ist es vollkommen genügend, wenn man für Feuerungsanlagen bei stationären Kesseln mit nur äusseren Heizkanälen setzt: $W = 0{,}05$ wobei natürlich bei Anwendung von Feuerrohren W entsprechend kleiner zu nehmen resp. sogar $= 0$ zu setzen ist. –

Was d. Wärmetransmissionscoeff. K d. h.: d. Wärmemenge betrifft, welche pro Zeiteinheit durch d. Flächeneinheit d. Heizfl. eindringen würde, wenn d. Temp. d. Verbrennungsgase nur um einen Grad höher wäre als d. Temp. d. Wassers im Kessel, so ist dieser Coeff. K noch abhängig von d. Beschaffenheit d. Kesselheizfl. als von d. Art d. Materials d. Heizfl., sofern dieselbe überhaupt nur aus Metall besteht, ob [illegible]. Bei Dampfkesseln kann diese Wärmetransmission wesentlich beeinträchtigt werden durch Kesselsteinablagerungen sowie sonstigen Ablagerungen von Schmutz. Für einen mittelguten Zustand d. Heizfl. eines Dampfkessels kann man annehmen: $K = 24$ bezogen auf d. Stunde und pro 1 qm Heizfl.

Nach angestellten Versuchen ist dieser Coeff. unter gleichen Umständen nicht nur veränderlich mit d. verschiedenen Temperatur-Differenzen zwischen Feuerraum u. Wasser im Kessel, sondern auch wesentlich bedingt von d. Höhe d. Temperaturen u. zwar wächst K mit d. Temperaturen ab u. zu. Aus diesem Grund ist auch bei Locomotiven K grösser als bei stationären Feuerungsanlagen, indem hier nicht nur ein bedeutender Temperaturunterschied zwischen Feuerraum u. Wasser im Kessel stattfindet, sondern auch weil schon d. Temp. im Feuerraum an u. für sich eine bedeutende Temp. stattfindet, einmal wegen d. geringeren Luftzutritts ($m = 1{,}5$) und andrerseits auch weil d. Heizfl. bei Loko-
motiven

verhältnißmäßig geringer ist als bei stationären Feuerungsanlagen und aus diesem Grunde bekanntlich d. Heizgase mit einer größeren Menge in d. Kamin entweichen. Aus diesem Grunde kann man erfahrungsmäßig für Locomotiven annehmen:

$$k = 30$$ bezogen auf d. Stunde u. pr. □m Heizfl. –

Was d. beiden Größen η_1 u. t_2 betrifft, so wird man meistens in d. Lage sein d. Temperatur t_2, womit d. Gase in d. Kamin abziehen, passend anzunehmen, indem es sich gewöhnlich um eine gemauerte natürliche Luftzug zur Aufrechterhaltung d. Verbrennung bzw. Zuführung d. nöthigen Luftmenge ... handelt. d. Erfahrung gemäß sind für t_2 mit Rücksicht auf d. genügende Zugwirkung d. Kamins, folgende Werthe ganz passend:

für gemauerte Kamine mindestens $t_2 = 150° - 300°$

" eiserne Blechkamine " " $t_2 = 200° - 400°$.

Die mußte bei letzteren größer genommen werden als bei ersteren, weil d. Abkühlung d. in eisernen Blechkaminen aufsteigenden Gase größer ist als bei gemauerten Kaminen, u. man muß doch will, daß d. in beiden Kaminarten d. Verbrennungsgase mit gleicher Menge abziehen. –

Was d. Wirkungsgrad η_2 d. Heizfl. betrifft, so liegt dieser im Allgemeinen zwischen d. Grenzen:

$$\eta_2 = 0.7 \text{ bis } 0.9. –$$

Um nun endlich über d. Annahme d. Wirkungsgrades η_1 d. Feuerung passend bestimmen zu können, müssen zunächst d. Umstände etwas näher betrachtet werden, welche diesen Wirkungsgrad beeinflussen.

Es vermindert η_1 d. Verhältnis d. in d. Feuerung p. Zeiteinheit wirklich entwickelten (d.h. an d. Heizfläche übergehenden bzw. d. Heizfläche direkt zugestrahlten) Wärmemenge zu d. Heizwerth d. gleichzeitig verbrannten Brennstoffmenge. – Dieser ~~...~~ bei d. Feuerung stattfindende Verlust an Wärme kommt nun zunächst aus folgendem Grund daher, daß durch d. Lücken d. Rostes kleine Stücke Brennstoffes in d. Aschenfall hindurchfallen ohne vorher zur Verbrennung zu gelangen, wie dies namentlich bei Verwendung von Steinkohlen u. sonstigen fein zerkleinerten Brennmaterialien bei gewöhnlichen Rostconstructionen d. Fall ist. Indessen ist d. durch diesen Umstand bedingte Wärmeverlust an sich unerheblich und kann nöthigenfalls durch Verwendung von Treppenrosten od. auch Etagenrosten vermindert werden. – D. bei weitem größte Wärmeverlust findet durch d. unvollkommene Verbrennung d. Brennmaterials statt. Man kann nämlich d. Verbrennungsprozeß in 2 Stadien trennen: im ersten Stadium wird d. Brennmaterial einer Destillation unterworfen, bei welcher sich d. brennbaren Kohlenwasserstoffverbindungen bilden, welche nun verbrannt werden müssen; im 2ten Stadium, bezw. nachdem also d. Rückstand zu Koaks verwandelt wird, findet eine Destillation nicht mehr statt, sondern d. Brennmaterial bildet nun nur eine glühende Masse, welche d. zum Verbrennen d. im ersten Stadium entwickelten Wasserstoffverbindungen nöthige hohe Temperatur erhalten u. unterhalten. Im ersten

Stadium d. Verbrennungsprozesses mehr als eine bedeutend größere Luft-
menge zugeführt werden damit d. Kohlenwasserstoff-Verbindungen über-
haupt verbrennen können. Mit Rücksicht auf diese Umstände sind nun
d. verschiedenen Arten d. Feuerung in verschiedener Hinsicht zu untersuchen.
Was d. gewöhnliche Art d. Bedienung einer Feuerung mit gewöhnlichem Planrost
betrifft, so ist es bekanntlich d. Luftzutritt von unten durch d. Rostspalten
erfolgt während d. frische Brennmaterial auf Schaufeln durch d. Feuerthür
über d. glühenden im 2ten Stadium sich befindenden Brennmaterial
ausgebreitet wird, so treten hierbei verschiedene Übelstände auf.
Je d. Menge ... wie d. frische Brennmaterial aufgegeben wird,
wird auch d. Luftzutritt erschwert indem d. Dicke d. Feuerungsschicht auf d.
Rost nun größer geworden ist und also d. Luft ein größeres Hinderniß
beim Durchgehen dieser Schicht von unten her entgegengesetzt wird; also gerade
im Stadium, wo ein besonders kräftiger Luftzutritt erwünscht wäre, findet
ein geringerer statt. Außerdem findet beim Aufwerfen frischer Kohlen
eine bedeutende Abkühlung statt theils durch d. kalten frisch aufgegebenen
Kohlen selbst, theils aber auch durch d. zeitweise Öffnen d. Schürthüre
beim Bedienen, indem dann ein bedeutend überschüssiger Luftstrom
in d. Feuerraum eintritt. — Nach diesen Gesichtspunkten sind also nun
auch besonders d. verschiedenen Verbesserungen, welche sowohl für d.
Bedienen d. Feuerung als auch für d. Construction d. ganzen Feuerungsanlage
gemacht worden sind u. noch gemacht werden, zu beurtheilen:

Um 1) d. Temperaturerniedrigung beim Aufgeben frischen Brenn-
materials möglichst zu vermeiden, ist d. beste Mittel das, daß man
dieses Geschäft möglichst unterläßt, daß man also d. Feuerraum durch
eine möglichst dicke Mauerschicht einschließt. Diese Mauermassen nehmen
dann während d. Verbrennung eine bedeutende Wärmemenge auf u.
können dann sozusagen als Wärmereservoir wirken, sie beim Aufgeben
von frischem Brennmaterial wieder Wärme ausstrahlen u. damit
also eine Temperaturerniedrigung nicht zulassen. — Andererseits er-
scheint aber auch eine möglichst große für directe Heizfl. mit Rücksicht
auf d. Vergrößerung d. Wirkungsgrades η_2 d. Heizfl. als wünschenswerth,
so daß man beide Umstände auch in Betracht ziehen muß bei d. Anlage
einer Feuerung. —

Um 2) d. Umstand Rechnung zu tragen, daß gerade bei d. Neu-
aufgeben von frischem Brennmaterial am meisten Luft zugeführt
werd., hat man auch nicht eine doppelte Luftzuführung angewendet, wodurch
nicht nur Luft von unten durch d. Rost sondern auch oben über
d. Rost Luft strömt; d. Zuführung d. Luft oberhalb d. Rostes hat man
dann einer Regulirung unterworfen in d. Weise, daß beim Aufwerfen von
frischem Brennmaterial d. Luft~~zutritt~~ zufuhr am größten, mit d. Fortschreiten
d. Verbrennungsprocesses aber geringer und endlich beim 2ten Stadium
d. Verbrennung ganz abgeschlossen wird. —

3) Kann man eine unvollständige Verbrennung d. im ersten Stadium
d. Verbrennung entwickelten Kohlenwasserstoffverbindungen dadurch vermeiden u.
doch möglichst verhindern, indem man beim Bedienen d. Feuerung sehr d.
müssen

verführt: Wird nun frische Kohlen aufgegeben werden, so schiebt man zunächst d. glühenden Koks an d. vorderen Hälfte d. Rostes so ziemlich ab nach hinten zurück, wirft nun frisch an glühenden Koks frei gewordenen vordere Hälfte d. Rostes werden dann d. frischen Kohlen gelegt; in diesen beginnt nun d. Destillation u. Gasentwicklung und d. entstehenden gasförmigen Produkte einer unvollkommenen Verbrennung müssen dann über d. hinteren glühenden Koks streichen, wobei sie d. nöthige hohe Temperatur erhalten um zu verbrennen können. Um eine solche Leitung einer Feuerung möglichst zu erleichtern, hat man auch d. Rost in 2 Theile angeordnet, in einen vorderen Verbrennungsraum, worauf stets d. frischen Kohlen gelegt werden u. in einen hinteren Schachtraum, auf welchen d. glühenden Koks u. Schlacken fallen und hier noch Luftzufluß erhalten werden können. Um d. Leitung noch etwas zu erleichtern hat man d. vorderen Verbrennungsraum nach nach eine enge Öffnung gegeben, so daß d. Kohlen selbst durch ihr eigenes Gewicht allmählig mit d. Fortschreiten d. Verbrennung nach hinten rutschen. —

4) Auf demselben Prinzip beruht auch d. Doppelrostsystem, wo 2 getrennte Roste vorhanden sind, d. eine Rost wird mit frischem Brennmaterial bedient während d. Brennmaterial auf d. andern Rost bereits im Verbrennungsprozeß ziemlich weit im Stadium sich befindet, d. sich auf beiden Rosten getrennt entwickelnden Gase strömen dann hinten in einen besonderen Raum zusammen, mischen sich dort und es erhält somit d. mit d. oben brennenden Rost sich entwickelnde Gasgemenge d. nöthige Temperatur um d. frischen, mit d. anderen kommenden Gasstrom, um verbrennen zu können. Haben man nun d. getrennten Feuerherde beider Feuerungen mit Registervorrichtungen versehen, kann man d. gewünschte Mischung beider Gasströme nach Belieben u. Luftzufluß reguliren. —

5) Um dasselbe zu erreichen hat man auch noch d. an dem beschickten Roste entwickelten Kohlenwasserstoffverbindungen als Zugluft unter d. hinteren Rost geführt, so daß nun diese Gase durch eine glühende Brennstoffschicht steigen müssen u. dadurch sehr vollständig verbrannt werden. —

Bei allen diesen erwähnten Einrichtungen sind nun die einen nach d. 3 wesentlichen Kriterien d. gewöhnlichen Rostfeuerungen beibehalten, sie fehlen aber d. Vortheil einer solchen nicht an ihrer Wirkung. Diese 3 Kriterien sind nämlich folgende:

1) d. gewöhnliche Beschickung d. Rostes
2) d. Leitung d. Feuerung derart, indem d. frische Material ~~auf~~ d. glühende Masse gegeben wird
3) d. Luftzutritt von unten her durch d. Roststäbe.

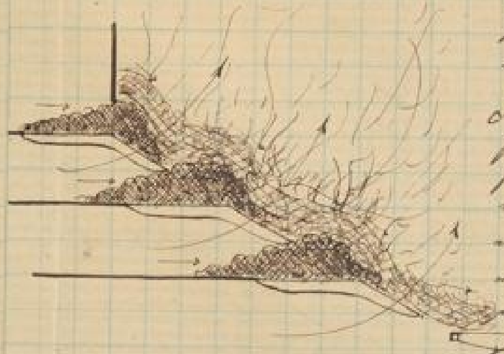
Bei d. Verbesserungen ist man nun noch weiter gegangen indem man auch diese Kriterien zu beseitigen suchte.

Zuerst hat man d. Beschickung zu bessern gesucht, daß man d. Beschickung d. Feuerung mit frischem Material stetig vor sich gehen läßt, indem man d. Brennmaterial durch eine regulirbare Öffnung eines großen Trichters, in welchem immer ein bedeutender Vorrath an Brennmaterial gehalten wird, auf d. Rost fallen läßt; damit aber d. Kohle weiter geht, muß man entweder d. Rost

wie d. Windpresse d. Brennmaterials entsprechende Neigung haben, d. h. es muß d. Rost auf mechanischem Wege zeitweise bewegt werden und damit d. Brennmaterial allmählig auf d. ganzen Rost ausgebreitet werden. –
Jedoch nun auch durch diese Anordnungen jede übermäßige Rauchentwicklung und Abkühlung, wie sie beim periodischen Beschicken stattfand, abgestellt wird, so haben sich doch dieselben, namentlich mit d. mechanisch bewegten Rost, keinen großen Eingang in d. Praxis zu verschaffen gewußt. –

Außerdem hat man auch versucht, d. Verbrennungsluft nicht wie gewöhnlich von unten eintreten, sondern von oben nach unten durch d. Rost streichen zu lassen; dieses wird offenbar auf d. Verbrennungsprozeß einen sehr günstigen Einfluß haben, denn wenn man frisches Material oben auf d. glühenden Coaks gegeben wird, so müssen d. sich bildenden Rauchgase durch diese glühende Masse hindurchstreichen, erhalten hier also d. nöthige hohe Temp., um verbrennen zu können. Abgesehen nun davon, daß zur Leitung d. Luft von oben nach unten ein mächtiger künstlicher starker Luftzug erforderlich ist, welcher kaum auf natürlichem Wege zu erreichen ist, man muß also, wo es auch wirklich geschehen ist, wo solche Anordnung, wie oben geschildert, geschaffen wurde, einen künstlichen Luftzug mit Hilfe eines Ventilators erzeugen muß, werden d. Roststäbe einer so hohen Temperatur ausgesetzt, daß sie in kurzer Zeit unbrauchbar sein werden, da ein zu starker Abbrand stattfinden wird. Zur Erhaltung d. Roststäbe ist es nämlich wesentlich, daß zuerst d. kalte Luft an sie vorüberstreicht u. dann erst ins Feuer eintritt und damit d. Roststäbe immer ein bischen abgekühlt werden. – Aus d. schon oben angeführten Grund hat auch diese Anordnung keinen besonderen Anklang in d. Praxis gefunden. –

Endlich hat man nun noch ein drittes Mittel angewandt, nämlich d. Einrichtung zu treffen, daß d. frischen Kohlen zwischen d. glühenden Coaks und d. Roste eingeschoben werden und d. Luft immer erst durch d. Rost und dann durch d. Feuer strömt, so daß also d. aus d. Destillation d. frischen Kohlen entstehenden unverbrannten Verbrennungsprodukte nun durch d. glühende Coaksschicht streichen müssen und hier bei d. hohen Temp. verbrennen können. Dieses Prinzip liegt nun auch d. Langen'schen Etagenroste zu Grunde, deren Einrichtung folgende ist. d. Rost besteht aus 2 Theilen, einem ~~oberen~~ unteren Verbrennungsrost u. einem hinteren Schlackenrost; d. Verbrennungsrost besteht aus mehreren Etagen und hat eine entsprechend bestimmte Neigung, so daß d. Kohlen von selbst nach und nach weiter gehen; d. Roststäbe sind wie nebenstehende Skizze zeigt gebrochene Form; an d. senkrechten Theil schließt sich an jeder Etage eine horizontale Platte an, auf welche d. frische Brennmaterial aufgeschüttet wird und von dieser aus hier und von Zeit zu Zeit mittelst einer Krücke eingeschoben zu werden. d. glühende Coaksschicht 3 wird dadurch von d. betreffenden Platten etwas gehoben u. damit legt sich d. neue Brennmaterial zwischen d. glühenden Coaks und d. Rost, wie mehrfach erwähnt. d. Luft streicht dabei in d. Richtung d. Pfeile durch d. Roste und d. Feuer, kühlt also zunächst d. Roststäbe in d. gewünschten Weise ab und erwärmt dann



u. mit d. heißen Rohren sich entwickelnden Dünste mit durch d. fließende Wasserschicht an dieselben verbrannt werden u. also nicht ausströmen können. — Dieser Rest an Laugen hat sich erst nach und nach meistens in d. Praxis bewährt. —

Hiermit sind nun so ziemlich d. Prinzipien gegeben, an welchen bei d. Anordnung d. Heizungen mitzugehen wird. —

Im folgenden mögen nun einige Beispiele d. verschiedenen Anordnungen d. Ausführung einer Heizanlage erläutert werden:

1) Es handle sich um d. Anordnung eines zum Betriebe eines Hochofens bestimmten Winderhitzungsofens; d. Hochofen bedarf p. Sec. ein Luftquantum, welches also früher mit G' bezeichnet wurde, indem dies d. zu erwärmende Luftquantität ist.

$$G' = 2,5 \text{ cbm. p. Sec.}$$

und zwar hat d. Luft; mit welcher d. Gebläse d. Luft ansaugt, also d. Anfangstemp.:

$$t_1' = 20^\circ$$

während sie mit Rücksicht auf d. Betrieb d. Hochofens auf:

$$t_2' = 300^\circ$$

gebracht werden soll.

Zunächst wird d. Wärmemenge W bestimmt, welche p. Sec. an d. Luft abgegeben ist also durch d. Heizfläche übertragen werden muß, nämlich:

$$W = G'c'(t_2'-t_1')$$

unter c' d. spez. Wärme d. erwärmten Luft verstanden. Diese ist aber bekanntlich:

$$c' = 0,2375$$

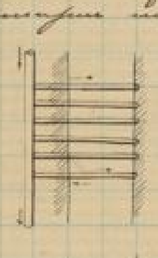
und somit:

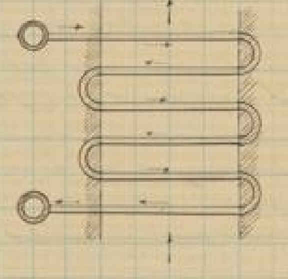
$$W = 2,5 \cdot 0,2375 \cdot 280 = 166,25 \text{ Wärmeeinheiten}$$

Gewöhnlich bezieht man aber d. Wärmeeinheiten auf d. Stunde; es ist somit d. pr. Stunde an d. Luft abzugebende Wärmemenge:

$$W = 3600 \cdot 166,25 = 598500 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Was nun d. Einrichtung d. Winderhitzungsofens betrifft, so sei folgende Annahme gemacht.:





Von d. allgemeinen Windleitungsrohre werden 6 kleinere Zweigrohre abgezweigt, welche nun in Schlangenwindungen durch d. Ofen geführt werden und dann beim Austritt mit demselben wieder in ein Leitungsrohr vereinigt werden, welches d. nun erhitzte Luft zum Hochofen führt. D. Schlangenwindungen d. einzelnen 6 Zweigrohre im Heizungsofen seien dargestellt, also in demselben 6 gerade Strecken liegen übereinander, die durch bogenförmige Kniestücke verbunden werden, diese Kniestücke sollen aber an [illegible] außerhalb d. Ofen liegen, weil dieselben nicht zu leicht erkannt werden, und also mit Rücksicht auf ihre schwierige Herstellung und größeren Kosten, nicht zu oft ausgewechselt zu werden brauchen, während d. geraden Strecken dagegen leicht und öfters viele Rohre wieder ersetzt werden können. —

d. Heizgase können nun natürlich im Schornstein in d. Richtung d. Schicht von unten aufsteigen; um nun d. Prinzip eines Gegenstromprinzips, welches natürlich immer d. günstigste ist, möglichst zu verwirklichen, wird angenommen, daß d. obere allgemeine Leitungsrohr vom Gebläse kommen und d. untere gemeinschaftliche Leitungsrohr zum Schornstein führe, so daß d. Wind in d. Richtung d. Schicht streicht durch d. 6 Röhrenstufen. Unter diesen Umständen kann man näherungsweise d. Röhren sämmtlicher ~~35~~ 36 Röhrenstufen (6 Reihen mit je 6 [illegible]) als Gegenstromprinzip betrachten, was natürlich immer nur annähernd d. Fall ist. Immerhin kann diese Annahme doch ziemlich zutreffend sein, indem man neben dieser etwas zu günstigen Annahme eine andere zu ungünstige Annahme macht, daß man nämlich an d., wenigstens d. inneren Röhrenstufen [illegible] Wind zugestrahlten, nicht unbeträchtlichen Wärmemenge abgiebt, indem man also d. Coeff. S setzt:

$$S = 0.$$

d. Heizgase werden nun zum d. größten Theil ihrer Wärme an d. Röhren abgeben, ein nicht unbeträchtlicher Theil wird aber auch d. Ofengemäuer aufnehmen und auch seine kalten und äußeren [illegible] nach ein Wärmeverlust statt an d. Außenseite d. Ofens liegenden Räumlichkeiten, also immer eine Abkühlung erfahren werden. Mit Rücksicht auf diese Verluste wird d. verhältnißmäßige Wärmeverlust W angenommen, um sicher zu gehen:

$$W = 0{,}10.$$

d. Heizung erfolge mit einer Saar Steinkohle, deren Heizwerth zu:

$$K = 7200 \text{ Wärmeeinheiten veranschlagt}$$

werden kann. –

d. Wirkungsgrad η_1 d. Feuerung wird angenommen:

$$\eta_1 = 0{,}75.$$

Es wird dieser Wirkungsgrad absichtlich etwas zu klein gewählt, um einmal sicher zu gehen, andererseits aber auch um nöthigenfalls d. Temp. t_2 ungefähr über 300° hinaus steigern zu können. –

d. Wirkungsgrad η_2 d. Heizfl. wird angenommen:

$$\eta_2 = 0{,}667;$$

man hat also nun t_2 d. h. d. Temp. womit d. Heizgase in d. Kamin abziehen zu berechnen, sollte sich diese Temp. t_2 d. Annahme von $\eta_2 = \frac{2}{3}$ gemäß, mit Rücksicht auf eine ausreichend kräftige Zugwirkung, zu klein ergeben, so müßte man η_2 noch kleiner annehmen. –

Demnach ist d. Wirkungsgrad d. ganzen Heizanlage:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{2}{3} = 0{,}5$$

es wird also nur d. Hälfte d. vollkommenen Heizwerthes d. Kohle verbrannten Kohlen an d. Gebläsewind abgegeben d. h. nur diese Hälfte wird wirklich nützlich gemacht.

Mit Rücksicht hierauf kann man nun d. stündlich aufzuwendende Brennstoffmenge für Kohlen berechnen, nämlich:

$$B = \frac{W}{\eta K} = 166,25 \text{ kgr.}$$

Hierauf sind nun d. Hauptdimensionen d. Schachtofens zu bestimmen; und zwar kann man dann d. Rostfläche nehmen:

$$R = 2,5 \ \square m$$

entsprechend einer stündlich pro □m Rostfl. zu verbrennenden Kohlenmenge:

$$\frac{B}{R} = 66,5 \text{ kgr. Kohlen.}$$

Dieser Rost kann nun als Doppelrost unter d. schachtförmigen Feuerraum angeordnet werden, so daß jeder Rost 1,25 □m Rostfl. bekommt. –

Zunächst ist nun d. Temp. t_1 im Feuerraum zu berechnen; mit Rücksicht hierauf ist noch zu bemerken, daß man d. Temp. t_0, welche d. Brennmaterial im Gemenge mit d. Luft vor d. Verbrennen hatte, annehmen kann = d. Temp. d. Luft, also:

$$t_0 = 20°.$$

Ferner kann man ~~auf~~ hiernach d. zur vollkommenen Verbrennung von 1 kgr. Kohle theoretisch erforderliche Luftmenge L setzen im Durchschnitt:

$$L = 10,5 \text{ kgr.}$$

und wenn man $m = 2$ setzt, d. wirklich zur Verbrennung von 1 kgr. Kohle erforderliche Luftmenge:

$$m L = 21 \text{ kgr.}$$

Nimmt man ferner noch d. spez. Wärme d. Luft: $c = 0,24$, so bekommt man zunächst für d. Ausdruck:

$$\frac{\eta \cdot K}{(mL+1)c} = \frac{0,75 \cdot 7200}{22 \cdot 0,24} = 1023$$

und somit bekommt man d. Temp. t_1 im Feuerraum mit $s = 0$:

$$t_1 = t_0 + \frac{\eta \cdot K}{(mL+1)c} = 20 + 1023 = 1043°$$

d. Temp. t_2, mit welcher d. Heizgase in d. Kamin abziehen, ist nun mit $s = 0$:

$$t_2 = t_0 + \left[1 - (1+W)\eta_2\right] \frac{\eta \cdot K}{(mL+1)c}$$

$$= 20 + \left[1 - 1,1 \cdot \tfrac{2}{3}\right] 1023$$

$$t_2 = 293°$$

Auf Grund d. angenommenen Wertes $\eta_2 = \frac{2}{3}$ d. h. für d. Wirkungsgrad d. Heizfl., ziehen also nun d. Heizgase mit einer Temp. $t_2 = 293°$ in d. Kamin ab, welche Temp. auch als ganz passend erscheint, um ohne Anwendung eines übermäßig hohen Kamins dennoch eine genügend starke Zugwirkung zu bekommen.

Auf d. Erfahrungen in d. Wärmetheorie, kann man d. Wärmedurchgangskoeffiz. k, welcher hier für Gusseisen bezogen werden muß, setzen:

$$k = 14$$ bezogen auf d. □m Heizfl. u. zu Stunde.

mit $\delta = 0$ ist nun d. erforderliche Summe aller Röhrenoberfl., wenn man d. Formel für Gegenstromprinzip in Anwendung bringt.

$$F = \frac{W}{k} \cdot \frac{\ln \frac{t_1 - t_2'}{t_2 - t_1'}}{(t_1 - t_2') - (t_2 - t_1')} = \frac{598500}{14} \cdot \frac{\ln \frac{750}{273}}{750 - 273}$$

$$F = 91{,}07 \text{ □m}.$$

Auf jedes einzelne von d. 36 vorhandenen Röhrenstränge, kommt also eine erforderliche Oberfl. von:

$$= \frac{91{,}07}{36} = 2{,}53 \text{ □m}.$$

Angenommen nun d. Länge d. einzelnen Rohrstücke, also d. Breite d. Schachtofens sei $= 3$ m, so müssen d. Heizröhren je einen Umfang haben:

$$= \frac{2{,}53}{3} = 0{,}843 \text{ m}.$$

Damit d. Schachtofen nun nicht zu lang wird, macht man diese Röhrenstücke zweckmäßig von nebenstehender Querschnittsform. Macht man etwa d. Dimension:

$$a = 0{,}32 \text{ m}$$

so bekommt man für b, wenn man d. obige Umfangsformel für d. inneren Umfang benützt und dann etwa eine Wanddicke von 2 cm annimmt:

$$b = 0{,}08 \text{ m}.$$

Nimmt man ferner d. Abstand je 2 Röhren von einander:

$$c = 12 \text{ cm},$$

so bekommt man als ganze Länge d. Schachtofens:

$$= 1{,}5 \text{ m}$$

u. somit als d. horizontale Querschnitt d. Ofens: $= 1{,}5 \cdot 3 = 4{,}5$ □m was in gutem Verhältnis zur gesamten Heizfl. $= 2{,}5$ m steht. —

Bei [illegible] einer [illegible] wird es angemessen sein, für d. Wirkungsgrad η_1 d. Feuerung einen Wert anzunehmen, d. abhängig gemacht wird von d. Umstand, ob u. in welchem Grad eine direkte Heizfl. vorhanden wird. Wenn d. Feuerung von einem dicken Mauerwerk umschlossen ist, so darf man auf einen günstigeren Wert rechnen, als bei einer Feuerung. Um sicher zu gehen kann man aber für d. Fall, daß eine direkte Heizfl. nicht vorhanden ist, also $\delta = 0$ ist, $\eta_1 = 0{,}8$ gesetzt werden, wird dies bei einer guten Anlage überschritten, so ist dies nur so besser, jedoch ist es gut η_1 nicht höher anzunehmen.
Ist $\delta = 0{,}2 - 0{,}3$ so ist es angemessen $\eta_1 = 0{,}75$ zu setzen. —

Was d. Wert von K betrifft, so ist derselbe von örtlichen Umständen abhängig. Wenn man nicht immer auf eine gleich gute Kohle rechnen kann, so wird es auch in dieser Beziehung angemessen sein, durchschnittlich eine etwas schlechtere Kohle zu Grunde zu legen. In d. Regel kann man setzen:

$$K = 6000 - 7000 \text{ Cal.}$$

d. Größe m kann wie schon früher erwähnt bei stationären Kesselanlagen durchschnittlich angenommen werden:

$$m = 2$$

Also $\quad mL + 1 = 22 \quad$ während $C = 0{,}24$ ist.

Ferner ist d. Berechnung von t_1 möglich, wenn t_0 etwa $= 20°$ gesetzt wird. Auf Grund d. hier entwickelten Annahmen ist in d. Regel:

$$t_1 = 700 \text{ bis } 1000° \text{ Cel.}$$

Ferner ist eine Annahme hinsichtlich t_2 zu machen. Diese Temp. ist abhängig zu machen erstens von d. Umstand, ob d. Kamin von [illegible] aufgemauert ist od. aus Blech ist, ferner von d. Größe d. ganzen Anlage. Für einen Blechschornstein muss t_2 höher angenommen werden, wegen d. größeren Abkühlung. Auch muss bei kleinen Anlagen ein größerer Wert von t_2 gewählt werden, als bei größeren Anlagen.

Für gemauerte Schornsteine kann gewählt werden: $\quad t_2 = 200$ bis $300°$ Cel.

für Blechschornsteine " " " " $\quad t_2 = 300$ bis $400°$ Cel.

Durch diese Annahme von t_2 ist nun zwar mit genügender Genauigkeit angenähert [illegible] auch d. Wirkungsgrad η_1 d. Heizfl. bestimmt, also auch η, u. nun kann zur Berechnung d. Heizfläche d. Kessels geschritten werden.

In d. meisten Fällen kann d. Heizfl. vorausgesetzt werden als eine einfache Stromheizfl. d. ersten Art, so daß d. Formel Ia gilt, also wenn für C sein Wert gesetzt wird:

$$F = \frac{W}{k} \; \frac{\ln \frac{t_1 - t'}{t_2 - t'}}{\frac{t_1}{1-s} - t_2}$$

Darin sind t_1 u. t_2 bereits festgestellt, t' ist bedingt durch d. verlangte Dampfspannung. d. Wärmedurchgangscoeff. k bezogen auf d. Stunde u. qm Heizfl. kann gesetzt werden: $\quad k = 24$.

Was d. Wärmemenge W betrifft, d. pro Stunde in d. Kessel eindringen muß, so ist diese bedingt durch d. zu entwickelnde Dampfmenge, d. Temp. im Kessel u. d. Temp. d. Speisewassers. Soll pro Std. G kgr Dampf entwickelt werden, so ist zu setzen:

$$W = G(606{,}5 + 0{,}305\, t' - t_1')$$

Schließlich ergibt sich d. Brennstoffmenge B, d. stündlich auf d. Rost verbrannt werden muß:

$$B = \frac{W}{\eta K}$$

d. erforderliche Größe d. Rostfl. R ist dann bestimmt durch d. Kohlenmenge, d. nach d. Umständen gemäß pro Stunde u. qm Rostfl. [illegible] verbrannt zu werden vermag. Erfahrungsgemäß kann bei natürlichem Luftzug u. mittlerer Leistung

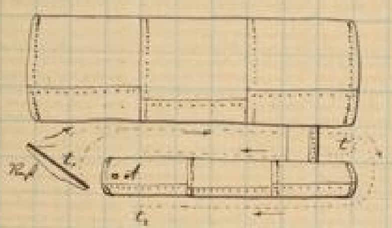
d. Kessel nur mit Antheil 50 bis 75 kg. pr. Stunde u. pr. ☐m Heizfl. verbrannt werden; also

$$B_1 = 50 - 75 \text{ kgr.}$$ [illegible]

[illegible] d. Rauminh.; also

$$R = \frac{B}{B_1}. —$$

[illegible]



[illegible]

$$W^a = \frac{t' - t_1'}{\Theta} W$$

wo $\Theta = 606{,}5 + 0{,}305\, t' - t_1'$ ist.

ferner ist:

$$W' = W - W^a$$

[illegible] t_1 u. t_2 [illegible] t [illegible] t_2 [illegible] $t - t_2$ zu $t_1 - t_2$ [illegible]

$$\frac{t - t_2}{t_1 - t_2} = \frac{W^a}{W\left(1 - \frac{s}{q_2}\right)}$$

[illegible] t [illegible]

$$\delta' = \frac{W'}{k'} \cdot \frac{\ln \frac{t_1 - t'}{t - t'}}{\frac{t_1}{1-s} - t}$$

wo k' d. [illegible] s ist $= 0$

[illegible] $s = 0$. [illegible] $t_1 - t_2$ [illegible]

also:

$$\delta^a = \frac{W^a}{k^a} \cdot \frac{\ln \frac{t - t'}{t_2 - t_1'}}{(t - t') - (t_2 - t_1')}$$

Was K' u. K'' betrifft, so kann man für $K' = 24$ setzen, dagegen muß K'' für Cylinderkessel kleiner genommen werden, da d. Verbrennungsraum [illegible] an d. Heizfläche [illegible] ist. An d. [illegible] ist wird zwar bis d. Verbrennung d. Wärmeübertragung stattfinden können wie beim Feuerkessel, aber [illegible] lagert sich Asche ab u. im Verbrennungsraum [illegible] sich [illegible], so daß also eine geringere Wärmeübertragung stattfindet; also

$$K'' = 18.$$

Die übrigen Größen ergeben sich wie bei einem gewöhnlichen Kessel. —

Was d. Berechnung von Locomotiv-Kesseln betrifft, so kann man für Berechnung setzen, in mannigfacher Beziehung andere Annahmen zu machen.

Zunächst darf man bei d. Locomotivfeuerung auf eine bessere Feuerung rechnen, man nimmt hier allgemein:

$$K = 7500.$$

m kann hier wesentlich kleiner als bei stationären Kesseln gemacht werden, da nicht d. [illegible] d. Rostfläche viel kleiner ist als bei gewöhnlichen Kesseln, da ein viel kräftigerer Zug vorhanden ist; es genügt hier zu setzen:

$$m = 1{,}5.$$

Ferner ist annähernd zu setzen: $\eta_1 = 0{,}8$

d. Feuerraum ist von einem Wasserraum eingeschlossen, aber wegen d. starken [illegible] auf d. [illegible] hat diese Abkühlung wenig zu bedeuten. Was d. weiteren Annahmen betrifft, so hat es für keinen [illegible] von vornherein wegen η_2 eine Annahme zu machen. [illegible] ist ganz unwesentlich für Unterhaltung d. Feuers, da dies durch d. Blasrohrvorrichtung erreicht wird, man kann also hier für η_2 einen geringeren Werth annehmen; derselbe darf jedoch nicht übermäßig groß genommen werden, denn mit d. Vergrößerung von η_2 ergibt sich auch d. Heizfl. um so größer. In dieser Beziehung ist man aber noch beschränkt als bei gewöhnlichen Kesseln; im Allgemeinen kann man setzen:

$$\eta_2 = 0{,}7.$$

Dagegen darf erfahrungsgemäß d. Wärmetransmission [illegible] K hier erheblich größer im Durchschnitt angenommen werden; d. Grund davon ist [illegible], daß man im Durchschnitt [illegible] [illegible] darf u. wegen d. kräftigen Zuges.

Man kann annehmen:

$$K = 30.$$

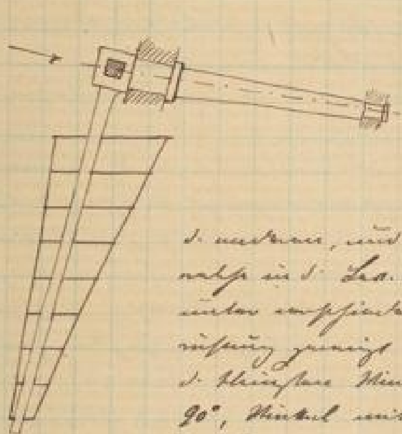
d. Kohlenmenge B, d. pro Stunde u. pro □m Rostfl. mit Vortheil verbrannt werden kann, hat hier keinen bestimmten Werth; es ist diese Menge [illegible] von d. [illegible] Leistung [illegible]. Je mehr Kohle man pro Stunde u. pro □m Rostfl. verbrennt, desto größer ist selbstverständlich d. Widerstand, d. d. Luft zu überwinden hat, aber desto mehr [illegible] [illegible] wird durch d. Blasrohrvorrichtung in d. Schornstein gestoßen.

Man kann deshalb bei d. Annahme d. Größe d. Rostfl. sich nach d. [illegible] Anforderungen richten u. zwar [illegible] im Durchschnitt d. Verhältniß d. Rostfl. zur [illegible] Heizfl. $= \frac{1}{60} - \frac{1}{75}$ angenommen zu werden. —

d. Kohlenmenge, d. pro Stunde u. pro □m verbrannt wird, kann bis auf 400 bis 500 kg. wachsen. —

Theorie der Windräder.

Bekanntlich dient zur Benutzung d. bewegenden Kraft d. Windes allgemein ein sogenanntes Flügelrad. Ein solches Rad ist meist an eine Welle angesetzt, d. sogenannten Ruthenwelle, welche gewöhnlich um einen kleinen Winkel (5°–15°) gegen d. Horizont gelegt wird, besonders darum, damit mit Rücksicht auf d. bedeutende Gewicht d. Flügelrades, d. Ruthenwelle eine sichere Lage bekommt. Bei d. Berechnung dieser Räder kann aber von dieser Neigung abgesehen werden und näherungsweise d. Ruthenwelle als horizontal angenommen werden, zumal da d. Windrichtung immer einen kleinen Winkel mit d. Horizont zu bilden pflegt.



Mit d. verstärkten Kopf d. Ruthenwelle sind d. sogenannten Ruthen verbunden, gewöhnlich in d. Zahl 4–8 meist rechtwinklig durchlaufend. Diese 4–8 Ruthen tragen d. Flügel d. Flügelrades, und zwar wird zunächst ein Gerippe für d. Flügel gebildet, indem sogenannte Sprossen durch d. Ruthen hindurchgesteckt werden, welche auf d. einen Seite mehr hervorragen als auf d. anderen, und zwar am wenigsten auf derjenigen Seite d. Ruthe, welche in d. Lee d. Windes gewandt ist. Diese Sprossen sind nun aber unter verschiedenen Winkeln gegen d. Ruthe und somit gegen d. Windrichtung geneigt und zwar bilden d. d. Achse am nächsten liegenden Sprossen d. kleinsten Winkel und d. äußersten Sprossen d. größten, ungefähr 90°, Winkel mit d. Windrichtung, so daß d. letzteren fast in d. Ebene d. Rades hineinfallen. Natürlich ist hierbei angenommen, daß d. Richtung d. Ruthenwelle immer mit d. derzeitigen Windrichtung zusammenfällt. D. Enden d. Sprossen sind mittelst Latten, sogenannter Bänder, verbunden. D. in d. Lee immer vorn sich befindende schmälere Theil d. Flügels wird mit einem fortlaufenden dünnen Brett, d. sogenannten Windbrett, vollständig bedeckt. D. andere breitere Theil wird dann entweder durch Klappen aus dünnem Holz oder Segeltuch mit geschmeidigem Leinwand oder auch durch fortlaufende Leinwand dicht bedeckt, und somit für d. Einwirkung d. Windes dicht gemacht.

Wenn nun auch diese Windräder nicht nur zu Wasserheben sondern auch zum Betrieb von Entwässerungspumpen vielfach verwendet werden, so nennt man doch d. Gebäude meistens Windmühlen. —

D. Ruthenwelle muß natürlich beim Betrieb immer in d. jedesmalige Richtung d. Windes gedreht werden, zu welchem Zweck verschiedene Vorrichtungen getroffen werden müssen. Mit Rücksicht auf d. hier zu erwähnenden Vorrichtungen kann man nun d. Windmühlen in folgende 5 Gruppen unterscheiden:

1) D. deutsche oder Bock-Windmühle; hier ist d. ganze Gebäude um einen festen Baum, d. sogenannten Hausbaum drehbar. Diese Mühlen, welche um d. Jahr 1100 in Deutschland zuerst erfunden wurden, dienen meistens zum

Betrieb von 1–2 Mahlgängen.

2) d. Holländische oder Thurm-Windmühle soll zuerst in Flandern aufgekommen sein; dieselbe unterscheidet sich von d. Bock-Windmühle dadurch, daß hier nur d. obere Theil d. Gebäudes, d. sogenannte Haube drehbar ist, während d. übrige Gebäude fest steht.

d. Drehung d. Flügelwelle entsprechend Haube und Gebäude, erfolgt bei d. meisten Mühlen mit Hilfe eines langen Hebels, d. sogenannten Sterz od. Sterz, von Hand aus. Man kann indessen auch d. Drehung selbstthätig machen, indem man noch ein weiteres Neben-Flügelrad anbringt, dessen Axe rechtwinklig zur Flügelradebene ist; steht dann d. Flügelwelle nicht genau in d. Windrichtung, so steht auch d. [illegible] d. Nebenflügels etwas schräg gegen d. Windrichtung, dadurch wird dann aber dieses Nebenrad in Gang gesetzt und dreht nun mit Hilfe von Räderübersetzungen d. Gebäude resp. d. Haube und somit d. Flügelwelle in d. stattfindende Windrichtung.

Während diese beiden genannten Windmühlen hauptsächlich als Getreidemühlen verwendet werden, werden d. folgenden 3 vornehmlich zum Betrieb von Feldentwässerungswerken benutzt:

3) d. Pfosten-Windmühle; dieselbe hat ihren Namen von d. festen Ständer oder Pfosten, in welchem d. von d. Flügelwelle getriebene Hauptantriebswelle hinuntergeführt wird bis auf d. Boden, um hier d. Feldentwässerungswerk zu treiben; gleichzeitig ist d. ganze Mühle um diesen Pfosten drehbar.

4) Mühlen, ganz ohne eigentliches Gebäude und nur bestehend aus einem Gerüst zur Unterstützung d. Flügelrades; da somit d. ganze Mühle ziemlich leicht ist, so werden dieselben immer mit einem ziemlich großen Nebenflügel zur Selbsteinstellung d. Flügelwelle versehen.

5). Feldentwässerungswindmühlen, wo d. Flügelrad selbst d. Einstellung [illegible] d. Flügelwelle übernimmt, indem es einfach am [illegible] Ende d. Flügelwelle angebracht ist. —

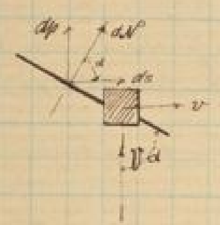
Ebenso wie d. Windrichtung eine ziemlich veränderliche ist, so ist auch d. Geschwindigkeit d. Windes ziemlich veränderlich; indem aber schließlich d. Festigkeit d. Flügel nur einer bestimmten Kraft widerstehen können, so hat man verschiedene Vorrichtungen ersonnen, um durch Veränderung d. bedeckten Flügelfläche, welches auch selbstthätig vor sich gehen kann, d. wirksame Fl. und damit d. auf d. Flügel lastenden Druck entsprechend d. Geschwindigkeit d. Windes zu ändern. Wenn es sich bei veränderlicher Geschwindigkeit d. Windes nicht sowohl um Sicherheit gegen Bruch d. Flügel, was man auch durch Verkleinerung d. wirksamen Flügelfl. erreichen kann, sondern vielmehr nur um eine Regelmäßigkeit im Gange handelt, so kann man sich auch durch Bremsen helfen. —

Gewöhnlich richtet man sich bei d. Bemessung d. Flügel so ein, daß d. max. Effect bei vollständig bedeckter Flügelfläche unter Annahme einer mittleren Windgeschw. = 6–7 m p. Sek. stattfindet. Bei einer kleineren Windgeschw. läßt sich dann dieser max. Effect gar nicht erreichen, während bei größerer Windgeschw. zum Zweck eines gleichförmigen Ganges, d. mehr gewonnene Arbeit zunächst durch Bremsen und dann durch Verkleinern d. wirksamen Flügelfl. aufgehoben werden kann.

Zu jener Zeit als d. holländischen Mühlen d. älteren deutschen als Verbesserung gegenübergestellt wurden, unterschieden sich d. ersteren auch durch ihre windschiefen Flügelfl.

von d. ebenen Flügelfl. d. deutschen Windmühlen. –

Bei d. Berechnung d. Windräder, handelt es sich nun zunächst um d. vortheilhaftesten Winkel α, welchen d. Sprossen mit d. Windrichtung bilden, welcher Winkel wie bereits erwähnt von innen nach außen zunimmt, oder es handelt sich vielmehr darum eine Formel aufzustellen, nach welcher man für eine beliebige Entfernung x von d. Wellenmitte d. vortheilhaftesten Winkel α berechnen kann. Eine solche Formel wurde bereits 1742 von Mac Laurin aufgestellt.



Zur Herleitung dieser Mac Laurin'schen Formel, sei d. Ebene d. Papiers, eine Ebene senkrecht zu einer betrachteten Ruthe, und zwar sei diese Durchschnittsebene genommen in d. Entfernung x von d. Wellenmitte. Als Schnitt dieser Ebene mit d. Flügelfl. erhält man dann natürlich eine gerade Linie, welche mit d. der Luft zugewandten Seite d. Ruthe weniger hervorsteht als auf d. anderen, d. Luft abgewendeten Seite. d. Wind heiße nun in d. Richtung d. Schnitt mit d. Geschw. V d. Flügel; v sei d. Geschw., mit welcher senkrecht gegen d. Windrichtung d. Flügelelement sich bewegt, welches in d. Entfernung x von d. Achse sich befindet. Es sei d. Winddruck, den man auf dieses Element $d\sigma$ d. Flügelfl. ein Normaldruck ausübt $= dN$. Dieser Normaldruck ist natürlich abhängig von d. rel. Geschw. d. Luftstroms gegen d. selbst bewegten Flügelelement und zu setzen d. Windrichtung d. mit beiden Geschw. v u. V resultirenden rel. Normalgeschw., wenn man ebenso wie beim Wasser, d. Druck eines Luftstroms auf eine normal gegen d. Windrichtung stehende Fl. = setzt d. Gew. einer Luftsäule, deren Basis = d. betreffenden Fl. und deren Höhe = d. Geschw.-Höhe d. Luftstroms ist. Es kommt also nun zunächst darauf an d. aus d. beiden Geschw. v u. V resultirende, normal zur Flügelfl. gerichtete Geschw. zu bestimmen, indem dies bekanntlich d. rel. Normalgeschw. ist.

d. Componente von V senkrecht zur Flügelfl. ist nun offenbar $= V.\sin\alpha$

" " v " " " " " " $= v.\cos\alpha$

und somit d. Resultante aus beiden $= V.\sin\alpha - v.\cos\alpha$

und d. dieser Normalgeschw. entsprechende Geschw.-Höhe $= \frac{(V\sin\alpha - v\cos\alpha)^2}{2g}$

Bezeichnet man nun noch mit γ d. spec. Gew. d. Luft und mit k einen durch spezielle Versuche zu bestimmenden constanten Coeff., so ist d. von dieser Normalgeschw. auf d. Flügelelement $d\sigma$ ausgeübte Normaldruck bekanntlich:

$$dN = k\gamma\, d\sigma \frac{(V\sin\alpha - v\cos\alpha)^2}{2g}$$

Dieser Normaldruck dN kann in 2 Componenten zerlegt werden, dp im Sinne d. Windrichtung und dS senkrecht dazu im Sinne d. Drehung.

Also $\quad dp = dN \sin\alpha \quad$ und $\quad dS = dN.\cos\alpha$

Bildet man nun d. Summe sämmtlicher dp eines Flügels und multiplicirt diese Summe mit d. Anzahl (4–8) d. vorhandenen Flügel, so bekommt man d. gesammten vom Wind auf d. Rad im Sinne d. Wellenmitte ausgeübten Normaldruck, womit d. Wellenmitte gegen ihr Lager gepresst wird. Hiernach wären also d. Dimensionen d. Lagerungen und deren Unterstützungen zu bestimmen, welche aber hier weniger in Betracht kommen. Dagegen kommt wesentlich d. Componente dS in Betracht. Multiplicirt man nämlich dS mit v, so bekommt man offenbar d. Arbeit, welche pro Sekunde vom Wind d. betrachteten Element d. Flügelfl. übertragen wird. Setzt man für dS seinen Werth ein und ferner für dN seinen oben gefundenen Ausdruck, so hat

d. Gl.: $v \cdot ds = \frac{k\gamma}{2g} d\sigma (V\sin\alpha - v\cos\alpha)^2 \, v\cos\alpha.$

Betrachtet man diesen Ausdruck blos als eine Function von α, so kann man sich d. Frage stellen, für welchen Werth von α dieser Ausdruck ein max wird; dieser Werth von α wird offenbar d. vortheilhafteste sein, indem damit d. Effect am größten wird. Schreibt man d. Bestimmten in dieser Hinsicht ein, so handelt es sich darum also: $(\sin\alpha - \frac{v}{V}\cos\alpha)^2\cos\alpha$ zu einem max zu machen. Dieses ist bekanntlich d. Fall, wenn d. erste Differentialquotient $= 0$ ist also wenn:

$-(\sin\alpha - \frac{v}{V}\cos\alpha)^2\sin\alpha + 2\cos\alpha(\sin\alpha - \frac{v}{V}\cos\alpha)(\cos\alpha + \frac{v}{V}\sin\alpha) = 0$ ist. Hieraus bekommt man nun d. Werth von α, welcher d. obige Function zu einem max od. min macht.

Nun sieht man leicht, daß man diese Gl. in d. beiden Gl. zerlegen kann:

$$\sin\alpha - \frac{v}{V}\cos\alpha = 0$$

und ~~...~~ $$2\cos\alpha(\cos\alpha + \frac{v}{V}\sin\alpha) - (\sin\alpha - \frac{v}{V}\cos\alpha)\sin\alpha = 0$$

Offenbar ergibt d. erste Gl. d. Werth von α, welcher d. genannte Function zu einem min macht, während man mit d. letzten Gl. d. verlangten vortheilhaftesten Werth von α bekommt, welcher d. Function zu einem max macht. Für diesen vortheilhaftesten Werth von α bekommt man also d. Bestimmungsgl.:

$$-tg^2\alpha + \frac{v}{V}tg\alpha + 2 + 2\frac{v}{V}tg\alpha = 0$$

od. $$tg^2\alpha - \frac{3v}{V}tg\alpha = 2$$

also $$tg\alpha = \frac{3v}{2V} \pm \sqrt{2 + \left(\frac{3v}{2V}\right)^2}$$

Hievon hat offenbar d. d. untern Zeichen entsprechende Ergebniss keine Bedeutung, indem dieses einem negativen Werth von α entsprechen würde.

Bezeichnet man mit ω d. Winkelgeschw. d. Rades, so ist natürlich auch:

$$v = x\omega$$

und somit:

$$tg\alpha = \frac{3\omega}{2V}x + \sqrt{2 + \left(\frac{3\omega}{2V}x\right)^2}$$

dieses ist nun d. MacLaurin'sche Formel, nach welcher man bei gegebener Winkelgeschw. d. Rades also d. Radgeschw. und bei gegebener Windgeschw. d. Winkel α d.h. d. Richtung d. Flügeln zu d. Windrichtung (Radgeschwindigkeitsrichtung) in jeder Entfernung von d. Welle aus bestimmen kann. Wie man sieht nimmt α mit x ab und zu, d.h. d. Neigungswinkel d. Flügel gegen d. Radebene nimmt von ~~aussen~~ innen nach aussen zu.

für $x = \infty$ wird $tg\alpha = \infty$ also $\alpha = 90°$

für $x = 0$ — $tg\alpha = \sqrt{2}$ also $\alpha = 54°44'$.

Letzterer Winkel wird natürlich nicht ganz erreicht, indem man mit d. inneren Flügel doch noch immer um ein Bestimmtes von d. Welle entfernt bleiben muß und also x immer noch einen positiven Werth ein min behält. Ebenso wenig wird aber auch d. Winkel $\alpha = 90°$ erreicht, da d. Flügel ja nicht unendl. lang sind. Zwischen beiden Winkeln $90°$ und $54°44'$ müssen aber jedenfalls d. Neigungswinkel aller Flügel liegen.

Um nun mit dieser Formel d. vortheilhaftesten Werth von $\hat{\alpha}$ zu bekommen, muß man von einem angenommenen Werth d. Verhältnisses $\frac{\omega}{V}$ ausgehen. Hier entsteht aber d. Frage, welches d. vortheilhafteste Werth von $\frac{\omega}{V}$ ist. Dies ist aber offenbar derjenige, welcher dem d. Wind an d. Flügelrad pr. Sek. übertragenen Arbeit ein max. ist. Es wird sich also zunächst darum handeln, diese vom Wind d. Flügelrad pr. Sek. übertragene Arbeit als eine Funktion von $\frac{\omega}{V}$ auszudrücken, um dann d. vortheilhaftesten Werth von $\frac{\omega}{V}$ zu erkennen, welcher diese Arbeit zu einem max. macht.

Dazu wird bestimmt d. Arbeit, welche vom Wind pr. Sek. einem Flächenelement $d\sigma$ einer Flügelfl. im Abstand x von d. Welle mitgetheilt wird:

$$= ds \cdot v = \frac{k\gamma}{2g} d\sigma \left(V \sin\alpha - v\cos\alpha\right)^2 v \cos\alpha$$

d. Arbeit, welche einer ganzen Flügelfl. demnach pr. Sek. übertragen wird $= \int ds \cdot v$, wo d. Integral über d. ganze Fl. ausgedehnt werden muß. Sind demnach m Flügel vorhanden, so ist d. gesammte pr. Sek. an d. Flügelrad übertragene Arbeit:

$$A = m \int ds \cdot v$$

Wenn für ds seinen Werth eingesetzt wird und dann d. gemeinschaftlichen Faktoren herausgesetzt giebt:

$$A = m\,\frac{k\gamma}{2g} \int d\sigma \left(V tg\alpha - v\right)^2 v \cos^3\alpha$$

Setzt man nun voraus, daß d. zweckmäßigste Gestalt d. Flügelfl. nach d. vortheilhaftesten Weise gemacht sei, genügt d. Mac Laurin'schen Formel, so ist zu setzen nach dieser Formel:

$$v = \frac{V}{3 tg\alpha}\left(tg^2\alpha - 2\right) = \frac{1}{3} V \left(tg\alpha - 2 cotg\alpha\right)$$

$$\text{und folgl.}\quad V tg\alpha - v = \frac{2}{3} V \left(tg\alpha + cotg\alpha\right) = \frac{2}{3} V \frac{1}{\sin\alpha \cdot \cos\alpha}$$

Diesen Ausdruck in d. obige Integral gesetzt giebt:

$$= \int d\sigma \left(\frac{2}{3} V \frac{1}{\sin\alpha \cdot \cos\alpha}\right)^2 v \cos^3\alpha = \frac{4}{9} V^2 \int d\sigma \frac{v \cos^3\alpha}{\sin^2\alpha \cos^2\alpha}$$

und setzt mit $v = \omega x$:

$$A = \frac{2mk\gamma}{9g} V^2 \omega \int x\, d\sigma \frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha}$$

Wenn hier nun ein Flügel von constanter Breite b vorausgesetzt werden, wie sie ja im Allgemeinen ausgeführt werden, dann ist offenbar d. Element d. Flügelfl. im Abstand x von d. Axe: $d\sigma = b \cdot dx$ und somit:

$$A = \frac{2mk\gamma}{9g} b V^2 \omega \int x\, dx \frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha}$$

Um diese Integration ausführen zu können über d. ganze Flügelfl. hinweg, muß zunächst entweder α durch x oder x durch α ausgedrückt werden. Hier soll nun d. letztere angenommen und damit d. Arbeit A nur als eine Funktion von α ausgedrückt werden. Dazu dient d. vorhin gefundene Mac Laurin'sche Formel, welche ja bekanntlich nur eine Beziehung zwischen x u. α ist. Man bekommt mit derselben:

$$x = \frac{v}{\omega} = \frac{V}{3\omega}\left(tg\alpha - 2 cotg\alpha\right) = \frac{V}{3\omega} \frac{\sin^2\alpha - 2\cos^2\alpha}{\sin\alpha \cdot \cos\alpha}$$

$$\text{also}\quad dx = \frac{V}{3\omega}\left(\frac{1}{\cos^2\alpha} + \frac{2}{\sin^2\alpha}\right) d\alpha = \frac{V}{3\omega} \frac{\sin^2\alpha + 2\cos^2\alpha}{\sin^2\alpha \cos^2\alpha}\, d\alpha$$

$$\text{somit}\quad x\, dx = \frac{V^2}{9\omega^2} \frac{\sin^4\alpha - 4\cos^4\alpha}{\sin^3\alpha \cos^3\alpha}\, d\alpha$$

Dieser Ausdruck in d. Integral gesetzt giebt uns schliesslich zwischen d. Grenzen, d. g. W. d. Flügelrades übertragene Arbeit:

$$A = \frac{2mk\gamma}{81g}\,\frac{bV^4}{\infty}\int\frac{\sin^4\alpha - 4\cos^4\alpha}{\sin^4\alpha\cdot\cos^3\alpha}\cdot\frac{\cos\alpha}{\sin\alpha}\,d\alpha.$$

Dieses Integral soll über d. ganze Flügelfl. ausgedehnt werden. Bezeichnet man demnach mit α_0 und α_1 d. Grenzwerte von α d. h. mit α_0 d. Neigungswinkel d. innersten Grenze und mit α_1 d. Neigungswinkel d. äussersten Grenze mit d. Windrichtung, so hat man zu integriren von α_0 bis α_1, also:

$$A = \frac{2mk\gamma}{81g}\,\frac{bV^4}{\infty}\int_{\alpha_0}^{\alpha_1}\frac{\sin^4\alpha - 4\cos^4\alpha}{\sin^5\alpha\cdot\cos^2\alpha}\,d\alpha.$$

$$= \frac{2mk\gamma}{81g}\,\frac{bV^4}{\infty}\left[f(\alpha_1) - f(\alpha_0)\right]$$

unter $f(\alpha)$ d. unbestimmte Integral d. Function von α verstanden. Zunächst kommt es also darauf an diese Function $f(\alpha)$ zu bestimmen, welche dann durch Substitution von α mit α_0 u. α_1 d. Functionen $f(\alpha_0)$ resp. $f(\alpha_1)$ geben. Diese Function ist nun offenbar d. unbestimmte Integral:

$$f(\alpha) = \int\frac{\sin^4\alpha - 4\cos^4\alpha}{\sin^5\alpha\cdot\cos^2\alpha}\,d\alpha$$

$$= \int\frac{d\alpha}{\sin\alpha\cos^2\alpha} - 4\int\frac{\cos^2\alpha}{\sin^5\alpha}\,d\alpha.$$

Da nun $\cos^2\alpha = 1 - \sin^2\alpha$ ist, so zerfällt d. 2te Integral wieder in 2 Integrale, nämlich:

$$f(\alpha) = \int\frac{d\alpha}{\sin\alpha\cos^2\alpha} - 4\int\frac{d\alpha}{\sin^5\alpha} + 4\int\frac{d\alpha}{\sin^3\alpha}$$

Nach bekannten Integralformeln kann man diese Integrale lösen.
Nach d. folgenden bekannten Reductionsformel:

$$\int\frac{d\alpha}{\sin^m\alpha\cos^n\alpha} = \frac{1}{n-1}\,\frac{1}{\sin^{m-1}\alpha\cos^{n-1}\alpha} + \frac{m+n-2}{n-1}\int\frac{d\alpha}{\sin^m\alpha\cos^{n-2}\alpha}$$

ist zunächst d. 1ste Integral zu integriren, indem man in dieser allgemeinen Formel nun $m = 1$ und $n = 2$ setzt; man bekommt daher:

$$\int\frac{d\alpha}{\sin\alpha\cos^2\alpha} = \frac{1}{\cos\alpha} + \int\frac{d\alpha}{\sin\alpha}$$

und somit:

$$f(\alpha) = \frac{1}{\cos\alpha} + \int\frac{d\alpha}{\sin\alpha} - 4\int\frac{d\alpha}{\sin^5\alpha} + 4\int\frac{d\alpha}{\sin^3\alpha}$$

In dieser Function kommen also nur noch gebrochene Integrale von α vor, welche sich wieder leicht lösen lassen mit Hilfe d. folgenden allgemeinen bekannten Reductionsformel:

$$\int\frac{d\alpha}{\sin^m\alpha} = -\frac{1}{m-1}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^{m-1}\alpha} + \frac{m-2}{m-1}\int\frac{d\alpha}{\sin^{m-2}\alpha}$$

Hiernach ist also zunächst, indem man $m = 3$ setzt:

$$\int\frac{d\alpha}{\sin^3\alpha} = -\frac{1}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha} + \frac{1}{2}\int\frac{d\alpha}{\sin\alpha}$$

und indem man $m = 5$ setzt:

$$\int \frac{d\alpha}{\sin^5\alpha} = -\frac{1}{4}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^4\alpha} + \frac{3}{4}\int\frac{d\alpha}{\sin^3\alpha}$$

$$= -\frac{1}{4}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^4\alpha} + \frac{3}{4}\left(-\frac{1}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha} + \frac{1}{2}\int\frac{d\alpha}{\sin\alpha}\right)$$

diese Ausdrücke in d. Formel für $f(\alpha)$ gesetzt, gibt:

$$f(\alpha) = \frac{1}{\cos\alpha} + \left(-2 + \frac{3}{2}\right)\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha} + \frac{\cos\alpha}{\sin^4\alpha} + \left(1 + 2 - \frac{3}{2}\right)\int\frac{d\alpha}{\sin\alpha}$$

$$= \frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha} + \frac{\cos\alpha}{\sin^4\alpha} + \frac{3}{2}\int\frac{d\alpha}{\sin\alpha}.$$

Ferner ist nun aber: $\displaystyle\int\frac{d\alpha}{\sin\alpha} = \int\frac{d\alpha}{2\sin\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\alpha}{2}} = \int\frac{d\frac{\alpha}{2}}{\sin\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\alpha}{2}}$

$$= \int\frac{\frac{d\frac{\alpha}{2}}{\cos^2\frac{\alpha}{2}}}{tg\frac{\alpha}{2}} = \int\frac{d(tg\frac{\alpha}{2})}{tg\frac{\alpha}{2}} = \ln\left(tg\frac{\alpha}{2}\right)$$

Damit ist dann $f(\alpha)$ indem man behufs Umformung noch $\frac{1}{2}\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha}$ einmal mit d. Pluszeichen und einmal mit d. Minuszeichen hinzufügt:

$$f(\alpha) = \frac{1}{\cos\alpha} + \frac{1}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha} + \frac{\cos\alpha}{\sin^4\alpha} - \frac{3}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha} + \frac{3}{2}\ln\left(tg\frac{\alpha}{2}\right)$$

$$= \frac{\sin^4\alpha + \sin^2\alpha\cos^2\alpha + \cos^2\alpha}{\sin^4\alpha\cos\alpha} - \frac{3}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha} + \frac{3}{2}\ln\left(tg\frac{\alpha}{2}\right)$$

$$= \frac{1}{\sin^4\alpha\cdot\cos\alpha} - \frac{3}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\sin^2\alpha} + \frac{3}{2}\ln\left(tg\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right)$$

Dies kann nun in d. Formel für d. Arbeit A eingesetzt werden. Um aber diese Arbeit noch auf eine andere Form zu bringen, soll d. Gl. multipliziert werden und dividiert werden mit $x_1 - x_0$, wo x_1 und x_0 d. Grenzwerte von x bezeichnen sollen und zwar x_0 d. kleinste Wert = Entfernung d. vordersten Spitze von d. Achse und x_1 d. größte Wert von x = Entfernung d. äußersten Spitze von d. Achse; dann ist offenbar $x_1 - x_0$ d. ganze Länge d. belasteten Flügelfl. und also $b(x_1 - x_0) = F$ = Flügelfl. Multipliziert und dividiert man dann noch weiter mit $\frac{\omega}{v}$ so bekommt man d. pro Sek. an d. Flügelrad vom Winde übertragene Arbeit:

$$A = \frac{2 m k r}{81 g}\, F\, v^3\, \frac{f(\alpha_1) - f(\alpha_0)}{\frac{\omega}{v}(x_1 - x_0)}$$

Vermöge d. Rec. Laurisschen Formel ist nun aber:

α eine bestimmte Funktion φ von $\frac{\omega}{v}x$

also auch α_1 . . . . $\frac{\omega}{v}x_1$

" α_0 . . . . $\frac{\omega}{v}x_0$

so daß man auch schreiben kann:

$$A = \frac{2 m k r}{81 g}\, F\, v^3\, \frac{\varphi(\frac{\omega}{v}x_1) - \varphi(\frac{\omega}{v}x_0)}{\frac{\omega}{v}(x_1 - x_0)}$$

wo φ eine zusammengesetzte unentwickelte Funktion von α ist, indem φ zunächst eine Funktion von x und x eine Funktion von α ist.–

Hieraus ist dann d. Arbeit A als Function von $\frac{\omega}{V}$ ausgedrückt und man könnte nun auf bekannte Weise mittelst d. Differentiation d. vortheilhaftesten Werth von $\frac{\omega}{V}$ bestimmen, nämlich denjenigen, welcher unter gegebenen Umständen diese Arbeit zu einem max macht. Indessen würde eine solche Rechnung mit Rücksicht auf d. verhältnissmäßig zusammengesetzte Natur d. Function Φ u. f sehr umständlich und kaum durchführbar sein. Aus diesem Grunde empfiehlt sich diesen vortheilhaftesten Werth von $\frac{\omega}{V}$ erfahrungsmäßig zu bestimmen. D. in dieser Hinsicht zu Gebote stehenden einzigen Versuche wurden von Smeaton u. Coulomb schon vor einem Jahrhundert gemacht.

Smeaton benutzte zu seinen Versuchen d. Modell eines kleinen Flügelrades von folgenden Dimensionen:

Flügelbreite b =

x_0 = 3 Zoll engl. x_1 = 21"

α_0 = 65° α_1 = 80°

Indem Smeaton es zu umständlich fand d. Windgeschw. V zu bestimmen, kehrte er d. ganze Verhältniss um, indem er d. Modellrad in ruhender Luft umdrehte mit einer bestimmten Kraft, derart, daß d. Modellrad an einem langen Hebel in d. ruhenden Luft im Kreise herumgeführt wurde. Diese Versuche wurden mit großer Genauigkeit ausgeführt und bestätigten auch d. Theorie. Indessen sind doch d. Dimensionen d. Modells viel zu klein, um aus d. erhaltenen Verhältnissen auch auf d. [?] Windmühlen schließen zu dürfen.

Viel wichtiger sind daher d. Versuche von Coulomb, welche an verschiedenen großen Windmühlen in Holland angestellt wurden. D. Flügel hatten durchgängig gleiche Dimensionen, nämlich Flügelbreite b = 2m

x_0 = 2m

x_1 = 12m also ungewöhnlich große

Dimensionen. D. Winkel α_0 u. α_1 wurden [?] d. [?] Erfahrungen gemäß gewählt, waren aber bei d. verschiedenen Flügelrädern nicht ganz gleich, nämlich

α_0 = 60° – 68°

α_1 = 78° – 84°.

D. Windgeschw. V wurde ermittelt aus d. Zeit, in welcher Federn oder [?] leichte, in d. Luft schwebende Körper eine bestimmte Distanz durchflogen. Es ergab sich dann in d. That, daß d. Verhältniss $\frac{\omega}{V}$ für d. vortheilhaftesten Gang d. Mühle also für einen Gang, wo d. von d. Winde d. Flügelrad zu übertragende Arbeit ein max erreichte, ungefähr eine constante Größe ist.

Bei einer Windgeschw. V = 4,22 m pr Sec. ergab sich d. vortheilhafteste Tourenzahl n = 8 pr. Min.

V = 6,50 " " " " " " n = 13 " "

V = 8,09 " " " " " " n = 17 " "

also $\frac{V}{n}$ = 0,528 resp. 0,500 resp. 0,535

im Durchschnitt: $\frac{V}{n}$ = 0,52.

od. umgekehrt: $\frac{n}{V}$ = 1,92.

also d. vortheilhafteste Verhältniss $\frac{\omega}{V} = \frac{\frac{n}{9,55}}{V} = \frac{1,92}{9,55} = 0,2014.$

Aus diesen Coulomb'schen Versuchsergebnissen ergibt sich also d. vortheilhafteste Verhältniss d. Winkelgeschw. d. Rades zu d. Windgeschw. V im Mittel = 0,2. –

Es fragt sich aber noch ob auch in d. That d. Winkel α_0 und α_1, welche bei d. Coulomb'schen

Versuchen d. Flügelräder selbst, auf Grund dieser Verhältnisse mit d. Mac Laurin'schen Formel d. vortheilhaftesten Werthen nahe kommen.

Wenn man aber $\frac{\omega}{V} = 0{,}2$ einsetzt, so bekommt man aus d. Mac Laurin'schen Formel:

$$tg\,\alpha = 0{,}3x + \sqrt{2+(0{,}3x)^2}$$

und für $x_0 = 2\,m$ ergibt sich hieraus $\alpha_0 = 64°5'5'$, so sind also diese Winkel
$x_1 = 12\,m$ " " $\alpha_1 = 82°22'$ wirklich zwischen d. Grenzen enthalten, wie sie bei d. benützten Flügelrädern stattfanden. —

D. Dimensionen dieser bei d. Versuchen verwendeten Flügelräder sind nun aber nicht alle gewöhnliche, indem d. Durchmesser d. Flügelräder meistens nicht $= 24\,m$ sondern etwa $= 20\,m$ also $x_1 = 10\,m$ ist. Aus diesem Grunde kann man auch nicht gut d. vortheilhafteste Verhältniß $\frac{\omega}{V}$ für alle Räder $= 0{,}2$ setzen. Indessen kann bemerkt werden, daß d. Dimensionen x_0 und x_1 stets in einem constanten Verhältniß $\frac{x_0}{x_1} = \frac{1}{6}$ zu einander stehen, wobei x_1 noch immer ziemlich verschieden sein kann. Nimmt man dies constante Verhältniß $\frac{x_0}{x_1} = \frac{1}{6}$ bei d. Lösung an, so wird d. Formel für d. Arbeit A nur eine Function von $\frac{\omega}{V}x_1$, so daß man annehmen kann, daß d. im Resultat gefundene Product $\frac{\omega}{V}x_1$ d. vortheilhafteste sein wird, woraus aber $x_1 = 12\,m$ und somit d. vortheilhafteste Verhältniß:

$$\frac{\omega}{V}x_1 = 12 \cdot 0{,}2 = 2{,}4.$$

Man wird also diesem gemäß d. vortheilhafteste Verhältniß $\frac{\omega}{V}$ von d. äußersten Flügelrad-Radius x_1 abhängig machen, nach d. Leitungsformel:

$$\frac{\omega}{V} = \frac{2{,}4}{x_1}$$

od. zwischen haben d. vortheilhaftesten Werth von $\frac{n}{V} = \frac{9{,}55\,\omega}{V} = 9{,}55 \cdot \frac{2{,}4}{x_1}$

$$\frac{n}{V} = \frac{22{,}9}{x_1}.$$

Wenn also x_1 d. äußerste Halbmesser d. Flügelrades ist, so muß, um eine möglichst vortheilhafteste Ausnützung d. bewegenden Kraft d. Windes zu erlangen, genommen werden:

$$\frac{n}{V} = \frac{22{,}9}{\cancel{V}} \quad \frac{22{,}9}{x_1}$$

wenn n d. Umdrehungszahl d. Flügelwelle pro Minute ist. —

Legt man dieses zu Grunde, setzt also in d. Mac Laurin'schen Formel $\frac{\omega}{V} = \frac{2{,}4}{x_1}$, so erhält man nun für d. Winkel α d. Formel:

$$tg\,\alpha = 3{,}6\,\frac{x}{x_1} + \sqrt{2+\left(3{,}6\,\frac{x}{x_1}\right)^2}$$

für $x = x_1$, entsprechend d. äußersten Grenze, erhält man dann den Neigungswinkel gegen d. Windrichtung derselben: $\alpha_1 = 82°22'$
und für $\frac{x_0}{x_1} = \frac{1}{6}$ bekommt als Neigungswinkel d. innersten Grenze mit d. Windrichtung derselben: $\alpha_0 = 64°5'5'$.
Diese Werthe von α_1 und α_0 in $f(\alpha)$ substituirt, gibt:

$$f(\alpha_1) = 7{,}398$$
$$f(\alpha_0) = 2{,}052$$

$$\text{Also}\quad f(\alpha_1) - f(\alpha_0) = 5{,}346$$

und für d. vortheilhaftesten Gang ist für $\frac{\omega}{V}x_1 = 2{,}4$, somit:

$$\frac{\omega}{V}(x_1 - x_0) = 2{,}4\left(1 - \frac{x_0}{x_1}\right) = 2{,}4 \cdot \frac{5}{6} = 2$$

wenn $\frac{x_0}{x_1} = \frac{1}{6}$ angenommen wird.

Was ferner d. Zahlenwerth $\frac{2\gamma}{81 g}$ betrifft, so bedeutet darin γ d. Gew. von 1 Cubm. atm. Luft.
Bei einer durchschnittlichen Lufttemperatur $-10°$ kann
$\gamma = 1,24$ Kgr. gesetzt werden, während
g = Beschl. d. Schwere = 9,81 m ist.

$$\text{Also: } \frac{2\gamma}{81 g} = \frac{2 \cdot 1,24}{81 \cdot 9,81} = \frac{1}{320}.$$

Werden diese Zahlenwerthe eingesetzt in d. Ausdruck für A, so ergibt sich nun d. Gesammtarbeit, welche p. Sek. vom Winde d. Flügelrad übertragen wird beim vortheilhaftesten Gang d. Mühle und bei gegebener Windgeschw. V:

$$A = \frac{5,246}{640} m k \delta V^3 = \frac{k m \delta V^3}{120} \text{ kgmtr.}$$

Hierin ist nur noch k unbekannt d.h. d. Coeff., womit d. Gew. einer Luftsäule multiplicirt werden muss, damit d. Produkt = d. Luftdruck ist, welchen ein Luftstrom, dessen Geschw. = d. Höhe d. Luftsäule, auf eine normale Fl. ausübt, die = d. Grundfl. d. Luftsäule ist. – Nach verschiedenen Versuchen ist dieser Coeff. k sehr verschieden und kann bei ebenen Fl., wie sie hier vorliegen, zwischen 2 u. 4 angenommen werden, wachsend mit d. Grösse d. Fl.
Indem nun aber hier einerseits keine ebene Fl. vorliegt, andererseits aber auch d. Luftstrom sich durch d. Gerippe d. Flügel hindurchdrückt und so Widerstände für d. Wind bildet, so kann man für d. angegebenen Zahlen nicht so ohne Weiteres annehmen, es müssten vielmehr in dieser Hinsicht noch besondere Versuche gemacht werden. Diese wurden ebenfalls von Coulomb angestellt an einer d. genannten Mühlen, welche d. Flächenmaße einer Holzgestaltung hatte. Da man d. Gew. d. Flächengröße, sowie d. Geschwindigkeit derselben genau kannte, ebenso d. Zahl d. Flügel p. Min., so konnte man nach einigermaßen genauer Schätzung d. Reibungswiderstände d. Arbeit berechnen, welche wirklich d. Flügelrad vom Winde übertragen wurde.
Durch Vergleich mit obiger Formel bekam man dann:

$$k = 3,8.$$

wobei indessen bemerkt werden muss, dass d. Versuche gemacht wurden, wenn d. Umdrehungszahl n ungefähr ihren vortheilhaftesten Werth hatte.
Dieses eingesetzt gibt nun:

$$A = 0,0317 \, m \delta V^3 \text{ kgmtr.}$$

Hiernach kann man nun, so lange nicht bessere als d. Coulomb'schen Versuche vorliegen, d. Arbeit berechnen, welche p. Sek. auf ein gegebenes Flügelrad übertragen wird, wenn d. Größe und Anzahl d. Flügel sowie d. Windgeschw. V in Mtr. p. Sek. bekannt sind. Dabei wird aber vorausgesetzt, dass d. Flügelrad seinen vortheilhaftesten Gang gehe, welcher dadurch bestimmt ist, dass $\frac{u}{V} = \frac{22,9}{x_1}$ sein muss, wobei x_1 d. äussersten Radius d. Flügelrades d.h. d. Entfernung d. äussersten Spitze von d. Drehmittelpunkt verstanden, wie ferner und dabei auch vorausgesetzt, dass d. Neigungswinkel d. Flächen gegen d. Windrichtung d. vortheilhaftesten d.h. nach d. Mac Laurin'schen Formel bestimmt sind. –

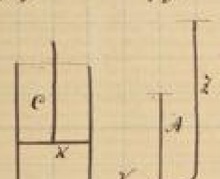
Wenn z. B. wie es im Durchschnitt d. Fall zu sein pflegt, d. Flügel eine wirksame Fl. haben $= F = b(x_1 - x_0) = 2 \cdot 8\,m = 16 \,\square\, mtr.$ und $m = 4$ Flügel vorhanden sind, so bekommt man $A = 2{,}03\, V^3$ und also d. Zahl d. Pferdestärken: $N = \frac{A}{75} = \frac{V^3}{37}$.

Für eine Windgeschw. $V = 6\,m$ $7\,m$ u. s. w. bekommt man dann $N = 5{,}84$ $9{,}27$ Pferdestärken.
Unter diesen Umständen würde d. Flügelrad ausreichend sein zum Betrieb eines Werkzeuges. Wollte man mehrere Werkzeuge verwenden, so müsste man entweder d. Flügel größer od. länger machen od. d. Flügelanzahl entsprechend vergrößern. –

Wassersäulen-Maschinen.

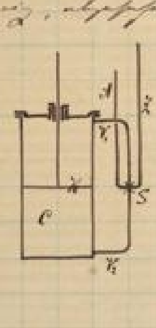
Dieselben sind solche hydraulische Masch., bei denen d. Betriebswasser direct durch d. seinem Gefälle entsprechenden Druck auf d. Kolben einer Masch. wirkt. Sie finden hauptsächlich Anwendung in grossen Bergwerken, zur Wasserhaltung in einer rotirenden Art, im Bergbau zum Betrieb d. Grubenpumpen, und zwar sind sie hier meistens einfach wirkende Masch., analog d. einfach wirkenden Dampf-Masch., welche zu demselben Zweck verwendet werden. In neuerer Zeit werden d. Wassersäulen-Masch. aber auch in kleinerem Maßstabe als rotirende Masch. zum Antreiben von Wasserkräften benutzt.–

D. Haupttheile einer Wassersäulen-Masch. ergeben sich aus nebenstehender schematischer Skizze:



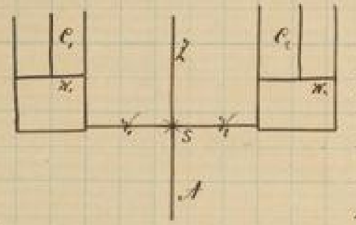
Dieselbe besteht wesentlich aus einem Treibcylinder C, in welchem sich d. Treibkolben K wasserdicht auf u. abbewegt. Bei einfach wirkender Masch. ist dieser Cyl. C nur an einer Seite geschlossen; zunächst diesem geschlossenen Ende mündet ein Rohr V ein, welches einerseits durch d. Zuflußrohr Z mit d. Oberwasser und andererseits ~~dur~~ durch d. Abflußrohr A mit d. Unterwasser also resp. mit d. Oberfläche u. Unterwasserfläche in Verbindung steht; d. Abflußfläche muß natürlich immer tiefer liegen als d. Oberfläche. An d. Stelle, wo d. Rohre V Z u. A zusammentreffen befindet sich d. Steuerung S; dieselbe gestattet eine zweifach verschiedene Stellung; bei d. ersten communicirt d. Zuflußrohr Z durch d. Rohr V mit d. Treibcylinder, so daß d. Betriebswasser d. Kolben K in d. Höhe schiebt; um d. entgegengesetzten Kolbenhub zu bekommen, wird d. Steuerung S umgestellt, so daß nun d. Abflußrohr A durch Rohr V mit d. Treibcylinder C communicirt und also nun d. Wasser unter d. Kolben K weg in d. Abflußfläche fließt und somit d. Kolben K wieder sinkt.–

Bei einer doppelt wirkenden Wassersäulen-Masch. ist d. Einrichtung im Prinzip, abgesehen von allen constructiven Details, folgende:



D. Treibcylinder C ist an beiden Enden geschlossen, so daß d. Kolbenstange an einer Seite mittelst einer Stopfbüchse durch d. Cyl.-deckel geführt werden muß; an beiden Enden münden Rohre V_1 u. V_2, d. unter sich verbunden sind; mit diesen Rohren communiciren ungleichen weg. Zuflußrohr Z u. d. Abflußrohr A, und an d. Stelle, wo d. Rohre A u. Z mit d. Rohren V_1 u. V_2 in Verbindung sind, befindet sich d. Steuerung S; dieselbe gestattet zwischen eine 2fach verschiedene Stellung: bei d. ersten kann d. Aufschlagwasser vom Oberwasser durch d. Zuflußrohr Z in d. Rohr V_2 u. somit unter d. Kolben K gelangen, während gleichzeitig d. Wasser über d. Kolben K durch d. Rohr V_1 u. durch d. Abflußrohr A in d. Unterwasser abströmen kann; bei dieser Stellung bewegt sich demnach d. Kolben von unten nach oben; bei d. 2ten Stellung d. Steuerung kann d. Aufschlagwasser durch d. Rohr Z u. d. Rohr V_1 über d. Kolben K gelangen, während gleichzeitig d. unter d. Kolben befindliche Wasser durch d. Rohr V_2 u. A in d. Unterwasser abfließen kann, sodaß nunmehr sich d. Kolben von oben nach unten bewegt. —

Statt solcher doppeltwirkenden 1 cyl. Wassersäulen-Masch. wird gewöhnlich eine 2 cyl. einfach-wirkende Masch. vorgezogen, wodurch im Wesentlichen derselbe Zweck erreicht wird. Es seien also hier C_1 u. C_2 2 im Allgemeinen verschieden große Treibcylinder, in denen sich d. Kolben K_1 u. K_2 wechselweise bewegen und zwar immer in entgegengesetzter Richtung. Diese beiden Cylinder C_1 u. C_2 stehen an ihrem geschlossenen Ende durch ein Rohr V_1 V_2 mit einander in Verbindung; mit diesem Rohr V_1 V_2 sind nun weiter d. Zuflußrohr Z u. d. Abflußrohr A verbunden u. an d. Stelle, wo diese 4 Rohre sich treffen, befindet sich d. Steuerung S, d. hier eine 2fache Stellung einnehmen kann: in d. ersten Stellung communic. d. Zuflußrohr Z durch V_1 mit d. Cyl. C_1 und gleichzeitig d. Abflußrohr A durch V_2 mit d. Cyl. C_2, sodaß also nun d. Kolben K_1 gehoben wird und d. Kolben K_2 sinkt; bei d. anderen Stellung nimmt d. Aufschlagwasser d. Weg durch Z u. V_2 in d. Cyl. C_2 und gleichzeitig d. im Cyl. C_1 schon verbrauchte Wasser d. Weg durch V_1 u. A in d. Unterwasser, sodaß nun d. Kolben K_2 in d. Höhe geht, während d. Kolben K_1 sinkt. —



D. Zuflußrohr mündet aber über d. Sohle d. Oberwassers jedoch noch immer eine bestimmte Größe unter d. Oberwasserspiegel. D. Mündung d. Zuflußrohrs Z legt man gewöhnlich 0,5 mtr über d. Sohle d. Oberwassers, damit kein Schlamm u. sonstige Verunreinigungen mit in d. Rohr treten, andererseits legt man jedoch auch d. Mündung d. Zuflußrohrs Z immer noch 1 – 1,5 m unter d. Oberwasserspiegel, damit nicht ein Trichter im Wasser über d. Mündung d. Zuflußrohrs entsteht und somit etwa Luft mit in d. Rohr hineingerissen wird. —

Man giebt diesem Zuflußrohr Z gewöhnlich eine solche Weite d_1, daß d. mittlere Geschw. d. Wassers in demselben

$$v_1 = 1{,}5 - 2 \text{ mtr p. Sek.}$$ beträgt.

Bezeichnet d d. Durchmesser d. Treibkolbens, welcher von d. Weite d. Treibcylinders verschieden sein kann, wenn d. ~~Plunger~~ Kolben als Plungerkolben hergestellt wird, dann nimmt man durchgängig:

$$\frac{d}{d_1} = 2 - 3.$$

also d. Geschw. d. Kolbens 4 – 9 mal so klein als d. Geschw. d. Wassers im Zuflußrohr Z. Nimmt man im Durchschnitt d. mittlere Geschw. d. Wassers im Zuflußrohr Z zu $v_1 = 2$ m und andererseits d. Weite d. Treibcylinders $d = 2{,}5\, d_1$, so bekommt man d. mittlere Geschw. d. Treibkolbens

$$v = \frac{v_1}{\left(\frac{d}{d_1}\right)^2} = \frac{2}{(2,5)^2} = 0,32 \text{ m p. Sek.}$$

Bei einfach wirkenden Masch. richtet man sich oft so daher ein, daß d. Geschw. beim Aufgang u. Niedergang d. Kolbens verschieden ist. –
d. Verhältniß d. Hubes s zum Durchmesser d d. Treibkolbens findet man verschieden, was d. Verwendung dieser Masch. beim Bergbau betrifft, zwischen d. Grenzen:

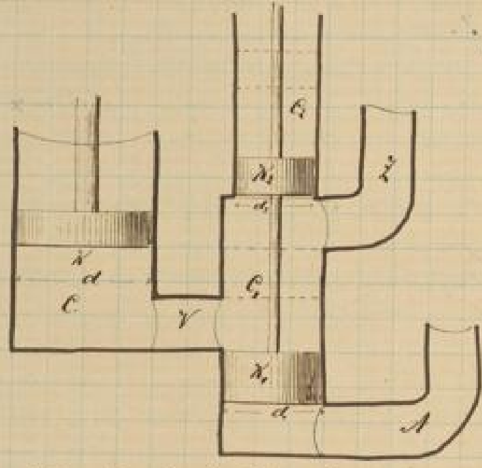
$$\frac{s}{d} = 2,5 - 6$$

u. dementsprechend d. Zahl n d. Kolbenspiele p. Min. zwischen d. Grenzen:

$$n = 3 - 6.$$

d. Treibkolben ist entweder ein gegossener gelieferter Kolben, welcher selbst d. Liederung hat, während d. Innenwand d. Cylinders vollkommen glatt ist, oder es ist ein gegossener Plungerkolben, wo d. Liederung eine feste Lage gegen d. Cyl. hat und d. Kolben sich in dieser bewegt. d. Liederung ist entweder eine einfache Lederumstulpe oder eine hydraulische Liederung, wobei also d. Druck d. dichtenden Lederstulpe gegen d. Kolben resp. Cylinder-Wand immer – d. augenblicklich stattfindenden Wasserpressung entspricht. –
d. Steuerung kann man unterscheiden in eine äußere u. eine innere Steuerung: d. innere Steuerung dient unmittelbar zum wechselweisen Ein- u. Auslassen d. Arbeitswassers, während d. äußere Steuerung dagegen so derart d. Treibkolbenstange mit d. inneren Steuerung verbunden ist, daß sie von selbst zur rechten Zeit in Funktion tritt. –
d. innere Steuerung ist gegenwärtig meistens eine Kolbensteuerung, während sie früher meist als Hahnsteuerung ausgeführt wurde, in neuerer Zeit nimmt man auch noch, ganz wie bei Dampfmasch., Schieber- u. Ventilsteuerungen.
d. Steuerungskolben ist ein abgedrehter Cylinder aus Metall, gut eingeschliffen in ein entsprechendes Metallgehäuse; d. Kolbenkörper ist entweder 2 theilig oder 3 theilig gebaut, je nachdem d. Masch. einfach wirkend oder doppelt wirkend ist. Um d. einseitigen Druck, womit d. Wasser d. Kolbenkörper immer gegen d. Kolbengehäuse drückt, und damit d. einseitige Abschleifen zu vermeiden, hat man verschiedene Anordnungen getroffen, indem man absichtlich einen entsprechenden Gegendruck gegen d. Kolbenkörper ausübte, oder indem man d. Kolbenkörper ringsum vollständig rotiren ließ, und somit also ein allseitiges Abschleifen erreichte etc. etc. —
Was d. gegenwärtig für in Betracht kommenden Kolbensteuerungen für Wassersäulen-Masch. betrifft, so hat dieselbe für einfach wirkende Masch. im wesentlichen folgende Anordnung: (Siehe Skizze gegenüber Seite)
Es sei C d. Treibcylinder einer einfach wirkenden Wassersäulen-Masch., K d. dichtschließende Kolben und V d. Communicationsrohr, welches d. Arbeitswasser abwechselnd in d. Treibcylinder C einfließen u. ausfließen soll. dieses Communicationsrohr V mündet nun in einen andern Cylinder, d. sogenannten Steuercylinder C_1, dessen Höhe etwa 5 mal so groß sein mag als d. Höhe d. Rohres V. In diesen Steuercylinder C_1 mündet nun oben d. Zuflußrohr Z u. unten d. Abflußrohr A und es bewegt sich in diesem Cyl. C_1 dichtanschließend d. Steuerkolben K_1. Bei d. voll ausgezeichneten Stellung

4.



dieses Treibkolbens K. gewinnt d. Betriebswasser durch d. Zuflussrohr Z Cylinder C. u. Kanal V in d. Treibcylinder C und hebt d. Treibkolben K; bei d. gänzlichen Stellung d. Steuerkolbens K, kommt d. untere d. Treibkolben K ein Treibcylinder schon in Wirkung gewesene Wasser durch d. Kanal V, Cyl. C, und Abfluss nach A in d. Unterwasser abfließen und d. Treibkolben K geht somit wieder zurück. Bei dieser einfachen Anordnung hätte offenbar d. Steuerkolben immer einen starken einseitigen Druck zu tragen, so daß dessen Bewegung behufs Umsteuerung einen bedeutenden Kraftaufwand erfordern würde. Um nun diesen einseitigen Druck aufzuheben, versieht man d. Steuercylinder mit einem etwas kleineren Gegencylinder C_2, in welchem d. Gegenkolben K_2, welcher mittelst einer Kolbenstange mit d. Steuerkolben K_1 verbunden ist, immer d. vollen Druck d. Betriebswassers ausgesetzt ist, so daß man somit d. einseitigen Druck auf d. Steuerkolben K_1 aufheben kann. Es fragt sich nun in welchem Verhältniß d. Durchmesser d_1 d. Steuerkolbens zum Durchmesser d_2 d. Gegenkolbens K_2 stehen muß, damit dieser einseitige Druck ganz aufgehoben; dieses findet offenbar statt, wenn d. auf beide Kolben von unten aufwärts wirkende Druck = ist d. von oben nach unten wirkenden Druck. Um dieses Verhältniß näher zu bestimmen, sei h_1 d. Höhe d. Oberwasserspiegels über d. Kolben K_2 u. h_2 d. Höhe d. Unterwasserspiegels über d. Kolben K_2. k sei d. Entfernung d. beiden Kolben K_1 u. K_2 von einander, wobei man die Kolbenhöhen als unbedeutende Größen im Vergleich gegen h_1 u. h_2 vernachlässigen kann; endlich sei δ d. Dicke d. Kolbenstange, welche d. beiden Kolben K_1 u. K_2 mit einander verbindet. Nun ist für jede Stellung, sowohl für d. niedergegangene als gänzliche Stellung d. beiden Kolben, d. Druck, welcher von oben nach unten auf d. beiden Kolben K_1 u. K_2 ausgeübt wird, abgesehen vom Atm.-Druck, welcher zu auf beiden Seiten wirkt u. somit gar nicht weiter in Betracht kommen kann, = d. Wasserdruck auf d. obere Fl. d. Kolbens K_1, also wenn γ d. spec. Gew. d. Wassers:

$$= (d_1^2 - \delta^2)(h_1 + k)\frac{\pi}{4}\gamma$$

dieses muß nun gleich sein d. gesammten von unten aufwärts wirkenden Wasserdruck also gleich sein d. Wasserdruck auf d. unteren Fl. d. beiden Kolben K_1 u. K_2 also:

$$= d_1^2(h_2 + k)\frac{\pi}{4}\gamma + (d_2^2 - \delta^2)h_1\frac{\pi}{4}\gamma$$

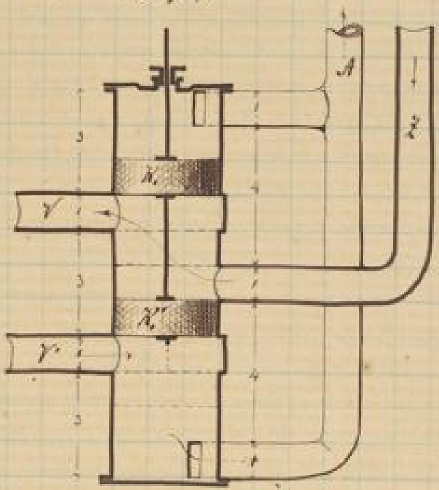
Setzt man diese beiden Werthe gleich und bezeichnet dann noch mit h d. disponible Gefälle: $h = h_1 - h_2$, so bekommt man:

$$d_1^2 h - \delta^2 k = d_2^2 h_1$$

Nun ist aber d. Glied $\delta^2 k$ aus doppeltem Grunde sehr klein im Vergleich zu d. anderen Gliedern, so daß man es außer Acht lassen kann. Man bekommt dann d. Beziehung:

$$\frac{d_2}{d_1} = \sqrt{\frac{h}{h_1}}\ .$$

Für d. Fall einer doppelt wirkenden Wassersäulenmaschine ist d. Kolbensteuerung nur Steuerung geschaut:

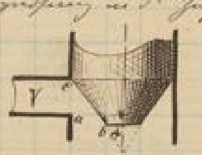


D. Steuercylinder wird hier bedeutend länger; denkt man sich seine Länge in 11 gleiche Theile getheilt, so gehen in d. angegebenen Theilpunkten, wie nebenstehende Skizze ersichtlich, Rohre ab, nämlich zunächst d. oberen u. unteren 2 Rohre, die sich in d. Abflußrohr A vereinigen, dann 2 Rohre V u. V' leitet die nach beiden Enden d. Treibcylinders gehen, und endlich in d. Mitte leitet d. Zuflußrohr Z. D. Steuerkolben besteht aus 2 durch eine Stange verbundenen Kolben K, u. K'. Bei d. nebenangegebenen Stellung d. beiden Kolben tritt d. Aufschlagwasser durch d. Zuflußrohr Z, durch d. Steuerrohr und d. Rohr V an d. eine Ende d. Treibcylinders hinter d. Treibkolben, während gleichzeitig d. vor d. Treibkolben befindliche Wasser durch d. Rohr V' u. d. Abflußrohr A abfließen kann. Um d. entgegengesetzten Treibkolbenhub zu bekommen, muß d. Steuerkolben in d. gerade entgegengesetzte Lage versetzt werden, damit d. Aufschlagwasser durch Z u. d. Rohr V' und damit an d. anderen Ende d. Treibcylinders eintreten kann, während gleichzeitig d. vor d. Treibkolben befindliche Wasser durch V u. d. Abflußrohr abströmen kann. — Offenbar wirkt nun auf d. einander zugekehrten Fl. d. beiden Kolben K, u. K' immer derselbe Druck, nämlich d. Wasserpressung im Zuflußrohr, und ebenso sind auf d. einander abgekehrten Fl. d. beiden Kolben immer demselben Druck, nämlich d. Wasserpressung im Abflußrohr ausgesetzt; jeder Kolben dient somit d. anderen als Gegenkolben, d. h. sie entlasten sich beide gegenseitig, so daß man keinen besonderen Gegenkolben nöthig hat, um d. Last d. Steuerkolbens mit möglichst wenig Kraftaufwand ausführen zu können. —

D. Bewegung dieser Steuerkolben geschieht gewöhnlich durch eine Steuerung über einander liegender Steuerscheiben. —

Außerdem sind aber noch verschiedene Vorsichtsmaßregeln zu treffen: Wenn z. B. d. Kolben K, an d. Rohrmündung V vorbeigeht, wo diese Mündung vollständig verschlossen ist, so erhält d. Kolben, wenn er d. Rohrmündung V gerade gegenübersteht u. dieselbe also vollkommen abschließt, einen bedeutend einseitigen Druck und er würde also, wenn diese Stellung öfter eingenommen werden müßte, eine starke einseitige Abnützung erfahren. Um dies zu vermeiden führt man d. Rohre V und V' ganz um d. Kolben herum in Form von ringförmigen Erweiterungen d. Steuercylinders, und einige feinere Rippen in diesen Erweiterungen dienen zur Führung d. Steuerkolbens. Damit wird d. Druck auf d. Steuerkolben allseitig und somit auch d. Abnützung gleichmäßig vertheilt. —

Eine fernere Vorsichtsmaßregel ist zu treffen, daß d. Abschluß d. Rohre V u. V' nicht zu rasch erfolgt, indem durch ~~...~~ ein zu rasches Schließen eine plötzliche größere Wasserpressung in d. Zuflußrohr Z stattfindet, wodurch dieses in Gefahr käme gesprengt zu werden. Man kann dies plötzliche Absperren durch einen einfachen stumpf zugespitzten Kolben dadurch vermeiden, daß man d. Kolben so zuspitzt, daß man d. Kolben bildet. Hierdurch d. Spaltbreite d. Abflußrohrs d. Rohres V kommt dann offenbar nur d. Spitze in Betracht, wobei sich d. Ringfl. bc d. Kante ad Rohres nähert. Diese Spitze ist aber



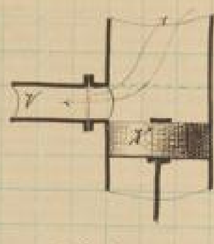
ein Verhältniß wie d. kleiner ist d. Spitze, mit welcher d. Steuerkolben in d. Richtung d. Treibcylinderaxe verschoben wird, jedoch also durch diese Kegelbildung d. Spindelquerschnitt abschließend, daß d. beibehaltenen Spitze d. Kolbens, ein geringer ist. –

Um nun d. Gefahr einer plötzlichen bedeutenden Hemmung d. Wasserstroms im Zuleitungsrohr durch zu schnellen Kolbenabschluß zu beseitigen, kann man auch noch Windkessel anwenden, dieselben müssen dann jedoch immer mit einem Pumpwerk zum Erneuern d. Luft im Windkessel versehen sein, da bei d. ungeheuren Wasserdruck von 30 – 50 – 100 m hoher Wassersäule, bei d. geringsten Undichtigkeit d. Windkessels, d. zu seiner Wirkung nöthige Luft hinausgedrückt wird. Um diese zu ersetzen dient d. Pumpwerk. —

Was d. Ventilsteuerungen bei Wassersäulen-Maschinen betrifft, so ist für jedes Ende d. Cylinders, wo überhaupt Einströmung u. Abströmung d. Betriebswassers stattfindet, je ein besonderes Ventil nöthig, nämlich ein Einlaß- u. ein Auslaß-Ventil. D. Umsteuerung erfordert dann immer eine Last von 4 Ventilen, nämlich d. Schließen 2 Ventile u. Öffnen 2 Ventile. Diese Steuerung d. Ventile kann aber bedeutend erleichtert werden, wenn d. wirksame Ventilfläche bedeutend groß ist, indem dann immer ein bedeutender einseitiger Druck auf dieselbe ausgeübt wird; um diesen einseitigen Druck aufzuheben also um d. Ventile zu entlasten braucht man nur auch, ebenso wie vorhin d. ~~Kolben~~ Kolbensteuerung einer einfach wirkenden Maschine, einen Gegenkolben anzuwenden, wobei dann nur d. Raum unter d. Ventil mittelst eines kleinen Rohres mit d. Raum über d. Gegenkolben verbunden werden muß, um ein [illegible] immer bestehendes Gleichgewicht herbeizuführen. –

D. Schiebersteuerung kommt nur dann in Anwendung bei Wassersäulen-Maschinen, wenn dieselbe doppeltwirkend ist und außerdem d. Zu- u. Abfuhrleitung in einer rotirenden Bewegung u. nicht d. Arbeitskraft ein Schwungrad verwendet ist; in diesem Fall hat man ganz dieselbe Anordnung wie bei Dampfmaschinen. –

Im Gegensatz zu d. Steuerungen bei Dampfmaschinen kommen bei d. Steuerungen für Wassersäulen-Maschinen noch verschiedene Hülfsmittel in Betracht, welche erforderlich werden durch d. Umstand, daß d. Wasser, nicht wie d. Dampf, durchaus keiner Volumenänderung fähig ist. D. Gefahren, welche durch diesen Umstand hervorgerufen werden können, ergeben sich am einfachsten durch folgende Betrachtung:

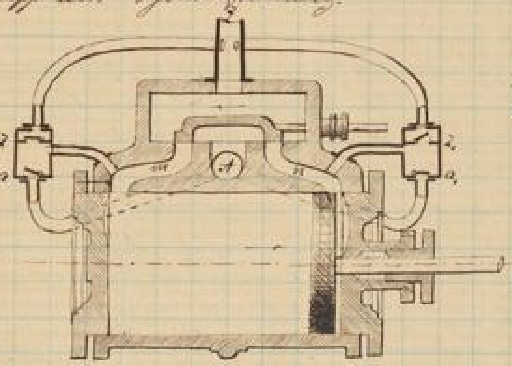


Angenommen es handle sich um eine Kolbensteuerung, und d. Steuerkolben K stehe so, daß d. Betriebswasser vom Rohr 2 durch V in d. Treibcylinder hinter d. Treibkolben fließt, derselbe bewegt sich d. Treibkolben weiter und wenn er ungefähr seinen d. Ende seines Hubes erreicht hat, so muß d. Steuerkolben über d. ~~Ende~~ ganze Rohr V hinausgeschoben werden. Hat d. Augenblick nun wo d. Kolben K d. Rohr V geschlossen, hat aber auch d. Lauf d. Treibkolbens fast momentan nicht, dann wenn nun d. Treibkolben sich auch ein Stückchen weiter bewegt, so entsteht hinter ihm ein luftleerer Raum, weil einerseits d. Wasser keiner Volumenänderung (Ausdehnung) fähig ist und andererseits auch kein neues Wasser zufließen kann; indem aber d. Kolben nahe am Ende seines Hubes ist und somit seine lebendige Kraft nur gering ist, dagegen d. Bildung eines luftleeren Raumes immer ziemlich viel Kraft erfordert, so muß d. Treibkolben mit d. Schluß d. Rohres V durch d. Steuerkolben K fast momentan stillstehen. –

d. Vorgang findet dasselbe statt, wenn d. Kolben K so steht, daß d. Wasser vor d. [zwischen] Kolben durch d. Rohr V in d. Abflußrohr Z fließt. wenn dann zu Ende d. Hubes d. Treibkolbens d. Steuerkolben K d. Rohr schließt, so wird in demselben Augenblick d. Treibkolben stillstehen, da d. Wasser vor ihm keinen Ausweg hat und sich auch nicht comprimieren läßt. — Es ist hiermit also gewiss, daß d. Steuerkolben, wenn er durch Vermittlung d. Treibkolbenstange bewegt wird, durch diese immer nur bis d. Hälfte seines zur Umsteuerung nöthigen Weges bewegt wird, und es fragt sich nun wie d. andere Hälfte seines Wegs erfolgt. —

Ähnliche Unzuträglichkeiten sind mit allen Steuerungen bei Wassersäulen-Maschinen verbunden und es fragt sich deshalb allgemein, welches Hilfsmittel es bedarf, um d. Steuerkolben nach d. letzten Theil seines Wegs zu verschieben, welche zu bewirken einer Umsteuerung erforderlich ist.

Wenn zunächst d. Maschine außer einer Hin- u. Herbewegung noch irgend eine Form erfüllende ~~Arbeit~~ Arbeit verrichtet hat, und wenn es sich d. Fall ist bei doppelt wirkenden Maschinen, so kann als Hilfskraft d. in d. Schwungrad sich aufgespeicherte lebendige Kraft dienen, indem es dann nur nöthig ist, d. Steuerung in entsprechender Weise mit d. Schwungrad zusammenzufügen, u. dann für d. Abfluß resp. Zufluß im Treibcylinder zu sorgen, wenn ~~Maschine keine dieses Hilfsmittel nicht zu haben~~ d. Treibkolben nahe am Ende seines Hubes ist. Am angemessensten geschieht dies nun in d. Weise, daß jedes Treib-Cylinderende d. doppelt wirkenden Maschine durch 2 verschiedene Röhren mit d. Abflußrohr A u. mit d. Zuflußrohr Z verbunden ist, derart, daß sich in d. Verbindungsrohr nach Z ein nach Außen sich öffnendes Ventil befindet und in d. Verbindungsrohr nach A ein nach Innen sich öffnendes Ventil. Am deutlichsten wird diese Einrichtung für einen besonderen Fall sein: Angenommen es handle sich um eine liegende doppeltwirkende Maschine mit Schiebersteuerung:



Von d. Schieberkasten gehen 3 Canäle aus; d. mittlere führt in d. Abflußrohr A und d. beiden äußeren führen an d. beiden Enden d. Treibcylinders; in d. Schieberkasten mündet d. Zuflußrohr Z.

Wie schon oben gesagt muß, wenn zu Ende eines Kolbenhubes angelangt, nachdem daß d. Abfluß- u. Zuflußkanäle durch d. Schieber geschlossen sind, d. Wasser vor d. Kolben noch abfließen [können] und hinter d. Kolben noch zufließen können. Zu dem Ende geht zunächst von beiden Enden d. Cylinders noch ein Rohr in ein Ventilgehäuse, von welchem aus d. Verbindungsröhren Z,Z zum Zuflußrohr u. a,A zum Abflußrohr führen; im Rohr Z,Z befindet sich d. nach außen öffnende Ventil Z, und im Rohr a,A d. nach Innen sich öffnende Ventil a, ebenso am anderen Ende d. Cylind.

Angenommen nun d. Treibkolben sei in Bew. begriffen von links nach rechts und sei beinahe am Ende seines Hubes angelangt. Bis zu diesem Augenblick war d. Schieber, wobei durch d. Canal m ein Zuströmen begriffen hinter d. Kolben, während d. Wasser vor d. Kolben durch d. Canal n und d. Schiebergehäuse in d. Abflußrohr A abströmen konnte; in diesem Augenblick sei nun d. Schieber gerade in seine Mittelstellung angekommen u. beide äußeren Canäle m u. n geschlossen werden (in diesem Augenblick befand sich d. Schieber natürlich noch rechts von dieser Mittelstellung) so daß weder Wasser ab- noch zufließen kann in d. Cyl. Es würde somit d. Treibkolben vollkommen still stehen; ~~[illegible]~~

Hinterher kann nun d. Wasser vor d. Kolben durch d. Ventilgehäuse weichen und er, indem sich d. Ventil Z. von selbst öffnet, in d. Zuflussrohr Z abfliessen, während andrerseits aus d. Abflussrohr A durch d. jetzt Verbindungsrohr A a Wasser hinter d. Treibkolben einströmen kann, so daß d. Kolben sich noch bis zu Ende seines Hubes weiter bewegen kann. Ganz ähnlich verhält es sich, wenn d. Kolben in seiner Bew. von rechts nach links nahe an Ende seines Hubes angekommen ist. — Durch diese Kommunikationsrohre erreicht man also, daß d. Treibkolben noch d. nötige kleine Bew. bis zum Ende seines Hubes macht, welche vollkommen genügt, um d. Steuerschieber in d. richtige Stellung hineinzubringen. Offenbar ist also bei jeder Umsteuerung eine gewisse Menge Wasser vom Abflussrohr nach d. Zuflussrohr zu bringen, wozu natürlich eine gewisse Arbeit erforderlich ist, wegen d. bedeutend stärkeren Wasserspannung im Zuflussrohr als im Abflussrohr. Diese bei jeder Umsteuerung erforderliche Arbeit verrichtet nun d. in d. Schwungrad angesammelte lebendige Kraft. —

Gewöhnlich aber nun aber d. Wassersäulen-Masch., besonders wenn sie zum Heben von Wasser im Bergbau angewendet werden, nur eine hin- u. hergehende Bew. u. keine stetig rotierende Bew. also auch kein Schwungrad, so daß dieses nicht d. zum Umsteuern erforderliche Hilfskraft liefern kann. Außerdem sind diese Wassersäulen-Masch. meistens einfach wirkende Masch. und ihre Steuerung entweder Ventil- oder Kolbensteuerung. In diesem Fall ist also eine besondere Hilfskraft erforderlich, um d. von d. Treibkolbenstange zu Hilfe eingeleitete Umsteuerung zu vollenden, während d. Treibkolben [illegible] nicht. Diese Hilfskraft wird nun dargestellt durch ein niedersinkendes Gew. od. durch eine besondere Hilfs-Wassersäulen-Masch. von kleinen Dimensionen; d. erste Mittel findet gewöhnlich Anwendung, wenn d. Steuerung eine Ventilsteuerung ist. D. Spiel derselben bei jeder Umsteuerung ist dann folgendes:

Bei einer solchen Masch., wenn sie nur einfach wirkend ist, sind immer 2 Ventile vorhanden, nämlich ein Einlass-Ventil V_1, welches d. [illegible] im geöffneten Zust. d. Communication zwischen Treibzylinder und Zuflussrohr Z herstellt, und ein Abfluss-Ventil V_2, welches zum Abflussrohr A führt. Jedes Ventil ist nun mit einem Gewicht versehen, also d. Ventil V_1 mit d. Gew. G_1 und V_2 mit d. Gew. G_2; d. Öffnen d. Ventile erfolgt nun durch d. Niederfallen dieser mit ihnen verbundenen Gew., während d. Schließen d. Ventile erfolgt dadurch, daß ein mit d. Steuerstange verbundener Daumen gegen einen mit d. Ventilstange verbundenen Hebel drückt, also durch stetigen Druck. Angenommen nun es sei d. Masch. einfach wirkend und d. Treibkolben im Aufgang begriffen, so daß d. Aufschlagwasser vom Zuflussrohr Z durch d. Einlass-Ventil V_1 in d. Treibzylinder strömt. Dann ist natürlich d. Einlass-Ventil V_1 geöffnet und weil d. entsprechende Gew. G_1 unten und es muß d. Steuerung d. Gew. G_1 so lange unten d. während d. Einlass-Ventil V_1 geöffnet lassen, als d. Treibkolben seinen Aufgang bewerkstelligt. Andererseits muß aber d. Steuerung mittelst einer Sperrung während dieser Periode d. Gew. G_2 oben d. h. d. Ab-
laß-Ventil V_2 geschlossen halten. Es strömt nun d. Aufschlagwasser so lange unter d. Treibkolben im Treibzylinder ein, bis d. Treibkolben nahe am Ende seines Hubes gelangt ist. Dann drückt ein mit d. Steuerstange verbundener Daumen d. Einlassventil V_1 durch Heben d. Gew. G_1 zu; sobald nun d. Ventil V_1 vollständig geschlossen ist, hört d. Bew. d. Treibkolbens fast momentan auf und d. Masch. würde ganz still stehen, wenn nicht in demselben Augenblick ein anderer

Kanten d. Steuerungsventile, welche bisher d. Ger. G₂ oben hielt, mit d. Leitung verbundenen Kanten d. Ger. G₂ und d. Abfluß-Ventil V₂ geöffnet und somit kann nun d. unter d. Treibkolben befindliche Wasser in d. Abflußrohr A abfließen, sodaß d. Treibkolben seine aufgehobene Last wieder abwärts sinken [illegible]. Dieses Ausfließen d. Wassers u. Niedergehen d. Treibkolbens dauert so lange bis d. Treibkolben wieder nahe an sein tiefsten Punkt Hubes angelangt ist; dann wird wieder Ger. G₂ gehoben u. damit Ausflußventil V₂ geschlossen während gleichzeitig Ger. G₁ niedergedrückt und damit Zufluß-Ventil V₁ geöffnet wird, sodaß nun wieder d. Aufschlagwasser vom Zuflußrohr Z unter d. Treibkolben strömen kann u. während d. Treibkolben wieder seinen Aufgang beginnt etc. etc. — Hier wird also d. zum Umsteuern nötige Hülfskraft von den 2 Ger. geliefert. —
D. äußere Steuerung hierbei ist d. bekannte Hebel- d. Knaggen-Steuerung. —

Wenn d. Steuerung keine Ventil-Steuerung sondern eine Kolben-Steuerung ist, so pflegt man, wie schon erwähnt, eine besondere kleine Hülfs-Wassersäulen-Masch. anzuwenden. D. Treibkolben dieser Hülfs-Wassersäulen-Masch. wird d. Hülfskolben genannt, sodaß also nun im Ganzen 4 Kolben an d. Wassersäulen-Masch. zu unterscheiden sind, nämlich d. Treibkolben, d. Steuerkolben, d. Gegenkolben, welcher d. Steuerkolben entlastet, und endlich d. Hülfskolben. Diese Hülfs-Masch. werden nun aber selbst wieder in mannigfach verschiedener Art angeordnet u. ausgeführt; sie ist entweder eine kleine Wassersäulen-Masch. für sich ohne Zusammenhang mit d. Haupt-Masch., in welchem Falle sie immer eine doppelt-wirkende Masch. sein muß, oder diese Hülfs-Masch. ist in besonderer Art u. Weise mit d. Steuerzylinder verbunden. Jedenfalls muß aber d. Anordnung dieser Hülfs-Masch. immer so geschaffen werden, daß sie schon vollständig umgesteuert ist, daß schon ein [illegible] ist, wenn d. Treibkolben d. Haupt-Masch. nahe an sein Ende seines Hubes steht, damit nun d. Hülfs-Masch. in d. einen od. anderen Art d. Umsteuerung d. Haupt-Masch., welche bereits zur Hälfte von d. Treibkolbenstange eingeleitet ist, vollenden kann. D. letztgenannte Anordnung d. Hülfs-Wassersäulen-Masch. hat in neuerer Zeit vor d. ersteren d. Vorzug erhalten, indem d. meisten neueren Wassersäulen-Masch. in dieser Weise ausgeführt werden, aus welchem Grunde dieselbe auch hier näher besprochen werden soll:

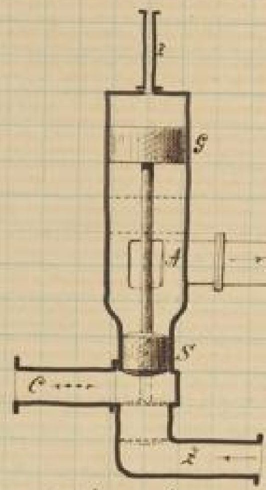
Also vorausgesetzt d. Hülfs-Masch. sei mit d. Steuer-Zylinder d. Haupt-Masch. in eigentümlicher Weise verbunden. Dies geschieht nun in folgenden 2 Weisen: Entweder es befinden sich 3 Kolben im Steuerzylinder d. Haupt-Masch., welcher nun als Steuerzylinder d. Haupt-Masch. und auch als Treibzylinder d. Hülfs-Masch. fungiert, nämlich d. Steuerkolben, d. Gegenkolben u. d. Hülfskolben; dieses System nennt man d. 3 Kolben-System; oder auch man vereinigt d. Funktion d. Gegenkolbens u. Hülfskolbens in einem Kolben, sodaß man nur 2 Kolben hat in d. Steuerung, d. eben genannten vereinigten Kolben und d. Steuerkolben; diese Anordnung nennt man d. 2 Kolbensystem.

Immer ist in diesen Fällen, wo d. Hülfs-Masch. mit d. Steuerzylinder d. Haupt-Masch. verbunden ist, d. Hülfs-Masch. eine einfach wirkende, sodaß dieselbe nur eine gewisse Quantität Aufschlagwasser beim Hub nach d. einen Richtung verbraucht, nicht aber beim Hub nach d. anderen Richtung. In diesem später zu zeigenden Wasserverbrauch ist nun freilich nicht d. Vorzug dieser einfach-wirkenden Hülfs-Masch. vor d. doppelt wirkenden Masch. zu suchen, da d. Hülfs-Zylinder bei d.

einfach wirkenden Hülfs-Masch. bedeutend größer sein muß, sondern d. Vorzug liegt nur in d. mit einfachern Ansprüchen d. einfach wirkenden Hülfs-Masch. gegen d. doppelt wirkende. —

Zunächst soll nun d. 2 Kolbensystem näher erörtert werden:

Es sind hier 2 Kolben von verschiedenem Durchmesser durch eine Stange mit einander zu einem festen System verbunden. d. untere kleine Kolben S ist d. Steuerkolben und d. obere größere Kolben G hat d. Funktion d. Gegenkolbens und Hülfskolbens. In d. Steuercylinder mündet seitlich d. Rohr C, welches zum Treibcylinder führt; wo dieses Rohr einmündet, erweitert man an dieser Stelle d. Steuercylinder etwas, damit d. Steuerkolben an dieser Stelle keinen einseitigen Druck erleidet. Unten communiciert d. Steuercylinder mit Zuflußrohr Z; d. Abflußrohr A mündet seitlich in d. Steuercylinder ein und zwar in d. Raum, zwischen d. beiden Kolben S u. G. Oben steht mit d. Steuercylinder ein kleines Rohr z in Verbindung, welches Rohr je nach Umständen durch Verstellung eines in ihm befindlichen Steuerschiebers mit d. Zuflußrohr Z od. mit d. Abflußrohr A in Communication gesetzt werden kann; dieser Schieber ist nun also d. Steuerung d. Hülfs-Masch.



In d. untenstehenden Skizze sind d. beiden Kolben so gezeichnet, daß d. Betriebswasser durch d. Zuflußrohr Z C unter d. Treibkolben d. Haupt-Masch. strömen kann und somit d. Treibkolben im Aufzug begriffen ist. Für d. Niedergang d. Treibkolbens muß d. Steuerkolben S unter d. Einmündung d. Rohres C stehen, damit d. unter d. Treibkolben befindliche Wasser in d. Abflußrohr A abfließen kann. — d. Ziel d. Steuerung ist nun folgendes.

Angenommen d. Betriebswasser fließe durch Z u. C unter d. Treibkolben in d. Treibcylinder ein, so daß d. Stellung d. Steuerung so ist, wie in d. Figur gezeichnet und also d. Treibkolben im Aufzug begriffen ist, alsdann hat d. Schieber d. Rohres z diejenige Stellung, bei welcher d. Rohr z mit d. Abflußrohr A communiciert; d. Kolben G hat also dann von beiden Seiten gleichen Druck auszuhalten, während d. Kolben S einen bedeutenden Unterdruck in d. Richtung von unten nach oben auszuhalten hat; durch diesen Unterdruck wird daher d. Kolbensystem in d. gezeichneten höchsten Stellung gehalten. Hat nun nun d. Treibkolben nach oben seinen höchsten Stand erreicht, so wird durch irgend ein Mittel d. Schieber im Rohr z derart eingestellt, daß nun d. Rohr z mit d. Zuflußrohr Z communiciert und also nun auf d. obere Fl. d. größeren Kolbens G ein eben so großer Druck pro ☐ von oben nach unten mitgeteilt wird, wie auf d. untere Fl. d. Kolbens S von unten nach oben, während auf d. einander zugekehrten Seiten d. gleiche Druck im Abflußrohr A herrscht; wegen d. größeren Durchmessers d. oberen Kolbens G ist also nun ein resultierender Druck von oben nach unten vorhanden, welcher Druck d. Kolbensystem senkt, bis es in seine tiefste Lage, d. Kolben S unterhalb d. Rohres C, angelangt. Hiermit ist dann d. Umsteuerung beendet, indem nun d. unter d. Treibkolben befindliche Wasser aus d. Treibcylinder in d. Abflußrohr A abfließen und somit d. Treib-

Kolben seinen Niedergang beginnen kann. Bei offenem Ventil muß aber d. höchste Umsteuerung d. Schieber im Rohr Z offen erhalten sein, daß d. Kolbensystem im Heruntersteigen begriffen sein, nachdem d. Treibkolben nahe an sein Ende seines Hubes angelangt ist und ganz muß d. Steuerkolben bei dieser Herunterbewegung etwas über d. Rohr C hinaus sein, wenn d. Treibkolben am Ende seines Hubes angelangt ist. — Während d. Treibkolben nun seinen Niedergang beginnt, also d. Wasser aus d. Treibcylinder in d. Abflußrohr A abströmt, bleibt d. Schieber im Rohr Z immer so stehen, daß d. Rohr Z mit d. Zuflußrohr Z verbunden, es wirkt also somit von innen ein Unterdruck auf d. Kolbensystem in d. Richtung von oben nach unten, so daß d. Kolbensystem in seiner erlangten tiefsten Lage gehalten wird. Wenn aber d. Treibkolben sich beim Niedergang unter seinem Hubende nähert, so wird durch ein Rücken od. eine [illegible] Bewegung d. Schieber im Rohr Z umgesteuert, so daß nun Z mit d. Abflußrohr A wieder verbunden ist und also ein Unterdruck auf d. Kolbensystem in d. Richtung von unten nach oben wieder stattfindet, dadurch wird d. Kolbensystem wieder in seine oben beschriebene Anfangslage (höchste Stellung) empor gehoben und nun beginnt dasselbe Spiel von Neuem. —

Es fragt sich nun noch, welche Dimensionen man diesem Hilfs-Apparat, also d. Kolbensystem S u. G zu geben hat, damit einerseits nicht mehr Betriebswasser als nöthig verbraucht wird, und andererseits auch daß d. Bewegung d. Kolbensystems genügend rasch vor sich geht. Macht man d. Kolben zu groß, so bekommt man ein zu großes [illegible] Gew. d. Kolben und andererseits darf auch d. Gew. nicht zu klein sein.

Es sei nun d. Durchmesser d. Kolbens S = d_1

" " " " " G = d_2

h_1 d. Höhe d. Oberwasserspiegels u. h_2 d. Höhe d. Unterwasserspiegels über d. Steuercylinder

$h = h_1 - h_2$ = disponibles Gefälle = Höhenunterschied d. Ober- u. Unterwasserspiegels.

G = Gew. d. beiden mit einander verbundenen Kolben S u. G

γ = spez. Gew. d. Wassers

R = Größe d. Reibung, welche sich d. Kolben S u. G im Steuercylinder entgegensetzt.

Wird nun d. Steuerkolben S betrachtet, so steht derselbe unten fortwährend mit d. Zuflußrohr Z und sein oberer immer mit d. Abflußrohr A in Verbindung, so daß auf denselben immer ein d. Druckhöhe h entsprechender Druck von unten nach oben wirkt. — Für d. gezeichnete Stellung d. Kolbensystems, wo d. Schieber im Rohr Z dieses mit d. Abflußrohr A verbindet, findet auf d. oberen Kolben G von beiden Seiten gleicher Druck statt, so daß dieser sich aufhebt. ~~Nun~~ Dagegen wirkt aber d. Gew. G d. beiden Kolben als eine Kraft von oben nach unten. Es ist somit d. Kraft, durch welche d. Kolben von d. tiefsten in ihre höchste Lage gehoben werden:

$$= \frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma \div G.$$

Soll nun d. Gew. mit gleicher Geschw. rasch vor sich gehen, so muß diese Kraft gerade = d. Widerstand d. h. = d. Reibung R sein; man hat also d. Bestimmungsgleichung:

$$R = \frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma \div G.$$

Wenn aber behufs d. Umsteuerns d. Hahn im Rohr Z verstellt und dieses mit d. Zuflussrohr Z' in Communication gesetzt wird, so wirkt offenbar auf d. oberen Kolben G nur d. d. Druckhöhe h entsprechender Wasserdruck in d. Richtung von oben nach unten, so daß also d. in dieser Stellung resultirende Wasserüberdruck in d. Richtung von oben nach unten ist:

$$= \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\, h \gamma$$

In demselben Sinne wirkt auch d. Gew. G d. Kolbensystems.
D. d. Kolbensystem abwärts treibende Kraft ist demnach:

$$= \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\, h \gamma + G.$$

Wenn nun d. Abwärtsbewegung d. Kolbensystems wieder mit gleichförmiger Geschw. stattfinden soll, so muß diese Kraft = d. Reibung R sein, und man hat demnach eine 2te Bestimmungsgl.:

$$R = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\, h \gamma + G$$

Aus diesen beiden Gl. sind dann d. beiden Durchmesser d_1 u. d_2 d. beiden Kolben, R u. G bestimmt.

Was jetzt R betrifft, so kann man d. Größe dieser Reibung für eine erst zu entwerfende Masch. nicht genau angeben, indem dieselbe von vielen Umständen abhängig ist; sie hängt ab von d. Größe d. beiden Kolben, von d. Durchmesser d_1 u. d_2 d. beiden Kolben, von d. Art d. Liderung und von d. augenblicklichen Zustand dieser Liderung. Man müßte also für d. Abhängigkeitsgesetz von R irgend eine zutreffende Annahme machen u. dann d. darin vorkommenden Coeff. erfahrungsmäßig bestimmen. – Jedenfalls wird nun d. Reibung R proportional d. Umfängen d. beiden Kolben, also proportional d. Durchmessersumme $d_1 + d_2$ sein. Ist ferner d. Liderung d. Kolben im Steuercylinder eine sogenannte Selbstliderung, wo also d. Druck auf d. Liderung sich immer von selbst regulirt entsprechend d. Druckdifferenz zu beiden Seiten d. Kolben, so wird man d. Reibung R auch proportional setzen können d. Druckhöhendifferenz h zwischen Oberwasser u. Unterwasser. Ist dagegen d. Liderung eine gewöhnliche, so wird man dies letztere nicht so ohne Weiteres annehmen können; wenn man aber bedenkt, daß d. Liderung um so dichter u. sorgfältiger schließen muß, also d. Reibung um so größer ist, je größer d. Druckdifferenz zu beiden Seiten d. Kolben ist, so wird man wenig fehl gehen, wenn man annimmt, daß auch in diesem Fall d. Reibung R proportional d. Druckhöhendifferenz h ist. – Demnach kann man also setzen:

$$R = \rho \frac{\pi}{4}(d_1 + d_2)\, h \gamma$$

wo nun noch d. Coeff. ρ erfahrungsmäßig bestimmt werden muß. Derselbe wird immerhin aber nicht constant sein, indem er noch abhängig ist von d. Größe d. Kolben, von d. Art d. Liderung und von d. augenblicklichen Zustand d. Liderung; man wird also auch für diesen Coeff. ρ nur Durchschnittswerthe angeben können. –

Setzt man nun diesen Ausdruck für R in d. beiden obigen Bestimmungsgl. ein, u. dividirt dann d. Gl. durch $\frac{\pi}{4} h \gamma$, so bekommt man:

α ... aus d. 2ten Gl.: $$d_2^2 - d_1^2 + \frac{4G}{\pi h \gamma} = \rho(d_1 + d_2)$$

β ... aus d. 1sten Gl.: $$d_1^2 - \frac{4G}{\pi h \gamma} = \rho(d_1 + d_2)$$

[illegible]

$$d_2^2 - 2d_1^2 = 0$$

[illegible] $d_2 = d_1\sqrt{2}$

[illegible] $d_2 - d_1 = d_1(\sqrt{2}-1)$ [illegible] $d_2 - d_1 = \varrho$

[illegible] $d_2 + d_1$ [illegible]

[illegible] $d_1 = \varrho\,\frac{1}{\sqrt{2}-1} = (\sqrt{2}+1)\varrho$ ······ 1

u. $d_2 = (2+\sqrt{2})\varrho$ ······ 2

[illegible]

$$\frac{4G}{\pi k \gamma} = x$$

[illegible]

$$d_2^2 = 2d_1^2 - 2x = 2d_1^2\left(1 - \frac{x}{d_1^2}\right)$$

[illegible]

$$d_2 = d_1\sqrt{2}\left(1 - \frac{x}{2d_1}\right) = d_1\sqrt{2} - \frac{x}{d_1\sqrt{2}}$$

[illegible]

$$d_2 = d_1\sqrt{2} - \frac{x}{(2+\sqrt{2})\varrho} = d_1\sqrt{2} - \frac{2-\sqrt{2}}{2\varrho}x$$

Also $d_2 - d_1 = (\sqrt{2}-1)d_1 - \frac{2-\sqrt{2}}{2\varrho}x$

[illegible]

$$d_2 - d_1 + \frac{x}{d_2+d_1} = \varrho$$

[illegible] $d_2 - d_1$:

$$(\sqrt{2}-1)d_1 - \frac{2-\sqrt{2}}{\varrho}x = \varrho - \frac{x}{d_2+d_1}$$

[illegible]

4

x d_1 u. d_2 d. gefundenen Näherungswerthe gesetzt werden; dann ist infolge dessen:

$$\frac{1}{d_1+d_2} = \frac{1}{(3+2\sqrt{2})\rho} = \frac{3-2\sqrt{2}}{\rho} = \frac{6-4\sqrt{2}}{2\rho}$$

dies in d. oben gefundenen Gl. eingesetzt gibt:

$$(\sqrt{2}-1)\,d_1 = \rho + \frac{2\cdot2\sqrt{2}-6+4\sqrt{2}}{2\rho}\,x = \rho + \frac{3\sqrt{2}-4}{2\rho}\,x$$

indem man durch $(\sqrt{2}-1)$ dividirt oder mit $(\sqrt{2}+1)$ multiplizirt:

d. also $d_1 = (\sqrt{2}+1)\rho + \frac{6-4\sqrt{2}+3\sqrt{2}-4}{2\rho}\,x$

d. corrigirten Werth: $d_1 = (\sqrt{2}+1)\rho + \frac{2-\sqrt{2}}{2\rho}\,x$

D. corrigirte Werth von d_2 ergibt sich nun, wenn man diesen corrigirten Werth von d_1 in d. Gl. für d_2 substituirt, man bekommt dann:

$$d_2 = (2+\sqrt{2})\rho + \frac{2\sqrt{2}-2}{2\rho}\,x - \frac{2-\sqrt{2}}{2\rho}\,x$$

$$d_2 = (2+\sqrt{2})\rho + x\,\frac{3\sqrt{2}-4}{2\rho}$$

Bei d. Unsicherheit, d. Coeff. ρ genau zu ermitteln, kann man genügend sicher gehen, wenn man ansetzt $\sqrt{2} = 1,4$, man erhält dann:

$$d_1 = 2,4\rho + \frac{0,3}{\rho}\,x$$

$$d_2 = 3,4\rho + \frac{0,1}{\rho}\,x$$

Was endlich noch d. Coeff. ρ betrifft, so ist derselbe in hohem Grade abhängig von d. genannten verschiedenen Umständen u. besonders von d. Art u. d. augenblicklichen Zustand d. Leitung; im Durchschnitt hat sich dieser Coeff. bis jetzt mit ziemlicher Genauigk. ergeben, (wenn man d_1 u. d_2 in Meter erhält)

$$\rho = 0,03.$$

Jedenfalls ist es doch rathsam einen etwas grösseren Werth von ρ bei d. Berechnung einer neuen Anlage zu Grunde zu legen, denn wenn man auch d. d. Rechnung entsprechenden Resultat einen zu kleinen Kolben, u. mithin einen zu kleinen Werth für d. Compensirung bekommt, so kann man diesen nachträglich nicht leicht vergrössern, während man erst einen grösseren Werth, (entsprechend einem zu gross angenommenen ρ) leicht vermindern kann, indem man nur in d. Rohr 2 unter d. Windkessel noch einen hydraulischen [illegible] einzuschalten braucht, wodurch d. zum Lauf d. Kolben nöthige Kraft verkleinert wird. Außerdem ist aus einem Grund anzurathen d. Durchmesser d_1 d. Windkolben nicht zu klein zu nehmen; d. Kolben d_1 befindet sich nämlich immer an d. Stelle d. Windcylinders, wo d. Arbeitswasser immer durchfliessen muss, sowohl beim Zufliessen als beim Abfliessen. Um also d. schädlichen Durchschnittsänderungen zu vermindern, wird man d. Windcylinder doch wenigstens ebenso weit halten als d. Zuflussrohr; stellt sich demnach für $\rho = 0,03$ ein kleineres d_1 heraus, so wird man d_1 bis zum Durchmesser d. Zuflussrohres vergrössern und diesem d_1

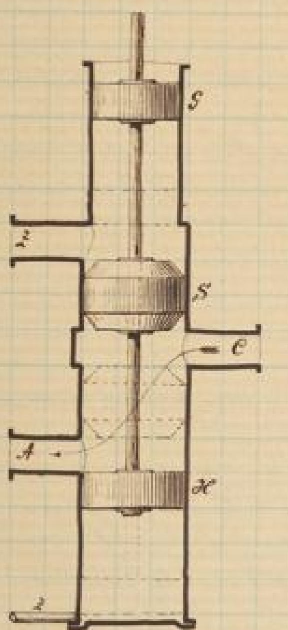
entsprechend dem g vergrössern und damit d_2 bestimmen. — x x

Was d. zu Umsteuern nöthigen Wasserbedarf betrifft, so ist d. Wasserquantum q, welches für eine 2malige Umsteuerung d. Hülfscylinders, (ist für einen Hin- u. Hergang d. Steuerkolbens) und gebraucht offenbar = d. Raume, welchen d. Hülfskolben bei einem einfachen Hub durchläuft, da d. Hülfs-Kraft, wie schon mehrfach erwähnt wurde, in bezüglichen Falle immer einfach wirkend ist. Heisst L_2 d. Hubhöhe d. erwähnten Kolbensystems, so ist dies Wasserquantum q, welches natürlich für d. Arbeit im Treibcylinder verloren ist:

$$q = \frac{\pi}{4} d_2^2 L_2. -$$

Was d. 3 Kolben-System betrifft, bei welchem wie schon erwähnt, sich in d. als Steuer- u. Hülfscylinder fungirenden Cylinder 3 Kolben befinden, nämlich d. Steuerkolben, d. Gegenkolben u. d. Hülfskolben, so findet man dieses System in verschiedener Weise ausgeführt, von denen hier nur d. 2 d. beiden verbreitetsten Anordnungen näher erörtert werden sollen.

Bei d. ersten Anordnung d. fraglichen 3 Kolbensystems, welche einer ausgeführten Wassersäulen-Maschine in Clausthal am Harz entnommen ist, ist d. Einrichtung d. folgende:



In d. mittleren Theil d. Steuercylinders mündet d. Rohr C, welches zum Treibcylinder führt; an dieser Stelle ist natürlich wieder d. Steuercylinder etwas erweitert, damit d. Steuerkolben, wenn er vor d. Mündung d. Rohres C steht, immer einen allseitigen Druck erleidet. D. Steuerkolben S befindet sich nun theilweise unterhalb u. theilweise oberhalb d. Mündung C. Dicht oberhalb d. höchsten Stellung d. Steuerkolbens S mündet d. Zuflussrohr Z u. dicht unterhalb d. tiefsten Stellung d. Steuerkolbens mündet d. Abflussrohr A. D. Steuercylinder hat nach oben eine Fortsetzung von kleinerem Durchmesser, in welcher d. Gegenkolben G läuft. Da diese Fortsetzung oben offen ist, so erleidet d. Gegenkolben G immer nur an seiner untern Fl. d. Druck d. Zuflusswassers und nicht d. obern Fl. d. Atm.-druck. D. Gegenkolben G ist mit d. Steuerkolben durch eine Stange verbunden, auf deren Verlängerung d. Hülfskolben H sitzt, welcher in einer nach unten geschlossenen u. erweiterten Fortsetzung d. Steuercylinders läuft. Von diesem untern Theile geht nun wieder ein kleines Rohr z aus, welches sich in zwei theilt, von denen d. eine zum Zuflussrohr Z u. d. andere zum Abflussrohr A führt; an d. Zweigstelle befindet sich ein Hahn, welcher wechselweise d. Communication d. unter d. Hülfskolben H befindlichen Raumes mit d. Zufluss- und Abfluss-Rohr herstellt. — Wenn d. Steuerkolben S in seiner höchsten Stellung steht, communicirt d. Rohr z mit d. Zuflussrohr Z, so ist nicht d. ganze Kolbensystem ein Ueberdruck in d. Richtung von unten nach oben stattfindet und müssen d. Kolben in ihrer höchsten Lage erhalten werden. In dieser Stellung kommt

16.

dann d. Wasser vom Treibcylinder in d. Abflußrohr A ab, so ist d. Treibkolben in seinem Niedergang begriffen ist. Wenn nun d. Treibkolben ~~um~~ auf sein End seines Hubes angekommen ist wird d. Hahn im Rohre 2 durch Vermittlung d. Treibkolbenstange umgestellt, so daß nun d. Rohr 2 mit d. Abflußrohr A communicirt. Diese Umstellung d. Hahnes 2 muß natürlich schon vor Ende d. Hubes vollendet sein. Durch diese Umsteuerung wird aber bewirkt, daß nunmehr auf d. Hilfskolben Kolbensystem ein Überdruck in d. Richtung von ~~unten~~ oben nach ~~oben~~ unten ausgeübt wird, so daß d. Steuerkolben u. mit ihm d. anderen Kolben in ihre tiefsten Lagen hinunter gedrückt werden (in d. gezeichnete Stellung). Dann kann d. Betriebswasser vom Zuflußrohr Z durch d. Steuercylinder u. d. Rohr C unter d. Treibkolben fließen, so daß nun d. Aufgang d. Treibkolbens beginnt. —

Es frägt sich nun, welche Durchmesser d. 3 Kolben G S H gegeben werden müssen, damit d. Umsteuerung mit nöthiger Sicherheit aber doch auch ohne Stoß vor sich geht.

Es sei nun d_1 d. Durchmesser d. Steuerkolbens S
d_2 " " " Gegenkolbens G
d_3 " " " Hilfskolbens H.
G = Eigengew. d. ganzen Kolbensystems
R = Reibungswiderstand, d. sich d. Bew. d. Kolben im einen od. anderen Sinne entgegensetzt
h_1 = Höhe d. Oberwasserspiegels über d. Gegenkolben G
h_2 " " Unterwasser " " " "
$h = h_1 - h_2$ = disponibles Gefälle

Damit nun d. Bew. d. Kolbensystems nach jeder Richtung möglichst ohne Beschleunigung vor sich gehe, muß natürlich d. Summe d. nach einer Richtung wirkenden Kräfte = d. Summe d. im anderen Sinne wirkenden Kräfte sein. Für d. Niedergang d. Kolben, wo bei welchem d. Rohr 2 mit d. Abflußrohr A communicirt, muß demnach d. Gl. stattfinden, wenn man noch mit γ d. spec. Gew. d. Wassers bezeichnet:

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma - \frac{\pi}{4} d_2^2 h_1 \gamma + G = R$$

und für d. Aufgang d. Kolben, wo d. Rohr 2 mit d. Zuflußrohr Z communicirt:

$$-\frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma + \frac{\pi}{4} d_2^2 h_1 \gamma + \frac{\pi}{4} d_3^2 h \gamma - G = R$$

Was nun d. Reibungswiderstand R betrifft, so kann dieser auch hier wohl, ähnlich wie bei d. 2 Kolbensystem, proportional gesetzt werden d. Durchmessersumme $d_1 + d_2 + d_3$ sowie d. Druckhöhe h, also:

$$R = \varrho \frac{\pi}{4} (d_1 + d_2 + d_3) h \gamma$$

wo nun ϱ
d. Coeff. ϱ noch erfahrungsmäßig zu bestimmen ist, da er immer noch abhängig sein wird von d. Höhe d. Kolben, d. Art d. Liderung und d. augenblicklichen Zustand d. Liderung. —
Setzt man diesen Werth von R in d. beiden obigen Gln. ein, so bekommt man, wenn auf beiden Seiten mit $\frac{4}{\pi h \gamma}$ multiplicirt wird:

$$d_1^2 - \frac{h_1}{h} d_2^2 + \frac{4g}{\pi h \gamma} = \varrho (d_1 + d_2 + d_3)$$

und $$- d_1^2 + \frac{h_1}{h} d_2^2 + d_3^2 - \frac{4g}{\pi h \gamma} = \varrho (d_1 + d_2 + d_3)$$

Diese Gln. kann man noch etwas einfacher gestalten, wenn man sie addirt und subtrahirt; durch Addition bekommt man:

$$d_3^2 = 2\varrho (d_1 + d_2 + d_3)$$

und durch Subtraktion:

$$d_3^2 = 2 d_1^2 - 2 \frac{h_1}{h} d_2^2 + \frac{8g}{\pi h \gamma} . —$$

Aus diesen 3 Bestimmungsgln. kann man nun einen beliebig annehmen, so wenn natürlich am besten schon d. Durchmesser d_1 d. Treibkolbens = d. Weite d. Zuflußrohres Z a priori anzunehmen; legt man dann wieder d. Coeff. ϱ einen Werth bei, wie bei d. 2 Kolbensystemen, also etwa:

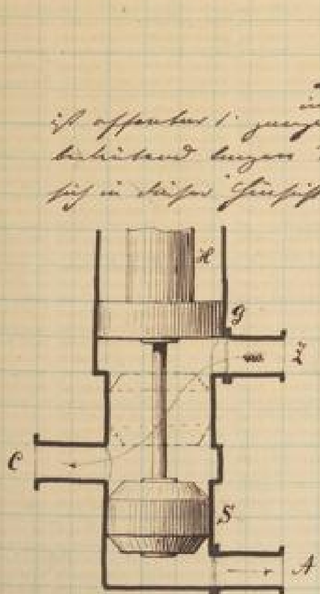
$$\varrho = 0{,}03 \text{ meter}$$

so kann man aus d. oben gefundenen Gln. d. beiden anderen Durchmesser d_2 u. d_3 bestimmen. Hierbei ist es jedoch [illegible] für ϱ einen etwas grösseren Werth d. Rechnung zu Grunde zu legen, so daß man immer eher etwas zu grossen als zu kleinen Druck bekommt; d. zu grossen Druck kann man ja immer durch theilweise Absperrung d. Hahne vermindern, während man d. zu kleinen Druck nicht beliebig vergrössern kann. —

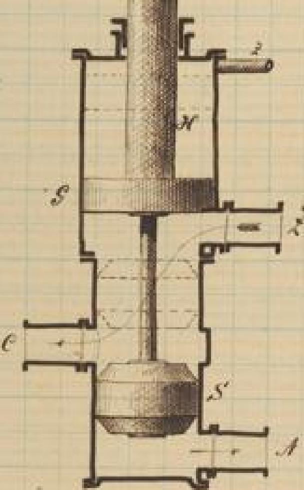
D. Wassermenge g, welche für eine [illegible], also für ein vollständiges Spiel d. Treibkolbens — Hin- u. Hergang desselben, nöthig ist, ist offenbar = d. Volumen, welches d. Hülfskolben bei einem einmaligen Hub durchläuft. Ist also S. d. Hubhöhe d. Kolbensystems, so ist dieses Wasserquantum g:

$$g = \frac{\pi}{4} d_3^2 S . —$$

Bei dieser eben angeführten Anordnung d. 3 Kolbensysteme ist offenbar d. ganze Steuerung immer ziemlich umständlich, indem man immer einen bedeutend langen Steuercylinder erhält. — Eine andere Anordnung, welche sich in dieser Skizze [illegible] dargestellt ist, ist folgende:



So sei C d. Canal, welcher vom Steuercylinder zum Treibcylinder führt; an dieser Stelle ist wieder d. Steuercylinder etwas erweitert, damit d. Steuerkolben, wenn er d. Mündung C ganz verschließt, keinen einseitigen Druck u. einseitige Abnutzung erfahre. Direkt über d. gezeichneten höchsten Stellung d. Steuerkolbens S geht d. Zuflußrohr Z ab und direkt unter d. tiefsten Stellung d. Steuerkolbens mündet d. Abflußrohr A. D. Steuercylinder hat nun unterhalb hier eine Fortsetzung von etwas grösserer Weite,



in welchem sich der Gegenkolben G bewegt, der mit dem Steuerkolben S durch eine Stange verbunden ist. Auf diesen Gegenkolben G setzt sich der Hilfskolben H, welcher als Plungerkolben oben durch die Stopfbüchse des geschlossenen Cylinders geht. In diesen oberen Cylinder mündet oben das Rohr 2, welches sich in 2 Zweige theilt, von denen der eine zum Zuflussrohr Z und der andere zum Abflussrohr A führt, und zwar befindet sich ein Hahn, welcher wechselweise das Rohr 2 mit dem Zufluss- u. Abflussrohr verbindet. –

In der gezeichneten Stellung des Steuerkolbens S communicirt das Zuflussrohr Z mit dem Rohre C, so dass nun das Druckwasser unter den Treibkolben im Treibcylinder fließen kann, so dass der Treibkolben im Aufgang begriffen ist. Gleichzeitig communicirt das Rohr 2 mit dem Zuflussrohr Z; es findet also auf das Kolbensystem ein Ueberdruck in der Richtung von oben nach unten statt, welcher das Kolbensystem in seiner tiefsten Lage erhält. Nähert sich nun der Treibkolben dem Ende seines Hubes, so wird der Hahn im Rohr 2 umgestellt und dieses mit dem Abflussrohr verbunden, welche Umsteuerung natürlich schon erfolgt sein muss, wenn der Treibkolben am Ende seines Hubes angekommen ist. Diese Umsteuerung bewirkt nun, dass auf das Kolbensystem ein Ueberdruck von unten nach oben stattfindet, welcher dasselbe hebt, bis es in die ~~höchste~~ [illegible] höchste Lage angekommen ist. In dieser Stellung kann nun das Wasser aus dem Treibcylinder abfließen von C nach A, so dass der Treibkolben seine niedergehende Bew. ausführen kann. –

Es sei nun weiter d_1 der Durchmesser des Steuerkolbens S

d_2 " " " Gegenkolbens G

d_3 " " " Hilfskolbens H

G = Gewicht des Kolbensystems

R = Reibungswiderstand, welcher sich der Bew. der Kolben im einen od. anderen Sinne entgegensetzt,

h_1 = Höhe des Oberwasserspiegels über dem Gegenkolben G

h_2 = " " Unterwasserspiegels " " "

$h = h_1 - h_2$ = disponible Druckhöhe

γ = spec. Gew. des Wassers.

Damit nun die Bew. der Kolben möglichst sanft u. ohne Stoß stattfinde, müssen offenbar die Summe der in einem Sinne wirkenden Kräfte = der Summe der im anderen Sinne wirkenden Kräfte sein.

Für den Niedergang des Kolbensystems, wo das Rohr 2 mit dem Zuflussrohr Z communicirt, hat man die Gl.:

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma - \frac{\pi}{4} d_2^2 h_1 \gamma + \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_3^2) h_1 \gamma + G = R$$

oder $$\frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma - \frac{\pi}{4} d_3^2 h_1 \gamma + G = R.$$

Für den Aufgang des Kolbensystems, wo das Rohr 2 mit dem Abflussrohr A communicirt, hat man die Gl.:

$$-\frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma + \frac{\pi}{4} d_2^2 h_1 \gamma - \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_3^2) h_2 \gamma \div G = R^2$$

oder $$\div \frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma + \frac{\pi}{4} d_2^2 h \gamma + \frac{\pi}{4} d_3^2 h_2 \gamma \div G = R^2$$

[illegible]

$$R = \rho \frac{\pi}{4}(d_1 + d_2 + d_3) h \gamma$$ [illegible]

[illegible] mit $\frac{4}{\pi h \gamma}$ [illegible]

$$d_1^2 - \frac{h_1}{h} d_2^2 + \frac{4G}{\pi h \gamma} = \rho(d_1 + d_2 + d_3)$$

$$\div d_1^2 + d_2^2 + \frac{h_2}{h_1} d_3^2 - \frac{4G}{\pi h \gamma} = \rho(d_1 + d_2 + d_3)$$

[illegible]

$$d_2^2 = d_3^2 + 2\rho(d_1 + d_2 + d_3)$$

[illegible]

$$d_1^2 = 2d_1^2 \div \frac{h_1 + h_2}{h} d_3^2 + \frac{8G}{\pi h \gamma}$$

[illegible] d_1 [illegible] Z_1 [illegible] ρ [illegible] d_2 [illegible] d_3 [illegible]

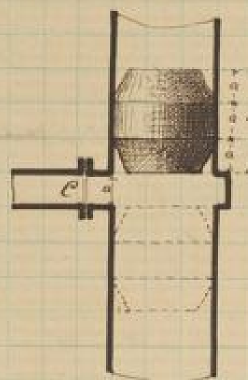
[illegible] G [illegible] S [illegible]

$$G = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_3^2) s,$$

[illegible] G [illegible] S [illegible] S [illegible]

20

d. man einmal darauf, daß wenn d. Steuerkolben in seiner höchsten Stellung einen Hub unmittelbar überschritt, und bei seiner tiefsten Stellung unmittelbar unterhalb d. Kanal C steht, welcher d. Steuerzylinder mit d. Treibzylinder verbindet. Wenn also a d. Höhe d. Kanals C und a_1 d. Höhe d. Steuerkolbens ist, so ist:



$$S_1 = a + a_1$$

d. zylindrische Mittelteil d. Steuerkolbens, welcher bekanntlich mit 2 conischen Ansatzstücken versehen ist, um ein möglichst langsames Schließen d. Kanals C zu erlangen, muß natürlich = d. Höhe d. Kanals C also = a d. Höhe nach sein; nimmt man also d. Höhe d. beiden conischen Enden ebenfalls = a, so ist nun

$$S_1 = 4a$$

und es kommt also nun darauf an, diese Höhe a d. Kanals C möglichst klein zu halten um ein minimum an Aufschlagwasser für d. Umsteuerung zu erhalten.
Um jedoch unterhalb d. schädlichen Einschnürungen zu vermeiden, muß man d. Kanal C mindestens denen Querschnitt = d. Querschnitt d. Zuflußrohres Z geben. Um dennoch a möglichst klein zu bekommen, gibt man d. Kanal C einen ringförmigen Querschnitt, dessen Breite man mindestens = d. Durchmesser d d. Treibzylinders macht. d. Höhe a ist damit bestimmt; denn wenn d_1 d. Durchmesser d. Zuflußrohres Z ist, so soll sein:

$$a d = \frac{\pi}{4} d_1^2$$

also $$a = \frac{\pi}{4} \frac{d_1^2}{d}$$

und somit $$S_1 = \pi \frac{d_1^2}{d}. —$$

Zur Ermittlung d. Größe d. Kraft sind nun aber noch verschiedene Hilfsrechnungen nötig; besonders ist es mit Rücksicht auf d. ziemlich große Gew. d. Treibkolbens, sowie d. daran hängenden Gestängegewichts bei Saugwerk d. Kraft nötig einen Teil dieses Gesamtgew. durch ein mit d. Gestänge verbundenes Gegengew.-Balancier abzubalancieren.
Es sei G d. Gestängegew. inclusive Treibkolbengew. u. d. Gew. d. Pumpenkolbens
G_1 d. am Gegenbalancier getragene Teil dieses Gew. G, welcher Teil mit Rücksicht auf d. zu leistende Arbeit nun noch näher zu bestimmen ist.
$G - G_1$ also d. für d. Kraftäußerung wirksame Gestängegew. —
Um diesen G_1 nun zu bestimmen, sei F = Treibkolbenfl.
h_1 = Höhe d. Oberwasserspiegels über d. Treibkolben in seiner mittleren Stellung
h_2 " " Unterwasserspiegels " " " " " " "
also $h = h_1 - h_2$ d. disponible Gefälle
ferner W_1 = Widerstandshöhe, welche d. hydraulischen Ges.-Widerständen entspricht für d. Zufluß vom Oberwasserbehälter durch d. Zuflußrohr zum Treibzylinder u.
W_2 = d. mit d. hydraulischen Ges.-Widerständen beim Abfluß vom Treibzylinder zum Abflußbehälter durch d. Abflußrohr ausgleichende Widerstandshöhe.

24

R sei der Reibungswiderstand des Treibkolbens inclusive aller andern schädlichen nicht im Treibkolben entstandenen Reibungswiderstände, welche Größe namentlich mit der Kolbenreibung wechselt, und zwar sei:

R_1 = Größe der Kolbenreibung für den Aufgang des Treibkolbens entsprechend dem Hineinpressen des Betriebswassers in den Treibzylinder

R_2 = Kolbenreibung für den Niedergang des Kolbens entsprechend dem Ausfließen des Wassers aus dem Treibzylinder.

Ferner sei: P_1 = die für den Aufgang des Treibkolbens resultierende mittlere Größe des vom Gestänge zu überwindenden Nutzwiderstandes

P_2 = die für den Niedergang resultierende mittlere Größe des vom Gestänge zu überwindenden Nutzwiderstandes.

Beim Aufgang des Treibkolbens erfährt derselbe die Treibkolbenfl. F von dem in den Treibzylinder einströmenden Wasser einen Druck

$$= \gamma F (h_1 - w_1)$$

wobei γ das spez. Gew. des Wassers bezeichnet, welcher Druck natürlich von unten nach oben wirkt. Diesem von unten nach oben auf den Treibkolben wirkenden Wasserdruck wirkt aber entgegen das Gestängegewicht, insofern es nicht von Gegengewichten getragen wird, d. h. es wirkt diesem Wasserdruck entgegen das Gew.

$$G \div G_1$$

und ferner noch der Kolben-Reibungswiderstand R_1.

Soll nun der Aufgang des Treibkolbens gerade richtig sein, so ist jedenfalls nötig, daß am Ende des Hubes das Gestänge keine lebendige Kraft mehr übrig habe, also durch einen Stoß nicht verloren gehe, so muß der Überschuß der wirkenden Kräfte gerade = dem Nutzwiderstand P_1 sein; man hat also die Gleichung:

$$\gamma F (h_1 - w_1) - (G \div G_1) - R_1 = P_1$$

Ebenso muß auch der Überschuß der beim Niedergang des Kolbens wirkenden Kräfte $= P_2$ sein, und man hat damit eine 2te Gleichung, nämlich:

$$-\gamma F (h_2 + w_2) + (G - G_1) - R_2 = P_2.$$

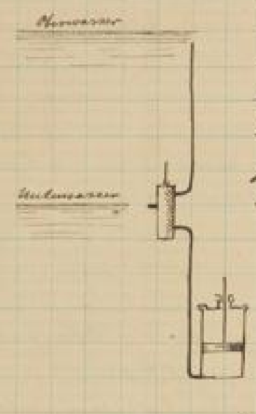
Nun ist G_1 so zu bestimmen, daß diesen beiden Gln. Genüge geschieht. Durch Addition bekommt man aus diesen beiden Gln:

$$\gamma F (h \div w_1 \div w_2) - R_1 - R_2 = P_1 + P_2$$

diese Gl. ist also unabhängig von G_1; derselben muß also zunächst durch passende Wahl von F, P_1 u P_2 genügt werden, was entweder dadurch geschehen kann, daß man die Treibkolbenfl. F passend annimmt gemäß den gegebenen Nutzwiderständen P_1 u P_2, oder, daß man bei gegebenem F die Nutzwiderstände P_1 u P_2 entsprechend reguliert. Ist somit dieser letzten von G_1 unabhängigen Gl. Genüge geleistet, so kann mit den beiden andern Gln auch G_1 berechnet werden. —

Wenn die örtlichen Umstände gestatten, eine Zuführung der Wassersäulen-Maschine in entsprechender Höhe gelegenen Niveaus zu montieren, so kann man auch die Hand d.

u. d. schädlichen Alterniren d. Schwingungs. beseitigt d. Regulirung, welche ohne Hülfe eines Gegengew.-Kataraktes. Wenn nämlich zunächst d. 3te Gl. gezeigt ist durch entsprechende Wahl d. Kolbenquerschn. d. oder durch Regulirung d. Durchflussquerschn. F_1 u. F_2, so kann man $G_1 = 0$ setzen und dann wird d. Ende G_1 h_2 bestimmt durch d. Höhe d. Unterwasserspiegels über d. mittlern Zwischenstellung. Setzen wir diesen selbst auch immer d. Schwimmer Gefäll h gegeben ist, so kommt man mit h_2 auf $h_1 = h + h_2$ = Höhe d. Oberwasserspiegels über d. mittlern Zwischenstellung. Man gelangt dann im Allgemeinen zu einer solchen Verbindung d. Wasserverlust für beide bis auf d. Unterwasserspiegel. d. doppelte Röhrenleitung auf d. Länge bei gewöhnlicher Ausführung kann man selbst dann vermeiden, wenn d. Wass. in sehr bedeutende Tiefe unter d. Unterwasserspiegel versenkt ist; man legt dann nämlich d. Wasserzylinder genau in d. Höhe d. Unterwasserspiegels; d. Zuflussrohr führt dann zunächst zum Wasserzylinder und von diesem geht dann ein anderes Rohr zum Zeitzylinder. Beim Aufgang d. Kolbens wird d. Wasser durch Rohr, sodass dann nur d. untere Rohr mittels Zuflussrohr dient; beim Niedergang d. Kolbens hingegen stellt d. Wirkung d. Communication zwischen d. untern Rohr und d. Unterwasser her, sodass dieses untere Rohr abwechselnd als Abflussrohr u. theilweise Zuflussrohr fungirend.



In dieser Anordnung bildet also d. Wassersäule im Abflussrohr immer eine Gegengew. gegen d. Schwimmer-Gew., so dass man diese Anordnung auch nach d. System d. gewöhnlichen Gegengew.-Kataraktes zurechnen soll. Sie hat gegen d. gewöhnlichen Gegengew.-Katarakt d. Vortheil grösserer Einfachheit in d. Construction; eine exacte feine Regulirung lässt sich aber nicht erreichen, indem d. alternirende Wassersäule immer dieselbe bleibt. —

In dieser Lösung ist es aber immer möglich, d. d. Grössen, von welchen d. Erfüllung d. festlichen Gl. abhängig ist, veränderliche Werthe haben können. Wenn z. B. d. Wass. zum Betriebe von Turbinen dient, so ist im Allgemeinen d. Höhe d. Oberwasserspiegels wegen veränderlichen Zuflusses und auch d. Höhe d. Unterwasserspiegels, indem sich d. Unterwasser in d. Unterkanal ergiesst, veränderlich. Aus diesem Grunde müssen auch entsprechende Regulir-Vorrichtungen getroffen werden, damit d. Leistung d. Wass. d. veränderlichen Durchflussquerschn. F_1 u. F_2 genügen entsprechen. Diese Regulirungen bestehen nun in Stellvorrichtungen im Abfluss- u. im Zufluss-Rohre, um einen grösseren od. kleineren schädlichen Widerstand einzuschalten, wodurch d. Abfluss resp. Zufluss d. Betriebswasser vermindert od. vergrössert und damit d. Stand d. Wasserst. im Ober- u. Unterkanal regulirt wird. Wenn freilich solche Regulirvorrichtungen immer nur bis kleine Störungen wirksam sein sollen, genau für Erklärung als auch für Begrenzung d. Effects ungünstig sein sollen, denn müssen d. Stellvorrichtungen selbst ein verminderter Wand d. betreffenden Rohren zum Theile schliessen, um macht d. hydraulischen Widerstand immer erblicken als auch vergrössern zu können; hierdurch wird aber natürlich immer ein Effectverlust bedingt sein. —

Wenn sich aber nicht [illegible] d. Grössen $\mathfrak{D}$ u. $\mathfrak{D}_2$, sondern d. [illegible] Arbeit ändert entweder z. Kolbenspiel u. Zeiteinheit, so muss d. Regulirung in anderer Weise vorgenommen werden. Ist d. [illegible] Arbeit z. Kolbenspiel veränderlich, so geschieht d. Regulirung am einfachsten, indem man d. Hubhöhe d. Treibkolbens veränderlich macht, was dadurch erreicht wird, dass man d. d. Umsteuerung vermittelnden Knaggen verstellbar macht. Soll aber d. Arbeit z. Zeiteinheit veränderlich sein, dann geschieht d. Regulirung durch entsprechendes Ändern d. Grösse d. Kolbenspiels, indem man d. Ruhepausen d. Kolbens zu jedem Hub eine Zeitlang mittelst einer Kataract-Steuerung verschieden lang ausfallen lässt, ebenso wie bei d. einfach wirkenden Dampf-Masch., welche zu demselben Zweck verwendet werden. Wenn man jedoch dieses letztere anwenden will, so ist es am angemessensten statt d. Kolbensteuerung eine Ventil-Steuerung zu verwenden. —

Berechnung d. Nutzeffects und Wirkunggrades von Wasser-Säulen-Maschinen.

Es sei hierbei:

Q = Aufschlagwasserquantum p. Sek. in Cubm. abgesehen von d. verhältnissmässig kleinen Theil q, welcher im Falle d. Anwendung einer bs. Hilfs-Wassersäulen-Masch. zum Betrieb d. Steuerung verbraucht wird.

F = wirksame Fl. d. Treibkolbens also = Kolbenfl. nach Abzug eines eventuell vorhandenen Kolbenstangen-Querschnitts, in d. Regel ist jedoch auf d. Seite d. Kolbens, welche überhaupt vom Aufschlagwasser gedrückt wird, keine Kolbenstange vorhanden, indem diese meistens umgekehrt aus d. offenen Ende d. Treibcylinders hinaus geht.

d = Durchmesser d. Treibkolbens in Metre.

s = Hublänge " " " "

v = mittlere Geschw. " " "

h_1 = Höhe d. Oberwassers über d. mittlere Stellung d. gedrückten Kolbenfl.

h_2 = " " Unterwassers " " " " " "

$h = h_1 - h_2$ = disponibles Gefälle

n = Zahl d. vollkommenen Kolbenspiele = Zahl d. Hin- u. Hergänge d. Treibkolbens p. Minute.

d_1 = Durchmesser d. weiten Zuflussrohres

l_1 = Länge " " " "

v_1 = mittlere Geschw. d. Wassers im Zuflussrohr

24

d_2 = Durchmesser d. Abflußrohres
l_2 = Länge " " "
v_2 = mittlere Geschw. d. Wassers im Abflußrohre.

D. absolute Effect E_0 ist dann natürlich wie bei allen hydraulischen Kraft-Masch.:

$$E_0 = \gamma Q h$$

wenn γ = Gew. eines Cubikm. Wassers = 1000 kgr ist.

Ist ferner E = Nutzeffect, so ist d. Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{E}{E_0}.$$

Dieser Nutzeffect und d. Wirkungsgrad sind natürlich bedingt durch d. verschiedenen schädlichen Widerstände, von welchen d. Kolbenreibung von mitunter entscheidender Bedeutung ist. Allerdings läßt sich diese Kolbenreibung nur im Falle einer hydraulischen Liederung mit genügender Sicherheit berechnen, indessen läßt sich mit d. gefundenen Resultaten doch auch auf andere Liederungen schließen.

D. Lederumschlag d. Liederung, welche d. Dichtung d. Kolbens vermittelt, legt sich nicht an d. Cylinderwand an, resp. im Falle eines Plungerkolbens, an d. Kolbenwand an in Form eines cylinderförmigen Ringes, dessen Breite = b sei. Für d. Fall also, daß d. Aufschlagwasser durch d. Zuflußrohr in d. Treibcylinder einströmt, ist d. Druck, womit d. Lederumschlag vom Wasser gegen d. Liederungsfläche angepreßt wird, offenbar:

$$= \gamma \pi d b (h_1 - w_1)$$

wobei w_1 d. Widerstandshöhe vorstellt, welche d. hydraulischen Leitungswiderständen für d. Zufluß d. Aufschlagwassers vom Oberwasser in d. Treibcylinder entspricht. Ist nun μ d. Reibungs-Coeff., dann ist offenbar:

$$R_1 = \mu \gamma \pi d b (h_1 - w_1)$$

abgesehen von unbedeutenden Reibungswiderständen.

Für d. umgekehrten Kolbengang, wobei d. Wasser aus d. Treibcylinder durch d. Abflußrohr in d. Unterwasser abfließt, ist dagegen offenbar d. Reibungswiderstand analog mit Rücksicht auf frühere Bezeichnungen:

$$R_2 = \mu \gamma \pi d b (h_2 + w_2)$$

Zur Bequemlichkeit sollen nun diese Kolbenreibungen besonders bezeichnet werden, nämlich:

für d. Kolbenaufgang: $R_1 = \gamma d K_1$
" " Kolbenniedergang: $R_2 = \gamma d K_2$

wobei nun offenbar K_1 u. K_2 empirische Größen bedeuten. —

Setzt man nun, bei Absehung einer etwa auf d. rückwärtigen Seite d. Kolbens befindlichen Kolbenstange, d. mittleren Kolbendruck: P:

$$P = p\,\frac{d^2}{4},$$

so ist:

$$k_1 = 4\mu\,\frac{b}{d}\,(h_1 - w_1)$$

$$k_2 = 4\mu\,\frac{b}{d}\,(h_2 + w_2).$$

Was d. Reibungs-Coeff. μ betrifft, so ist d. Coeff. d. Reibung zwischen nassem Leder u. Gußeisen, wie es hier meist in Betracht kommt, nach d. Morin'schen Versuchen im Durchschnitt:

$$\mu = \frac{1}{4} \quad \text{und somit } 4\mu = 1.$$

d. Verhältniß $\frac{b}{d}$ liegt ferner im Allgemeinen zwischen d. Grenzen:

$$\frac{b}{d} = 0{,}1 \text{ bis } 0{,}15.$$

Außer dieser Kolbenreibung kommen noch schädliche Widerstände d. Arbeitswassers im Zufluß- u. Abflußrohr in Betracht bei d. Berechnung d. Effekts von Wassersäulen-Masch. Diese schädlichen Widerstände werden bedingt durch d. allgemeinen Rohr-Reibungs-Widerstand, durch d. Trägheit d. Wassers beim Kolbenspiel und durch Richtungs- u. Querschnittsänderungen, welche auf d. Wege d. Arbeitswassers vorkommen. Diesen 3 Ursachen entsprechend können d. beiden schädlichen Widerstandshöhen w_1 u. w_2 als aus 3 Theilen x y z bestehend angesehen werden, so daß man setzen kann:

$$w_1 = x_1 + y_1 + z_1 \qquad w_2 = x_2 + y_2 + z_2$$

wenn nun also x_1 u. x_2 diejenigen Theile d. schädlichen Widerstandshöhen sind, welche d. allgemeinen Rohr-Reibungs-Widerständen in d. Zufluß- u. Abfluß-rohren entsprechen und zwar x_1 sich beziehend auf d. Leitungswiderstand im Zuflußrohre und x_2 bezogen auf d. Leitungswiderstand im Abflußrohre. Nach bekannten Sätzen d. Hydraulik kann man nun bekanntlich diese Leitungs-Widerstandshöhe x setzen = einem Widerstandscoeff. mal d. betreffenden Geschw.-Höhe d. Wassers im Rohr, welcher Widerstandscoeff. bekanntlich proportional angenommen werden kann d. Verhältniß d. Länge d. Rohre zur Weite derselben; man kann also setzen:

$$x_1 = k_1\,\frac{l_1}{d_1}\,\frac{v_1^2}{2g}$$

$$\text{und} \quad x_2 = k_2\,\frac{l_2}{d_2}\,\frac{v_2^2}{2g}$$

Um in diese Formeln statt d. Geschw. v_1 u. v_2 d. Wassers im Zufluß- u. Abflußrohre d. mittlere Kolben-geschw. hineinzubringen, kann man bemerken, daß d. Geschw. sich umgekehrt verhalten wie d. Querschnitte, also d. Quadrate d. Geschw. sich umgekehrt verhalten wie d. 4 Potenzen

d. Durchmesser, so daß man setzen kann:

$$v_1^2 = v^2\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \quad \text{und} \quad v_2^2 = v^2\left(\frac{d}{d_2}\right)^4$$

und somit:

$$x_1 = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \quad \text{und} \quad x_2 = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2}\left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} . -$$

In Betreff d. Zuflusses d. Wassers ist zu bemerken, daß d. Einfließen d. Wassers mit d. Zuflußrohr in d. Treibcylinder [illegible] und [illegible] wird, wenn d. Treibkolben [illegible] sich mit einer gewissen Geschw. bewegt u. somit auch d. Zuflußwasser sich bewegen [illegible]; [illegible] d. [illegible] Zuflußrohr einfließende Wasser [illegible] eine gewisse Geschw. im Augenblick wo d. Zufluß zum Stehen [illegible] wird, d. dieser Geschw. entsprechende lebendige Kraft ist [illegible] für d. Effekt verloren, indem mit derselben d. Wasser [illegible] d. [illegible] d. Zuflußrohres [illegible], dieser Stoß kann [illegible] durch [illegible] eines Windkessels [illegible] gemacht werden, daß man d. Abschluß d. Zuflusses [illegible] vor sich gehen läßt, was man [illegible] durch d. [illegible] d. Wendeventils erreicht. —

Man wird also annehmen müssen, daß zu Ende eines jeden Hubes ein Verlust an lebendiger Kraft stattfindet, welcher ein aliquoter Theil d. mittleren lebendigen Kraft d. Wassers im Zuflußrohr unter normalen Verhältnissen entsprechend d. Geschw. v_1 ist. D. mittlere lebendige Kraft im Zuflußrohr ist nun aber = d. Gew. d. im Zuflußrohr befindlichen Wassers mal d. Geschw.-Höhe; dieses Gew. ist nun offenbar:

$$= \gamma \cdot \frac{d_1^2\pi}{4}\, l_1 \qquad \text{wo } \delta = \frac{d^2\pi}{4}$$

$$= \gamma \cdot \frac{d_1^2\pi}{4}\, \frac{\delta}{\frac{d^2\pi}{4}}\, l_1 = \gamma\,\delta\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 l_1$$

und also d. mittlere lebendige Kraft:

$$= \gamma\,\delta\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 l_1 \frac{v_1^2}{2g}$$

oder mit $v_1^2 = v^2\left(\frac{d}{d_1}\right)^4$

$$= \gamma\,\delta\left(\frac{d}{d_1}\right)^2 l_1 \frac{v^2}{2g}$$

Es wird nun freilich, wie schon erwähnt, d. Geschw. d. Wassers im Zuflußrohr beim Abschluß desselben nicht mehr genau = v_1 sein, so daß auch d. Verlust an lebendiger Kraft zu Ende eines jeden Hubes nur ein aliquoter Theil d. mittleren ganzen lebendigen Kraft d. Zuflußwassers sein; da man aber nur [illegible] schwer bestimmen kann, wie groß dieser aliquote Theil sein wird, so [illegible] zu setzen, diese ganze [illegible] lebendige Kraft als Verlust anzunehmen, wobei man dann [illegible] einen [illegible] Verlust [illegible] Art [illegible] kann. Man hat also demnach:

$$\gamma\,\delta\left(\frac{d}{d_1}\right)^2 l_1 \frac{v^2}{2g} = \gamma\,\delta\, y_1\, s$$

also

$$y_1 = \frac{l_1}{s}\left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

und ebenso

$$y_2 = \frac{l_2}{s}\left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

u. nennt η_1 u. η_2 diejenigen Theile d. hydraulischen Widerstandshöhen w_1 u. w_2, welche beziehentlich d. Zufluß durch d. Zuflußrohr u. d. Abfluß durch d. Abflußrohr bedeuten, welche d. Umstande entsprechen, daß d. zufließende resp. abfließende Wasser ungenügend ganz zur Ruhe gekommen ist, wenn d. betreffende Abfluß erfolgt, so daß d. d. Wasser innewohnende lebendige Kraft für d. Effekt verloren ist. Bei d. angegebenen Grund, daß man nämlich annimmt, daß d. ganze d. Wasser vermöge seiner normalen Geschw. v_1 resp. v_2 innewohnende lebendige Kraft als Verlust angesehen wird, ergeben sich natürlich η_1 u. η_2 zu groß, so daß es häufig gebräuchlich ist, Verluste untergeordneter Art außer Acht zu lassen. Man braucht also nicht d. Verlust weiter zu berücksichtigen, daß d. Wasser unten d. 5 bei jedem Kolbenhub mit d. Geschw. v_2 abfließt und somit also ein Verlust an lebendiger Kraft stattfindet. —

Endlich werden noch Effektverluste verursacht, entsprechend d. Theilen ϑ_1 u. ϑ_2 d. hydraulischen Widerstandshöhen, durch Richtungs- u. Querschnitts-änderungen d. Betriebswasserstromes. Solche Richtungs- u. Querschnitts-änderungen finden schon vorzugsweise in d. Zufluß- u. Abflußrohre selbst statt, entsprechend örtlichen Umständen und etwa in d. Röhren befindlichen Wechselvorrichtungen zum Regulieren; andere Querschnitts- u. Richtungs-änderungen d. Wasserstromes finden im Steuercylinder und von hier bis zum Treibcylinder und in diesem selbst wieder statt. Demgemäß sei nun d. entsprechende Widerstandscoeff. für d. Zufluß d. Wassers zum Treibcylinder $= \eta_1 + \vartheta_1$ und für d. Abfluß d. Wassers aus d. Treibcylinder $= \eta_2 + \vartheta_2$ gesetzt. D. diesen Querschnitts- u. Richtungs-änderungen entsprechenden Verluste an Effekt bzw. d. entsprechenden Theile d. hydraulischen Widerstandshöhen sind demnach:

$$\mathfrak{z}_1 = (\eta_1 + \vartheta_1)\,\frac{v_1^2}{2g} \qquad \text{und} \qquad \mathfrak{z}_2 = (\eta_2 + \vartheta_2)\,\frac{v_2^2}{2g}$$

oder wenn man wieder für d. Geschw. v_1 u. v_2 d. mittlere Geschw. v d. Treibkolbens einführt vermittelst d. bekannten Relationen, so hat man:

$$\mathfrak{z}_1 = (\eta_1 + \vartheta_1)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \qquad \text{und} \qquad \mathfrak{z}_2 = (\eta_2 + \vartheta_2)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g}.$$

In diesen Ausdrücken sind schließlich diese zweierlei Widerstandscoeff. η u. ϑ auseinander gehalten, indem nämlich diejenigen Widerstände, welche im Zufluß- u. Abflußrohr selbst entstehen, entsprechend d. Coeff. η_1 u. η_2. Letztere Verluste sind können wegen d. aus örtlichen Umständen gebotenen verschiedenen Krümmungen sowie wegen d. verschiedenen Stellung d. etwa in diesen Röhren vorkommenden Regulierungsvorrichtungen, während d. Widerstandstheile ϑ_1 u. ϑ_2 dagegen nur für alle Fälle als normal zu betrachten sind, da dieselben sich nur beziehen auf Querschnitts- u. Richtungs-änderungen vom Steuercylinder zum Treibcylinder u. umgekehrt. Was d. Coeff. η_1 u. η_2 betrifft, so kann man dieselben nach bekannten Regeln d. Hydraulik berechnen; d. Coeff. ϑ_1 u. ϑ_2 hingegen lassen sich schwer für sich allein zu entsprechend Werthe angeben, indem mit d. verschiedenen Richtungsänderungen d. Wasserstromes vom Steuercylinder zum Treibcylinder u. umgekehrt auch meistens Querschnittsänderungen und sogar Formänderungen d. Querschnitts zugleich stattfinden, unter d. Wasserstrom

28

~~dann~~ auch noch Zuleitungen u. Wasserreinigungen enthält, anderes [illegible] mittelförmige Str. verursacht werden d. immer mit Verlusten an lebendiger Kraft verbunden sind. Man wird sich daher für in d. Regel begnügen d. Coeff. ϑ_1 u. ϑ_2 nach anderweitig erfahrungsmäßigen Angaben in Rechnung zu bringen. —

D. resultierenden hydraulischen Widerstandshöhen w_1 u. w_2 sind demnach, wenn man mit ζ_1 d. resultierenden Widerstandscoeff. für d. Zufluß d. Wassers und mit ζ_2 d. resultierenden Widerstandscoeff. für d. Abfluß d. Wassers bezeichnet:

$$w_1 = x_1 + y_1 + z_1 = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_1 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

$$w_2 = x_2 + y_2 + z_2 = \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g} = \zeta_2 \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

wenn diese resultierenden Widerstandscoeff. ζ_1 u. ζ_2 d. Werthe haben:

$$\zeta_1 = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \frac{l_1}{s}\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 + \eta_1 + \vartheta_1$$

$$\zeta_2 = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \frac{l_2}{s}\left(\frac{d_2}{d}\right)^2 + \eta_2 + \vartheta_2$$

Was d. mittlere Geschw. v d. Kolbenbewegung betrifft, so ist dieselbe unmittelbar bedingt durch d. Hublänge S d. Kolbenbew. und durch d. Zeitdauer eines Kolbenspiels, nämlich:

$$v = \frac{2S}{t}$$

wobei t d. Zeitdauer in Sek. eines für d. Hingang u. Rückgang d. ganzen Kolbenspiels entspricht, abgesehen von etwaigen Ruhepausen zwischen 2 Kolbenspielen; wenn also d. Pumpe mit Kurbel-Bewegung versehen ist, so sind in dieser Zeit t d. Ruhepausen zu Ende eines jeden Hubes nicht mit eingerechnet. Übrigens braucht man dies gar nicht weiter zu berücksichtigen, weil bei d. Anwendung einer [illegible] zu untersuchenden Pumpe auch eine ihr größte Leistungsfähigkeit zu Grunde gelegt wird, welche nämlich bei Pumpen mit Kurbel-Bewegung dann eintritt, wenn d. Ruhepausen zu Ende eines jeden Hubes = 0 werden. —

Ist n d. Anzahl Doppelhübe p. Minute, so ist:

$$t = \frac{n}{60}$$

also auch $v = \frac{nS}{30}$.

Nun kann d. mittlere Geschw. v auch ausgedrückt werden durch d. Aufschlagwassermenge Q p. Sek. und d. Kolbenquerschn. $\mathfrak{F}$, nur werden dann d. Ausdruck für einfach wirkende Pumpe anders wie für doppelt wirkende.

Für eine einfach wirkende Pumpe ist nämlich d. Aufschlagwasserquantum p. Sek.:

$$Q = \frac{n \mathfrak{F} S}{60}$$

also $\frac{nS}{30} = v = \frac{2Q}{\mathfrak{F}}$.

u. für eine doppeltwirkende Pumpe ist dagegen:

$$Q = \frac{2nFs}{60}$$

$$\text{also}\quad \frac{ns}{30} = v = \frac{Q}{F}.$$

Es kann nun aber der Fall sein, namentlich für einfach wirkende Pumpen, daß man den Aufgang des Treibkolbens und seinen Niedergang mit verschiedener Geschw. vor sich gehen läßt. Ist dann in einem solchen Fall t_1 die Zeitdauer des Kolbenaufgangs während welcher das Zuflußwasser in den Treibcylinder unter den Treibkolben strömt und t_2 die Zeitdauer des Niedergangs, während welcher das Wasser aus dem Treibcylinder ausströmt, so ist die mittlere Geschw., womit der Treibkolben hinaufgeht $= \frac{s}{t_1}$

oder da $s = \frac{vt}{2}$ $\quad = \frac{t}{2t_1} v = \varphi_1 v$

$$\text{wenn}\quad \varphi_1 = \frac{t}{2t_1}$$

dagegen die mittlere Geschw. des Kolbenniedergangs: $= \frac{s}{t_2} = \frac{t}{2t_2} v = \varphi_2 v$

$$\text{wenn}\quad \varphi_2 = \frac{t}{2t_2}$$

In diesem Fall werden natürlich auch die Ausdrücke für W_1 u. W_2 andere, indem man in den Ausdruck für W_1 für die mittlere Geschw. v nun $\varphi_1 v$ und in den Ausdruck W_2 für v nun $\varphi_2 v$ setzen muß. Man bekommt dann also:

$$W_1 = \varphi_1^2 \zeta_1 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

$$W_2 = \varphi_2^2 \zeta_2 \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

Offenbar sind dies die allgemeinen Ausdrücke für die hydraulischen Widerstandshöhen W_1 u. W_2, denn man bekommt aus ihnen die Formeln für Pumpen mit gleichförmigem Auf- u. Abgang des Kolbens, indem man

$\varphi_1 = \varphi_2 = 1$ gesetzt wird, damit bekommt man aber $t_1 = t_2 = \frac{t}{2}$.

Ist nun L die Nutzarbeit für das Doppelspiel einer einfach wirkenden Pumpe oder für das einfache Spiel einer doppelt wirkenden Pumpe, dann ist offenbar auf Grund der vorhergehenden Betrachtungen u. Bezeichnungen:

$$L = \gamma F s\left[h_1 - w_1 - k_1 - (h_2 + W_2 + k_2)\right].$$

Während nämlich das Betriebswasser in den Treibcylinder einfließt ist der hydrostatische Druck $= \gamma F h_1$ und also die Nutzarbeit dieses Drucks während eines Kolbenhubes $= \gamma F h_1 s$. Dieser hydrostatische Druck wird aber vermindert durch die hydraulischen Widerstände und Reibungen und somit die hydrostatische Druckhöhe h_1 reduziert auf $h_1 - w_1 - k_1$ und dementsprechend die Nutzarbeit während des Einfließens $= (h_1 - w_1 - k)\gamma F s$.

Was die Nutzarbeit während des Abfließens des Wassers aus dem Treibcylinder betrifft, so muß der Treibkolben zunächst die der hydrostatischen Druckhöhe h_2

d. entsprechenden Druck und denen auch noch d. schädlichen Widerstände w_2 und d. Rollenreibung überwinden, also eine Arbeit verrichten:

$= (h_2 + w_2 + k_2)\,\delta\gamma s$ welche natürlich als negativer Bestandtheil in d. Gesammtarbeit während eines Rollenspiels in Rechnung kommt, so daß man demnach bekommt:

$$L = \gamma\delta s\left[h_1 - w_1 - k_1 - (h_2 + w_2 + k_2)\right]$$

Hierin ist nun bekanntlich:

$$k_1 = \rho(h_1 - w_1) \qquad k_2 = \rho(h_2 - w_2) \qquad \rho = 4\mu\frac{b}{d}$$

Bekanntlich kann ein Mittelwerth d. Reibungscoeff. $\mu = \frac{1}{4}$ und d. Verhältniß $\frac{b}{d} = 0{,}1$ bis $0{,}15$

also $\rho = 4\mu\frac{b}{d} = 0{,}1$ bis $0{,}15$ gesetzt werden.

Dieses eingesetzt gibt:

$$L = \gamma\delta s\left[(1-\rho)(h_1 - w_1) - (1+\rho)(h_2 + w_2)\right]$$

Hierin ist nun ρ ein kleiner Bruch und auch w_1 u. w_2 hinreichend klein gegen h_1 u. h_2 um d. Produkte ρw_1 u. ρw_2 als kleine Größen 2ter Ordnung vernachlässigen zu können. Man bekommt dann mit $h = h_1 - h_2$

$$L = \gamma\delta s\left[h - \rho(h_1 + h_2) - w_1 - w_2\right]$$

d. absolute Arbeit L_0 wäre, welche zu erzielen wäre, wenn eine gewisse Wassers. geleistet werden sollte, wenn gar keine Nebenwiderstände aufträten, wenn also $w_1 = w_2 = \rho = 0$ wäre ist:

$$L_0 = \gamma\delta s h$$

und somit d. Wirkungsgrad η:

$$\eta = 1 - \frac{1}{h}\left[\rho(h_1 + h_2) + w_1 + w_2\right]$$

oder wenn man in diesen Ausdruck d. früher gefundenen Werthe für d. schädlichen Widerstandshöhen w_1 u. w_2 einsetzt:

$$\eta = 1 - \frac{1}{h}\left\{\rho(h_1 + h_2) + \left[\varphi_1^2\zeta_1\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \varphi_2^2\zeta_2\left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right]\frac{v^2}{2g}\right\}$$

$$v = \frac{2s}{t}$$

d. Coeff. φ_1 u. φ_2 beziehen sich bekanntlich auf d. Fall, d. allerdings nur bei einfach wirkenden Wassersäulenmaschinen vorkommen kann, daß d. Geschw. d. Kolbenaufgang und Niedergang verschieden gemacht werden, nämlich:

$\varphi_1 = \frac{t}{2t_1}$ und $\varphi_2 = \frac{t}{2t_2}$

3.

x) Setzt man in diesen Formeln d. resultierenden Widerstandscoeff ζ_1 u. ζ_2 für d. Hinströmen resp. Rückströmen d. Wassers:

$$\zeta_1 = k_1 \frac{l_1}{d_1} + \frac{l_1}{s}\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 + \eta_1 + \vartheta_1$$

$$\zeta_2 = k_2 \frac{l_2}{d_2} + \frac{l_2}{s}\left(\frac{d_2}{d}\right)^2 + \eta_2 + \vartheta_2$$

wenn ist im Durchschnitt: k_1 u. $k_2 = 0{,}03$. —

d. Ausdruck für d. Wirkungsgrad η läßt erkennen, daß derselbe um so größer ist, je kleiner $k_1 + k_2$ im Vergleich zu k ist; d. kleinste Verhältniß von $k_1 + k_2$ zu k ist offenbar $= 1$. Daß d. günstigste Wirkungsgrad findet dann statt, wenn d. Wassersäulen-Masch. genau im Niveau d. Unterwassers arbeitet. Liegt aber d. Masch. unter d. Niveau d. Unterwassers, so wird k_2 größer und $k_1 + k_2$ wird größer als k, durch diese früher schon besprochenen Anlage wird also nicht nur d. Wirkungsgrad η kleiner, sondern auch bekanntlich ist mit derselben d. Unbequemlichkeit verbunden, daß d. Aufstellung d. Masch. nicht an jedem beliebigen Punkt stattfinden kann. —

d. Wirkungsgrad η wird ferner um so größer, je kleiner d. resultierenden Widerstandscoeff ζ_1 u. ζ_2 sind und je weiter d. ~~Rohre~~ Zuflußr. u. Abflußr. sind im Vergleich mit d. Treibcylinderquerschn. daß je größer d_1 u. d_2 im Vergleich gegen d. Treibcylinderdurchmesser d sind. Um nun aber d. Coeff ζ_1 u. ζ_2 möglichst klein zu machen, muß man, wie aus d. betreffenden Ausdrücken hervorgeht, d. Längen l_1 u. l_2 d. Zufluß- u. Abflußrohrleitung möglichst klein und d. Füllungen d. Treibcylinder möglichst groß zu bekommen suchen. —

Bei einer einfachwirk. Masch. kann man auch dadurch d. Wirkungsgrad η vergrößern, indem man d. Kolben beim Aufgang u. Niedergang verschiedene Geschwindigkeit annehmen läßt also durch zweckmäß. verschiedene Wahl d. Zeiten t_1 u. t_2 resp. d. Coeff φ_1 u. φ_2. Man kann sich nun d. Aufgabe stellen, d. Zeiten t_1 u. t_2 und damit d. Coeff φ_1 u. φ_2 in solcher Weise verschieden zu wählen, daß d. Wirkungsgrad η zu einem max wird. Wie man aus d. Ausdruck von η erkennt, kommt diese Aufgabe darauf hinaus, d. Ausdruck

$$\varphi_1^2 \zeta_1 \left(\frac{1}{d_1}\right)^4 + \varphi_2^2 \zeta_2 \left(\frac{1}{d_2}\right)^4$$

zu einem min zu machen durch passende Wahl von φ_1 u. φ_2 resp. von t_1 u. t_2.

d. Kürze wegen sei nun bezeichnet: $\frac{\zeta_1}{d_1^4} = a_1$ und $\frac{\zeta_2}{d_2^4} = a_2$ dann kommt es also darauf an, d. Ausdruck:

$$a_1 \varphi_1^2 + a_2 \varphi_2^2$$

zu einem min zu machen. Diesen ganzen Ausdruck kann man als eine Function $f(\varphi_1)$ von φ_1 betrachten, denn es besteht ja bekanntlich zwischen d. Coeff. φ_1 u. φ_2 noch eine weitere Beziehung, nämlich:

$$\frac{1}{\varphi_1} + \frac{1}{\varphi_2} = \frac{2t_1}{t} + \frac{2t_2}{t} = 2\frac{t_1 + t_2}{t} = 2$$

da natürlich: $t_1 + t_2 = t$ ist.

Soll nun diese Function $f(\varphi_1)$ ein min sein, so muß d. nach φ_1 genommene erste Ableitung derselben bekanntlich $= 0$ sein. Bezeichnet man nun mit ·

[illegible]

$$\frac{1}{2} f'(\varphi_1) = a_1 \varphi_1 + a_2 \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}$$

[illegible] $\frac{1}{\varphi_1} + \frac{1}{\varphi_2} = 2$ [illegible]

$$-\frac{d\varphi_1}{\varphi_1^2} - \frac{d\varphi_2}{\varphi_2^2} = 0$$

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = -\left(\frac{\varphi_2}{\varphi_1}\right)^2$$

[illegible]

$$\frac{1}{2} f'(\varphi_1) = a_1 \varphi_1 - a_2 \frac{\varphi_2^3}{\varphi_1^2}$$

[illegible]

$$\frac{1}{2} f'(\varphi_1) = a_1 \varphi_1 - a_2 \frac{\varphi_2^3}{\varphi_1^2} = 0$$

$$\frac{\varphi_2^3}{\varphi_1^3} = \frac{a_1}{a_2}$$

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \sqrt[3]{\frac{a_1}{a_2}}$$

[illegible]

[illegible]

[illegible]

$$\frac{1}{2} f''(\varphi_1) = a_1 - a_2 \frac{\varphi_1^2 \, 3\varphi_2^2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} - \varphi_2^3 \, 2\varphi_1}{\varphi_1^4}$$

[illegible] $\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = -\left(\frac{\varphi_2}{\varphi_1}\right)^2$ [illegible] $\frac{1}{2} f''(\varphi_1)$ [illegible] φ_1 [illegible] $f(\varphi_1)$ [illegible]

[illegible] $\frac{\varphi_2}{\varphi_1}$ [illegible] φ_1 [illegible] φ_2 [illegible]

$$\frac{1}{\varphi_1} + \frac{1}{\varphi_2} = \frac{1}{\varphi_1}\left(1 + \frac{\varphi_1}{\varphi_2}\right) = \frac{1}{\varphi_1}\left(1 + \sqrt[3]{\frac{a_2}{a_1}}\right) = 2$$

$$\varphi_1 = \frac{1}{2}\left(1 + \sqrt[3]{\frac{a_2}{a_1}}\right)$$

$$\varphi_2 = \frac{1}{2}\left(1 + \sqrt[3]{\frac{a_1}{a_2}}\right)$$

33

u. oder wenn wieder für a_1 u. a_2 ihre betreffenden Werthe gesetzt werden:

$$\varphi_1 = \frac{1}{2}\left(1+\sqrt[3]{\frac{l_2}{l_1}\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4}\right)$$

$$\varphi_2 = \frac{1}{2}\left(1+\sqrt[3]{\frac{l_1}{l_2}\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4}\right)$$

Bei einfach wirkender Masch. ist es also immer am vortheilhaftesten d. mittlere Geschw. d. Treibkolbens bei seinem Aufgange u. Niedergange, entsprechend d. Ein- u. Ausströmen d. Betriebswassers, derartig verschieden zu machen, daß d. Coeff. φ_1 u. φ_2 oben gefundene Werthe bekommen. Gleiche mittlere Geschw. für Aufgang u. Niedergang d. Treibkolbens würde nur dann für eine einfach wirkende Masch. am vortheilhaftesten sein, wenn sich d. beiden Ausdrücke φ_1 u. $\varphi_2 = 1$ ergeben würden. Dann bekommt man also:

$$\frac{l_1}{l_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4$$

dann also $\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[4]{\frac{l_1}{l_2}}$. In diesem Fall wäre es also am vortheilhaftesten d. Querschnitte d. Zufluß- u. Abflußröhre in demselben Grade verschieden zu machen wie sich d. 4ten Wurzeln aus d. entsprechenden resultirenden Widerstandskraft. verschieden ergeben. —

D. Regulirung d. verschiedenen Geschw. geschieht nun entweder durch ein am Gegengew.-Balancier angebrachtes Gegengew., oder wenn ein solches Gegengew.-Balancier nicht vorhanden ist, durch entsprechend verschiedene Stellung d. Regulirungsvorrichtungen in d. Zufluß- u. Abflußröhren. Im letztern Fall ist jedoch zu bemerken, daß durch diese Regulirungsvorrichtungen immer ein minder oder mehr größerer Effect verloren geht durch Verengung d. Querschnitts d. Röhren und es könnte demnach d. Fall sein, daß dieser hierdurch verlorne gehende Effect größer ist als d. durch passende Wahl von φ_1 u. φ_2 gewonnene; jedenfalls ist in solchen Fällen immer ein Vergleich in dieser Hinsicht anzustellen. —

Schließlich ist nun aber noch eine Correction d. Wirkungsgrades η erforderlich. Es wurde nämlich gefunden d. Wirkungsgrad

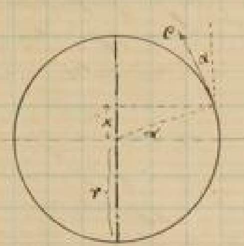
$$\eta = 1 - \frac{1}{h}\left\{\varrho(h_1+h_2) + \left[\varphi_1^2\zeta_1\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \varphi_2^2\zeta_2\left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right]\frac{v^2}{2g}\right\}$$

D. Ausdruck in d. großen Klammern $\{\}$ stellt offenbar d. Bedeutung einer gewissen resultirenden Widerstandshöhe; d. 2te Bestandtheil dieser Widerstandsh., hängt nämlich d. in d. eckigen Klammern befindliche Theil ist abhängig von d. Geschw. mit welcher d. Treibkolben sich bewegt, und zwar proportional d. Quadrate dieser Geschw. d. Treibkolbens. Hierfür erhält man also auch d. Mittelwerth dieses Ausdrucks wenn man unter v^2 d. Mittelwerth d. Quadrats d. Kolbengeschw. versteht, welcher natürlich wesentlich verschieden sein kann von d. Quadrate d. mittleren Kolbengeschw. Es sei deshalb d. Mittelwerth d. Quadrats d. Kolbengeschw. mit (v^2) bezeichnet, so ist nun neu für d. Wirkungsgrad:

$$\eta = 1 - \frac{1}{h}\left\{\varrho(h_1+h_2) + \left[\varphi_1^2\zeta_1\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \varphi_2^2\zeta_2\left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right]\frac{(v^2)}{2g}\right\}.$$

34

Um nun φ bestimmen zu können, kommt es also darauf an, d. Beziehungen zwischen d. Mittelwerth d. Quadrats d. Rollengeschw. (v^2) und d. Quadrate d. mittleren Rollengeschw. v^2 zu ermitteln. Diese Beziehungen sind aber natürlich abhängig von d. Gesetz, nach welchem sich d. Geschw. d. Rollens während eines Hubes ändert. In dieser Hinsicht sind nun verschiedene Fälle zu unterscheiden: Zunächst sei angenommen, es handle sich um eine doppeltwirkende Wassersäulen-Pumpe, bei welcher d. Rollenstange vermittelst einer Kurbel-Mechanik und ihre Kraft einer rotierenden Welle mittheilt, welche mit einem Schwungrad versehen ist. In diesem Fall ist also d. Veränderungsgesetz d. Rollengeschw. durch d. Schwungrad bedingt, indem dieses sich mit einer fast unveränderlichen Winkelgeschw. bewegt. — Wäre nun d. Winkelgeschw. d. Schwungrades genau constant, so würde sich d. Rollkolben bewegen, wie ein Punkt, d. d. Durchmesser eines Kreises durchläuft, wenn dieser Punkt immer als d. Projektion eines andern Punktes auf d. Durchmesser angesehen werden kann, welch letzterer Punkt mit constanter Geschw. d. Peripherie d. Kreises durchläuft. Betrachtet man nun analog d. Rollen immer als Projektion d. Kurbelzapfens, so mag sich in irgend einem Augenblick d. Rollkolben um d. Werth x über seine Mittelstellung hinaus sein; d. Kurbelkreis muss natürlich einen Radius haben



$$v = \frac{1}{2} S = \frac{1}{2} \text{ Rollenhub.}$$

Ist nun C d. als constant anzunehmende Umfangsgeschw. d. Kurbelzapfens, so besteht offenbar zwischen d. ~~augenblicklichen~~ mittleren Rollengeschw. v und d. Umfangsgeschw. C folgende Beziehung:

$$\frac{C}{v} = \frac{2r\frac{n}{60}}{r\pi\frac{n}{60}} = \frac{\pi}{2}$$

Ist ferner nun α d. Winkel, welchen in diesem Augenblick d. Richtung von C mit d. Rollenachse, also mit d. erwähnten Durchmesser bildet, dann ist offenbar d. augenblicklich stattfindende Rollengeschw.:

$$v = C \cos\alpha$$

und man erhält nun bekanntlich hieraus d. Mittelwerth d. Quadrats d. Rollengeschw., wenn man d. augenblicklich stattfindende quadrirt, mit dx multiplicirt, hierauf d. Integral nimmt zwischen d. Grenzen $+r$ u. $-r$ und dann dieses Integral durch $2r$ dividirt, man erhält also:

$$\sin\alpha = \frac{x}{r}$$

$$(v^2) = \frac{1}{2r}\int_{-r}^{+r} (C\cos\alpha)^2\,dx = \frac{C^2}{2r}\int_{-r}^{+r}\left(1 - \frac{x^2}{r^2}\right)dx$$

$$(v^2) = \frac{C^2}{2r}\left(2r - \frac{2}{3}r\right) = \frac{C^2}{2r}\cdot\frac{4}{3}r = \frac{2}{3}C^2$$

oder da nun ja aber: $C = \frac{\pi}{2} v$:

$$(v^2) = \frac{2}{3}\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 v^2 = \frac{\pi^2}{6} v^2 = 1{,}645\, v^2$$

In diesem Fall ist also d. Mittelwerth d. Quadrats d. Rollengeschw. gerade 1,645 mal so gross als d. Quadrat d. mittleren Rollengeschw. —

[illegible]

$$(v^2) = 1{,}645\, v^2 .$$

[illegible]

$\eta\, Q_r\, h_r$ [illegible]

$\eta\, Q\, h$ [illegible]

[illegible] $\frac{Q_r h_r}{Q h}$ [illegible]

$$\frac{Q_r h_r}{Q h} = 0{,}65 - 0{,}70$$

[illegible]

$\eta = 0{,}80 - 0{,}85$ [illegible]