Maschinenbau

Studien-Jahr 1861/62

Redtenbacher, Ferdinand

Karlsruhe, 1862

Hydraul: Kraftmaschinen

urn:nbn:de:bsz:31-278571

Hydraul: Kraft=maschinen.

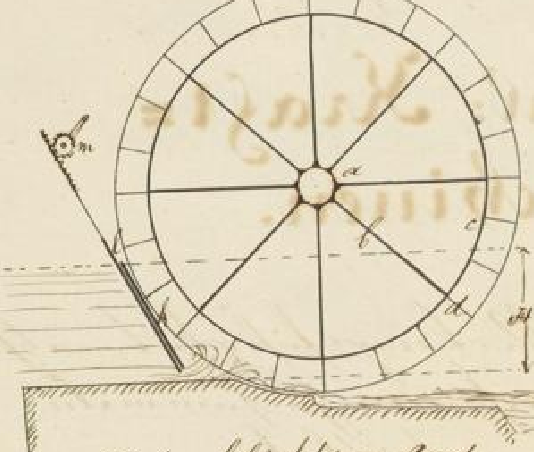
Wir haben den Zweck die Wirkungsfähigkeit, welche in einem Wassersturze vorhanden zu sammeln und den Arbeitsmaschinen mitzutheilen.
Es gibt nun deren verschiedene, worunter:

1. Die Wasserräder.
2. Die Turbinen &
3. Die Wassersäulmaschinen.

Die 1sten und 2ten bestehen meistens aus kreisrunden Apparaten, welche sich um eine vertikale oder horizontalliegende Welle drehen.
Die 3ten haben in ihrer Construction viele Ähnlichkeit mit den Dampfmaschinen.
Wir gehen nun zuerst zu den Wasserrädern über:

1tens Wasserraeder.

Die verschiedenen Arten von Wasserrädern richten sich alle nach der Größe des Gefälles, worunter wir 1tens das Unterschlächtige Rad haben mit radial laufenden Schaufeln am Radumfange.
Auf nächstfolgender Seite ist die Anordnung eines solchen Rades aus einer Skizze ersichtlich.



Unterschlächtiges Rad

Es ist hier a eine Welle von welcher Arme b ausgehen und einen sternförmigen Körper bilden.

Je nach der Breite des Rades haben diese nun entweder:

1tens Ein Armsystem, oder
2tens 2 Armsysteme und
3tens 3 Armsysteme.

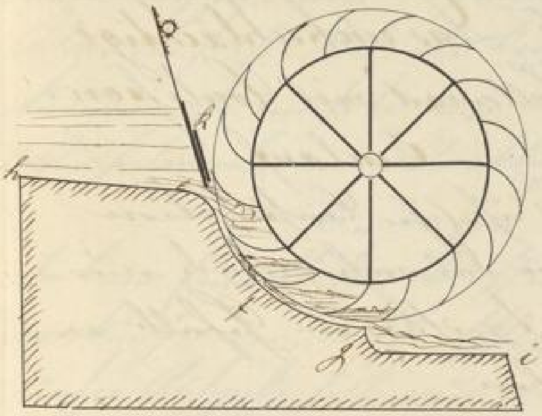
An die Arme b ist nun ein ringförmiger Körper c Radkranz oder auch Radkrone genannt, befestigt, von welch letzterem werden die Schaufeln d ausgehen

Das Gerinne heißt nun derjenige Theil in welchem der Radkörper eingesenkt ist, der Boden desselben hat eine schwache Steigung gegen das Rad hin, ferner sind zur Seite des Rades Wände von Stein oder Holz angebracht, welche die Schaufeln des Rades zur Seite fast berühren.

Der Radkörper hängt nun mit seiner ganzen Last frei an 2 Zapfen der Welle und ist außerdem nur in Berührung mit der Luft.

Vor dem Rad ist nun eine senkrechte oder schräge Wand welche unten mit einer Öffnung versehen und durch einen Schützen beliebig weit geöffnet oder ganz geschlossen werden kann.

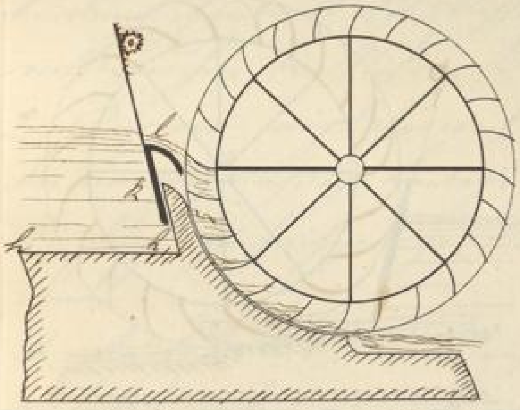
Es ist hier k. die Wand, l der Schütze und m der Schützenaufzug mit Zahnstange & Getriebe.



2tens Das Kropfrad.

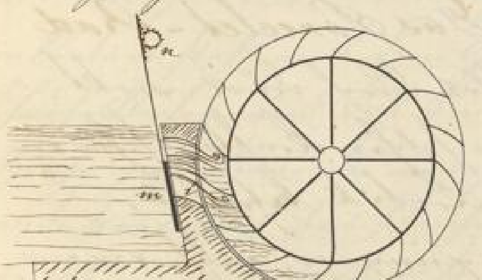
Wird angewendet für kleinere Gefälle bis zu 1 Meter.

Es ist hier hc der Zuflußkanal, efg das Gerinne und gi der Abflußkanal, k eine Lattenwand, l ein Schütze mit Schützenaufzug. Das Wasser wirkt hier zuerst als Schlag, sodann als Druck.



3. Das Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf.

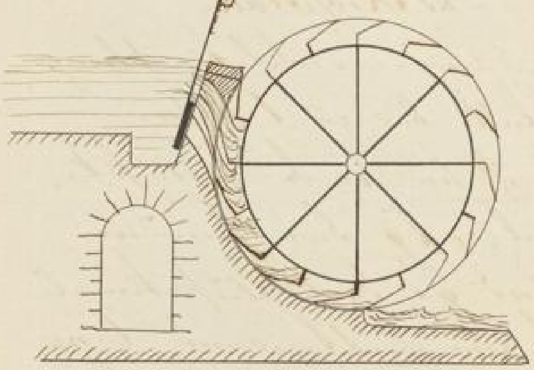
h h, Boden des Zuflußkanales. An der Wand k, k befindet sich ein Schützen l mit einer gekrümmten gegen das Rad hin geneigten Fläche, welche Fläche das Wasser überflutet und dann in das Rad eintritt.



4. Das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf.

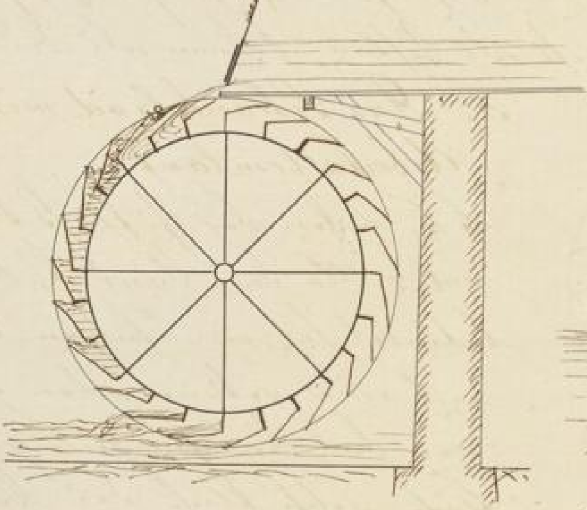
Es sind hier Blechschaufeln am Schützen als Leitfläche angebracht.

mn ist hier wieder der Schützenaufzug, h h, Bodenfläche des Zuflußkanals, i g Gerinne und g o Abflußkanal.

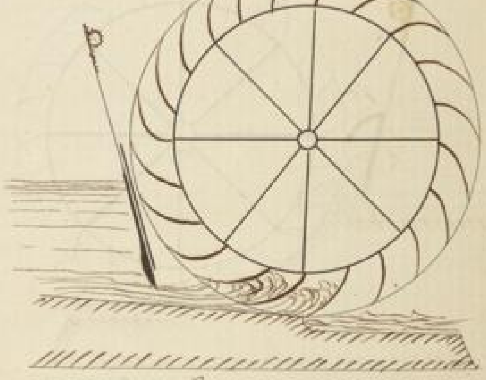


5 Das rückschlächtige Zellenrad mit Coulissen-Einlauf.

Ist ähnlicher Construction wie das vorhergehende nur mit größerem Gefälle versehen.



6tens



7tens

Das oberschlächtige Rad & Das Poncelet-Rad

bei welch letzterem das Wasser blos durch Druck wirkt.
Es entstehen nun bei Einrichtung von solchen Kraftmaschinen 2 Hauptfragen, deren eine die Kritik betrifft, die andere zu bestimmen die Bedingungen, welche einem Rädern entsprechen müssen, damit dasselbe zweckmäßig ist. Wir werden zu diesem Zwecke also den Bau der Wasserräder theoretisch nachweisen.
Es kommt nun darauf an den Nutzeffect eines solchen Rades

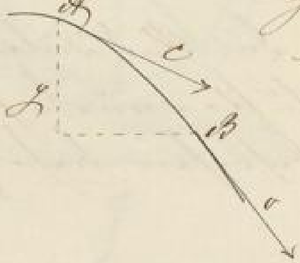
unter verschiedenen Verhältnissen von Q und H zu bestimmen
Wäre ein solches Rad als Kraftaufsammlungsapparat voll-
kommen, so müßte $E_a = E_n$ sein.
Wir haben aber in Wirklichkeit

$$E_n = E_a - \Sigma V.$$

da beim Eintritt des Wassers in das Rad vielerlei Ein-
wirkungen vor, welche Effectverluste verursachen, und
unsere Aufgabe soll nun darin bestehen diese Effectver-
luste ausfindig zu machen.
Es können diese bestehen.
1. durch Eintritt des Wassers in das Rad, namentlich
entstehen hier die Stöße, Wirbel, Schaum etc.
2. Können möglicherweise Effectverluste entstehen durch
die unregelmäßige Bewegung des Wassers im Rade selbst
3. durch zu frühzeitigen Austritt des Wassers aus dem
Rade
4. durch die Art und Weise, wie das Wasser das Rad
verläßt, indem es nicht rasch abfließen soll.
5. Verschiedene Reibungswiderstände indem das Wasser
in Contact steht mit den Kranzböden, den Seitenwänden und
Schaufelflächen und das Sinken des Wassers verhindern.
Hierzu gehört ferner die ungeheure Zapfenreibung und der Luft-
widerstand durch das Drehen der Schaufeln entstehend.
6. Können noch Verluste entstehen durch Unvollkommen-
heiten des Baues.
Wir wollen also alle diese Verluste einer näheren Kritik
unterwerfen und sehen was daraus folgt für jeden einzelnen
derselben.

4tens Effectverlust durch stoßweisen Eintritt des Wasser's.

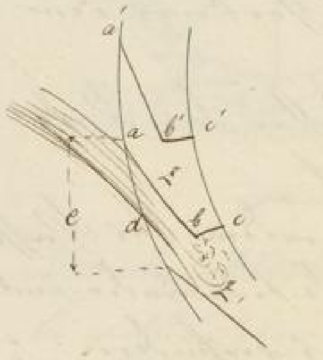
In der Regel wirkt er in Richtg der Tgte. Nehmen wir also an es habe das Wasser bei A eine Geschwindigkeit c und habe ferner bei B eine Geschwindigkeit v befindet sich hier in einem Abstande y von A, so ist



$$\frac{v^2}{2g} = \frac{c^2}{2g} + y$$

Ist qy die Wirkung, die von der Schwere herrührt, so muß dies gleich sein der lebendigen Kraft.

Also $qy = \left(\frac{v^2}{2g} - \frac{c^2}{2g}\right) q$.



Wenn nun Z eine Zelle des Rades ist, so beginnt die Füllg dieser Zelle wenn die äußerste Kante a derselben den Wasserstrahl berührt; die Füllg ist zu Ende, wenn die nächstfolgende Zellenwand a'b' nach d gekommen ist.

Die Wassermenge, welche in eine Zelle fällt setzt den Beharrungszustand der Bewegung voraus. Es muß also in jede Zelle gleichviel Wasser fallen, da sich alsdann jeder Zelle nach dem vorausgeg. Satze gleich viel Zeit zur Füllung darbietet.

Fragen wir nun wieviel in eine solche Zelle hineingeht z.B. in einer Secunde; so ist, wenn

Q die Wassermenge, welche in jeder Secunde zufließt

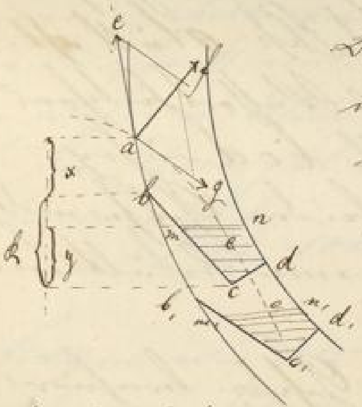
q die Wassermenge, die in eine Zelle geht,
c die Zellentheilung, und
v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

$$\frac{Q}{q} = \frac{v}{c}$$

$$q = \frac{cQ}{v}$$

Die Wassermenge, welche eine Zelle aufnimmt, ist proportional der Wassermenge, die zufließt und verkehrt proportional der Umfangsgeschw. des Rades.

Vom Eintritt des Wassers.



Betrachten wir hier zunächst einen Tropfen den wir ins Rad fallen lassen, sodann einen Wasserfaden und zuletzt die Wirkung eines mächtigen Wasserstrahles.

Die gestrichelte Linie (Parabel) stelle nun die Bahn dar, welche ein Wassertropfen beschreibt, so wird bei einem gewissen Zeitmoment derselbe ins Rad treten, in diesem Moment wird die Zelle eine gewisse Stellung haben, sie sei z. B. bcd.

Nun kann es sein, daß bereits eine gewisse Quantität Wasser im Rade ist. Von da an setzt das Wassertheilchen seine Bewegung in der Bahn fort, die Zelle geht nieder, die Geschw. des Tropfens wird größer und größer und es wird derselbe auf den Wasserspiegel aufschlagen, wenn die Zelle in die Position b'c'd' gelangt ist.

Es ist hier eine Stoßwirkung vorhanden und dieselbe stets verbunden mit Verlust an lebendiger Kraft.

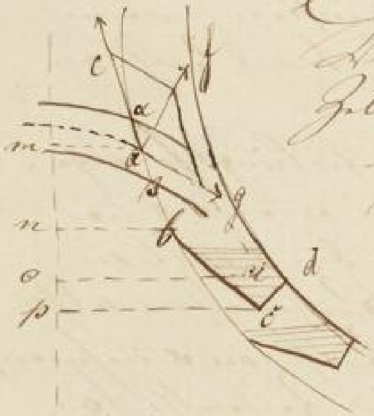
Es geht also diese Wirkg in Bezug auf die Bewegung des Rades verloren, welchen Verlust wir nun zu bestimmen versuchen müssen. Es muß also vorerst best. werden die relative Geschw. mit welcher der Wassertropfen die Zelle erreicht. diese Geschwindigkeit wird nicht geändert, wenn wir der ganzen Masse, Wasser und Rad eine gemeinsame Bewegung ertheilen, die Bewegungsrichtg aber entgegengesetzt der Bewegung des Rades aber gleich der Umfangsgeschw. desselben ist.
Ist nun ag die abs. Geschwindigkt, ae gleich der Geschw. des Rades, die Geschw. des Rades aber selbst Null ist. d. h. es ist die relative Bewegung des Wassertheilchens gegen die Zelle so, wie wenn die Zelle bcd ruhig bliebe und der Wassertropfen die beiden Geschwindigkeiten ae & ag hätte, welche wir zu einer Resultirenden af zusammensetzen können.
Wir können also die abs. ~~Bewegung~~ Geschw. berechnen
Es muß sein $\frac{af^2}{2g} + x + k - y = 1000\, q \left\{ \frac{af^2}{2g} + x + k - y \right\}$.
Es ist dies der Effect Verlust für den einzelnen Tropfen.
2tens können wir auch dem Effect Verluste fragen der durch einen Wasserfaden entsteht, welch letztern wir uns durch continuirl. fallen von einzeln. Tropfen erklären können.
Nun wird für jeden Wassertropfen der Verlust durch obige Formel ausgedrückt. k bleibt für alle Zellen gleich; ändert in einem Kleinen seine Lage, also konstant; x ist variabel für die aufeinanderfolgenden Tropfen, indem für die später eintreffenden Tropfen x

größer wird u. folgl. der Verlust größer.
x ist für den ersten Tropfen am kleinsten, wenn also b mit a zusammenfällt also der Werth von $x = 0$.
Ist er aber nun eine ganze Zellentheilung herabgegangen, so hört die Füllg auf und x erreicht hier sein max.; ist also nichts anders als die Projection von ab auf eine Vertikallinie. Wir müssen also für die Verluste den mittleren Werth von x nehmen, also die Hälfte von der Projection einer Zellentheilg.
y ist ebenfalls variabel u. gibt die Tiefe des Wassers in einer Zelle an. es ist hier y am allerkleinsten für die zuerst eintretenden Wassertheilchen.
Der wahre mittlere Werth ist demnach nichts anders als der Schwerpunkt der Wassermenge über c u. wir haben die Gleichg

$$1000\, q \left\{ \frac{af^2}{2g} + x_m + h - y_m \right\}$$

Fragen wir 3tens nach dem Effect Verlust, der durch einen Wasserstrahl entsteht, so können wir uns denselben in viele Wasserfäden aufgelöst denken u. es ist af für verschiedene Wasserfäden variabel. Wir müssen nun wieder den wahren mittleren Werth af^2 zu bestimmen suchen, was aber zu weitläufigen Rechnungen führt und wir uns daher für praktische Zwecke mit einer Annäherung begnügen. Wir zerlegen also den Wasserstrahl in lauter Wasserfäden u. setzen für den wahren mittleren Werth des Wasserstrahles den mittelsten Wasserfaden; x_m ist constant; für af setzen wir die mittlere Eintrittsgeschwindigkeit.

Es ergeben sich daraus folgende Regeln:



Wir halbiren α β, verzeichnen eine Zelle, bestimmen den Schwerpunkt c derselben.

Wir erhalten für den Verlust:

$$1000\,Q \left\{ \frac{af^2}{2g} + \frac{1}{2}\,mn + np - op \right\}$$

Es ist dies der in Kilogrammetern ausgedrückte Effectverlust. Der Schaden ist nun nicht darnach zu beurtheilen, sondern nach dem Verhältnisse was wir verlieren und was wir besitzen.

Wir haben also $\dfrac{1000Q\left\{\frac{af^2}{2g} + \frac{1}{2}mn + np - op\right\}}{1000Q\,H}$ in % ausgedrückt

oder: $\dfrac{\frac{af^2}{2g} + \frac{1}{2}\,mn + np - op}{H}$

af ist die relat. Geschwindigkeit mit welcher das Wasser an das Rad kommt & in der Regel doppelt so groß als die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, welche selten mehr als 2 Meter beträgt.

$\frac{af^2}{2g} = \frac{1}{5} = 2$ Decim ist für alle Räder nahezu constant, H hingegen für verschiedene Räder sehr verschieden.

Wir haben also für unterschlächtige Räder große Verluste, können also Wasserkräfte mit hohem Gefälle hingegen sehr vortheilhaft benutzen.

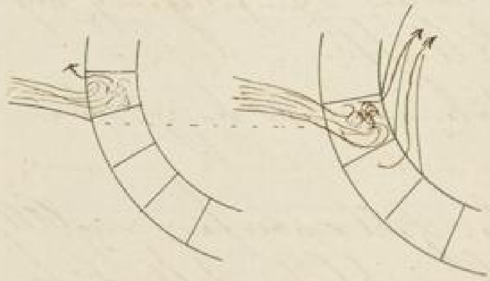
$\frac{1}{2}$ mn richtet sich nach 2 Dingen, nämlich:

1.) Nach der absoluten Größe der Schaufeltheilung

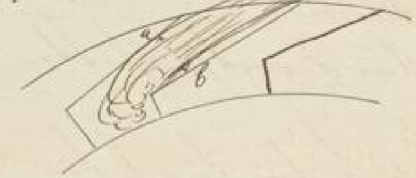
2.) Nach der Art & Weise, wie das Wasser eintritt.

Hinsichtlich der Schaufeltheilung ist es bei ober- und unter-
schlächtigen Rädern wegen des Wassereintritts ziemlich
gleichgültig, da die Projection einer Schaufeltheilung auf
eine Vertikallinie beinahe Null ist.
Bei allen mittelschlächtigen Rädern wirkt die große
Schaufeltheilung nachtheilig.
Nun ist ε die Projection einer Zellentiefe; im All-
gemeinen hängt dieses ε ab von der wirklichen Zellenlänge
bc und dem Ort der Füllung.
In der Hinsicht des Wassereintritts sind Schaufelräder
besser als Kübelräder, da bei der Schaufel bc = 0, die
Projection daher ebenfalls Null.
ε ist für verschiedene Arten von Rädern sehr ver-
schieden, d. h. hinsichtlich des Wassereintritts ist es bei
oberschlächtigen Rädern ganz gleichgültig ob man die
Zellen tief macht.
Für mittelschlächtige Räder ist die Projection einer
Zellentiefe sehr groß, insbesondere bei rückschlächtigen
Rädern, es finden also große Verluste statt.
ε hat Bezug ~~auf~~ die Höhe des Schwerpunktes in der Zel-
le und ist im Allgemeinen nicht groß.
Ist das Rad also stark gefüllt, so wird ε groß und
umgekehrt bei schwacher Füllung klein.
In dieser Hinsicht wäre starke Füllung vortheilhafter
als schwache.
Betrachten wir nun die Effectverluste, die durch die
in den Zellen enthaltene Luft vorkommen.

Bei unterschlächtigen Rädern kommt dies nicht vor anders jedoch ist es bei den mittelschlächtigen.



Das Wasser tritt also hier im 1ten Falle ein, presst die Luft vielleicht auf doppelte zusammen, und die gespannte Luft wirkt als elastischer Körper gegen das Wasser zurück und verursacht auf diese Weise eine entgegengesetzte Bewegung des Rades.
Die Verluste welche hieraus entstehen lassen sich nun nicht berechnen, es ließe etwa durch Ventilation abhelfen, wie aus der 2ten Skizze ersichtlich, allein es geht mit der Luft immer auch noch ein Theil des Wassers verloren, indem die Bewegung des Wassers im Zellenraum zu tumultuarisch ist.
Es wäre also in dieser Hinsicht eine sehr schwache Füllung vortheilhaft, die Wassermenge im Verhältniss zum Zellenraum klein wäre, ein Mittel wodurch man sich helfen kann.
Am fatalsten kann die Luftwirkung beim oberschlächtigen Rad werden, weil hier die Schluckweite als sehr



klein ausfällt, der Verlust sich hier ebenfalls nicht gut berechnen lässt.
Wohl aber gibt es ein Mittel wodurch man sich helfen kann indem man:

1tens die Strahlbreite im Verhältniß zur Schaufelweite klein macht.
2tens Ist es nicht gleichgültig nach welcher Richtung der Strahl in die Zelle eintritt, sondern daß er der relativen Bewegung des Rades folgt, ferner ist es gut die Radbreite größer als die Strahlbreite zu machen, da dann beiderseits die Luft entweichen kann.
Bei sehr breiten Rädern läßt man das Wasser so-

gar in zwei Strahlen einfließen.

Effect Verluste, welche beim Austritt des Wassers entstehen.

Alles Wasser folgt dem Rade bis zu seinem tiefsten Punkte und wir wollen nun sehen, was für Verluste daraus entstehen bei zu frühzeitigem Austritte.
Zuerst tritt das Wasser durch Stoß ein, wogt so lange in den Zellen umher bis es die relative Geschw. des Rades besitzt und verläßt in der Regel das Rad mit einer lebendigen Kraft gleich der Geschw. des Rades. Heißen wir nun Q die Wassermenge, welche in jeder Secunde in das Rad eintritt und verläßt und ist v die Umfangsgeschwindigkeit.

So ist $1000\,Q\,\frac{v^2}{2g}$ der Verlust an lebendiger Kraft beim Abgang aus dem Rade.

Ferner $$\frac{1000\,Q\,\frac{v^2}{2g}}{1000\,Q\,H} = \frac{\frac{v^2}{2g}}{H}$$ der Verlust in Proz. ausgedrückt. der Verlust ist also groß bei kleinem Gefälle

und umgekehrt klein bei großem Gefälle.
Das Wasser strömt aus mit einer Geschwindigkeit gleich $\sqrt{2gH}$ und die Geschwindigkeit eines bestmöglichst angeordneten Wasserrades ist gleich $\frac{1}{2}\sqrt{2gH}$

also $$v = \frac{1}{2}\sqrt{2gH}.$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{1}{4}H$$

$$\frac{\frac{v^2}{2g}}{H} = \frac{\frac{1}{4}H}{H} = \frac{1}{4}$$

Es gehen also 25 % nur durch Austritt verloren.
Die relative Geschwindigkeit mit welcher das Wasser vom Rade austretend ist $\sqrt{2gH} - \frac{1}{2}\sqrt{2gH} = af$.
beim unterschl. Rad ist:

$$af = \frac{1}{2}\sqrt{2gH}$$

$$\frac{\frac{af^2}{2g}}{H} = \frac{1}{4} \quad \text{also } 25\,\%$$

Nehmen wir z. B. für ein mittelschl. Rad folgendes an:

$$v = 2{\cdot}5 \text{ M.}$$

$$H = 3 \text{ M.}$$

Also $$\frac{\frac{v^2}{2g}}{H} = \frac{\frac{4}{20}}{3} = \frac{1}{15} = 0{\cdot}07\,\%$$

Wir haben für das oberschlächtige Rad bei folgender Annahme:

$$v = 1{\cdot}3 \text{ M.}$$

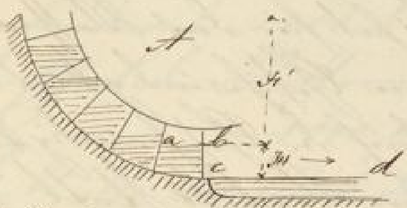
$$H = 10 \text{ M.}$$

$$\frac{\frac{v^2}{2g}}{H} = \frac{\frac{(1{\cdot}3)^2}{20}}{10} = \frac{1{\cdot}7}{2000} = 0{\cdot}008$$

Verlieren hier also nicht einmal 1 %.

Bei rückschlächtigen Rädern können Verluste entstehen durch den Wasserstand im Abflußkanal und es sind hier 3 logische Möglichkeiten vorhanden.

A. Es sei ab der Wasserstand in der Zelle, cd der Wasserstand im Abflußkanal, so wird das Wasser bis ab herabwirken.

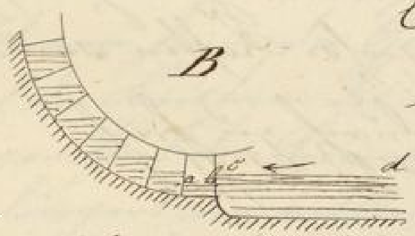


Rückt nun die Schaufel aus der Position heraus, so ist das Gefälle h für die Wirkung des Rades verloren und es ist dieser Verlust

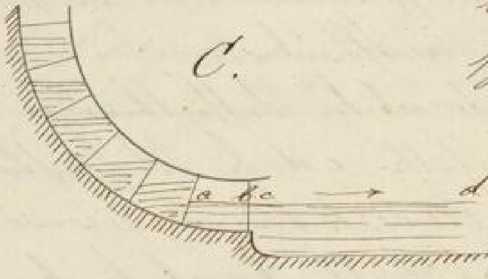
$$\frac{1000\, Q h}{1000\, Q H} = \frac{h}{H}$$

der Verlust wird klein sobald das Gefälle groß ist.

B. Es liegt hier der Wasserspiegel cd im Abflußkanal höher als derjenige ab in der letzten Zelle. Es wird also hier das Wasser zunächst herabsinken und zwar tiefer als der Wasserspiegel cd.



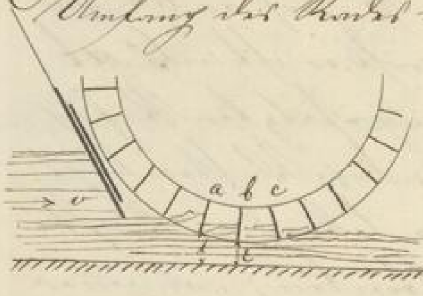
Der Druck cd des Wasserspiegels ist größer ab und da das Volumen von cd stets größer ist als ab, so strömt das Wasser in entgegengesetzter Richtung gegen das Wasser der letzten Zelle, das Wasser liegt demnach todt in der Zelle, hat keine lebendige Kraft, es muß das Rad das Wasser forttreiben, was immer einen unordentlichen und unregelmäßigen Radgang zur Folge hat und überhaupt sehr störend einwirken kann.



C. Hier ist der Wasserspiegel der Zelle ab und der Wasserspiegel des Abflußkanals cd eine horizontale Linie. Es hat hier das Wasser eine Geschwindigkeit gleich der Geschwindigkeit des Rades und es findet hier kein Verlust statt, da die Fortschrittsgeschwindigkeit des Wassers im Rade gleich der Geschwindigkeit des Wassers im Kanale ist. Die letztere Anordnung kann gewählt werden, wenn der Wasserstand im untern Kanale ziemlich constant ist. Für die beiden andern Fälle müßten Sie einen sammt Rad mit einer Hebevorrichtung versehen, was immer Schwierigkeiten und große Kosten verursacht.

Effect Verluste welche durch zu frühzeitigen Austritt des Wassers entstehen.

Es kommt nun vor, daß ein Theil des Wassers am Umfang des Rades verloren geht.



Heißen wir ε diesen Spielraum, der bei eisernen Rädern mit Eisen od. Steingerinnen sehr gering sein kann, so wird alles Wasser von der Höhe ε ohne alle Wirkung unter dem Rade wegfließen, was namentlich bei Holzrädern der Fall ist, die in der Regel sehr unrund werden.

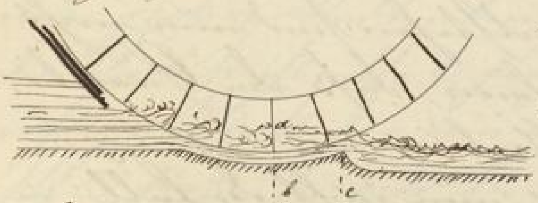
Es ist diese Wassermenge, welche wirkungslos ab-
fließt $q = b \varepsilon v$.
während $Q = bt.v$ die Totalmenge des Wassers
ist. der Effect der Wassermenge welche wirkungslos abfließt, ist
demnach $1000\, b \varepsilon v$ Kil.
der Effect der Wassermenge, die dem Rade zufließt, ist
$1000\, bt.v$ Kil.
bleibt also der Effect den das Rad wirklich ausübt:

$$\frac{1000\, b \varepsilon v. \text{Kil}}{1000\, bt\, v\, \text{Kil}} = \frac{\varepsilon}{t}$$

Nehmen wir z.B. $t = 0.2$ und $\varepsilon = 0.02$

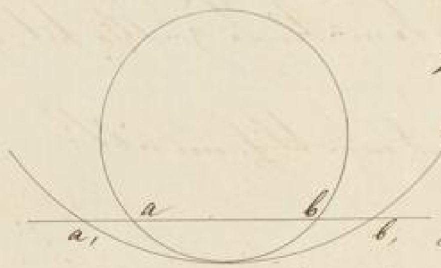
so ist $\frac{\varepsilon}{t} = \frac{0.02}{0.2} = \frac{1}{10}$

dieser Verlust läßt sich aber fast ganz vernachlässigen
durch eine Form des Gerinnes, indem man letzteres
nach der Kreisform des Rades aushöhlt und den gerad-
linigen Theil des Gerinnbodens so fügt, daß derselbe
verlängert den tiefsten Punkt des Rades berührt.
Nun kann sein, daß bei diesen Rädern derjenige Theil
der Schaufel der ins Wasser kommt wirkungslos wird,

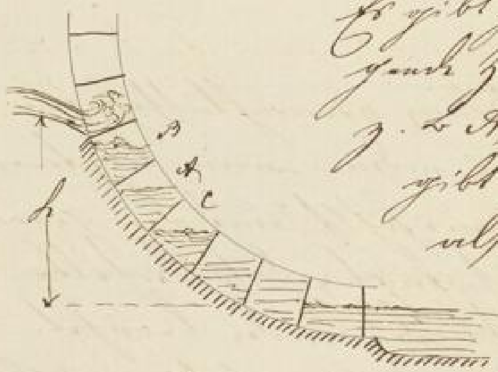


wenn ein Theil des Wassers
hindurchströmt ohne die
Schaufel zu erreichen
Ist die Zeit welche die Schau-
fel a von b–c braucht kleiner als die Geschwindigkeit
des Wassers um von b bis c zu gelangen, so wird die
Wirkung des Wassers verloren sein.
der Wasserverlust selbst richtet sich nur nach dem Halbmesser

des Rades und auch der Schaufeltheilung.
Ist also der Halbmesser des Rades klein, so bleibt eine Schaufel nur kurze Zeit im Wasser und es wird hier der Verlust groß sein. Die Verluste fallen klein aus bei großem Radius und feiner Schaufeltheilung, bei schönem Gang. Der Verlust kann ferner noch durch ausgehöhlten Boden ziemlich beseitigt werden.



Effect Verlust bei mittelschlächtigen Rädern.

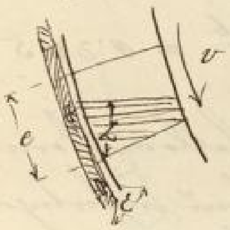


Es gibt hier jede Zelle an die nächstfolgende Zelle Wasser ab. So empfängt z. B. A das Wasser aus B und gibt wieder an C ab, gewinnt also soviel als sie verliert. Die Wasserquantitäten sind nun aber nicht gleich groß; sie würden im Allgemeinen unverändert bleiben, wenn die Zellen so viel gewinnen als sie hergeben. Die Differenzen, die hieraus entstehen sind nun nicht groß und wir können annehmen, daß die Quantitäten in den Zellen gleich bleiben.
Bei der obersten Zelle ist dies nun nicht der Fall, indem sie Wasser verliert, von oben aber keines empfängt.
Es entsteht also ein Verlust, wie wenn alle Zellen nichts verlören, bei der obersten Zelle aber, wie es am

das Wasser in den Abflußkanal fließe.
Heißen wir nun q die Wassermenge, welche jede einzelne Zelle verliert und h die Höhe des Eintrittspunktes über dem untern Wasserspiegel, so ist:

$$\frac{1000\, q\, h}{1000\, Q\, H} = \frac{h}{H} \cdot \frac{q}{Q} = \frac{h}{H}\, \frac{b\, \varepsilon \sqrt{2gz}}{Q}$$

diese Formel ist nur annähernd richtig.



Heißen wir nun z die Höhe über der Spalte über welche das Wasser ausfließt b die Breite derselben, so ist alsdann

$$q = b\, \varepsilon \sqrt{2gz}$$

$Q\frac{e}{v}$ ist die Wassermenge welche eine Zelle enthält. das h bei mittelschl. Rädern ist nicht viel kleiner als die Gefällshöhe selbst.
$\frac{H}{h}$ ist nicht viel von der Einheit verschieden.
der Verlust fällt groß aus bei großer Radbreite insbesondere, wenn ε & z groß wären.
Wir sehen also daraus, daß bei genauer Ausführung ε sehr klein gehalten und der Verlust selbst bei einer großen Radbreite gering ausfallen müßte.
der Verlust ist also ε proportional und dies ist das richtige Maaß für eine gute Ausführung.
Ist z groß, so wird der Ausdruck groß bei einer. bei Wassermengezufluß.
der Verlust wird groß bei grober Schaufeltheilung und kleiner Geschwindigkeit und klein bei feiner Schaufeltheilung welche zu raschem Gange.

Schlecht gebaute Räder müssen voll mit Wasser gehen, während gut gebaute mit schwacher Füllung gehen können. Nehmen wir z. B. $\frac{h}{H} = 0{\cdot}9$

$b = 6^{m}$

$\varepsilon = 0{\cdot}02$

$Q = 1{\cdot}5$

$z = 0{\cdot}6$

$$\frac{h}{H} = b\varepsilon\frac{\sqrt{2gz}}{Q} = 0{\cdot}9 \times 0{\cdot}02 \times 6\,\frac{\sqrt{20 \times 0{\cdot}6}}{1{\cdot}5} = 0{\cdot}245.$$

Der Wasserverlust ist bei rückschlächtigen Zellenrädern sehr gering, können dieselben ohne Gerinnbau anfertigen.
Für oberschlächtige Räder beginnt die Entleerung wenn sich die Zelle einer bestimmten Stelle genähert hat und hört auf ehe die Zelle ihren tiefsten Pkt erreicht hat.

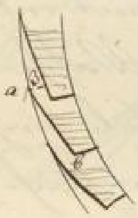
Sobald die Zelle 2 in die Position abc gekommen, berührt der Wasserspiegel die äußere Kante a und es beginnt die Entleerung. Es wirken nun natürlich nicht alle Wassertheilchen bis zum tiefsten Punkt. Wir halbiren deshalb den Kreisbogen ac längs welchem die Entleerung stattfindet und wir nähern uns der Wahrheit, wenn wir sagen die Entleerung geschähe plötzlich wenn sich das Wasser in der Mitte m von ac befände, und können m den mittleren Entleerungspunkt heißen. Wir haben also

dann $\frac{1000\,Q\,h}{1000\,Q\,H} = \frac{h}{H}$

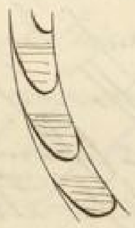
Also wird ersicht, daß m tief zu liegen kommt ist für das Rad. günstig

Es ergibt sich dies aber
1tens Nach der Form der Zellen und
2tens Nach dem Füllungsgrad.

Die erste Zellenform wird also nicht günstig sein, indem die Entleerung hier zu frühe beginnt.



Vortheilhaft ist die 2te Anordnung also den ∠ β klein zu machen und ab groß. Nur wird hier die Weite der Canäle (Schaufelweite) enge.



Nun können wir den Zellen selbst eine gekrümmte becherartige Form geben, was aber am allerzweckmäßigsten wird.

Es hat auch ferner die Wassermenge Einfluß auf das Rad, wird also vortheilhaft sein, wenn das Rad schwach gefüllt geht.

Ist also $Q\frac{e}{v}$ die Wassermenge welche in eine Zelle fällt und heißen wir für einen Augenblick ω den Querschnitt einer Zelle, ferner b die Breite des Rades, so ist

$$Q\frac{e}{v} = \omega b \quad \text{und} \quad \omega = \frac{Qe}{v \cdot b}$$

Leiten wir viel Wasser zu, so wird die Entleerung früher beginnen, leiten wir wenig Wasser zu, so wird das für den Effect günstig.

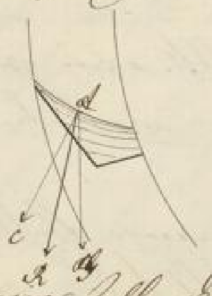
Es wird also gut sein, dem Rade eine große Breite, enge Schaufeltheilung und raschen Gang zu geben.

Es können nun ferner Umstände eintreten, welche das Entleeren noch früher verursachen.

Es verliert nämlich beim Eintritt des Wassers in das Rad das Wasser keine relative Bewegung nicht vollständig. es entstehen Schwankungen etc. welche ein früheres Entleeren verursachen, wir müssen also versuchen die Zellen derart zu construiren, dass sie die Schwankungen beinahe vollständig aufheben.

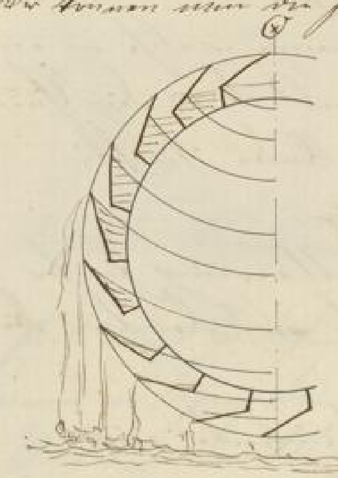
Es wirken hiezu eckige Zellen günstig, gekrümmte, sackartige wirken unvortheilhaft.

Ferner hat auch die Centrifugalkraft bei Rädern mit raschem Gange Einfluss auf das Entleeren, indem das Wasser



in den Zellen keine Horizontale mehr bildet, sondern eine concave Fläche und da die Resultirende eines jeden Wassertheilchens senkrecht auf der Fläche steht, so hat der ganze Wassergehalt einer Zelle das Bestreben aus letzterer hinaus zu schwingen.

Wir können nun die Flächen welche in den Zellen entstehen als concentrische Kreisbögen,



die ihren Mittelpunkt in O einem Punkte etwas über dem Scheitel des Rades haben. Dies tritt aber nur dann ein, wenn die Winkelgeschwindigkeit des Rades sehr gross wird und es fällt O nahezu mit dem Scheitel des Rades zusammen. Für einen langsamen Gang des Rades fällt O sehr hoch hinauf.

Bewegungszustand des Wassers im Rade.

Es wirbelt und schäumt das Wasser in den Zellen herum

verursacht eine schüttelnde Bewegung.
Schwingt das Wasser hinein, so wird der Druck, den dasselbe gegen die Schaufelflächen ausübt, größer sein, als sein eigenes Gewicht, beim Herausschwingen hingegen wirkt der Druck entgegengesetzt und wird kleiner sein, als das Gewicht des Wassers.
Der mittlere Werth des Druckes des schwingenden Wassers wird also nichts anders sein, als das eigene Gewicht desselben.

Effect Verluste, welche durch Adhäsion etc entstehen.
Es kommt eine Wasserreibung vor beim unterschlächtigen Rad, indem das Wasser mit ansehnlicher Geschwindigkeit durch den Schützen längs dem Schnurgerinne dem Rade zu und entsteht also eine ansehnliche Reibung im Gerinne.
Um diese zu vermeiden muß man das Gerinne so viel als möglich kurz machen.
Bei mittelschlächtigen Rädern ist der Verlust viel geringer, es sind in dieser Beziehung Schaufelräder schlechter als Zellenräder.

Verluste welche durch Adhäsion entstehen.
Es fällt nun bei allen Wasserrädern nicht alles Wasser beim Entleeren heraus, sondern es bleibt durch Reibung immer noch etwas den Schaufeln oder Zellen hängen, was also immer noch auf eine gewisse Höhe vom Rade mit genommen wird und sodann wirkungslos herabfällt.
Die Quantität dieser Menge richtet sich nun nach Form und Stellung der Schaufeln oder Zellen.

taucht z. B. ein oberschlächtiges Rad tief in's Unterwasser ein, so kann sein, daß hiebei große Verluste entstehen, indem dasselbe viel Wasser mit in die Höhe nimmt. Es ist daher gut ober- und unterschlächtige Räder frei zu hängen.
Hinsichtlich der Achsreibung ist weite Schaufeltheilung (wenig Schaufeln) vortheilhaft.

Verluste durch Luftwiderstand.

Es wird bei der Umdrehung des Rades durch die Centrifugalkraft die Luft aus den entleerten Schaufeln hinausgeworfen, es entsteht also ein luftleerer Raum und die nach dem innern des Rades hingestossende äußere Luft muß zuerst beschleunigt werden, damit sie die Geschwindigkeit des Rades besitzt.
Dieser Luftwiderstand richtet sich abermals nach den Schaufel und Zellendimensionen, ferner nach der Geschwindigkeit des Rades. Bei Zellenrädern kommt der Luftwiderstand weniger vor, übrigens ist er auch bei den übrigen Rädern bei mäßiger Geschwindigkeit von keinem großen Belang.

Verlust durch Zapfenreibung.

Die Räder sind in der Regel groß und haben sammt Füllung ein kolossales Gewicht, was einzig durch zwei Zapfen getragen wird.
Da aber die Umfangsgeschwindigkeit des Rades selbst nicht groß ist, so beträgt der Zapfenreibungswiderstand höchstens 1-2%.

Einflüsse von der Solidität der Räder.

Sie heißt mehr oder weniger die Verbindung aller einzelnen Theile zu einem Ganzen.
Sind also alle Theile zu einem starren Ganzen verbunden, so wird das Rad seine ganze lebendige Kraft conserviren und also kein Verlust entstehen.
Im andern Fall, der also die bewegl. Theile gegen einander gerückt werden durch den tumultarischen Eintritt des Wassers erleidet die Bewegung und der Bewegungszustand des Rades selbst wird zitternd.
Werden die Räder unrund, was bei hölzernen in der Regel mit der Zeit der Fall ist, so sinkt der Schwerpunkt aus seiner geometrischen Drehungsaxe und die Bewegung wird ungleichförmig.
In der Hinsicht sind eiserne Räder besser als hölzerne.
Berechnen wir nun als Beispiel den Nutzeffect eines

Mittelschlächtigen Rades.

Es sei H – – – – – – – – – $= 1{\cdot}3$ Meter

b – – – – – – $= 3$ Meter

v – – – – – – – $= 2$ " "

a – – – – – – – $= 0{\cdot}56$ Meter

wobei a die Schaufeltiefe.

$abv = 3 \times 2 \times 0{\cdot}56$ – – $= 3{\cdot}36$

$Q = \frac{abv}{2}$ – – – – $= 1{\cdot}68$ Cub. M.

Wir bezeichnen nun den mittleren Wasserstrahl und bezeichnen den Eintrittspunkt mit α.
Die Tiefe von α unter dem W. Spiegel ist 47 cm.

$\overline{ag}$ — — — — — — — — = 3 m.

$\overline{af}$ — — — — — — — — = 1·6 m

Eintritt.

$\frac{\frac{\overline{af}^2}{2g}}{H}$ — — — — — — — — = ± 0·100

$\frac{\frac{1}{2}\,\overline{mn}}{H} = \frac{1}{2} \times 0·4$ — — — — = + 0·154

$\frac{\overline{np}}{H} = \frac{0}{1·3}$ — — — — — — = ± 0·000

$\frac{\overline{op}}{H} = \frac{0·2}{1·3}$ — — — — — = − 0·150

+ 0·104

Austritt.

$\frac{\frac{v^2}{2g}}{H} = \frac{\frac{4}{20}}{1·3}$ — — — — — = 0·154

Wasserstand in der untersten Zelle $\frac{0·16}{1·3}$ = $\frac{0·123}{0·277}$

Wasserverlust $\varepsilon\, b\, \frac{h}{H} \frac{\sqrt{2gr}}{Q} = 0·02 \times 3 \times \frac{0·75}{1·3} \frac{\sqrt{20 \times 0·35}}{1·68}$

= + 0·054

Eintritt — — — — — — — — — = + 0·104

Austritt — — — — — — — — — = + 0·277

Wasserverlust — — — — — — = + 0·54

Diverse Kleinigk. — — — — — = + 0·100

Summe der Verl. — — — — — = 0·535

Nutzeffekt — — — — — — — = 0·465 %

Abs. Effekt = $\frac{1000 \times 1·68 \times 1·3}{75}$ — — = 29 Pferde

Nutzeffekt = 29 × 0·465 — — = 13·5 Pferde.

Unterschlächtiges Rad.

Es sei H ——— $= 0{\cdot}5$ Meter

$\sqrt{2gH} = \sqrt{20 \times 0{\cdot}5} = \sqrt{10} = 3{\cdot}16$

$V = 3{\cdot}16$ Geschw. mit der das Wasser austritt.

$v = 2$ Meter.

$a = 0{\cdot}3$ Meter $\frac{1}{2}\, abv = \frac{1}{2} \times 0{\cdot}3 \times 3 \times 2 = 0{\cdot}9$

$b = 3$ Meter.

Q ——— $= 0{\cdot}9$ Cub Meter.

$af = 1{\cdot}6$

$$\frac{\frac{af^2}{2g}}{H} = \frac{\frac{(1{\cdot}6)^2}{20}}{0{\cdot}5} \text{ ——— } = 0{\cdot}256 \text{ (Eintritt)}$$

$$\frac{\frac{v^2}{2g}}{H} = \frac{\frac{4}{20}}{0{\cdot}5} = \frac{1}{2{\cdot}5} \text{ ——— } = 0{\cdot}400 \text{ (Austritt)}$$

Eintritt ———	$= 0{\cdot}256$
Austritt ———	$= 0{\cdot}400$
Diversi ———	$= 0{\cdot}100$ (?)
Summe der Verluste ——	$= 0{\cdot}756$
Nutzeffekt N_u ——	$= 0{\cdot}244$

Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf

Es liegt der Mittelpunkt des Eintrittsquerschnittes unter dem Niveau um 35 cm.

$V = 2{\cdot}63$ Meter

$a = 0{\cdot}68$

$b = 2{\cdot}5$

$v = 1{\cdot}5$

$abv = 0{\cdot}68 \times 2{\cdot}5 \times 1{\cdot}5 = 2{\cdot}55$

$Q \text{ - - - - - } = 1{\cdot}27$

$F_1 \text{ - - - - - - } = 2{\cdot}2.$

$af \text{ - - - - - - } = 1{\cdot}8.$

$$\frac{\frac{af^2}{2g}}{F_1} = \frac{\frac{(1{\cdot}8)^2}{20}}{2{\cdot}2} \text{ - - - } = + 0{\cdot}075$$

$$\frac{\frac{1}{2}\,mn}{F_1} = \frac{0{\cdot}3}{2{\cdot}2} \text{ - - - } = + 0{\cdot}137$$

$$-\frac{n\theta}{F_1} = \frac{0{\cdot}3}{2{\cdot}2} \text{ - - - - } = - 0{\cdot}137$$

Eintritt $= 0{\cdot}075$

$$\frac{\frac{v^2}{2g}}{F_1} = \frac{1{\cdot}5^2}{20 \times 2{\cdot}2} \text{ - - - } = 0{\cdot}05 \text{ Austritt.}$$

$$\frac{0{\cdot}16}{2{\cdot}2} \text{ - - - - } = 0{\cdot}08 \text{ Wasserstand.}$$

$0{\cdot}13$

$$\text{Wasserverlust} = C\,\frac{h}{F_1}\,\frac{\sqrt{2gz}}{Q} = 0{\cdot}02 \times 2{\cdot}5 \times \frac{1{\cdot}9}{2{\cdot}2}\,\frac{\sqrt{2 \times 9{\cdot}81 \times 0{\cdot}4}}{1{\cdot}27}$$

$$\text{- - - - - - - } = 0{\cdot}094$$

Eintritt - - - - - $= 0{\cdot}075$

Austritt - - - - $= 0{\cdot}05$

Wasserverl. - - - - $= 0{\cdot}094$

Diversi - - - - - $= 0{\cdot}100$

Summe der Verluste - - $= 0{\cdot}274.$

Nutzeffekt N_a - - - $= 0{\cdot}61.$

Schaufelrad mit Coulisseneinlauf.

Es liegt ein Pkt in der mittl. Kranzdicke 3 unter der Oberfläche um 1 Meter, mithin die Gefälle. 4·43 Meter.

$\mathcal{U}$ - - - - - - - $= 20$

a - - - - - $= 0{\cdot}90$

b - - - - - $= 4$ Meter

v - - - - - $= 2$ Meter

$abv = 2 \times 4 \times 0{\cdot}9 - - - - - = 7{\cdot}2$

$Q - - - - - - - - = 3{\cdot}6$

$F_1 - - - - - - - - = 3{\cdot}6$

$af - - - - - - - - = 4{\cdot}3$

Eintritt

$$\frac{\frac{af^2}{2g}}{F_1} = \frac{\frac{(4{\cdot}3)^2}{20}}{3{\cdot}6} = \frac{1}{3{\cdot}6} - - = +0{\cdot}276$$

$$\frac{\frac{1}{2}mn}{F_1} = \frac{0{\cdot}4}{3{\cdot}6} - - - - - - = +0{\cdot}111$$

$$-\frac{no}{F_1} = \frac{0{\cdot}3}{3{\cdot}6} - - - - - - - = -0{\cdot}090$$

$$0{\cdot}287$$

Austritt

$$\frac{\frac{v^2}{2g}}{F_1} = \frac{\frac{4}{20}}{3{\cdot}6} - - - = \frac{1}{1{\cdot}8} = 0{\cdot}06$$

$$\text{Waßerstand} = \frac{0{\cdot}2}{3{\cdot}6} - - - = 0{\cdot}055$$

$$0{\cdot}115$$

Waßerverlust

$$\varepsilon b \frac{h}{F_1} \frac{\sqrt{2gr}}{Q} = 0{\cdot}02 \times 4 \times \frac{2{\cdot}5}{3{\cdot}6} \frac{\sqrt{2 \times 9{\cdot}8 \times 0{\cdot}5}}{3{\cdot}6} = 0{\cdot}05$$

Eintritt - - - - - = 0·287

Austritt - - - - - = 0·115

Waßerverlust - - - = 0·050

Diversi - - - - - - = 0·100

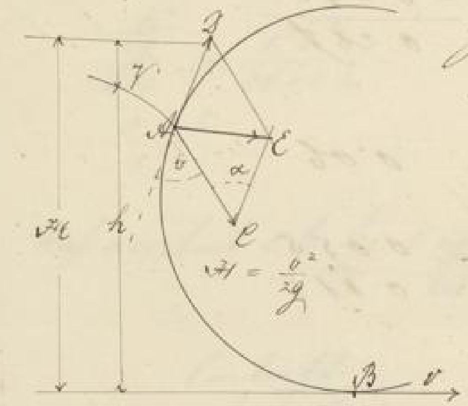
Summe der Verluste - - = 0·552

Nutzeffekt - - - - = 0·448

Methode der Effektberechnung.

nach der franz. Schule

Es wird hierbei vorausgesetzt, daß das Wasser an einem gewissen Punkte des Radumfangs eintritt, an diesem Punkte den Stoß ausübt, dem Rade bis zum tiefsten Punkte folgt und unten mit einer Geschwindigkeit gleich der des Rades entsprechend, letzteres verläßt.



Ist also A der Eintritt, B der Austritt, v die Umfangsgeschwindigkeit. AD die absolute Geschwindigkeit eines Punktes vom Radumfang. AC die absolute Geschwindigkeit des Wassers, AE die relative Geschw. des Wassers gegen das Rad. Heißen wir ferner α den Winkel welchen AC und die verlängerte AD miteinander bilden so ist $AE^2 = V^2+v^2-2Vv\cos\alpha$

$$\frac{1000\,Q}{2g}\left\{V^2+v^2-2Vv\cos\alpha\right\}$$

$$E_n = 1000\,QH - \frac{1000\,Q}{2g}\left\{V^2+v^2-2Vv\cos\alpha\right\}$$

$$-\frac{1000\,Q\,v^2}{2g}$$

$$E_n = 1000\,Q\left(H - \frac{v^2}{2g} + \frac{(V\cos\alpha - v)}{g}\,v\right)$$

Setzen wir $H - \frac{v^2}{2g} = h$.

$$E_n = 1000\,Q\left(h + \frac{V\cos\alpha - v}{g}\,v\right)$$

Es werden hier also blos die Geschwindigkeitsverhältnisse V und v in Rechnung gebracht, alle übrigen Verhältnisse nicht.

Wir können $E_n = E_a$ setzen, wenn wir

$$\alpha = 0, \text{ und } V - v = 0 \text{ setzen}$$

was annähernd richtig ist; vortheilhaft wird es aber sein, wenn wir daher Räder sehr langsam gehen lassen und ebenso das Wasser mit geringer Geschwindigkeit eintreten lassen.

Fragen wir nun nach dem Werthe von v der E_n zu einem Maximum macht, so ist

$$\frac{dE_n}{dv} = 0 = 1000\,Q\left(\frac{V\cos\alpha}{g} - \frac{v}{g}\right)$$

$$v = \frac{1}{2}V\cos\alpha$$

Ein bestehendes Rad gibt also den besten Nutzeffekt, wenn die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades gleich der halben tangentiellen Geschw. des Wassers ist.

Neuerlich hat man versucht diese Formel mit Erfahrungscoefficienten zu versehen

$$E_n = A \cdot 1000\,Q\,h + B\,1000\,Q\,\frac{V\cos\alpha - v}{g}\,v$$

Aus den Versuchen von Smeaton ergibt sich für unterschl. Räder

$$B = 0{\cdot}6,\quad h = 0,\quad \alpha = 0$$

$$E_n = 61\,Q\,(V - v)\,v\,,\quad v = 0{\cdot}4\,V.$$

Morin hat für das Kropfrad gefunden

$$A = B = 0{\cdot}750$$

$$E_n = 750\,Q\left(h + \frac{V\cos\alpha - v}{g}\,v\right)$$

Für das mittelschlächtige Rad

$$A = B = 0.799$$

$$E_n = 799\,Q\left(h + \frac{V\cos\alpha - v}{g}\,v\right)$$

Für das oberschlächtige Rad

$$A = 0.780,\ B = 1$$

$$E_n = 780\,Qh + 1000\,Q\,\underline{V\cos\alpha - v}\;v$$

Diese Versuche sind mit großer Genauigkeit, Einsicht, gut gewählten Apparaten etc vorgenommen worden, jedoch nur für das Rad mit überschlächtigen Schützen von Morin sehr gut, alle andern Versuche bei den übrigen Rädern sind schlecht, da es schlecht ausgeführte Constructionen waren.

Analytische Berechnung des Effectverlustes.

Es ist $E_n = \text{funct}(Q, V, v, b, a, c, \alpha, \beta, \gamma, \cdots)\,t$ also von sehr viel von einander unabhängigen Größen. Denken wir uns, daß diese Formel eine absolut genau wäre, so bietet uns diese die Gelegenheit dar den Nutzeffekt zu berechnen.

Es ist dies aber von keinem praktischen Zwecke.

Fragen wir, wie diese Dinge zu nehmen sind, so müssen wir alle diese von einander unabhängigen Größen so berechnen, daß E_n ein Maximum wird.

Dies geschieht dadurch, daß man die partiellen Differentialquotienten der verschiedenen Größen bestimmt.

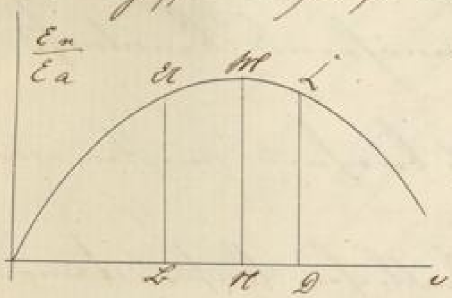
Wenn man nun die Werthe von $Q, V, v, b, a, c - - -$ etc in die Gleichungen einsetzt, so erhält man den größtmöglichen Nutzeffekt. Wir hätten also zu setzen

$$\frac{dE_n}{dV} = 0, \quad \frac{dE_n}{da} = 0 \quad \frac{dE_n}{dc} = 0$$

$$\frac{dE_n}{dv} = 0 \quad \frac{dE_n}{db} = 0 \quad - - - -$$

Es hat sich nun das Ihnen Hauptergebniss herausgestellt, daß 1) die Dimensionen der Räder welche den abs. besten Effect geben, einen sehr großen Kosten der Räder selbst verursachen.

2.) daß der Effect eines Rades nicht sehr viel von dem allervortheilhaftesten Effekt abweicht, wenn man den Rädern Dimensionen gibt, die von denen nicht viel verschieden sind, welche den vortheilhaftesten Effekt geben. Tragen wir $\frac{E_r}{E_a}$ als Ordinate und die Geschwindigkeit v als Abscisse auf, so wird sich ergeben, daß N, L, L



d, sehr wenig von M und N verschieden sind, die Leistungen also ziemlich dieselbe sind. Es ist daher in praktischer Hinsicht gut nicht das absolut theoretisch Beste anstreben zu wollen hinsichtlich der Kostenaufwands.

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades.

Wir werden hier die Effektverluste, die analytischen Untersuchungen und im wesentlichen die Kosten berücksichtigen. Wollen uns also bestreben Regeln aufzustellen, damit die Räder einen guten befriedigenden Effekt geben und nicht zu theuer werden.
Einfluß auf den Kosten der Räder haben also folgende Dimensionen, Breite, Größe und Geschwindigkeit, sowie Schaufel oder Zellentheilung und gerade diese Dimensionen

haben den allerwenigsten Einfluss auf den Effekt Verlust
dagegen alle Constructionen welche auf den Preis keinen
Einfluss haben, können so gewählt werden, dass sie auch
das Rad womöglich zur Effektvermehrung beitragen.
In den Res. Seite 145 sind die Regeln für den praktischen
Gebrauch zusammengestellt.
Wenn also ein neu zu erbauendes Rad construirt werden
soll, so ist entweder

H und Q $\qquad E_n$ (?)
oder H u. E_n $\qquad Q$ (?) gegeben

Zu dieser Bestimmung ist eine annähernde Kenntniss
der E_n und Q genügend.
Um die dimensionen der Räder zu berechnen müssen wir
Q kennen
Hinsichtlich der E_n können bei ordentlichen Constructionen
angenommen werden für's

Unterschlächtige Rad — — — 35 %
Bergrad — — — 45 % etc siehe Res. S. 148.

Zur Bestimmung der Wasserquantität haben wir

$$N_a = \frac{1000\, Q H}{75}$$

$$Q = \frac{75\, N_a}{1000\, H} = \frac{75\, N_n}{1000}\left(\frac{N_a}{N_n}\right) = \frac{\frac{75\, N_n}{1000\, H}}{\left(\frac{N_n}{N_a}\right)}$$

Sind die Werthe von Q berechnet, so können wir zur Wahl
der Räder übergehen.
Hiezu ist von Redtenbacher eine Regel aufgestellt für
die verschiedenen Arten von Rädern Res. S. 148
Sei z. B. gegeben $H = 6$, $Q = 0.5$ so hätten wir nach
dieser Regel Taf XXXIII ein Oberschl. Rad.

die gegebenen Daten können uns aber auch in die Grenze führen, d.h. es ist in diesem Falle ziemlich gleichgültig, welches von beiden Rädern man wählt.

Die krumme Linie in der Fig. Taf. XXXIII entspricht einer Kraft von 80 Pferden, kommt ein Nutzeffekt heraus, der mehr als 80 beträgt, so ist es rathsam 2 Räder anzuwenden kommt man also auf einen Punkt, der unterhalb dieser Linie liegt, so muss man 2 Räder nehmen.

Diese Regel ist entstanden mit Berücksichtigung auf eine große Anzahl gut ausgeführter Räder und theoretischer Constructionen und die Grundsätze, welche sich aussprechen in der Theorie über die Verluste.

Man soll daher dem Gebiete der Oberschlächt. Räder eine größtmögliche Ausdehnung geben und gehen also bis zum kleinsten Gefälle ungefähr 2 1/2 Meter. Bei zu großer Wasserquantität werden die Räder zu breit. Bei 8 Met. Gefälle beträgt z.B. die Wassermenge höchstens 1 Cubikmeter.

Das Gebiet der unterschl. Räder soll man also umgekehrt sehr einschränken, indem dasselbe den schlechtesten Effekt gibt. Das Kropfrad ist schon etwas besser jedoch auch schlecht; man soll das Gebiet desselben deßhalb ebenfalls einschränken. Gefälle von 1 1/2 Meter bei sehr versch. Wasserquantitäten.

Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf paßt für nicht zu große Gefälle und Wasserquantitäten.

Das Rückschl. Rad wird wegen des Zellenbaues und dem compliz. Gerinnbau sehr kostspielig, währenddem der Effekt nicht gar glänzend ausfällt; ist also auf's äußerste einzuschränken, paßt für größere Gefälle u. größere Wassermassen.

Umfangsgeschwindigkeit der Räder.

Diese müssen wir annehmen, so daß vermöge derselben das Rad einen guten Effekt zu geben vermag und der Bau nicht zu kostspielig wird.

Beim unterschl. Rad gibt uns die unvollkommene Theorie, daß die Geschw. des Rades halb so groß als die des eintretenden Wassers. Es ist also $V = \sqrt{2gH}$

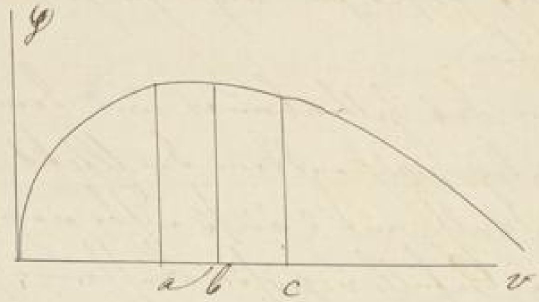
$$\text{und } v = \frac{1}{2} V = \frac{1}{2}\sqrt{2gH}$$

Umfangsgeschwindigkeit für oberschl. Räder, siehe Seite 150 Resultate N. 180.

Berücksichtigen wir die vollkommene Theorie und nach Versuchen mit gut vorhandenen Rädern, so findet man, daß die vortheilhafteste Geschw. etwas kleiner ist als 1/2; so daß

$$\text{also } v = 0.4\sqrt{2gH}$$

Aus der Theorie ist ersichtlich, daß wenn wir vom Wasserverluste absehen, es am vortheilhaftesten wäre, wenn wir vermöchten, daß $a\beta^2$ verschwindet, und auch das Wasser mit unendl. kleiner Geschw. austritt. Es würde dieß der Fall sein wenn das Rad unendl. langsam ginge und das Wasser mit unendl. langs. Geschw. austritt. In Betreff der Wasserverlustes sehen wir aber, daß ein langsamer Gang höchst unvortheilhaft.

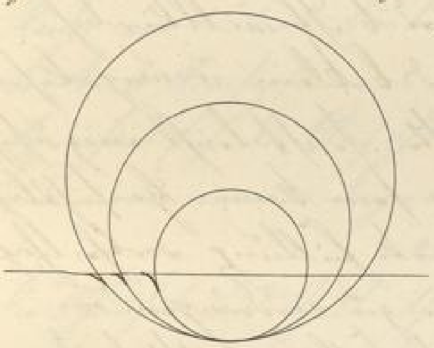


$$\frac{N_u}{N_a} = \varepsilon$$

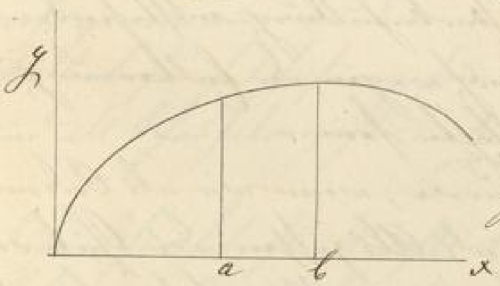
Kurve für die Geschwindigkeit. Der Halbmesser eines Rades ist immer halb grösser

§ 5.

Grenzen ziemlich unbestimmt bei dem Effekt Verlust, beim Auslaß von dem Halbmesser zu sprechen, beim unterschlächtigen Rade ist ein großer Halbmesser besser, im Allgemeinen hat er keinen erheblichen Einfluß auf den Effekt. doch kann man sagen, daß ein großer Halbmesser besser ist, weil das Wasser weniger von seiner Lage abgeleitet wird bei großem Halbmesser. Wenn nun das



Wasser in tangentialer Richtung in das Rad tritt, so wird auch $\frac{c^2}{2g}$ sehr klein; dadurch fällt nämlich die relative Geschwindigkeit sehr klein aus. doch ist dieser Einfluß nicht sehr bedeutend, wie aus folgender Kurve ersichtlich.

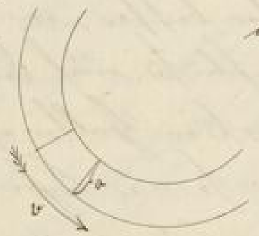


Trägt man nämlich die Halbmesser als Ordinaten auf oder ist y das Güteverhältniß, so zeigt die Zeichnung, daß der Effekt, von a nicht sehr verschieden von b ist, obwohl die beiden Halbmesser bedeutend verschieden sind. da aber die Halbmesser wesentlich auf den Preis einwirken, so muß man diese so klein, wie möglich halten, so daß doch noch ein befriedigender Effekt hervortritt. Rch. Seite 150 No. 181. gibt aber daß die Räder zu schwer werden, einen möglichst großen Halbmesser für jedes einzelne Rad.

Die Füllung der Räder.

Ist v die Geschwindigkeit des Rades, so ist der Raum, der in jeder Sekunde gefüllt und entleert wird abv.

Wenn wir a die Tiefe und b die Breite der Zelle nennen, also $Q = abv$, so wird $\frac{Q}{abv}$ das Verhältniss sein zwischen dem Volumen, welches eine Schaufel oder Zellenrad aufzunehmen hat und dem Volumen eines solchen Raumes. Dieses Verhältniss $\frac{Q}{abv}$ sei $= m$ und wir nennen m den Füllungscoefficienten. Es handelt sich nun darum dieses m zu ermitteln. a und b ist willkürlich; nehmen wir also m gross so wird a und b klein u. umgekehrt. Erinnern wir uns an die Effekt Verluste, so ist leicht einzusehen dass der Füllungsgrad nicht gleichgültig sein kann. Hinsichtlich des stoßweisen Eintritts ist eine starke Füllung vortheilhaft, dagegen aber wegen der aus den Zellen zu verdrängenden Luft, wegen der nothwendig durch starke Füllung entstehenden großen Wasserverluste, endlich auch wegen der Entleerung wird eine schwache Füllung vortheilhafter sein.



Es stellt ungefähr beistehende Kurve, wenn wir als Ordinaten die Füllungscoefficienten und als Abszissen das Güteverhältniss auftragen. Wir ersehen hieraus wieder, dass innerhalb gewisser Grenzen der Füllungsgrad ziemlich gleichgültig ist. Die Füllung darf bei Schaufelrädern nie größer als 1/2 und bei den Zellenrädern nie größer als 1/3 sein. (Redtenb. Res. S. 150 No 182.)

Verhältniss zwischen Breite & Tiefe

Hinsichtlich der Kosten ist es gut das Verh. klein, hinsichtl. der Wasserzuleitung besser, wenn es gross ist. Aus Erfahrungen ergibt sich, dass $\frac{b}{a}$ als $f(N_a)$ anzusehen ist.

Redtenbacher hat durch Vergleichung von vielen Versuchen und Thatsachen gefunden, daß zu nehmen ist:

a für Schaufelräder: $\frac{b}{a} = 1.75 \sqrt[3]{Na}$

b. für Kübelräder: $\frac{b}{a} = 2.25 \sqrt[3]{Na}$

das Poncelet Rad macht hier eine Ausnahme Res. S. 151 No. 184

Anzahl der Radarme.

Für Räder bis zu 1 Meter Breite genügt ein Armsystem, für Räder von 1–3 M. Breite, 2 Armsysteme und über 3 Meter Breite 3 Armsysteme.

Es richtet sich die Anzahl der Radarme nach dem Radius und wir werden immer diejenige Zahl wählen, welche dem Verhältniß

$$2(1+R)$$ am nächsten liegt.

Die Schaufel und Zellentheilung darf weder zu klein noch zu groß genommen werden.

Redtenbacher hat hiefür gefunden $0.2 + 0.7 \times a$

und als Schaufelanzahl: $\frac{2R\pi}{0.2 + 0.7 \times a}$

diese Schaufelzahl ist wohl etwas klein. Soll also ein Rad sehr gute Leistung geben, und nicht viel auf die Kosten gesehen werden, so sind mehr Schaufeln zu nehmen, es soll immer eine ganze Zahl hinsichtl. der Radarme heraus kommen. Res. S. 152 No. 188

Spielraum des Rades im Gerinne.

Bei hölzernen Rädern soll derselbe

$$0.02 - 0.025^{m}$$

und bei eisernen Rädern

$$0.01 - 0.015^{m}$$

betragen. Siehe Res. Seite 152 No. 189.

Berechnung einiger Räder.

1. Gefälle $H = 2{\cdot}5$
$Q = 1{\cdot}5$

$$Na = \frac{1000QH}{75} = \frac{1{\cdot}5 \times 2{\cdot}5 \times 1000}{75} = 50 \text{ Pf.}$$

Geben also ein Coulissen Rad.

v — — — — — — $= 1{\cdot}6$ Meter

R — — — — — — $= 3$ "

m — — — — — — $= \frac{1}{2}$

$\frac{b}{a}$ — — — — — — $= 1{\cdot}75 \sqrt[3]{Na} = 6{\cdot}45$

$b = \sqrt{\frac{Q}{mv}\,\frac{b}{a}} = \sqrt{\frac{1{\cdot}5 \times 6{\cdot}45}{0{\cdot}5 \times 1{\cdot}6}} = 3{\cdot}48$ Meter

$a = \frac{3{\cdot}48}{6{\cdot}45}$ — — — — $= 0{\cdot}54$ "

$2(1+R) = 2(1+3)$ — — — $= 8$ Arme

$\frac{2R\pi}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7a}$ — — — — — $= \frac{2 \times 3 \times 3{\cdot}14}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7 \times 0{\cdot}54} = \frac{18{\cdot}84}{0{\cdot}578} = 33$

Anzahl der Schaufeln — — — $= 40$

2. Gefälle H — — — — $= 4{\cdot}5$ Meter
Q — — — — — $0{\cdot}8$ Cub.M.

$$Na = \frac{1000 \times 4{\cdot}5 \times 0{\cdot}8}{75} = 48 \text{ Pferde}$$

Wir erhalten also ein Rückschlächt. Rad.

v — — — — — — $= 1{\cdot}5$

R — — — — — — $= \frac{2}{3} \times 4{\cdot}5 = 3$ Meter

m — — — — — — $= \frac{1}{3}$

$\frac{b}{a}$ — — $= 2{\cdot}25 \sqrt[3]{Na}$ — $= 8{\cdot}18$

$b = \sqrt{\frac{Q}{mv}\,\frac{b}{a}} = \sqrt{\frac{0{\cdot}8 \times 8{\cdot}18}{0{\cdot}33 \times 1{\cdot}5}} = 3{\cdot}61$ M.

$a = \frac{3{\cdot}61}{8{\cdot}18}$ — — — — $= 0{\cdot}44$ M

$2(1+R) = 2(1+3)$ — — $= 8$ Arme 2 Kränze

$\frac{2R\pi}{0{\cdot}2 \times 0{\cdot}7 \times 0{\cdot}44} = \frac{2 \times 3 \times 3{\cdot}14}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7 \times 0{\cdot}44} = \frac{18{\cdot}84}{508} = 37$

Anzahl der Zellen $= 40$

3. C für H ———— $= 2{\cdot}8$

Q ———— $= 0{\cdot}2$

$Na = \frac{1000 \times 0{\cdot}2 \times 2{\cdot}8}{75} = 7{\cdot}4$ Pf.

Erhalten ein Oberschlächtiges Rad.

v ———— $= 1{\cdot}3$

$\frac{v^2}{2g} = \frac{1{\cdot}3^2}{20}$ ———— $= 0{\cdot}084$

R —— $\frac{1}{2}(2{\cdot}8 - 4 \times 0{\cdot}084)$ —— $= 1{\cdot}227$

m ———— $= 1/5$

$\frac{b}{a}$ —— $= 2{\cdot}25\sqrt[3]{7{\cdot}4}$ —— $= 4{\cdot}38$

$b = \sqrt{\frac{0{\cdot}2 \times 4{\cdot}38}{0{\cdot}2 \times 1{\cdot}3}} = \sqrt{3{\cdot}35}$ —— $= 1{\cdot}83$.

$a = \frac{1{\cdot}8}{4{\cdot}38}$ ———— $= 0{\cdot}42$ M

$2(1+R) = 2(1+1{\cdot}227)$ —— $= 4{\cdot}45$ Arme

$\frac{2R\pi}{0{\cdot}2+0{\cdot}7\times 0{\cdot}42}$ ———— $= 16$.

Anzahl der Schaufeln ———— $= 20$.

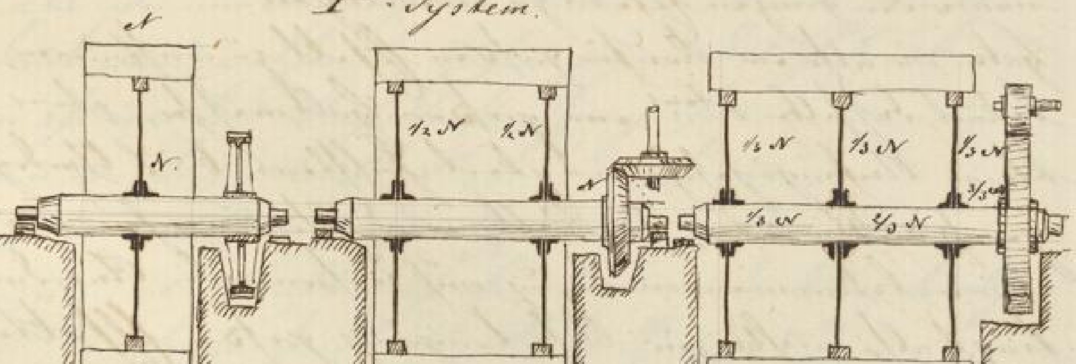
Verzeichnung der Räder

für die verschiedenen Arten derselben, siehe Red. Seite 153 bis 157 & Taf. XXXII und XXXIII.

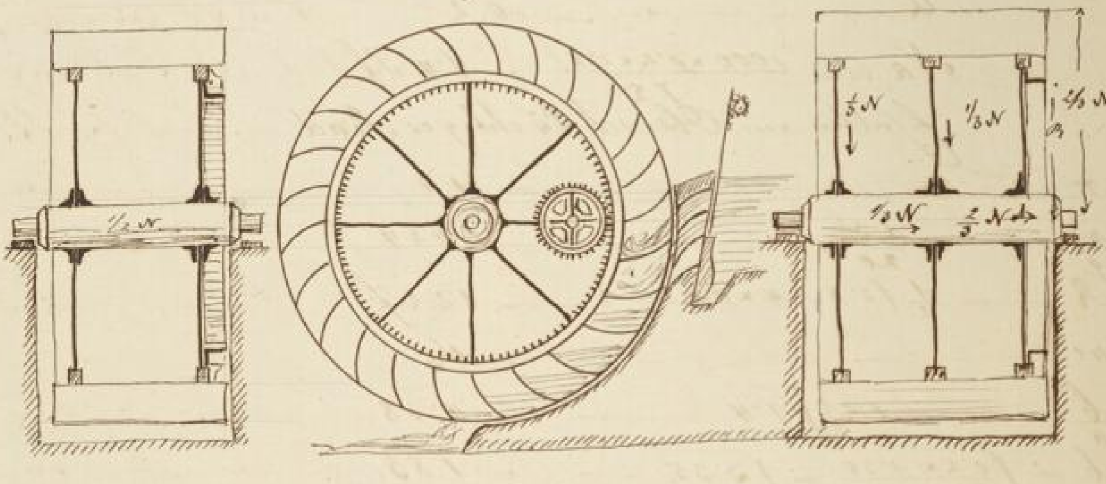
Regeln für den Bau der Wasserräder.

Die Wasserräder können nach ihrer Bauart in folgende Systeme eingetheilt werden. Redt. Ref. Seite 157

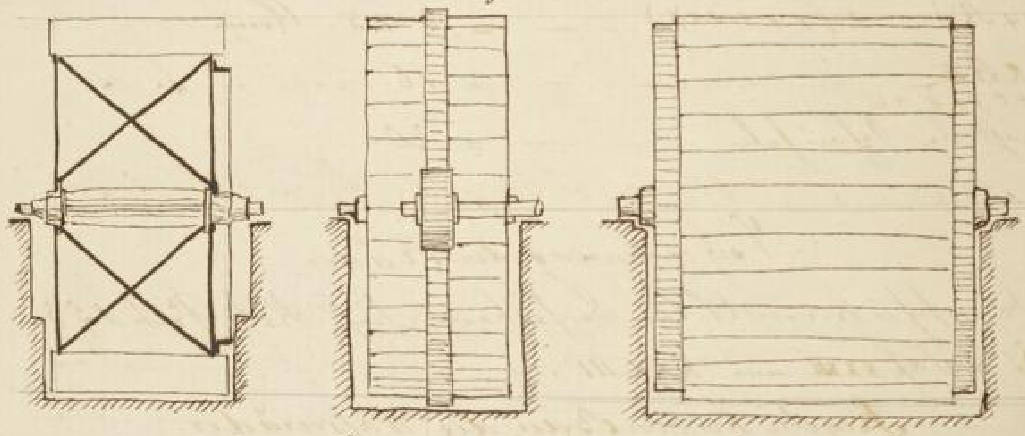
Iter System.



II.^{tes} System.



III.^{tes}, IV.^{tes} u. V.^{tes} System.



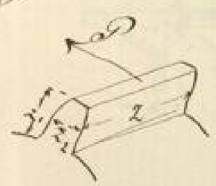
Es bekommen Räder nach der 1ten Bauart keinen Zahnkranz, es hat bei diesen Rädern das letzte Wellenstück immer den ganzen Effekt zu übertragen.
Haben wir also ein Rad für großen Effekt zu construiren, so bekommt dasselbe 1tens einen großen Halbmesser, 2tens eine kleine Umfangsgeschwindigkeit höchstens 6–7 Umdrehungen per Minute; die Welle wird also ungeheure Dimensionen bekommen in Bezug auf Torsion, die Anordnung taugt also nichts zur Uebertragung großer Effekte.

Man baut Räder des 1ten Systems bis 12 höchstens 16 Pferde, weil die Dimensionen hier noch nicht zu übermäßig ausfallen. Jedoch soll man sich so weit als möglich an das System halten, indem es das einfachste ist. Das 2te System wird gebraucht bei grösseren Kräften. Die Verhältnisse für die Welle fallen hier günstiger aus, da kein Theil in letzterer vorkommt, der die ganze Kraft zu übertragen hätte (durch Torsion).
Die Wellen selbst werden nicht sehr lang, was für das Tragvermögen von großem Vortheil ist. Ferner ersparen wir die Zahnradarme, indem der Zahnkranz hier blos aus Segmentstücken besteht; können auch den Radius des Zahnkranzes ungeheuer groß machen u. s. w.

Regeln für die wichtigsten Querschnitts-Dimensionen.

Res. Seite 158 No: 199. Betrachten wir vorerst den Zahnkranz, so setzen wir denselben natürlich aus vielen Segmentstücken zusammen und wir werden als dann folgende Dimensionen für denselben erhalten:
Heißen R den Halbmesser des Zahnkranzes, so ist
$\frac{75N}{v}$ die am Umfang des Rades wirkende Kraft.
Der Druck nun, welchen die Zähne gegen das Getriebe auszurichten ist nun das Verhältniß $\frac{R}{R'}$ größer.
Heißen wir diese Kraft P, so wird sein:

$$P = \frac{75N}{v} \frac{R}{R'}$$



Die Kraft welche den Zahn an der Wurzel abzubrechen strebt, ist: $Pz = \frac{b}{6} \Delta_2 * z^2$,

$$Z = \sqrt{\frac{6}{\gamma} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}}\,\sqrt{P}$$

$$= \sqrt{\frac{6}{\gamma}\left(\frac{Z_1}{Z}\right)\left(\frac{Z}{Z_2}\right)}\,\sqrt{\frac{75\,N_n}{v} \cdot \frac{R}{R_1}}$$

$$= \mathfrak{A}\sqrt{\frac{75\,N_n}{v}\,\frac{R}{R_1}}$$

$$Z = 0{\cdot}086\sqrt{\frac{75\,N_n}{v}\,\frac{R}{R_1}}$$

$$Z_1 = 1{\cdot}52\,Z.$$

$$Z_2 = 5{\cdot}5\,Z.$$

Die 2 und 3te Bauart stimmt hiermit vollkommen überein. Die effektive Festigkeit einer Welle ist nun nach dem ganzen Gewichte zu berechnen; wir können durchschnittlich 4–500 Kilog pro Pferdekraft nehmen.

$$P = \frac{500\,N_n}{2}\,,\quad d = 0{\cdot}18\sqrt{\frac{500}{2}}\,\sqrt{N_n}$$

$$d = 3\sqrt{N_n}$$

$$\beta = 5{\cdot}5 \times 0{\cdot}6\sqrt{N_n} = 3{\cdot}3\sqrt{N_n}$$

Da nun z. B. R = — — — — — 1·2 Kub. Met.

H = — — — — — 3 M.

so werden wir ein Schaufelrad mit Coulisseneinlass bekommen.

$$N_a = \frac{1000 \times 1{\cdot}2 \times 3}{75} = 48$$

$$N_n = 0{\cdot}7 \times N_a \;\text{— —}\; = 33{\cdot}6\;(?)$$

$$v = 1{\cdot}6$$

$$R = 3$$

$$m = \frac{1}{2}$$

$$\frac{b}{a} = 1{\cdot}75\sqrt[3]{48} \;\text{— —}\; = 6{\cdot}35$$

$$b = \sqrt{\frac{1{\cdot}2 \times 6 \times 3{\cdot}5}{0{\cdot}5 \times 1{\cdot}6}} \;\text{— —}\; = 3.$$

$$a = \frac{3}{6{\cdot}35} \;\text{— — — —}\; = 0{\cdot}47.$$

$$2(1 + R) \;\text{— — —}\; = 8.$$

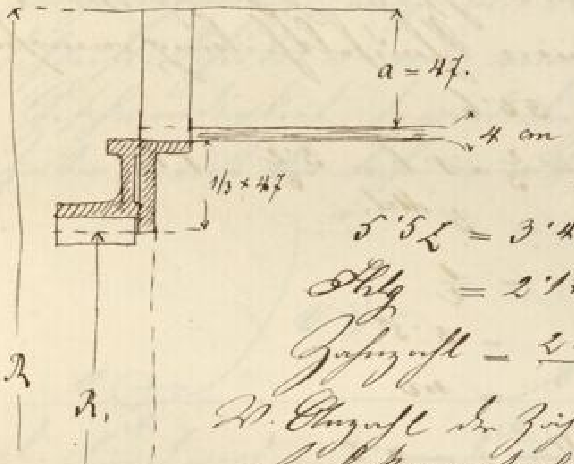
$$\frac{2 \times 3 \times 3{\cdot}14}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7 \times 0{\cdot}41} = 35$$

Anzahl der Schaufeln ——— = 40.

$n = 9{\cdot}548 \times \frac{1{\cdot}6}{3}$ ——— = 5.

Wählen wir das 2te Laufsystem und machen das Rad aus Eisen, ausgenommen die Schaufeln und der Radboden.

$R_1 = \{300 - 47 - 4 - 15{\cdot}7\}$



$R = 233{\cdot}3$

$t = 0{\cdot}086 \sqrt{\frac{75 \times 33{\cdot}6}{1{\cdot}6}} \times \frac{300}{233{\cdot}3}$

$t = 3{\cdot}4$ cm.

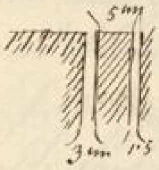
$5{\cdot}5\,t = 3{\cdot}4 \times 5{\cdot}5 = 18{\cdot}7$ cm.

Thlg $= 2{\cdot}1 \times t$ ——— $= 7{\cdot}14$ cm

Zahnzahl $= \frac{2 \times 233 \times 3{\cdot}14}{7{\cdot}14} = 205$

W. Anzahl der Zähne ——— $= 26 \times 8 = 208.$

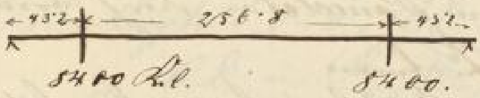
Es bekommt also ein Segmentstück $8 \times 2 = 16$ Zähne.



Durchm. der Welle $= 3 \times \sqrt{Nn} = 3 \times \sqrt{33{\cdot}6} = 18$ cm

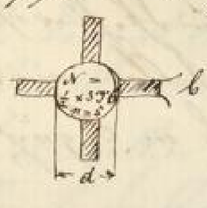
Länge derselben $= \frac{4}{3} \times 18$ ——— $= 24.$

Entfernung des Zapfenmittels vom Radkranzmittel $= 12 + 3 + 5 + 1{\cdot}5 + 18{\cdot}7 + 3 = 43{\cdot}2$ cm.



Der Durchm. der Welle im Rosettenmittel muß nun nach der cubischen Formel bestimmt werden. Es ist dieser Durchmesser $= 18 \sqrt[3]{\frac{43{\cdot}2}{12}} = 18 \sqrt[3]{3{\cdot}6}$ ——— 34 cm.

Durchmesser der Kranz der Welle



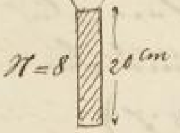
$16 \sqrt[3]{\frac{168}{5}}$ ——— = 24 cm

$$b = \frac{6Mh}{L \times (h^3 - d^3)}$$

$$M = 8400 \times 43{\cdot}2 = 362880$$

$$L = 400,\ h = 36.$$

$$b = \frac{6 \times 362880 \times 36}{400(36^3 - 24^3)} = \frac{362880 \times 216}{32832 \times 400} = 6.$$



Querschnitt eines Armes.

Wollen wir nun mehr verlangen als diese Anforderungen, so müssen wir das Rad langsamer gehen lassen, breiter machen und eine feinere Schaufeltheilung annehmen.

N ——— $= 33{\cdot}6.$

v ——— $= \frac{2}{3} \times 1{\cdot}6 = \frac{3{\cdot}2}{3} = 1{\cdot}1$

R ——— $= 3^{\text{Met.}}$

m ——— $= \frac{1}{2}$

b ——— $= 3{\cdot}5$

$\frac{Q}{abv}$ ——— $= m$

$a = \frac{Q}{bvm} = \frac{1{\cdot}2}{0{\cdot}5 \times 1{\cdot}1 \times 3{\cdot}5} = 0{\cdot}6$

Anzahl der Schaufeln —— $= 60$

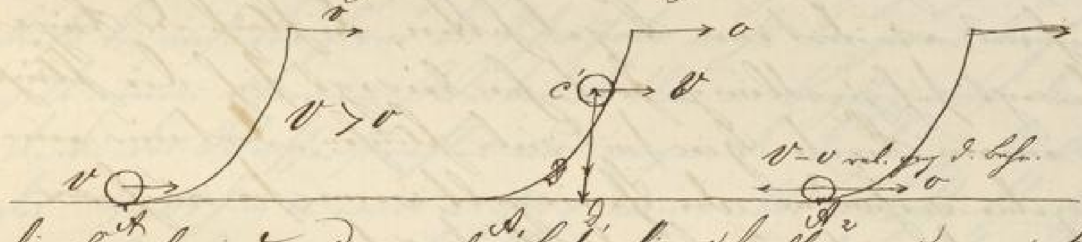
$n = 9{\cdot}548 \times \frac{1{\cdot}1}{3}$ —— $= 3{\cdot}5$

Hier wählen wir das 3te System mit Spannstangen

Das Poncelet Rad.

Ist eine Anordnung ausgedacht von Poncelet u. durch Versuche hervorgerufen, hierauf die Turbinen.
Als man die älteren Räder einer Kritik unterworfen hatte, hat man gesehen, dass das Wasser erstens stossweise wirkt, was ein principieller Grundfehler, ein 2ter Grundfehler ist der, dass bei all diesen Rädern das Wasser dieselben mit einer gewissen lebendigen Kraft verläßt, welche in Bezug auf die Wirkung des Rades verloren ist.

Anders ist es beim Ponceletrad, indem das Wasser durch stetigen Druck übt und es verläßt das Wasser das Rad so, daß es keine lebendige Kraft mehr besitzt.
Die 1te Lösung ist nun das Poncelet Rad, die 2te die Turbinen.
Als Grundgedanke können wir uns nun Folgendes vorstellen. Wir denken uns eine horizontale Bahn, darauf eine krumme Fläche befindlich, welche mit der Geschw. v auf 1terer fortschreitet. Schieben wir nun eine Kugel nach mit größerer Geschwindigkeit, so wird dieselbe in einem gewissen Zeitmoment die Fläche in A erreichen.



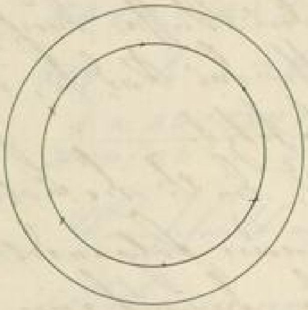
Die Kugel wird nun an der Fläche hinaufrollen, nun wirkt aber das Gewicht der Kugel der Geschwindigkeit V entgegen wird kleiner und kleiner, bis die Kugel eine relative Geschwindigkeit gleich der Geschwindigkt der Fläche erhält, wird also fort und fort gegen die Fläche drücken.
Die Kugel bewegt sich gegen die Fläche vermöge ihrer relativen Geschwindigkeit $V-v$, C_1D_1 ist die Steighöhe.

$$C_1D_1 = \frac{(V-v)^2}{2g}, \quad W = (V-v) - v = V - 2v.$$

Die Kugel bewegt sich nach links hin, wenn $V-2v$ positiv, nach rechts, wenn $V-2v$ negativ und wenn $V-2v=0$, so bewegt sie sich gar nicht.

Bei $V = 2v$, $W = 0$, $C_1D_1 = \frac{(V-v)^2}{2g} = \frac{(V-\frac{V}{2})^2}{2g} = \frac{1}{4}\frac{V^2}{2g}$.

Dies wollen wir auf das Poncelet Rad anwenden
Sei V die Geschwindigkeit des Wassers, v die Umfangsgeschw. d. R.



so haben wir $v = \frac{1}{2} V$.

Nun ist $V = \sqrt{2gH}$

und $v = \frac{1}{2}\sqrt{2gH}$

$$C.D. = \frac{1}{4}\frac{(V-v)^2}{2g} = \frac{(\sqrt{2gH} - \frac{1}{2}\sqrt{2gH})^2}{2g}$$

$$= \frac{1}{4} H, \quad x = \frac{1}{4} H.$$

Fragen wir nun ist diese Theorie wahr und was lernen wir daraus. Die Theorie mit der Bahn und Kugel ist richtig, allein wenn wir dieselbe auf das Rad anwenden wollen, so ist dies gewagt, denn es wirkt hier ein Wasserstrom, während wir dort eine Kugel hatten; die Fläche der Kugel bewegt sich geradlinig fort, hier bewegt sich die Fläche in einem Kreise. Hier sind viele Flächen, dort nur eine einzelne vorhanden. Die Theorie gibt, wenn sie auch wahr, keine Dimensionen für die Construction.

Tritt nun ein Wassertheilchen bei A ein, so muss es in einer Horizontalebene bei B austreten, die Gestalt der Bahn ist also nicht gleichgültig. Es muss also die Zeit des Hinaufsteigens und Herabsteigens die gleiche sein, wie die Geschwindigkeit eines Punktes am Umfang, um von A nach B zu gelangen. Die Schwingungszeit ist also eine gewisse und diese hängt von der Krümmung ab.

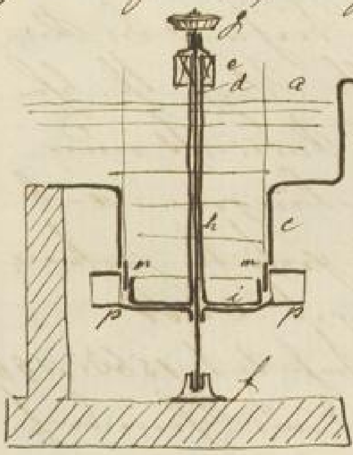
Wenn wir uns dies versinnlichen wollen, so werden die Schaufeln ungefähr folgende Formen bekommen.

wenig Zeit; mehr Zeit; viel Zeit.

Eine solche Kurve hat Redtenbacher zu bestimmen gesucht.
Ist nun die Kurve kreisförmig, so ist die Berechnung schwierig,
weil der Schwingungswinkel groß, daher hat Redtenb. eine
Cycloide für angemessener gefunden. Eine cycl. Schaufelform
ist aber für das Rad hart anzubringen, und es hat Redt.
für die Cycloide einen Kreisbogen substituirt, der ge-
nau oder sehr nahe mit derselben übereinstimmt.
Es ist der Abrundungshalbmesser gleich dem mittleren
Krümmungshalbmesser der Cycloide.
Was die Stellung der Schaufeln anbelangt, so zeigt sich,
daß die äußere Form der Schaufeln nicht tangiren darf, sondern
sie soll einen kleinen Winkel bilden in bezug auf die
Dicke des Wasserstrahles und wegen der Drehung des Ra-
des. 1/4 Ft für a wäre richtig wenn alle Wassertheilchen
gleich hoch gingen. Der Halbmesser des Rades ist nun
nicht gleichgültig zu nehmen, die Bogenlänge von a–b
soll klein sein bei kleinen Rädern u. groß bei großen
Rädern. Der Halbmesser ist in der Regel 2 x Ft.
Regeln zur Berechnung des Poncelet Rades siehe Seite 156 No 196
Bei der Regel nimmt man das ganze Rad aus Schmiedeisen.

2tens Turbinen.

Dieselben sind schon uralt und kommen namentlich in den südlichen Ländern vor, in den nördlichen fast gar nicht. Die Effectleistungen dieser alten Turbinen sind aber höchst unvollkommen und es handelt sich nur um die Frage diese schlechten Eigenschaften wegzubringen, d.h. dass das Wasser ohne Stoss eintritt und das Rad ohne Geschwindigkeit verlässt, also kein Verlust an lebendiger Kraft stattfindet. Im Wesentlichen besteht eine Turbine aus Folgendem



a Zuflusskanal geschlossen durch eine Stirnwand b.
c Mantel
d Axe.
e Brücke.
f Lagerung der Welle d
g Transmissionsrad.

Die Axe befindet sich in einer Röhre h die an der Brücke e befestigt ist, an dieser Röhre ist eine tellerförmige Scheibe i befestigt, welche gekrümmte Blechschaufeln enthält. Dieses Rad heisst Leitrad und die Schaufeln Leitschaufeln, p ist das Turbinenrad und ist mit ähnlichen Schaufeln versehen. m ist ein Schützen, hier ein Blechcylinder, der dicht am inneren Mantel anliegt und durch irgend einen Bewegungsmechanismus gehoben oder gesenkt werden kann.

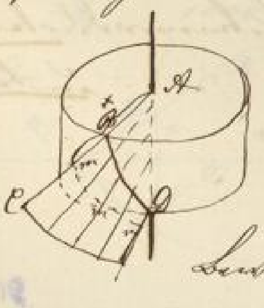
Theorie der Jonal'schen Turbine.

Wir müssen uns hier mit Annäherung der Rechnung begnügen, indem alle Probleme in der Hydraulik zu schwierig zu behandeln sind. Wir setzen voraus, daß alle Wasseratome und deren Bewegungen gleich wären.

Diese Voraussetzungen schreiben gewisse Bedingungen vor, welche erfüllt werden müssen, wenn eine Turbine einen gewissen Effekt geben soll.

Diese Voraussetzungen sind nun folgende:

1. Nehmen wir an die Turbine befinde sich im Beharrungszustand der Bewegung; wenn die Wasserzuleitung gleichmäßig und ebenso der zu überwältigende Widerstand.
2. Gelange das Wasser ohne irgend eine Störung vom Zuleitungskanal durch den Mantel in den Bereich des Leitlaufrads.
3. Habe das Leitlaufrad, wie das Turbinenrad mäßig gekrümmte Flächen, so daß keine merkliche Störungen in der Bewegung des Wassers eintreten können; denn die Korrektheit der Leitung hängt nicht allein von der Anzahl der Schaufeln ab, sondern auch von der Krümmung.
4. Die Flächen des Leitlauf und Turbinenrades, sollen folgendermaßen gebildet sein. ABC radial, wir verzeichnen eine krumme Linie BD am Radkörper und lassen AD an BD herabgleiten, so daß AC immer senkrecht zur Axe bleibt.



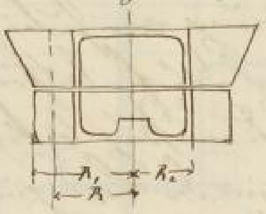
5. Bleibe jedes Wasseratom während seiner Bewegung durch das Rad in einem cylindrischen

Kreise wie z. B. das Atom m in einer gewissen Distanz mit = x bleiben soll. In Wirklichkeit können die Wassertheilchen dieser Voraussetzung entsprechen, sondern sie können allenfalls für diejenigen Wassertheilchen gelten, welche außen eintreten, am wenigsten aber für die am Innern in der Nähe der Axe sich befindlichen.

Es ließen sich diese Unvollkommenheiten allerdings durch concentrische Kanäle wegbringen; allein letztere würden wieder einen sehr großen Reibungsverlust darbieten und es ist dies überhaupt nicht realisirbar.

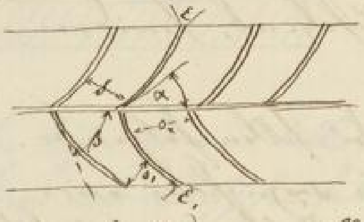
6. Das Wasser fülle die Kanäle beider Räder vollkommen aus, so daß kein Spritzen, Zerreißen oder Zerschlagen des Wassers stattfinden kann.

Regeln zur Berechnung einer Jonval'schen Turbine



Es ist $R = \frac{1}{2}(R_1 + R_2)$

Denken wir uns die Turbine durch einen Cylinder geschnitten mit dem Halbmesser R. und denken uns diesen Schnitt abgewickelt so wird derselbe beiläufig folgende Form haben.



Es sei i die Anzahl der Leitkurven

s die normale Weite der Kanäle

Ω effektive Gesammtausströmung aus dem Turbinenrad.

Ω_2 die Summe aller Querschnittskanäle des Turbinenrads oben

Ω_1 " " " " " unten

v_1 die äußere Geschwindigkeit des Rades

v_2 " innere " "

v " mittlere " "

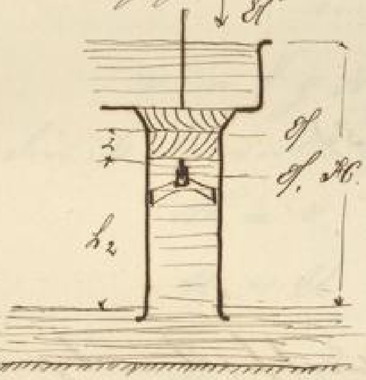
U die absolute Geschwindigkeit mit welcher das Wasser aus dem Leitrad austritt

U_2 & U_1 die relativen Geschw. des Wassers an der obern und untern Fläche des Rades.

w die abs. Geschw. des Wassers nachdem es das Rad verlassen

$\mathfrak{A}$ Druck der Atmosphäre auf 1 □ Met.

$\mathfrak{S}$ Druck des Wassers zwischen der Ebene des Leit & Turbinenrads bezogen auf 1 □ Meter.



ε Metalldicke der Leitschaufeln

ε_1 " " " Radschaufeln

E_n Nutzeffekt des Rades.

H das Totalgefälle.

h_2 Ebenenabstand zwischen der unt. Fläche des Turbinenrads und dem Wasserspiegel des Abflusskanals.

L Höhe des Turbinenrads.

Nehmen wir nun an diese Voraussetzungen seien absolut genau, damit

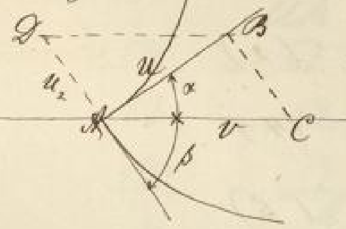
$$E_n = E_a \text{ und } \frac{E_n}{E_a} = 1 \text{ wird.}$$

Q die Wassermenge. $Q = \Omega U k$.

k Kontraktionscoefficient.

$$Q = \Omega U k = \Omega_2 U_2 = \Omega_1 u_1 k_1 \quad (1.)$$

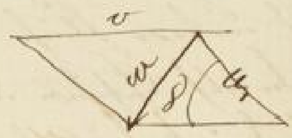
$$\frac{U^2}{2g} = \frac{\mathfrak{A}}{1000} + H - h_2 - L - \frac{\mathfrak{S}}{1000} \quad (2.)$$



Machen wir nun $AB = U$, verlängern die Richtung der Schaufeln und ziehen eine 2t. Parallele.

AB ist nun der Richtung und Grösse

noch die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser austritt. Das Wasser wird ohne Stoß eintreten, wenn $A\,\overline{C}$ gleich der mittleren Geschwindigkeit des Rades.



$$\frac{v}{U} = \frac{\sin(\pi-(\alpha+\beta))}{\sin\beta}$$

$$\frac{u_2}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{v}{U} &= \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \\ \frac{u_2}{U} &= \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \end{aligned}\right\} (3)$$

$$u_2^2 = U^2 + v^2 - 2Uv\cos\alpha \quad (4.)$$

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{\mathfrak{H}}{1000} + L - \frac{\mathfrak{H}_1}{1000} \quad (5.)$$

$$w^2 = v^2 + u_1^2 - 2uv_1\cos\delta \quad (6)$$

$$\frac{\mathfrak{H}_1}{1000} = \frac{\mathfrak{H}}{1000} - h_2 \quad ---(7)$$

dies ist nah, wenn der äußere Austrittsquerschnitt weit genug ist. $U = 0$ oder es soll das Wasser das Rad ohne Geschwindigkeit verlassen, wenn $\delta = 0$ und $v = u_1$.

Statt (6, $v = u_1$ und $\delta = 0$. (8.) Die Gleichungen 1–8 drücken aus, daß das Wasser ohne Stoß eintritt und das Rad ohne Geschwindigkeit verläßt, wir können aber noch keine Folgerungen daraus ziehen, sondern wir müssen durch Transformation ein 2tes System von Gleichungen aufstellen das auch nichts anderes ausspricht als das Syst. I, dessen geistiger Inhalt sich aber klar ausspricht.

$$\frac{\cancel{u_2}^2}{2g} = \frac{\mathfrak{H}}{1000} + A - h_2 - \cancel{L} - \frac{\cancel{\mathfrak{H}}}{1000} \quad (2)$$

$$\frac{\cancel{u_2}^2}{\cancel{2g}} = \frac{\cancel{U}^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{2Uv\cos\alpha}{2g} \quad (4)$$

$$\frac{\cancel{u_1}^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{\cancel{\mathfrak{H}}}{1000} + \cancel{L} - \frac{\cancel{\mathfrak{H}_1}}{1000} \quad (5)$$

$$0 = \frac{\mathfrak{H}_1}{1000} - \frac{\mathfrak{A}}{1000} + h_2 \quad (1)$$

$$0 = H - \frac{v\,U \cos\alpha}{2g}$$

$$v = U\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \quad \text{aus } (3)$$

$$0 = H - \frac{U^2}{2g}\,\frac{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}{\sin\beta}.$$

$$U = \sqrt{g H \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)}} \quad \text{Siehe Rüh. pag. 168 (I.)}$$

$$v = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}\sqrt{g H \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}}$$

$$v = \sqrt{g H \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}\,\frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta}} = \sqrt{g H \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\,\sin\beta}} \quad (\text{II.})$$

dies ist die vortheilhafteste Geschw. gemessen in der hydr. R.

$$U_1 = v \quad \text{----} \quad (\text{III.})$$

$$u_2 = U\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\sqrt{g H \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}}$$

$$u_2 = \sqrt{g H \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}\,\frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta}}$$

$$u_2 = \sqrt{g H \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha\,\sin\beta\,\sin(\alpha+\beta)}} \quad (\text{IV.})$$

Nun suchen wir aus Gl. (2) $\mathfrak{H}$.

$$\frac{\mathfrak{H}}{1000} = \frac{\mathfrak{A}}{1000} - h_2 - \varepsilon + H\left(1 + \frac{1}{2}\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}\right) \quad (\text{V.})$$

$$\frac{\mathfrak{H}_1}{1000} = \frac{\mathfrak{A}}{1000} - h_2 \quad (\text{VI})$$

(1) bestimmt nun gewissen Durchschnitt.

$$\Omega = \frac{Q}{U k} \quad \text{----} \quad (\text{VII.})$$

$$\Omega_2 = \Omega k\,\frac{U}{u_2}$$

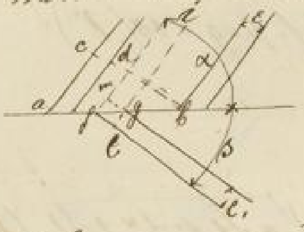
$$\Omega_2 = \Omega k\,\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \quad (\text{VIII.})$$

$$\Omega_1 = \frac{\Omega k}{k_1}\,\frac{U}{U_1}, \quad u_1 = v$$

$$\Omega_1 = \frac{\Omega k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad (\text{IX.})$$

diese Gleichungen sagen nicht dasselbe aus, wie das erste System und werden uns Gelegenheit geben die Constructionsverhältnisse ausfindig zu machen.

Ω hängt theilweise von der Metallstärke der Schaufeln ab. Ist $2R\pi$ ein Radumfang am mittleren Schnitt, so wird dann $\frac{2R\pi}{i}$ die Theilung sein.



$$\frac{2R\pi}{i} = ab$$

$$\frac{2R\pi}{i} \sin\alpha = bc$$

$$bd = \frac{2R\pi}{i} \sin\alpha - \varepsilon.$$

ist die mittlere Weite eines Kanales, der Querschnitt eines Kanales ist demnach:

$$\left(\frac{2R\pi}{i} \sin\alpha - \varepsilon\right)(R_1 - R_2)$$

und die Querschnittssumme aller Kanäle

$$\left(\frac{2R\pi}{i} \sin\alpha - \varepsilon\right)(R_1 - R_2)\, i.$$

$$gl = \varepsilon_1 = fg \sin\beta.$$

$$gm = fg \sin\alpha$$

$$\frac{gm}{\varepsilon_1} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}.$$

$$gm = \varepsilon_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}.$$

$$gm(R_1 - R_2) = \varepsilon_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}(R_1 - R_2)$$ entspricht 1 Querschnitt

$$gm(R_1 - R_2)\, i_1 = \varepsilon_1 i_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}(R_1 - R_2)$$

$$\Omega = \left(\frac{2R\pi}{i} \sin\alpha - \varepsilon\right)(R_1 - R_2)\, i = \varepsilon_1 i_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}(R_1 - R_2)$$

Wenn wir berücksichtigen, dass $R = \frac{1}{2}(R_1 + R_2)$, so ist.

$$\Omega = (R_1 - R_2)\left[\left(\frac{2R\pi}{i} \sin\alpha - \varepsilon\right) i - \varepsilon_1 i_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right]$$

$$\Omega = (R_1 - R_2)\left[2R\pi \sin\alpha - \varepsilon i - \varepsilon_1 i_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right]$$

$$\Omega = (R_1 - R_2) R\left[2\pi \sin\alpha - \frac{\varepsilon i}{R} - \frac{\varepsilon_1 i_1}{R} \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right]$$

$$\Omega = (R_1 - R_2)\, R\, 2\pi \sin\alpha \left[1 - \frac{i}{2\pi\sin\alpha} + \frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\cdot\frac{\varepsilon_1}{R} - \frac{\varepsilon}{R}\right]$$

$$\Omega = (R_1 - R_2)(R_1 + R_2)\,\tfrac{1}{2}\, 2\pi\sin\alpha \left[1 - \frac{i}{2\pi\sin\alpha} + \frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\right]$$

$$\Omega = (R_1^2 - R_2^2)\,\pi\sin\alpha \left[1 - \frac{i}{2\pi\sin\alpha} + \frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\right].$$

$$\Omega = R_1^2\left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi\sin\alpha\left[1 - \frac{i}{2\pi\sin\alpha}\,\frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\right] \quad \boxed{X}$$

$$\Omega_1 = s_1 (R_1 - R_2)\, i_1 = \Omega\,\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$

$$s_1 (R_1 - R_2)\, i_1 = (R_1 + R_2)(R_1 - R_2)\,\pi\sin\alpha\left[1 - \frac{i}{2\pi\sin\alpha}\,\frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\right]\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$

$$s_1 = \frac{2R\pi\sin\alpha}{i_1}\left[1 - \frac{i}{2\pi\sin\alpha}\,\frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\right]\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$

$$s_1 = R\left[\frac{2\pi\sin\alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\,\frac{\varepsilon}{R} + \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\right)\right]\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad \boxed{XI}$$

Hinsichtlich der Praxis sind mittlere Werthe von Gefällen und Wassermengen vortheilhaft, Redtenbacher hat hiefür eine Formel aufgestellt $H = 1 + \frac{Nn}{10}$ d.h. wenn man die Wahl zwischen mehreren Gefällen hat, so ist dasjenige das beste, dessen Werth dieser Formel am nächsten kommt. Das Güteverhältniss $\frac{Nn}{Na}$ betreffend ist es niemals möglich eine Turbine so zu bauen, dass sie den Formeln 1–11 entspricht; da der Nutzeffekt jederzeit kleiner ausfällt als der absolute Effekt. Es ist also zweckmässiger, wenn man sich an Erfahrungsres. hält.

Bei genauen Messungen beträgt der Nutzeffekt bei den besten Turbinen 75 %; wollen aber in der Regel nur 70 % annehmen. Wir halten also dann

$$1000\, Q H = 75\, Na = 75\left(\frac{Na}{Nn}\right) Nn$$

$$Q = \frac{75\left(\frac{Na}{Nn}\right) Nn}{1000\, H} = \frac{75\, Nn}{1000\, H\left(\frac{Nn}{Na}\right)} = \frac{75}{1000 \times 0.7}\,\frac{Nn}{H}$$

$$= 0.107\,\frac{Nn}{H}$$

Das erste was wir nun zu bestimmen haben sind die Winkel α & β. Sie sind nicht absolut willkürlich, wenn sie nicht negativ, unendlich oder imaginär werden.
Es soll γ sehr klein, beinahe Null sein. $\delta = \alpha$
Wenn δ klein, hat der Kanal eine gewisse Weite, die Kanäle von beiden Rädern sind also gleichweit.
Es soll δ 16, 20 höchstens 24° betragen.
Nehmen wir α groß, so werden die Kanäle weit.
Setzen wir $\alpha + \beta = 90°$, dann werden die Formeln sehr einfach z. B. wird $Q = \sqrt{gH \frac{\sin(90° + \alpha)}{\cos\alpha \sin 90°}}$

$$U = \sqrt{gH} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{2gH} = 0{,}707\sqrt{2gH}.$$

K ist der Koeff. für den Austritt des Wassers aus dem Leitrad.
K_1 " " " " " " Turbinenrad.
Machen wir den untern Theil geradlinig, so können wir $K = 1$ nehmen.
Nun ist bei dem Turbinenrad immer etwas Contraction vorhanden deshalb nehmen wir $K_1 = 0{,}9$
Weitere Bestimmungsbegriffe sind R & R_1. Nehmen wir z. B. Extremen an, daß R_1 also unendlich R_2, dies hat zur Folge, daß die Schaufelradiale Dimensionen erhalten zu sehr klein werden. Wir erhalten ein großes Rad, was unbrauchbar werth ist, für ein großes Gefälle & eine kleine Wassermenge wird $\frac{R_1}{R_2} = 1$. dürfen aber nicht über eine gewisse Grenze hinausgehen. Umgekehrt wenn $\frac{R_2}{R_1}$ klein, so bekommen wir große Dimensionen für das Radiale der Schaufel. Es ist das gut für ein kleines Gefälle und eine große Wassermasse. Für Normal Verhältnisse können wir nehmen $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$.

Für die Anzahl der Leitschaufeln ist es besser eine größere Zahl zu nehmen als eine kleinere, in der Regel 16; unter Umständen auch mehr, namentlich bei kleinen Turbinen mit rasch gekrümmten Schaufeln, damit das Wasser besser geleitet wird. Anzahl der Radschaufeln. Die Praxis variirt von 4–96. In der Regel sind 24 zu nehmen. Die Metalldicke bestimmt sich nach dem Drucke und dem Arbeitsprozeß; am besten ist, dieselben so dünn als möglich zu machen u. es überhaupt die Festigkeit zuläßt. Es handelt sich also um das Verh. $\frac{\varepsilon}{R}$ & $\frac{\varepsilon_1}{R_1}$ in der Regel $\frac{1}{40}$ R.

$$Q = \Omega U k = R_1^2\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi \sin\alpha \left\{1 - \frac{i}{2\pi\sin\alpha}\frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\frac{\varepsilon_1}{R}\right\} Uk.$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{Uk\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi\sin\alpha\left[1-\frac{i}{2\pi\sin\alpha}\frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\frac{\varepsilon_1}{R}\right]}}$$

$$R_1 = E\sqrt{\frac{Q}{U}}$$

$$R_2 = R_1\left(\frac{R_2}{R_1}\right)$$

$$R = \frac{1}{2}(R_1 + R_2)$$

Mittlere Weite der Leitkanäle

$$s = R\left[\frac{2\pi\sin\alpha}{i} - \frac{\varepsilon}{R}\right]$$

$$\frac{s}{R} = \left[\frac{2\pi\sin\alpha}{i} - \frac{\varepsilon}{R}\right]$$

Die vortheilhafteste Geschw. des Rades vom Halbmesser R fällt nach Versuchen kleiner aus als die Rechnung gibt. Für Formel (II) schreiben wir noch den Kontraktionscoeff 0·774 hinzu.

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen

$$n = 9{\cdot}548\,\frac{v}{R}.$$

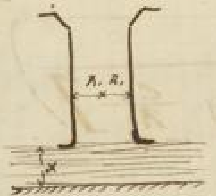
die Höhe des Turbinenrades darf nicht zu hoch und nicht zu niedrig genommen werden, wegen der Schaufelkrümmung. Der Stoßwiderstand beträgt ja nach dem ~~Reibungswiderstand~~ Krümmungsgrad innerhalb weiter Grenzen nicht viel. In der Regel beträgt

die Höhe des Turbinenrads 0·5 R.
" " Leitrads 0·6 R. } Res. Seite 169.

b. die Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylinder.
Ist diese Öffnung enge, so muss die Pressung unten im Rade groß ausfallen, schwächt also in hohem Grade die Wirkung des Wassers auf das Rad, und es ist daher fehlerhaft diese ~~Öffnung~~ Öffnung enge zu halten. Res. 169.

$$R_1^2\pi = 2R_1\pi x$$

$$x = \frac{R_1}{2}$$



Nehmen wir nun an der Wasserzufluss nehme ab und werde halb so groß. Wenden nichts und leiten bloß die halbe Menge zu, so wird dies zur Folge haben, dass das Wasser nur durch das Rad hindurchspritzt, was wir durch einen Schützen vermeiden können, indem wir die Ausflussöffnung verengen. Es wird aber mit der halben Wassermenge der Effekt 8 mal so klein, also hat der Schützen keinen Einfluss hierauf. Bei der $\frac{1}{2}$ Öffnung hat das Wasser $\frac{1}{2} \times (\frac{1}{2})^2$. Der Schützen ist bloß gut zum Abstellen der Maschine. Nun bringt man die Ausflussöffnung auch als seitlich an, und wir haben

$$R_1^2\pi = 2R_1 y$$

$$y = \frac{\pi}{2} R_1$$

Anwendung auf Beispiele.

1.) Es sei $H = 4$ Meter, $Q = 2{\cdot}5$ Cub. Meter.

$$N_a = \frac{1000\, Q H}{75} = \frac{4 \times 2{\cdot}5 \times 1000}{75} = 133 \text{ Pferde.}$$

$$N_n = 0{\cdot}7 \times 133 = 93{\cdot}1 \ (?)$$

$$\alpha = 24^{\circ},\ \beta = 66^{\circ},\ k = 1,\ k_1 = 0{\cdot}9.$$

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3},\ \frac{e}{R} = \frac{e_1}{R_1} = \frac{R}{40}$$

$$\sqrt{2gH} = \sqrt{9{\cdot}808 \times 8} = 8{\cdot}86$$

$$U = 0{\cdot}707\sqrt{2gH} = 8{\cdot}86 \times 0{\cdot}707 = 6{\cdot}26.$$

$$R_1 = 1{\cdot}380\sqrt{\frac{Q}{U}} = 1{\cdot}38\sqrt{\frac{2{\cdot}5}{6{\cdot}26}} = 1{\cdot}38 \times 0{\cdot}632 = 0{\cdot}873$$

$$R_2 = \frac{2}{3} R_1 = \frac{2}{3} \times 0{\cdot}873 = 0{\cdot}582.$$

$$R = 0{\cdot}682$$

$$s = 0{\cdot}1372 \times R = 0{\cdot}0855$$

$$s_1 = 0{\cdot}0811 \times R = 0{\cdot}0553$$

$$v = 0{\cdot}600\sqrt{2gH} = 5{\cdot}316$$

$$n = 9{\cdot}548 \times \frac{5{\cdot}316}{0{\cdot}682} = 74{\cdot}4.$$

2tes Beispiel.

Es sei $H = 50$ Met. $Q = 0{\cdot}15$ CM.

$$N_a = \frac{1000 \times 0{\cdot}15 \times 50}{75} = \frac{12000}{75} = 160 \text{ Pferde.}$$

Wir wollen zuerst versuchen mit den Normal Verhältnissen.

$$\sqrt{2gH} = \sqrt{2 \times 9{\cdot}81 \times 50} = 39{\cdot}6$$

$$U = 0{\cdot}707\sqrt{2gH} = 0{\cdot}707 \times 39{\cdot}6 = 28 \text{ Meter.}$$

$$R_1 = 1{\cdot}380\sqrt{\frac{0{\cdot}15}{28}} = 0{\cdot}101$$

$$R_2 = 0{\cdot}067\ ;\ R = 0{\cdot}084$$

$$v = 0{\cdot}600 \times 39{\cdot}6 = 23{\cdot}76$$

$$n = 2700.$$

Wir nehmen also jetzt abnorme Verhältnisse siehe Resultat Seite 171 No. 218.

$H = 80$, $Q = 0{\cdot}15$

$$N_a = \frac{1000 \times 0{\cdot}15 \times 80}{75} = 160 \text{ Pferde.}$$

$$\sqrt{2gH} = 39{\cdot}6$$

$$U = 0{\cdot}692\sqrt{2gH} = 0{\cdot}692 \times 39{\cdot}6 = 27{\cdot}4$$

$$R_1 = 1{\cdot}966\sqrt{\frac{0{\cdot}15}{27{\cdot}4}} = 0{\cdot}145.$$

$$R_2 = \text{———} = 0{\cdot}124$$

$$R = \text{———} \; 0{\cdot}124$$

$$v = 0{\cdot}579\sqrt{2gH} = 23.$$

$$n = \frac{9{\cdot}548 \times 23}{0{\cdot}124} = 1771.$$

Für Schraubengänge ist es angemessen den $\angle\alpha$ sehr klein zu halten und $\frac{R_2}{R_1}$ nahe gleich 1 zu machen.

3tes Beispiel.

Es sei $H = 3$ M; $Q = 20$ Kbm.

$$N_a = \frac{1000 \times 20 \times 3}{75} = \frac{60000}{75} = 800 \text{ Pferde}$$

$$N_n = 0{\cdot}75\, N_a = 600 \text{ Pferd.}$$

In diesem Falle müssten wir mehrere Turbinen anlegen, z. B., wie dies in Bamberg der Fall ist, da eine einzige Turbine für diese Wassermenge riesige Dimensionen erhielte. Es wird diese Anlage immer vortheilhaft sein, da man je nach der Wasserquantität mit 1, 2, 3 oder allen arbeiten kann. Es wäre demnach je Turbine für $\frac{20}{4} = 5$ Cubm. zu rechnen.

$$\sqrt{2gH} = 7{\cdot}68$$

$$R_1 = 1{\cdot}38\sqrt{\frac{5}{7{\cdot}68}} = 1{\cdot}13$$

$$R_2 = 1{\cdot}13 \times \tfrac{2}{3} = 0{\cdot}753$$

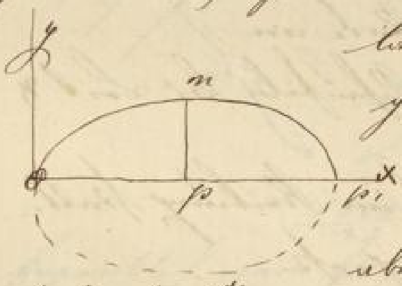
$$R = 0{\cdot}942 \;;\; n = 46.$$

$$v = 0{\cdot}6 \times 7{\cdot}68 = 4{\cdot}608$$

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes, siehe Red. Seite 173.

$$y = \frac{E n}{1000\, Q H} = -2Ax + 2B\sqrt{Cx^2 + x}\,, \quad x = \frac{v^2}{2gH}$$

v die Geschw. gemessen an der Entfernung R.
die Größen A, B, C, sind complizirte Ausdrücke, welche von der Totalität des Baues abhängen.
Tragen wir y das Güteverhältniss als Ordinate auf, ferner die Geschwindigkeit x als Abscisse, so geht aus der Natur der Sache hervor, dass die Curve eine Ellipse darstellt.
Für $x = 0$, ist $y = 0$. Lassen wir nun die Turbine langsam laufen, so würde das Güteverhältniss noch gering sein und nach und nach für $x = op$ ein Max. erreichen. Gehen wir über diese Grenze hinaus, so wird der Effekt abnehmen, bis er Null geworden, und das ist dies der Fall, wenn wir die Turbine leer laufen lassen.



$$y = 0 \text{ für } x = op_1 = \frac{1}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C}.$$

Will man dies numerisch ausrechnen, so hat Redtenbacher gefunden, dass diese Geschwindigkeit gerade oder beinahe die doppelte der vortheilhaftesten Geschwindigkeit ist.

$$x = op = \frac{1}{2C}\left[-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right]$$

$$\left(\frac{E n}{1000\, Q H}\right)_{max} = \frac{A}{C}\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{B}{A}\right)^2 C}\right]$$

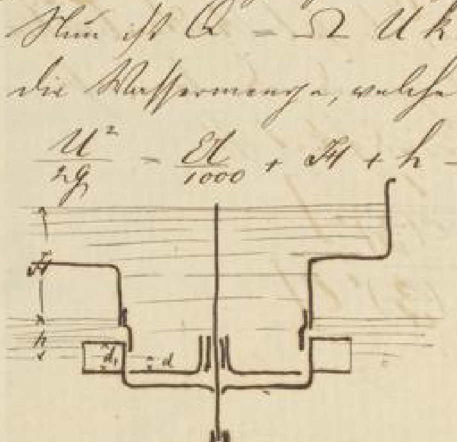
Theorie der Fourneyron'schen Turbine.

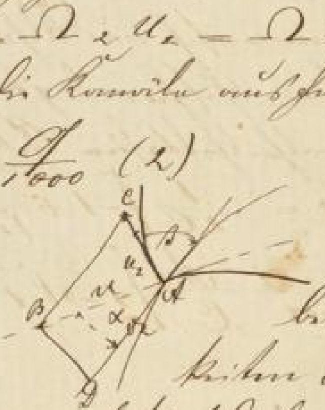
Wir müssen uns hier abermals mit einer Annäherung begnügen; wenn nun die Turbine einen guten Effekt geben soll, so müssen wir wieder folgende Voraussetzungen machen.

1. Nehmen wir an, sie befinde sich in einem Beharrungszustand der Bewegung
2. Komme das Wasser ohne Stoß im Rade an
3. fülle das Wasser vollkommen die Schaufeln der Leit & Turbinenräder aus.
4. Es finde während der Bewegung keine Reibung statt.
5. Die Anzahl der Leitkurven wären groß.
6. Seien die Leitschaufeln unendlich dünn
7. Wäre der Schützen aufgezogen etc. ...

Nun ist $Q = \Omega U k = \Omega_2 u_2 = \Omega U_1 k_1$ (1)
die Wassermenge, welche die Kanäle ausfüllt.

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{E}{1000} + H + h - \frac{D}{1000} \quad (2)$$





Nun zerlegen wir U in die beiden Geschwindigkeiten AC & AD, nehmen an, daß AD die tangential Geschwindigkeit des Wassers mit u_2 übereinstimme, AC ist die relative Geschwindigkeit des Wassers gegen die Schaufeln u_2

$$\frac{v_2}{U} = \frac{\sin(\pi - (\alpha + \beta))}{\sin\beta} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \quad (3)$$

$$\frac{u_2}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad (3)$$

$$\frac{U_2^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{U^2}{2g} - \frac{2v_2 U}{2g}\cos\alpha \quad (4)$$

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{Q}{1000} - \left(\frac{A}{1000} + h\right) + \frac{1}{2g}\left(v_1^2 - v_2^2\right) \quad (5)$$

Ist nun q das Gewicht eines Wassertheilchens, C die Centrifugalkraft so ist $L^c = \frac{q}{g}\frac{\omega^2 x^2}{x} = \frac{q}{g}\omega^2 x$

$$\int_{R_2}^{R_1} L\,dx = \int_{R_2}^{R_1}\frac{q}{g}\omega^2 x\,dx = \frac{q}{g}\omega^2\frac{1}{2}\left(R_1^2 - R_2^2\right)$$

$$= \frac{q}{2g}\omega^2\left(R_1^2 - R_2^2\right)$$

und es entwickelt diese Ablenkungskraft L^c eine Wirkungsgröße =

$$\frac{1000Q}{2g}\omega^2\left(R_1^2 - R_2^2\right) = \frac{1000Q}{2g}\left[v_1^2 - v_2^2\right]$$

Eigentlich wäre zu schreiben:

$$\frac{1000Q}{2g}u_1^2 = \frac{1000Q}{2g}u_2^2 + 1000Q\frac{Q}{1000} - 1000Q\frac{A}{1000Q} - 1000Qh + \frac{1000Q}{2g}\left(v_1^2 - v_2^2\right)$$

Es unterscheidet sich die Fourneyron'sche Turbine von der Jonval'schen einzig durch das letzte Glied $\frac{1}{2g}\left(v_1^2 - v_2^2\right)$.

$$v_1 = u, \quad ; \quad f = 0.$$

Addiren wir nun zu (2) die letzteren (4) & (5)

$$\frac{\cancel{U^2}}{2g} = \frac{\cancel{Q}}{1000} + H - \cancel{h} - \frac{\cancel{A}}{1000}$$

$$\frac{\cancel{u_2^2}}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{\cancel{U^2}}{2g} - \frac{2Uv_2}{2g}\cos\alpha$$

$$\frac{\cancel{u_1^2}}{2g} = \frac{\cancel{u_2^2}}{2g} + \frac{\cancel{Q}}{1000} - \frac{\cancel{A}}{1000} - \cancel{h} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$$

$$0 = H - \frac{Uv_2}{2g}\cos\alpha$$ für v_2 setzen wir den Werth aus Gleichung (3)

$$H = \frac{Uv_2\cos\alpha}{g} = \frac{UU}{g}\sin(\alpha+\beta)$$

$$= \frac{UU}{g}\frac{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}{\sin\beta}$$

$$U = \sqrt{gH \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)}} \quad \text{I.}$$

$$v_2 = U \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} = \sqrt{gH \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)} \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta}}$$

$$v_1 = \sqrt{gH \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha \sin\beta}} \quad \text{II}$$

$$u_2 = \sqrt{gH \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha} \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta}}$$

$$u_2 = \sqrt{gH \frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha \sin\beta \sin(\alpha+\beta)}} \quad \text{III.}$$

$$\frac{G}{1000} = \frac{A}{1000} + H + h - \frac{1}{2} H \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)} \quad \text{IV.}$$

diese Gleichungen sind desselben Inhalts wie die ersteren, nur in bequemere Formen gebracht.

$$v_1 - u_1 = v_2 \frac{R_1}{R_2} = \frac{R_1}{R_2} \sqrt{gH \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha \sin\beta}} \quad (\text{V})$$

$$\Omega = \frac{Q}{Uk} \quad (\text{VI})$$

$$\Omega_2 = \frac{\Omega U k}{u_2} = \Omega k \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \quad (\text{VII})$$

$$\Omega_1 = \frac{\Omega U k}{u_1 k_1} = \frac{\Omega U k}{v_1 k_1} \quad (\cancel{\text{VIII}})$$

$$\Omega_1 = \frac{\Omega U k}{v_2 \frac{R_1}{R_2} k_1} = \Omega \frac{U}{v_2} \frac{k}{k_1} \frac{R_2}{R_1}$$

$$\Omega_1 = \Omega \frac{k}{k_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad (\text{VIII.})$$

Regeln zur Berechnung einer Fourneyron'schen Turbine.

α & β sind ähnlich hier zu nehmen, wie bei der Jonval-Turbine, siehe Ref. Seite 177.

$\frac{Q}{R_2^2 \pi} = 1.1$ dieser Ausdruck sagt uns die Geschwindigkeit mit der das Wasser u. ist constant 1.1

von Redtenbacher angenommen nach Versuchen mit ausgeführten Constructionen.

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q}{1.1\pi}} = 0.538\sqrt{Q}.$$

α & β sind innerhalb gewisser Grenzen willkürlich. Wird α sehr klein angenommen, so wird der Schaufel-Raum sehr groß. Ist α groß, so gibt es leicht Mißverhältnisse. Gute Verhältnisse geben $\alpha = 25^0$.

β ist unter Umständen $= 60-90^0$ zu nehmen. Ist nun $\frac{R_1}{R_2}$ groß, so bekommen wir eine schwache Schaufelkrümmung was gut ist, es wird also das Wasser langsam abgelenkt, nur ist die Rbg etwas größer. Nehmen wir hingegen $\frac{R_1}{R_2}$ klein, so bekommen wir rapid gekrümmte Schaufeln, es wird also die Rbg eine geringere sein.

Wir müssen also ein solches Verhältniß aufsuchen, damit die Mißverhältnisse ein Minimum werden.

Nach empirischen Regeln hat Redtenbacher gefunden:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0.0045\,\beta^0}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Für die Schaufelkrümmung, nehmen wir nun entweder einen Kreisbogen, oder eine stetig gekrümmte Curve.

aus VIII folgt: $\Omega = s i \delta$, ; $s_1 i_1 \delta_1 = s i \delta \frac{k_2}{k_1}$;

$$\Omega_1 = s_1 i_1 \delta_1 \ ; \ \frac{R}{R_1} \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$

$$s_1 = s \frac{k_2}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R}{R_1} \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}.$$

die Geschwindigkeit des Rades am innern Umfang ist aber durch die vielen Störungen immer kleiner, als die theoretische Formel gibt; wir müssen dieselbe deßhalb mit einem Coefficienten multipliziren um das richtige Resultat zu erlangen.

Es ist also $v_1 = 0.707\sqrt{gH \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}}$

Das Güteverhältniß einer Turbine wird ausgedrückt durch: $y = \frac{Eu}{1000\,QH} = -2Ax + 2B\sqrt{x} + Cx^2$

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

Für v_0, d.h. wenn die Turbine leerläuft, ist die Geschwindigkeit derselben doppelt so groß als die vortheilhafteste Geschwindigkeit.

Diese allgemeine Theorie, siehe Red. Seite 179 ist auch anwendbar für die verschiedenen Modifikationen von Turbinen. In Bezug auf Anordnungen von Doppelturbinen ist zu sagen, daß sie derart construirt werden müssen, wie wenn auf jede die ganze Wassermenge und das Gefälle $\frac{H}{2}$ wirkte.

Partial Turbinen.

Es unterscheiden sich dieselben einzig und allein von den Vollturbinen, daß das Wasser hier nicht durch alle Kanäle einfließt. Es können dieselben kein so guten Effekt geben als die Vollturbinen und daher auch nicht den Anforderungen des besten Effektes nicht entsprechen.
Wir gehen nun über zur:

Theorie der Tangentialräder.

Es sind dieselben eigentlich dem Wesen nach nichts anderes als Fourneyron'schen Partialturbinen, indem sich der Einlauf nur auf einen kleinen Theil des Rades erstreckt. Es gibt nun verschiedene theoretische logische Möglichkeiten derselben.

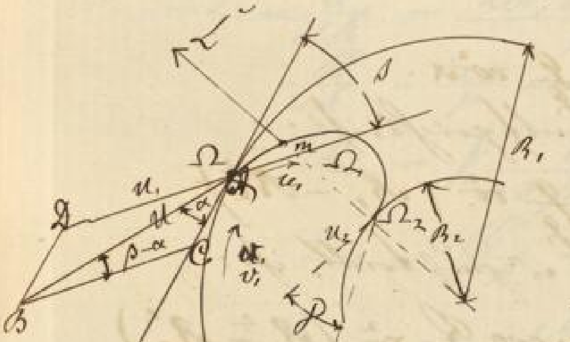
1.tens Können wir Räder construiren, bei welchen das Wasser von innen nach außen eintritt und zwar nur durch einen Theil.

2. Wäre es möglich, daß das Wasser am innern Umfang des Rades eintritt und innen austritt, ähnlich wie beim Poncelet Rad; ist aber nicht realisirbar.

3. Können wir das Wasser außen eintreten lassen, und am innern Umfange austreten.

4.tens Lassen wir das Wasser außen eintreten; außen austreten.

Bei 1) haben wir die Theorie der Fourneyron'schen Turbine. 2) ist nicht realisirbar. Es bleiben also noch 2 Fälle übrig. Betrachten wir also zunächst den 3ten Fall.



Es ist hier immer nur ein Theil des Rades mit Wasser gefüllt. Am innern Umfang herrscht atmosphärische Pressung daher die Geschwindigkeit AB mit welcher das Wasser eintritt

$$AB = \sqrt{2gH} \quad (1.)$$

Heißen wir nun Ω, Ω_1, Ω_2 die Querschnitte durch welche Wasser einströmt, so haben wir wiederum:

$$Q = \Omega U k = \Omega_1 U k = \Omega_2 U_2 k_2 \quad (2.)$$

Nehmen wir an, es trete das Wasser ohne Stoß ein, zerlegen AB in 2 Geschwindigkeiten AD & AC. So ist CA gleich der äußern Umfangsgeschw. des Rades $= v_1$, DA ist die relative Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser ins Rad eintritt.

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_1}{U} &= \frac{\sin\alpha}{\sin(\pi-\beta)} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\ \frac{v_1}{U} &= \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin(\pi-\beta)} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} \\ u_1^2 &= U^2 + v_1^2 - 2Uv\cos\alpha \end{aligned}\right\} \quad (3).$$

Wir müssen nun zu bestimmen suchen die relative Geschw. mit der das Wasser am innern Umfang ankommt. Würde das Rad ruhig, so würde $U = u_1$ sein; nun ist aber das Rad in Bewegung und sucht das Wasser hinaus zu schleudern. Wir finden die richtige Bewegung die ein Wassertheilchen gegen die Bahn macht, indem wir sie uns vollkommen übereinstimmend denken, mit derjenigen, wie wenn das Rad ruhig stünde, auf das Wassertheilchen aber eine Kraft gleich der Centrifugalkraft nach außen entgegenwirkt.

Es ist $L = \frac{q}{g} \times \frac{w^2 x^2}{x} = \frac{q}{g} w^2 x$.

die Wirkungsgröße welche L entspricht, ist:

$$\int L\,dx = \frac{q}{g} w^2 \int x\,dx = \frac{q}{2g} w^2 (R_1^2 - R_2^2)$$

die lebendige Kraft, mit der es austritt, ist:

$$1000\,Q\frac{U^2}{2g} - 1000\,Q\frac{u_1^2}{2g} - 1000\frac{Q}{2g} w^2 (R_1^2 - R_2^2)$$

$$u_2^2 = u_1^2 - (v_1^2 - v_2^2) \quad (4.)$$

Nun soll das Wassertheilchen ohne Geschwindigkeit austreten, wenn

$$\left.\begin{aligned} u_2 &= v_2 \\ \delta &= 0 \end{aligned}\right\} (5.)$$

$p = \frac{2R\pi}{ab}$, nun ist:

$\Omega = 2R_1\pi \sin\beta\,\delta$; wenn das Wasser ringsum einströmt.

$$\left.\begin{aligned}\Omega &= \frac{2R_1\pi \sin\beta\,\delta}{p}\\ \Omega_1 &= \frac{2R\pi \sin\beta\,\delta}{p}\\ \Omega_2 &= \frac{2R_2\pi \sin\beta\,\delta}{p}\end{aligned}\right\}\quad (6)$$

Wegen (5) folgt aus (4): $U_1 = v_1$

$$0 = U^2 - 2U v_1 \cos\alpha.$$

$$0 = U - 2v_1 \cos\alpha$$

$$\frac{U}{2\cos\alpha} = v_1 = \frac{\sqrt{2gH}}{2\cos\alpha}$$; Wegen $U_1 = v$ folgt

aus (1) $$\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta}$$

$$\alpha = \beta - \alpha$$

$$\beta = 2\alpha$$

Nehmen wir nun (2) & (6) zusammen, so folgt aus

(2). $$\Omega = \frac{Q}{Uk} = \frac{2R_1\pi \sin\alpha\,\delta}{p}$$

$$\frac{Q}{Uk} = \frac{2\pi}{p}\sin\alpha\, R_1^2\left(\frac{\delta}{R_1}\right)$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{Qp}{2\pi \sin\alpha\, Uk\left(\frac{R_1}{\delta}\right)}}$$

$$\Omega_2 = \frac{Q}{u_2 k_2} = \frac{Uk\, 2R_1\pi \sin\alpha\,\delta}{p\, u_2 k}$$

$$= \frac{2R_2\pi \sin\beta\,\delta}{p}$$

$$Uk\,\frac{R_1 \sin\alpha}{u_2 k_2} = R_2 \sin\beta$$

$$\frac{k}{k_2}\,\frac{U}{u_2}\,R_1 \sin\alpha = R_2 \sin\beta$$

$$\frac{k}{k_2}\,\frac{U}{v_2}\,R_1 \sin\alpha = R_2 \sin\beta$$

$$\frac{U}{v_1 \frac{R_2}{R_1}}\,R_1 \sin\alpha = R_2 \sin\beta$$

$$\frac{U}{v_1}\,R_1^2 \sin\alpha = R_2^2 \sin\beta$$

$$\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} R_1^2 \sin\alpha = R_2^2 \sin\delta$$

$$\frac{\sin 2\alpha}{\sin\alpha} R_1^2 \sin\alpha = R_2^2 \sin\delta$$

$$\sin\beta = \sin 2\alpha = \sin\delta \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \left(\frac{b_2}{b_1}\right)$$

$\frac{R_2}{R_1}$ ist innerhalb gewisser Grenzen willkürlich $\frac{3}{4} - \frac{4}{5}$
δ klein $15-20^\circ$.

$\beta = 4-5$, wenn nur 1 Einlauf, dagegen $2-4$, bei 2 Einläufen

$\frac{R_1}{r}$ willkürlich $= \frac{1}{4}$, $U = \sqrt{2gH}$.

Der 4te Fall wäre nun, daß das Wasser außen einströmend außen ausströme. Es bleiben in diesem Falle alle Gleichungen, bis auf (4) und es ist

$$u_2^2 = u_1^2 - (v_1^2 - v_2^2) = 0$$

Es muß die ganze relative Geschw. mit welcher das Wasser in das Rad eingetreten ist durch die Centrifugalkraft aufgehoben werden, und es bestimmt sich eine Wirkungsgröße, die gleich ist:

$$\frac{1000\,Q}{2g}(v_1^2 - v_2^2) = \frac{1000}{2g} Q c^2$$

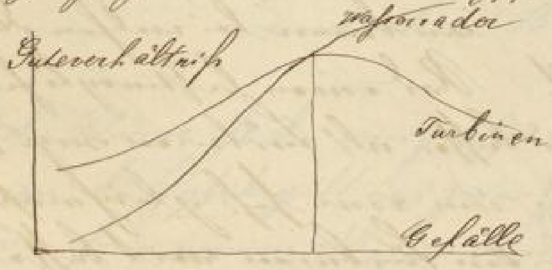
wobei c die Geschw. mit der das Wasser außen ankommt. Damit das Wasser ohne Geschwindigkeit austritt, muß sein $c = 0$, $\beta = 0$.

$$v_1^2 - v_2^2 = v_1^2 \; ; \; v_2 = 0.$$

Dies kann nicht sein und gienge nur dann an, wenn die Schaufeln bis zur Axe reichen würden.

Stellen wir nun einen Vergleich zwischen der Effektleistung von Wasserrädern und Turbinen graphisch dar, betrachten ersteren aber hier rein objectiv.

Das Güteverhältniss $\frac{En}{Ea}$ einer Wasserkraft, muss bei den Wasserrädern mit dem Gefälle, wie bei den versch. Arten derselben ersichtlich ist, und wir können mit oberschlächtigen Rädern einen Effekt von 80–85 % hervorbringen.



bei den Turbinen hingegen nimmt der Effekt mit dem Gefälle ab; denn es geben dieselben bei kleinem Gefälle einen guten, für mittlere Gefälle, einen recht guten Effekt.

Nun wird man bei gewissen Effekten & Gefällen, beides brauchen können. Veränderungen im Wasserzufluss haben bei den Wasserrädern keinen erheblichen Einfluss, bringen hingegen bei den Turbinen erhebl. Verluste her, es wäre also in dieser Hinsicht die Wahl eines Wasserrads vortheilhafter. Es sind also im Allgemeinen die

Wasserräder besser. Mit der Änderung des Gefälles, wächst oder nimmt die vortheilhafteste Geschwindigkeit der Turbine ab, bei wachsendem Wasserzufluss wird der Effekt bei Wasserr. schlecht.

Veränderung des Gefälles.

Das Gefälle wird in der Regel kleiner, wenn die Wassermenge zunimmt, sind nun Gefälle und Wasserzufluss gleichzeitig veränderlich, die Wassermenge also zunimmt, während das Gefälle abnimmt, so taugen Wasserräder besser als Turbinen.

Sind beide gleich groß, so können die Constructionselemente sehr abweichen, von denen bei welchen das Rad einen bestmöglichen Effekt gibt. Wasserräder sind besser als Turbinen anzuordnen. Handelt es sich nur um eine sehr gleichmäßige Bewegung, so sind für Fabriken Turbinen weit besser als Wasserräder. Was die Reibungswiderstände bei beiderseitigen Kraftmaschinen anbelangt, so werden sie ziemlich dieselben sein; jedoch verursachen die Stöße und Vibrationen, die bei schnelllaufenden Maschinen vorkommen eine größere Abz. der Effektverluste hier größer.
Für langsamgehende Arbeitsmaschinen, wie Pumpwerke sind Wasserräder besser; für schnelllaufende Arbeitsmasch. nimmt man besser eine Turbine. Die Kosten hinsichtlich der Wasserbaute werden wenig verschieden sein.
Es wächst jedoch der Kostenaufwand mit dem Gefälle & Wassermenge pro Pferdekraft bei Wasserrädern, während er bei den Turbinen abnimmt. Es sind im Allgemeinen die Turbinen billiger. Für kleine Kräfte wird das Wasserrad billig, die Turbine nie; für größere Kräfte wird die Turbine billiger. Was die Beschaffenheit des Wassers anbelangt, so haben Verunreinigungen desselben, durch Äste, Blätter, Baumzweige, etc keinen Einfluß auf das Wasserrad, für Turbinen aber mit kleinen Öffnungen, können Verstopfungen derselben eintreten und so eine Störung im Betriebe verursacht werden.

Theorie der Wärme

und ihre Benutzung.

Die Wärme ist der energischste Motor, den wir in der Technik kennen. Die Physik gibt uns zwar Thatsachen über dieselbe, ohne aber von ihrem innern Wesen Kenntniß zu ertheilen. Um diese zu erlangen gehen wir von der Atomistik aus, die uns lehrt wie die Körper zusammengesetzt werden und woraus wir Schlüsse ziehen können, aus welchen sich die vielen Erscheinungen erklären lassen, die in Folge der Wärme vor sich gehen. Siehe hierüber Redtenb. Prinzipien Abschnitt von Seite 27 §20 an.

Ein Gebilde solcher Attractiv- und Repulsivkräfte heißt Redtenbacher eine Dynamide. Der Gleichgewichtszustand ist nichts anderes als eine Gleichheit zwischen je 2 Dynamiden. Nun nimmt Redtenb. an, daß der Aether in dynamischer Hinsicht eine sehr große Rolle spielt. Bei der Mehrzahl der physikalischen Erscheinungen kommen solche Aetherschwingungen vor. Nehmen wir nun an, daß hiebei eine Störung des Dynamidensystems nicht stattfinde, kein Auflösen desselben eintrete, sondern nur ein Zittern in demselben, so handelt es sich zunächst um die verschiedenen Bewegungszustände, die der Aether bei diesem Zittern haben kann, es sind nun folgende Möglichkeiten vorhanden:

1) Ein regelmäßiges Durcheinanderwirren oder
2.) Eine ganz regelmäßige Bewegung ohne Ersteres und zwar:
a., Vibration nach radialer Richtung;
b., Rotirende Vibration und
c) Kreisende Verschiebungen des Aethers.

Endlich können 2 oder alle 3 dieser Vibrationen miteinander verbunden sein. Diese verschiedenen Erscheinungen, die man sonst gew. den Imponderabilien zuschreibt, beruhen auf den Schwingungen des Aethers. Im vollständigen Gleichgewichtszustand bringt der Aether auch nur keine Einwirkung hervor, denn wir erhalten nur dann Empfindungen, wenn der Aether in schwingender Bewegung sich befindet und zwar müssen wir annehmen, dass der Aether außer uns den in unseren Nerven in schwingende Bewegung versetzt. Aber auch nicht jede Art von Aetherschwingungen verursacht in unserem Nervensystem Empfindungen, sondern nur eine radiale, pulsirende Aetherschwingung. Diese Annahme ist aber nicht eine willkürliche, sondern sie folgt daraus, dass die Wärme die Körper ausdehnt und sie also auch Schwingungen beruhen muss, die eine Ausdehnung bewirken und Aggregatzustände ändern, welches aber nur bei der pulsirenden Bewegung des Aethers möglich ist. Ferner ist an einem Orte Wärme, wo der Aether in radialer Richtung schwingt u. diese Wärme wird empfunden, wo die Nervenenden, denen die Schwingungen angehören, solche eines empfindenden Körpers sind.

<u>Begriff von Temperatur</u>. Nach der gew. Ansicht ist Temperatur die Intensität eines erwärmten Zustandes. Wenn der Aether ganz ruhig ist, so ist keine Temp. da, oder es ist der Nullpunkt vorhanden. Schwingt er schwach, so ist nur schwache Empfindung (niedere Temp.) und bei sehr raschen Schwingen ist eine hohe Temp. (starke Empfindung) vorhanden.

Suchen wir nun die Temp. nach unserer Auffassung zu messen. Man kann sich denken, dass die Temp. gemessen wird durch die Geschw. eines jeden Atomes in der Aetherhülle oder auch nach der 2ten oder höheren Potenz dieser Geschwindigkeit. Diese Potenz auszumitteln, ist der Wissenschaft bis jetzt noch nicht gelungen. Ferner ist denkbar, daß die Dichte und Nebeneinanderlagerung der Atome auf die Intensität der Temperatur Einfluß habe. Redtenbacher hat in Uebereinstimmung mit Thatsachen gefunden, daß die Temperatur an einer bestimmten Stelle nach der lebendigen Kraft des einzelnen Aetheratomes zu messen sei. Ist nun μ der wahre Werth eines einzeln. Aetheratomes und U der mittlere Werth der Geschwindigkeit, mit der das Atom in zitternder Richtung schwingt, so ist μU^2 die lebendige Kraft, die dem Aetheratome entspricht und ist T die Temperatur, die der Schwingungsgeschwindigkeit entspricht, so ist

$\mu U^2 = kT$, worin k eine noch zu bestimmende Constante ist. Ist $T = 1$, so ist

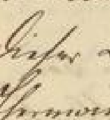
$$k = \mu U^2.$$

d.h. es ist k die lebendige Kraft in einem einzelnen Atome bei einer Temperatur von 1° u. einer Schwingungsgeschwindigkeit U. Dieser Begriff von Temperatur u. diese Formale sind für das Thermometer einzurichten. Ist t die Temp. nach dem 100theiligen Therm., U die Schwingungsgeschw. bei dieser Temperatur, $t°$ und U_0 die bei 0°, so ist

$$kt = \mu(U^2 - U_0^2)$$

<u>Begriff von Atomvolumen</u>. Man versteht darunter den Raum, den nur ein einzelnes Körperatom enthält. Enthält ein Körper

V



$\frac{V}{x} = v$

= Atomvolumen.

x Atome, so läßt sich dieses x in folgender Weise ausdrücken:

Ist Q das absolute Gewicht des ganzen Körpers, u. q das

das absolute Gewicht eines einzelnen Körperatomes, so ist:

$$x = \frac{Q}{\frac{V}{q}} \text{ oder weil } \frac{V}{x} = v, \text{ ist auch}$$

$$v = \frac{V}{\frac{Q}{q}} = \frac{V}{Q} q = \frac{q}{\frac{Q}{V}}.$$

$\frac{Q}{V}$, ist aber nichts anderes, als das spez. Gewicht des Körpers; heißt man dieses s, so ist

$$v = \frac{q}{s}.$$

Dies s ist für die mannigfaltigsten Stoffe bestimmt worden, q ist zwar nicht geradezu bekannt. Die chemischen Aequivalentzahlen geben aber die relativen Werthe, bei denen $H = 1$ zu Grunde gelegt ist. Ist a ein solches Aequivalentgewicht für einen gewissen Stoff, so besteht also die Gleichung:

$q = f a,\ q_1 = f a_1,\ q_2 = f a_2 \ldots$, wenn f eine Const. ist

$$v : v_1 : v_2 : \ldots = f\frac{a}{s} : f\frac{a_1}{s_1} : f\frac{a_2}{s_2} : \ldots \text{ oder}$$

$$v : v_1 : v_2 : \ldots = \frac{a}{s} : \frac{a_1}{s_1} : \frac{a_2}{s_2} : \ldots$$

Redtenbacher hat diese Werthe für die Gase gerechnet und ein bestimmtes Atomvolumen gefunden. Für die festen Stoffe herrscht nach den Untersuchungen keine Gesetzmäßigkeit.

Wärmekapacität. Diese Benennung kommt daher, dass um verschiedene Körper zu erwärmen, auch versch. Wärmemengen nöthig sind. So braucht man zur Erwärmung des Chlorgases wenig, zu der des Sauerstoffs etwa doppelt so viel u. zu der des Wasserstoffgases ungefähr 15 mal mehr als für das Sauerstoffgas nöthig ist. Dies hat die Physiker zu dem Ausdrucke Wärmemenge gebracht und haben die Menge, die nöthig ist, um 1 Kilo eines Stoffes um 1° zu erhöhen Kapacität genannt u. als Einheit sie für die Wärmemenge genommen, die nöthig ist, um 1 Kilo Wasser um 1° zu erhöhen. Die Physiker sahen sich aber gezwungen, bei den Gasen 2

Wärmecapacitäten anzunehmen. Man kann nämlich ein Gas erwärmen ohne Volumsveränderung zuzulassen, was die Capacität bei constantem Volumen genannt haben, man kann aber auch ein Gas erwärmen u. eine Ausdehnung desselben zulassen, indem wir es dem atmosph. Druck aussetzen und dies nennt man die Capacität bei constantem Druck und variablem Volumen. Die Wärmemenge für die letztere Art der Erwärmung ist größer als die für die erstere. Diese 2 Capacitäten nennt man empirische, bezeichnen wir die erstere mit L und die letztere mit L_1, so ist

$$L < L_1,$$

doch für unsere Zwecke genügt dies nicht. Unter unserer rationellen Capacität, wie die nach unserer Theorie heißen soll, versteht man die Anzahl der Aetheratome, die in der Gewichtseinheit eines Stoffes enthalten sind, wir bezeichnen sie mit c. Dieses L ist dem L analog, jedoch nicht dem L_1 welche einen complizirteren Prozeß misst. $\frac{L}{c}$ ist immer eine konstante Größe.

<u>Dichte</u> des <u>Aethers</u>. Man versteht darunter die Anzahl der Atome die in der Volumeneinheit eines Stoffes enthalten sind.

Ist Δ die Dichte, d.h. die Anzahl der Atome in einer Kub. Einheit,
Δ die Anzahl der Aetheratome in s Kilg. Gewicht und
c die Anzahl der Aetheratome in 1 Kilg. Gewicht, so ist:

$$\frac{\Delta}{c} = \frac{s}{1}, \text{ wo } s \text{ das spez. Gew. ist bedeutet.}$$

$$\Delta = sc;$$

dieses c ist nicht bekannt, wohl aber L u. L_1. Führen wir dies in die Gleichg. ein, so erhalten wir:

Ist $\frac{L}{c} = \frac{1}{m}$; $c = mL$, also:

$$\Delta = msL.$$

Bildet man z. B. diese Produkte für Gase, so erhält man stets die selben halten; denn sL ist konstant.

Erwärmung einer Dynamide. Jede Dynamide enthält eine gewisse Anzahl von Aetheratomen, sie heiße i, q sei das absolute Gewicht des Körperatoms. Enthält dieser Körper von 1 Kilg. Gewicht x Körperatome, so ist:

$$xq = 1, \text{ somit}$$

1 Kilg Gewicht

$$x = \frac{1}{q}$$

In einer Dynamide sind also $\frac{1}{q}$ Aetheratome, folglich enthält die Gewichtseinheit $i \times \frac{1}{q}$ Aetheratome, es muss sein:

$$i \times \frac{1}{q} = c.$$

$$i = cq.$$

Nun sind die Werthe von c & q nicht bekannt, sond. nur die relativen. Ist L die sp. Cap. und Q das sp. Aequivalentgewicht, so ist:

$$i = \left(\frac{c}{L}\right)\left(\frac{q}{Q}\right) L Q.$$

Da $\frac{c}{L}$ und $\frac{q}{Q}$ konstante Größen sind, so ist auch:

$$i = m L Q.$$

Für einen andern Stoff: $i_1 = m L_1 Q_1$ also:

$$i : i_1 : i_2 : \dots = LQ : L_1 Q_1 : L_2 Q_2 : \dots$$

Diese Zahl ist bei allen Gasen gleich groß. Wenn man cq für die einfachen Stoffe sucht, so kommt überraschender Weise fast stets die gleiche Zahl heraus.

Lösung von Aufgaben

1.) Erwärmung eines Körpers ohne Ausdehnung. Dies kann bei Gasen geschehen, indem man es nur in ein Gefäß einschließt. Die Spannung desselben sei U, entsprechend der Temp. t_1; nun bringen wir das Gefäß an einen Ort von höherer Temperatur. Außerhalb des Gefäßes

befindet sich der Äther in heftiger Schwingung, die sich an die Wand, u. von der an das Gefäß fortpflanzt, so daß der Äther im Gase nun die Schwingungsgeschwindigkeit U mit der Temperatur t [illegible], q sei das abs. Gewicht eines Körperatoms, so ist $\frac{Q}{q}$ die Anz. der Körperatome in Q Kilg. Stoffes oder die Anz. der Gasmoleküle; $\frac{Q}{q}i$ ist die Anz. der Ätheratome und $\frac{Q}{q}i\mu$ die Masse des Äthers u. $\frac{Q}{q}i\mu U_1^2$ ist die lebendige Kraft vor der Erwärmung u. $\frac{Q}{q}i\mu U^2$ die leb. Kft nach derselben, folglich $\frac{Q}{q}i\mu(U^2-U_1^2)=W$.

die leb. Kraft, die in das Gas dringen müßte, um die Schwingungsgeschwindigkeit U_1 auf U zu erhöhen. Es ist nun:

$$k t_1 = \mu(U_1^2 - U_0^2)$$ wobei U_0 dem 0° des angen. Therm. entspricht.

$$k t = \mu(U^2 - U_0^2)$$

$$k(t - t_1) = \mu(U^2 - U_1^2)$$

$$W = Q\frac{i}{q}k(t-t_1) \quad ; \frac{i}{q} = c$$

$$W = Qkc(t-t_1)$$

d.h. die in Kilgmet. ausgedrückte Wirkgsgröße, um das Gas aus der Temp. t_1 in die t zu bringen. Ist L die spezif. Kapacität bei constantem Volumen, so ist auch:

$$W = Q\left(\frac{c}{L}\right)kL(t-t_1)$$

$$\frac{c}{L}k = K, \text{ somit}$$

$$W = QKL(t-t_1)$$

$QL(t-t_1)$ ist nichts anderes als die Wärmemenge der Physiker. Nehmen wir 1 Kilg Gewicht eines Stoffes, dessen Kap. = 1 ist u. ertheilen ihr eine Temperaturerhöhung um 1°, so wird

$$W = K.$$

da in diesem Falle ja $Q=1$, $L=1$, $t-t_1=1$ ist. Es geht hieraus hervor, daß dieses K eine absolute Constante ist. Wir setzen vorläufig $K = 424.$

$L = 0{\cdot}11$ (V. Ref. Seite 181). $T - t = 35^\circ$; also:

$W = Q L^2 K (T - t) = 265 \times 0{\cdot}11 \times 35 \times 424 = 432480$ KG Meter.

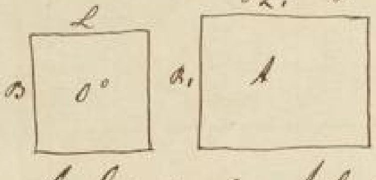
Ausdehnung der Körper durch die Wärme.

Das Gesetz der Ausdehnung läßt sich nicht berechnen, darum müssen wir uns an die Erfahrung halten. Ohne Erfahrung zu berücksichtigen, lehrt uns die Natur der Sache, daß eine homogene Substanz, die nach allen Richtungen gleiche Elastizität hat, nach allen Seiten sich gleichmäßig ausdehnen wird. Anders aber ist es bei krystallinischen Körpern, und allen organischen Gebilden. Nur haben wir hauptsächlich mit der ersten Sorte zu thun. Die Größe der linearen Ausdehnung bei diesen letzteren ist der Temperaturänderung proportional. Ist L die Länge & die Temperaturänderung eines Stabes t, so ist

$$L_1 = L + \alpha L t = L(1 + \alpha t)$$

$$\alpha = \frac{L_1 - L}{Lt}$$

Das Gesetz ist nur annähernd richtig und bei hohen Temperaturen erfolgt die Ausdehnung nach einem andern bis jetzt unbekannten Gesetze. Nach Obigem ist

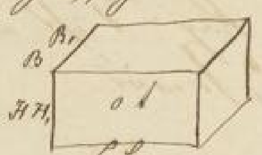


1) $L_1 = L(1 + \alpha t)$

$B_1 = B(1 + \alpha t)$

$B_1 L_1 = BL(1 + \alpha t)^2 = BL(1 + 2\alpha t + \alpha^2 t^2)$

Da das α eine sehr kleine Größe, so darf man sein Quadrat vernachlässigen und setzen $B_1 L_1 = BL(1 + 2\alpha t)$



2) Ein parallelepipedischer Körper werde durch die Wärme von 0° auf t° so ausgedehnt, daß L in L_1, B in B_1, und H in H_1 übergeht. Es ist

$L_1 = L(1 + \alpha t)$

$B_1 = B(1 + \alpha t)$

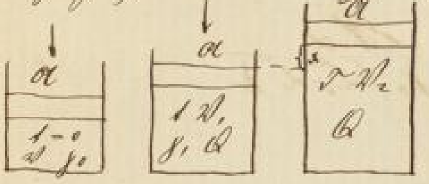
$H_1 = H(1 + \alpha t)$

$$L_1 B_1 H_1 = LBH(1+\alpha t)^3$$ oder aus obigem Grunde
$$L_1 B_1 H_1 = LBH(1+3\alpha t)$$
$$V_1 = V(1+3\alpha t)$$

Bei Gasen gibt man den linearen Ausdehnungscoefficienten α nicht an, sondern gleich 3α, bei den festen Körpern hingegen gibt man α an, (Siehe Ref. Seite 186.) Für die Metalle sind die Koeffizienten in den Ref. (S. 186.) enthalten und zwar ist hier nicht α angegeben, sondern stets 100α, so z. B. für Gußeisen $\frac{1}{900}$, d. h. ein Stab von 900 Cent. Länge von 0°–100° erhitzt, dehnt sich um 1 cm aus. (187 Ref.) enthält die Ausdehnungskoeffizienten für einige Gasarten, sie wurden von Regnault bestimmt u. ihre außerordentlich geringe Verschiedenheit läßt auch kleine Ungenauigkeiten in den Untersuchungen u. darauf schließen, daß die Gase alle gleichmäßig ausdehnbar sind.

Schwindmaaß. dieses bezieht sich auf die schmelzbaren Metalle. füllt man eine Sandform ganz mit flüssigem Gußeisen aus und läßt dies erstarren, so erhält man einen Stab, der kürzer als die Sandform ist. diese Verkürzung nennt man Schwinden u. die hierfür geltenden Koeffizienten sind (S. 187 in den Ref.) angegeben.

Bestimmung des Werthes von A, d. h. der Wirkungsgröße, die nöthig ist um 1 Kilg Wasser um 1° zu erhöhen. Man hat es



Wärmeäquivalent genannt. Heißen wir γ_0 das Gew. von 1 Cubikm. Luft bei 0° Temperatur und A den atmosph. Druck auf den Kolben, V das Volumen, so ist $Q = \gamma_0 V$ das Gewicht.

Bei der Erwärmung tritt nun Ausdehnung ein, so daß V zu V_1 wird.

und ist $\quad V_1 = V(1+\alpha t)$ nach dem Obigen, somit ist:

$$V_1\gamma_1 = V(1+\alpha t)\gamma_1 = \gamma_0 V.$$

$$\gamma_1 = \frac{\gamma_0}{1+\alpha t} \quad \text{und}$$

$$Q = \frac{\gamma_0}{1+\alpha t} V_1 = \frac{\gamma_0}{1+\alpha T} V_2$$

$$V_2 = V_1 \frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}$$

$$V_2 - V_1 = V_1 \frac{1+\alpha T}{1+\alpha t} - V_1 = V_1\left(\frac{1+\alpha T}{1+\alpha t} - 1\right)$$

$$= V_1 \frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}$$

$$V_2 - V_1 = \frac{Q}{\gamma_0}\alpha(T-t) = Q\frac{\alpha}{\gamma_0}(T-t)$$

Wenn das Volumen V_1 durch die Wärme bis zu V_2 ausgedehnt wird, so muss der atmosphärische Druck überwunden werden, welcher Arbeit eine Wirkungsgröße entspricht, die wir berechnen wollen. Sei A der Druck, Ω der Querschnitt des Cylinders und x der Weg welchen der Kolben zurückgelegt hat, so muss sein:

$$\Omega A x = A(V_2 - V_1)$$

$$\Omega A x = A Q \frac{\alpha}{\gamma_0}(T-t)$$

Um ein Gas zu erwärmen u. auszudehnen braucht man die Wirkungsgröße $QLk(T-t) + AQ\frac{\alpha}{\gamma_0}(T-t)$ oder auch die $QL_1k(T-t)$; daraus besteht die Gleichung:

$$(T-t)QLk + AQ\frac{\alpha}{\gamma_0}(T-t) = QL_1k(T-t)$$

$$Lk + A\frac{\alpha}{\gamma_0} = L_1k.$$

$$(L_1 - L)k = A\frac{\alpha}{\gamma_0}, \quad k = \frac{A\alpha}{\gamma_0(L_1 - L)}$$

$$k = \frac{A\alpha}{\gamma_0 L\left(\frac{L_1}{L} - 1\right)}$$

In dieser Gleichung ist nun Alles bekannt, so dass wir k daraus bestimmen; es ist nämlich:

$\alpha = 0{\cdot}00367$, $E = 0{\cdot}0234$, $\rho_0 = 1{\cdot}243$, $L = 0{\cdot}2377$, $L_1 = 0{\cdot}686$ und es wird folglich:

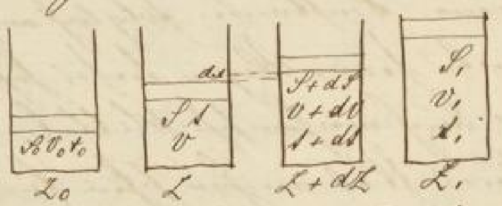
$$K = 424 \text{ Kilogram Meter.}$$

Ist die Theorie richtig, so muß sich für jeden Versuch bei jedem Gase für K ein & derselbe Werth finden, α ist nahezu ganz constant; ρ_0 und L sind sehr variable Größen; aber ihr Produkt $\rho_0 L$ ist nach unserer Theorie nichts Anderes als die Dichte des Aethers und diese ist constant, $\frac{L_1}{L} - 1$ ist nach den Versuchen von Regnault ebenfalls eine Constante; folglich muß nothwendigerweise K eine Constante sein. Wegen dieses hohen Werthes von K ist es sehr schwierig durch mechanische Mittel Wärme zu erzeugen. Etwas Anderes ist es mechanischen Einrichtungen die Wirkungen der Wärme mitzutheilen.

Dadurch stellen sich für die Technik außerordentliche Vortheile heraus. Diese Wärme nun in Arbeit umzuwandeln ist unsere Aufgabe, d.h. wir müssen (nach unserer Theorie gesprochen), die lebendige Kraft, die durch die Schwingungen des im Körper enthaltenen Aethers entsteht, in Körperschwingungen u. in die Form von mechanischer Arbeit bringen, wenn wir eine Bewegung hervorbringen wollen. Die Mittel, die wir hiezu besitzen sind noch äußerst unvollkommen. Leicht ist es wohl mit den jetzigen Mitteln das Entziehen der Wärme; aber die Umwandlung derselben in mechanische Arbeit ist äußerst schwierig und das einzige Mittel kennt man bis jetzt das Expandiren der Gase. Mit der leb. Kraft die hiedurch entsteht, können wir zwar Kolben treiben, aber auch dieses Mittel ist schwach. Die calorischen Maschinen, die in dieser Beziehung gewirkt haben, sind noch sehr unvollkommen.

die Schwierigkeit dieser Umwandlung in Arbeit liegt in den eigenthümlichen Molecularschwingungen des Stoffes. Hier verhält es sich nämlich ähnlich wie mit dem Wasser.

1) Es sei in ein Gefäß ein Volumen Luft eingeschlossen, das sich mit der Veränderung der Temperatur auch ändert. Wir können z. B. nach der Wärmemenge fragen, die nöthig ist, um das Volumen aus irgend einem Zustand in irgend einen andern zu bringen. Bezeichnet S die Spannkraft im Innern des Gefäßes, d. i. den Druck auf 1 □ Meter, nachdem wir das Gefäß schon erwärmt haben, so daß S_0



in S, V_0 in V, und t_0 in t übergeht; erwärmen wir jetzt die Luft im Zustande Z noch um unendl. wenig, so daß sie in den Zustand Z + dZ (S in dS, t in dt, V in dV) übergeht und erwärmen schließlich noch einmal, bis die Spannkraft S_1, das Volumen V_1 und die Temperatur t_1 erreicht und die Luft in den Zustand Z_1 gekommen ist, so muß das Gas aus dem Zustande Z_0 bis in den Z_1 durch Z und Z + dZ hindurchgegangen sein. Sei dW die Wärmemenge, die die Luft aus dem Zustand Z in den Z + dZ bringt, k dW die hiezu in Kilogrammetern ausgedrückte Arbeitsgröße, so ist:

$$k\,dW = k\,Q\,L\,dt + \Omega\,S\,dx$$

das 1te Glied der rechten Seite der Gl. drückt die Erwärmung aus, das 2te die Ausdehnung.

$$\Omega\,dx = dV.$$

$$k\,dW = Q\,L\,k\,dt + S\,dV. \quad (1)$$

Nehmen wir nun an, das Gesetz von Gay-Lussac und Mariotte über die Ausdehnung seien in vollkommener Richtigkeit, was aber nicht absolut wahr ist, da sie für sehr hohe Pressungen nicht mehr gelten, so ist:

$$Q = \frac{S}{\mathfrak{A}} \frac{s_0}{1+\alpha t} V \quad (2) \text{, hieraus}$$

$$S = \frac{\mathfrak{A}}{s_0} Q \frac{1+\alpha t}{V} \quad (3.)$$

$$dW = Q\left[\frac{\mathfrak{A}(1+\alpha t)}{s_0 k} \frac{dV}{V} + L dt\right] \quad (4.)$$

Wenn sich die Temperatur nicht ändert, so wird $dt = 0$; folglich:

$$dW = \frac{Q\mathfrak{A}(1+\alpha t)}{s_0 k} \frac{dV}{V}$$

$$W = \frac{Q\mathfrak{A}(1+\alpha t)}{s_0 k} \int \frac{dV}{V} = \frac{Q\mathfrak{A}(1+\alpha t)}{s_0 k} \log nat V + C.$$

Das Integral ist, sofern sich die Temp. nicht ändert von V_0 bis V_1 zu nehmen und es wird:

$$W = \frac{Q\mathfrak{A}}{s_0 k}(1+\alpha t) \log nat\left(\frac{V_1}{V_0}\right)$$

Aus (3) $S_0 = \frac{1+\alpha t_0}{V_0} \frac{Q\mathfrak{A}}{s_0}$;

$$\frac{Q\mathfrak{A}(1+\alpha t)}{s_0} = S_0 V_0 \text{, somit:}$$

$$W = \frac{S_0 V_0}{k} \log nat\left(\frac{V_1}{V_0}\right)$$

2.) Die Wände des Gefäßes sollen keine Wärme weder eindringen noch entweichen lassen, sondern wir lassen nur die Luft sich ausdehnen. Für diesen Akt muß nun $dW = 0$ sein. Wir können nun fragen, wie erfolgt die Ausdehnung u. Temperaturänderung, während die Luft aus dem Zustand L_0 in den Zustand L_1 übergeht. Die Gleichg (4) gibt

$$\frac{\mathfrak{A}(1+\alpha t)}{s_0 k} \frac{dV}{V} + L dt = 0$$

$$\frac{dt}{1+\alpha t} = -\frac{\mathfrak{A}}{s_0 k L} \frac{dV}{V}$$

$$\frac{1}{\alpha}\log nat(1+\alpha t) = -\frac{A}{\gamma_0 k L}\log nat V + Cons;\ \text{für } t_0:$$

$$\frac{1}{\alpha}\log nat(1+\alpha t_0) = -\frac{A}{\gamma_0 k L}\log nat V_0 + Cons;\ \&\ \text{für } t_1:$$

$$\frac{1}{\alpha}\log nat(1+\alpha t_1) = -\frac{A}{\gamma_0 k L}\log nat V_1 + Cons$$

diese beiden letztern Gl. ziehen wir von einander ab.

$$\frac{1}{\alpha}\log\left(\frac{1+\alpha t_0}{1+\alpha t_1}\right) = \frac{A}{\gamma_0 k L}\log nat\frac{V_1}{V_0}$$

$$\frac{1+\alpha t_0}{1+\alpha t_1} = \frac{V_0}{V_1}^{\frac{A\alpha}{\gamma_0 k L}}$$

$$k = \frac{A\alpha}{\gamma_0(L_1-L)},\quad \frac{\alpha A}{\gamma_0 k L} = \frac{L_1}{L} - 1,\ \text{demnach:}$$

$$\frac{1+\alpha t_0}{1+\alpha t_1} = \frac{V_0}{V_1}^{\frac{L_1}{L}-1}\quad (A.)$$

Vermöge (2.): $1+\alpha t_0 = \frac{S_0\gamma_0 V_0}{QA}$; $1+\alpha t_1 = \frac{S_1\gamma_1 V_1}{QA}$

$$\frac{1+\alpha t_0}{1+\alpha t_1} = \frac{S_0 V_0}{S_1 V_1}\ \text{und}\ \frac{S_0}{S_1} = \frac{V_1}{V_0}\left\{\frac{1+\alpha t_0}{1+\alpha t_1}\right\}$$

$$\frac{S_0}{S_1} = \frac{V_1^{\frac{L_1}{L}}}{V_0}\ \text{---}\ (B.)$$

Führen wir statt der Volumina die Luftdichten ein und heißen die für die Temperatur t_0, Δ_0 und Δ_1 die für die Temperatur t_1, so ist:

$$\frac{V_1}{V_0} = \frac{\Delta_1}{\Delta_0};\ \text{somit ist auch:}$$

$$\frac{1+\alpha t_0}{1+\alpha t_1} = \frac{\Delta_0}{\Delta_1}\ \text{---}\ (C.)$$

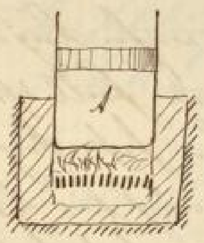
$$\frac{S_0}{S_1} = \frac{\Delta_0}{\Delta_1}^{\frac{L_1}{L}}\ \text{---}\ (D.)$$

Diese Resultate hat schon vor langer Zeit Poisson gefunden, aber auf einem so eigenthümlichen Wege, daß sie gar nie beachtet wurden. Redtenbacher nennt sie das potenzirte

Mariotte'sche Gesetz.

Wäre nämlich $\frac{L_1}{L} = 1$ d. i. $L_1 = L$, so wäre $\frac{S_0}{S} = \frac{\Delta_0}{\Delta_1}$, d. h. es verhielten sich die Spannkräfte wie die Dichten, was aber gerade das Mariotte'sche Gesetz. Weil aber $\frac{\Delta_0}{\Delta_1}$ noch den Exponenten $\frac{L_1}{L}$ hat, so hat Redtenbacher es mit Recht das potenzirte genannt. Dieses Gesetz ist für die kalorischen Maschinen von der größten Wichtigkeit.

3.) Wenn wir ein Gefäß einmauern und einen Rost legen und erwärmen, so geht ein complizirter Prozeß vor sich.



Ist t. die Temp. im Cylinder und T die am Boden, so drückt sich die Wärmemenge aus:

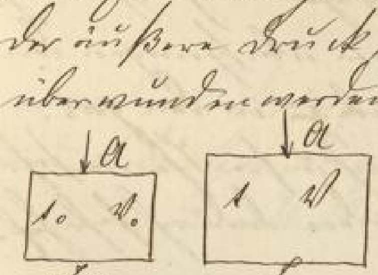
$$\alpha \Omega (T-t)\, dZ = dW,$$

worin α die bekannte Constante, Z die Zeit ist um die Luft aus dem Zustand Z_0 in den Z und dZ die Zeit, um sie aus dem Zustand Z in den Z + dZ zu bringen. Bewegt sich der Kolben gleichförmig, so ist

$$dV = \Omega c\, dZ.$$

worin c die Geschwindigkeit des Kolbens und dV die Volumänderung ist $\quad \Omega c Z = V.$

<u>Erwärmung fester Körper.</u> Das bisher entwickelte dW gilt nur für gasförmige Körper, weil bei diesen durch Erwärmung & Ausdehnung der innere Molekülarbau keine Änderung erleidet. Bei den festen Körpern aber tritt zuerst eine Erwärmung ein, wodurch sich derselbe ausdehnt, wobei der äußere Druck, aber auch die innern Molekülarkräfte überwunden werden müssen. Es ist:



$K.\, W = W_1 + W_2 + W_3$ worin W die Wirkungsgröße ist, um die Schwingungen der Aethers zu erhöhen.

W_2 die Wirkungsgröße, um den äußern Druck zu überwinden und W_3 die Wirkungsgröße um die innern Molekularkräfte zu überwältigen.

Daraus geht hervor, daß die Wärmecapacitäten der Physiker bei den festen Körpern keine solchen, sondern in der That Wirkungsgrößen sind. Eigentlich ist zu schreiben:

$$K W = Q L K (t - t_0) + W_2 + W_3$$

$$K W = Q K L_1' (t - t_0), \text{ wo also ist}$$

$$L_1' = L + \frac{W_2 + W_3}{t - t_0},$$

wo L die wahre Capacität. Das L_1 ist keine wahre Capac. diese Cap. sollte, wie dies auch bei den Gasen der Fall ist, eine constante Größe sein; weil es aber bei den festen Körpern keine wahre Capacität gibt, haben die Physiker auch für L_1, welches sie übrigens Capac. nannten, gefunden, daß sich dieses L_1 mit der Temperatur ändert. Dieses 2te Glied $\frac{W_2 + W_3}{t - t_0}$ ist nie besonders groß, da der Elasticitätsmodul in der Regel sehr groß ist; sonst würde der Fehler, den die Physiker hiebei gemacht haben, weit viel größer geworden sein.

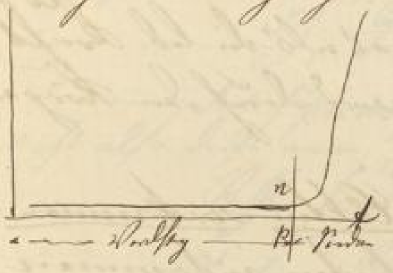
Änderung der Aggregatzustände.

Wenn die Erwärmung einen gew. Grad der Temp. erreicht, so ändert sich der Aggregatzustand; so geht Wasser bei gew. niederer Temperatur aus dem tropfbar flüssigen in den festen und bei hoher Temperatur in den gasförmigen Zustand über. Alle tropfbar flüssigen Substanzen gehen in gasförmigen Aggregatzustand über. Manche feste Körper überspringen den tropfbar flüssigen Zustand und gehen gerade zu in den gasförmigen über. Diese Änderungen sind nach unserer Theorie sehr begreiflich, weil der Aether in den Dynamiden dadurch sehr sch-

tigen Schwingungen erleidet, dieselben vermöge der Repulsivkraft des Aethers die Oberhand gewinnt.
Die Temperatur, bei der ein fester Körper flüssig wird, heisst seine <u>Schmelztemperatur</u>; diese tritt stets plötzlich ein.
Am deutlichsten zeigt sich dies bei den Metallen.
Manche Körper aber, wie Wachs, gehen nach und nach in den tropfbar flüssigen Zustand über. Hier ist aber auch von einer eigentl. Schmelztemp. nicht die Rede. Die Grenze derselben ist nicht genau zu bestimmen. Sie kann für jede einzelne Substanz nur durch Erfahrung bestimmt werden. (Ref. S. 188.) Daraus geht hervor, dass diese Schmelzpunkte sehr versch. sind und für die Legirungen besonders von hoher Wichtigkeit sind. Da der Ausdehnungscoeffizient der Luft $\alpha = 0{\cdot}003670$, so ist

$$\frac{1}{\alpha} = 272$$

der wahre und absolute Nullpunkt.
Der Siedpunkt ist unbestimmt; denn es findet ein allmähliger Uebergang aus der Verdunstung in das Sieden statt, wie gegenwärtige Kurve zeigt, worin n der Uebergangspunkt ist.



<u>Wärmemenge, die zur Änderung eines Aggregatzustandes nöthig ist.</u>

Nehmen wir Eisen und bringen es zum Schmelzen, indem wir Wärme hineinleiten und zwar so viel, dass der Körperatome Attraktivkraft aufhört, so dass:

$$KW = m + nt.$$

wo m die Kraft, um die Attraktivkraft der Körperatome aufzuheben und nt die Höhe der zu diesem Zwecke erforderlichen Temperatur.

$$KW = m + L\,Kt.$$

$$W = \frac{m}{k} + Lt \;;\; W = A + bt.$$

das A wird für jede Substanz einen andern Werth haben, weil es von der Cohäsionskraft abhängt; L ist aber von der Wärmecapacität des einzelnen Stoffes abhängig; es ist dasselbe bis jetzt noch nicht untersucht worden; ist nur bekannt für das Wasser. Die ersten Versuche hierüber hat Watt gemacht und wollte eine best. Wärmemenge ausdrücken dafür, um 1 Kilg. Wasser von 0° temp. in Dampf zu verwandeln und fand als nöthig 650 Wärmeeinheiten. Man sah dies bald als nicht vollständig richtig an und Clement fand 550 + t; Pambour fand wie Watt & Parkes auch 650. Erst Regnault hat sehr genaue Versuche angestellt und gefunden: 606·5 + 0·305 t. Da aber t gewöhnlich 100° ist, so treffen die Regeln so ziemlich alle zusammen und der Unterschied ist nicht bedeutend.
Für die praktischen Rechnungen benutzen wir die Watt'sche Regel u. für genaue theoretische Untersuchungen die Resultate von Regnault.

<u>Die latente Wärme</u> ist nichts Anderes als die leb. Kraft im Innern der Körper, die consumirt wird durch den Körper selbst.

<u>Wärmequantitäten, die bei chemischen Akten vorkommen.</u>

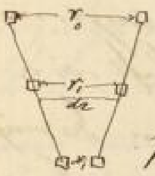
Wir denken uns einige Substanzen treten zusammen, die chemisch mit einander verwandt sind und nehmen an, daß dadurch chem. Akte vor sich gehen, die zweierlei Art sein können:

1) Werden sich gewisse Substanzen zersetzen,
2) Andere sich verbinden.

Schließlich wird der Aether sich in einer gewissen Schwingung befinden. Die chemische Zersetzung wird nun eine gewisse Arbeit consumiren u. die chem. Verbindg. solche produziren. Die Differenz zwischen Produktion und Consumtion ist freie lebendige Kraft, die eine Temperaturveränderung hervorbringt. Ist W die Wärmemenge, die wir in den Körper gebracht haben u. KW die Wirkungsgröße hiefür, durch den Zersetzungsakt werde ΣL consumirt und durch die Verbindungen ΣB produzirt, ist ferner Q die Substanzmenge auf die eingewirkt wird, L die Capacität des entstehenden Stoffes, $t-t_0$ die Temperaturdifferenz, so ist:

$$KW - \Sigma L + \Sigma B = QL^c(t-t_0).$$

$$t - t_0 = \frac{KW - \Sigma L + \Sigma B}{QL^c}.$$



Sind nun q u. q_1 die Atomgewichte und r_0 ihre Entfernung und es soll S Moleküle gebildet werden, so ist:

$$S\int^{r_0} qq_1 f(r)\,dr, \quad Sqq_1\int_{r_1}^{r_0} f(r)\,dr$$

Ist $Q = Sq$ und $Q_1 = Sq_1$, so ist auch

$$S\int_{r_1}^{r_0}\frac{Q}{S}\frac{Q_1}{S_1} f(r)\,dr = \frac{QQ_1}{S}\int_{r_0}^{r_1} f(r)\,dr.$$

Das $\int f(r)\,dr$ hat Gauß die Potentialfunktion genannt, es ist also dieses eine Arbeit.

$$\frac{QQ_1}{S}\int_{r_0}^{r_0} f(r)\,dr = KQL^c(t-t_0) + QKL_1^c(t-t_0)$$

$$t - t_0 = \frac{\frac{QQ_1}{S}\int f(r)\,dr}{K(QL^c+Q_1L_1^c)} = \frac{KW}{K(QL^c+Q_1L_1^c)} = \frac{W}{QL^c+Q_1L_1^c}$$

Wärmestrahlung und Leitung.

Nehmen wir ein Medium an das aus Pyramiden besteht und lassen eine Erschütterung eintreten. Betrachten wir das Medium nach einiger Zeit, so zeigt sich, daß sich in demselben

Flächengebilde gestaltet haben, in denen Bewegung herrscht,


während alles andere ruhig ist. Diese Flächengebilde seien A, B, C; in ihnen seien die Dynamiden entsprungen der Bewegung; wir nennen sie Wellenflächen. In A schwingen die Theilchen nach der Richtung des Strahles in der Ebene der Fläche und senkrecht zu der des Blattes schwingen die Theilchen von B, während die von C in radialer Richtung in der Ebene der Fläche u. senkr. zu der des Blattes.

Diese Wellenflächen werden vermöge der Schwingungen immer größer und größer. Es gilt das bisher Gesagte auch für die Schwerpunkte der Aetherhüllen. Die Physiker haben durch Experiment über das Licht gefunden, daß die Lichterscheinungen auf Transversalschwingungen beruhen, wie A & B sind. Die Welle C kannten sie nicht und diese haben erst die Mathematiker Cauchy angenommen. Sie ist überall, da Dynamiden vorhanden. Nun scheint, daß wir kein spez. Organ besitzen, auf das sie einwirkt; sondern da auch sie ganz besonders die strahlende Wärme bewirkt, haben wir zu ihrer Empfindung nur das allgem. Gefühlsvermögen. Uebrigens ist die Welle C selbst keine Wärme, sondern nur Aetherschwingung. Aber durch die relative Bewegung der Theilchen zu einander kann sich Wärme erzeugen.

Die Wärmeleitung zu erklären hat sehr viel Schwierigkeiten gemacht.

Aus den Theorien von Fresnel, Cauchy & Poisson läßt sich nichts erklären. Redtenbacher hat folgende Erklärung aufgestellt.

Nehmen wir eine Reihe von Elfenbeinkugeln und hängen sie an einer Schnur auf, welche uns die Aetherhüllen repräsentiren. Lenken wir also z. B. A1 ab, lassen dieselbe zurückschwin-
gen

so wird dieselbe an B anstoßen, während A ruhig in der Lage A verharren wird; nun wird aber B an C stoßen und B ruhig bleiben u.s.w. bis D endlich an A und dieses in die Lage A_1 kommt, so dann zurückschwingt u. das ganze Manöver nach der entgegengesetzten Seite sich wiederholt. In abs. Ruhe aber werden die Kugeln nicht sein, sondern nur deren Schwerpkt, die Theilchen im Innern aber werden sich auch in Schwingung befinden. Hat also A die lebendige Kraft L durch Ableitung erhalten, so wird er dieselbe nicht ganz an B abgeben, sondern nur αL, wo α kleiner als 1, ebenso wird B nicht ganz αL an C abgeben sondern nur den α^{ten} Theil, also $\alpha^2 L$ u.s.w. Es müssen also noch als Reste zurückbleiben:

$$L(1-\alpha);\ L\alpha(1-\alpha);\ L\alpha^2(1-\alpha);\ L\alpha^3(1-\alpha)\ \text{u.s.f.}$$

dieser Rest nun bringt die relative Bewegung im Aether hervor und erzeugt dadurch Wärme. Weil aber diese Reste nicht gleich sind, sondern abnehmen von dem Ausgangspunkte der leb. Kraft, so wird auch die Wärme verschieden sein. Das α gibt somit das Maaß an für das Leitungsvermögen. Die Strahlg der Wärme geht äusserst rasch vor sich, die Ltg dagegen sehr langsam.

<u>Reflexion</u> und <u>Absorption</u>. Erstere kommt nur bei der Strahlung vor. Hat man 2 Medien von ungleicher Dichte und es geht durch einen eine der Wellen A, B oder C hindurch, so veranlassen sie im 1ten Medium, anschlagend an seine Aethertheilchen, eine Wellenbewegung und diese letztere ebenso im 2ten, wobei auch ein Zurückwerfen stattfinden muß durch den Widerstand des Aethers des 2ten Mediums; es bildet sich also eine zurückgehende Welle U

die hierüber angestellten Versuche haben auf's deutlichste die Vibrationstheorie festgestellt. Fresnel hat bewiesen, daß die lebendige Kraft von S – der von T und U ist.

Ein Verschlingen der Wärme nennt man Absorbtion; sie läßt sich dadurch erklären, daß in einem Medium eine Schwingungsweise in eine andere übergeht; wie z. B. Transversalschwingungen in Longitudinalschwingungen.

Wärmequellen

Begreiflicher Weise gibt es deren sehr viele. Die verschiedenen sind:

1.) die Sonnenwärme und diejenige, die von andern Himmelskörpern ausgeht. Diese betreibt den Vegetationsprozeß auf unserer Erde. Für unsere technischen Zwecke ist sie aber nicht verwendbar.

2.) die Erde und besonders das Innere derselben. Es ist Thatsache, daß etwa 30' im Innern die Temp. beträchtlich zunimmt; denn für jede Tiefe von 80–100' beträgt die Zunahme etwa 1°. Dies ist tief bis ins Innere vollkommen richtig, somit wird in einer Tiefe von 30 × 3000 = 90000 Meter die Temp. etwa 3000° betragen. Nun sind 90000 Meter ungefähr 1/90 des Erdhalbmessers u. bei einer Temp. von 3000° sind alle Metalle geschmolzen, woraus folgt, daß nur eine dünne Erdkruste fest ist, während Alles andere geschmolzen; ~~daraus folgt~~, die Erde bildet also einen ungeheuren Wärmevorrath, die aber für technische Zwecke bis jetzt noch nicht benützt werden konnte und wohl schwerlich wird genommen werden können.

Heißen wir nun r den Erdhalbmesser, so r = [illegible] geographische Meilen

Ein solcher Raum wäre nöthig, die Steinkohlen zu fassen, die soviel Wärme durch ihre Verbrennung geben würden, als im Innern der Erde sich befindet.

3.) die warmen Quellen; ihre Wärme ist aber viel zu gering.

4.) Mechanische Prozesse; durch solche kann man jetzt Wärme hervorbringen, wie durch die Reibung. Nach unserer entwickelten Theorie brauchen wir aber 424 Kilg Arbeit um 1 Wärmeeinheit zu erzeugen, welche Art und Weise sehr unpraktisch.

5) der <u>Chemismus</u>. dieser läßt uns nicht im Stich, sondern er ist die einzige für die Technik benützbare Quelle. Bei jedem chemischen Prozeß, bei Verbindungen und Zersetzungen, kommen Wärmeerscheinungen vor. Je energischer die chem. Prozesse vor sich gehen, um so energischer sind die Wärmeerzeugungen. Hier sind besonders die Verbindungen des Sauerstoffs mit Kohlenstoff und des Sauerstoffs mit Wasserstoff. diese Verbindungen sind äußerst heftig, man nennt sie in der Chemie Verbrennungsprozesse. die Brennstoffe sind es besonders, deren Chemismus Wärme liefert.

<u>Von den Brennstoffen.</u>

Brennstoffe nennen wir diejenigen chem. Gebilde, die vorzugsweise aus Kohlenstoff und außerdem aus Sauerstoff und Wasserstoff bestehen. Es gehören hierzu folgende: 1) Holz, 2) Torf, 3) Steinkohle.

1) <u>Holz</u>. Alle Holzarten enthalten C, O, H nebst einigen Erdarten, die man gew. mit Asche bezeichnet. Letztere ist für uns ohne Bedeutung, ist dienlich zur Landwirthschaft. H und O sind im Holze genau in dem Verhältnisse enthalten, wie es zur Wasserbildung nothwendig ist; darum kann nur C Wärme geben. dieser ist dem Gewichte nach bei allen Arten gleich groß. Er beträgt bei 1 Kilg Holz 0·493 Kilg. Kohle. Lufttrockenes Holz enthält 0·394 Kohle und 0·2 Wasserstoff.

$$H : O = 0{\cdot}063 : 0{\cdot}444 = 0{\cdot}8 \quad \text{(nahezu)}$$

die Holzkohle wird gewonnen durch langsame Verbrennung. bei der Verkohlung soll möglichst wenig Kohlenstoff verloren gehen. der Erfahrung gemäß verhält sich:

$$\frac{\text{Kohlenmenge}}{\text{Holzmenge}} = \frac{1}{1200} \text{ bis } \frac{1}{1800} \text{ (bei rascher Verkohlung)}$$

$$\text{"} = \frac{32}{100} - \frac{33}{100} \text{ (bei langsamer " ")}$$

$$\text{"} = \frac{26}{100} - \frac{27}{100} \text{ (bei gewöhnlicher ")}$$

2.) Torf. Er ist nichts Anderes, als eine vegetabilische Substanz, die getrocknet einen, wenn auch an Asche reichen Brennstoff darbietet. Sehr wichtig ist für unsere Zwecke:

3.) Die Steinkohle, deren es 3 Arten gibt:
a. die Schieferkohle, b. Steinkohle und c Anthrazit. Bei ersterer sieht man die Holzstruktur noch am deutlichsten, bei letzterer am wenigsten. Der chem. Gehalt der Steinkohle ist so verschieden, daß sich keine sichere Regel feststellen läßt. Der praktische Gebrauch entscheidet über den praktischen Werth für besondere Fälle. Eine gute Analyse hat im Mittel für 1 Kilg. Steinkohle folgende Werthe gegeben: 0·815 C; 0·054 H und 0·071 O. Der größere oder geringere Gehalt an Asche entscheidet über den Werth derselben. Die Schieferkohle enthält viel Asche. Der Wasserstoffgehalt kann mitunter bis 10% steigen und ist sehr verschieden, er gibt ungeheure Wärmequantitäten. 1 Kilgr Kohle gibt 5000 Wärmeeinheiten und 1 Kilg Wasserstoff 34000 Wärmeeinheiten. Aber nicht aller Wasserstoff wird mit Sauerstoff zu Wasser verbrannt, sondern nur ein Theil; denn nur 1/7 bis 1/8 wird vom Sauerstoff verbrannt. Ein weiterer Brennstoff wird durch die Verkohlung der Steinkohle gewonnen. In neuerer Zeit geschieht dies nur in geschlossenen Öfen; selten mehr in offenen oder geschlossenen Meilern.

Von der Heizkraft der Brennstoffe

Diese wird gemessen nach der gesammten Wärmemenge, die aus 1 Kilg. eines Brennstoffes durch vollständige Verbrennung in abatmosphärischer Luft oder Sauerstoff genommen wird. Bloß durch die chem. Verbindung wird beim Verbrennungsprozeß Wärme entwickelt, es verbrennen nämlich C & H, indem sie sich mit O verbinden. Dieser wird aus der atmosph. Luft erhalten; der aber in derselben noch enthaltene N verhält sich fast ganz passiv; er wird wohl erwärmt, erzeugt aber selbst keine Wärme. Die Verbrennung kann eine unvollst. oder eine vollst. sein. Unvollständig ist sie, wenn ein Theil des C als Rauch weggeht, oder wenn sich nur Kohlenoxydgas bildet (CO), welches nur 2400 Wärmeeinheiten gibt. Vollständig dagegen ist die Verbrennung, wenn ~~ein Theil des Kohlenstoffes~~ sich (CO_2) bildet, die 7050 Wärmeeinheiten gibt. Nehmen wir 1 Kilgr. eines Stoffes, das enthalte: C Kilgr. Kohle, H Kilg. Wasserstoff & O Kilg. Sauerstoff, ferner A Kilg. Asche u. W. Kilg. hygroskopisches Wasser, so daß also

$$C + H + O + A + W = 1 \text{ Kilo}.$$

Sei nun nehmen wir eine unvollständige Verbrennung an, wobei

C_1 Kilogr. des Kohlenstoffs in Rauch aufgehen,

C_2 " " zu Kohlenoxydgas und

C_3 " " zu Kohlensäure verbrennen, so können wir die Heizkraft W für diesen Stoff bestimmen. Der in den Brennstoffen enthaltene Sauerstoff nimmt von dem Wasserstoff nur soviel weg, als zur Wasserbildung nöthig ist; dieses ist nach den Atomgewichten $\frac{1}{8}$ H. Somit ist der in diesem Kilg. Brennstoff noch freie Wasserstoff: $H - \frac{O}{8}$; die W. Kilg. Wasser werden bloß verdampft, aber nicht verbrannt. Demnach ist die Heizkraft:

$$W = 2400\, C_2 + 7050\, C_3 + 34500\left(H - \frac{O}{8}\right) - 650\, W.$$

Nehmen wir nun eine ideal vollkommene Verbrennung an, so wird

$$W = 7050\, C + 34500\left(H - \frac{O}{8}\right).$$

z. B. Ist bei Holz $H - \frac{O}{8} = 0$, so wird

$$W = 7050\,C$$

Für gesundes Holz ist $C = 0·5$, folglich:

$$W = 3325$$

Für Steinkohlen ist $C = 0·815$, $H = 0·054$, $O = 0·071$ u. nehmen wir eine vollständige Verbrennung, so wird:

$$W = 7050 \cdot 0·815 + 34500\left(0·054 - \frac{0·071}{8}\right)$$

$$W = 7297.$$

Denken wir uns ein Verbrennungsakt ganz vollständig vor sich, so wird hiezu ein gewisses Minimum von Luft nöthig sein; d. h. soviel um allen Kohlenstoff zu CO_2 und allen Wasserstoff zu Wasser zu verbrennen.

1 Kilogramm	atmosph. Luft	enthält:	0·21 Klg	Sauerstoff &	0·79 Klg N.
"	Wasser	"	0·88	" "	0·11 H
"	Kohlenoxydgas	"	0·57	" "	0·43 C
"	Kohlenst.	"	0·72	" "	0·28 C

Zur Verbrennung von 1 Klg. Kohlenstoff zu CO_2 sind 12·2 K. atm. Luft nöthig
" " " " Wasserstoff zu HO " 38·1 K. " "

Ist L die zur Verbrennung nöthige Luftmenge, so ist also:

$$L = 12·2\,C + 38·1\left(H - \frac{O}{8}\right)$$

Für vollk. trocknes Holz ist $L = 6·3$; für Holzkohle: $L = 11·3$ K
" lufttrocknes " " $L = 5·1$ K " Steinkohle: $L = 11·6$
Für Kokes: $L = 10·4$.

In der That ist aber die nöthige Luftmenge in der Regel doppelt so groß, als die durch die Theorie gefundene.

Temperatur der Verbrennungsgase. Sind $A_1\ A_2\ A_3$ etc die Stoffquantitäten, die im Verbrennungsraume enthalten sind, $L_1\ L_2\ L_3$ etc die Wärmecapacitäten dieser Stoffe, $t_1,\ t_2,\ t_3$ etc die

Temperaturen derselben bei der Verbrennung, vernachlässigen wir die oben vorkommenden Zersetzungen, ist W die durch Verbrennung von 1 Kilg. Stoff entwickelte Wärme u. ist T die Temperatur der entwickelten Gase, so wird sein:

$A_1 + A_2 + A_3 + \dots = 1$ Kilg.

$A_1 L_1 (T_1 - t_1)$ die nöthige Wärmemenge, um t_1 auf T_1 zu erhöhen

$A_2 L_2 (T_2 - t_2)$ " " " " " t_2 " T_2 " "

$A_3 L_3 (T_3 - t_3)$ " " " " " t_3 " T_3 " "

$$W = A_1 L_1 (T_1 - t_1) + A_2 L_2 (T_2 - t_2) + A_3 L_3 (T_3 - t_3) + \dots$$

$$W = \left\{ A_1 L_1 + A_2 L_2 + A_3 L_3 + \dots \right\} T - A_1 L_1 t_1 - A_2 L_2 t_2 - \dots$$

$$T = \frac{W + A_1 L_1 t_1 + A_2 L_2 t_2 + A_3 L_3 t_3}{A_1 L_1 + A_2 L_2 + A_3 L_3}.$$

Ist $t_1 = t_2 = t_3 = \dots$, so ist

$$T = t + \frac{W}{A_1 L_1 + A_2 L_2 + \dots}$$

Geschieht die Verbrennung in atmosph. Luft, so entstehen die Verbrennungsgase aus derselben; daher darf man die Wärmecapacität der Verbrennungsgase ohne Fehler gleichsetzen der Cap. der atmosph. Luft, somit ist:

$$T = t + \frac{W}{L'(1 + L)}$$

worin $L' = 0{\cdot}237$ die Capacität der Luft unter constantem Druck und L die Luftmenge ist um 1 Kilg zu verbrennen.

Es ist z.B. für eine Verbrennung von 1 Kilg Steinkohle

$W = 7050$, $L = 11{\cdot}1$, $t = 0$ somit $T = \frac{7050}{0{\cdot}237 \times 12{\cdot}1} = 2450^\circ$; ist dag. $W = 7050$, $L = 22{\cdot}2$, $t = 0$ so wird $T = 1300^\circ$

Wasserstoff in Sauerstoff verbrannt gibt 6700°.

<u>Destillation der Brennstoffe</u>. Wenn man irgend einen Brennstoff in eine erhitzte Retorte setzt und diese dann in die Hitze bringt, so wird der Brennstoff blos der Glühhitze u. nicht der Einwirkung der atmos. Luft ausgesetzt sein, daher verbrennt er nicht, wird aber destillirt, d.h. aufgelöst u. es entsteht eine Gasentwicklung, die in der 1ten Stunde 38, in der 2ten 29, in der 3ten 22, der 4ten 15,4, der 5ten 9, der 6ten 6 beträgt.

Die Quantitätsverhältnisse der Gase sind sehr verschieden. Bei einem Brennstoff, der wenig H u. O enthält bleiben viele u. gute Cokes übrig; jedoch wenige und schlechte Kokes werden bei einem solchen Brennstoffe übrig bleiben, der viel O und H enthält. Zu dem 1ten Brennstoff gehören die Schmiede-, zu dem letzten die Gaskohlen. Wasserstoffgas auch Schwefelwasserstoff u. Ammoniakgas geben insbesondere am Anfange der Destillation viel Gas, am Ende derselben bleibt blos noch Kohlenoxydgas übrig, welches zur Herstellung des Leuchtgases untauglich ist.

<u>Bedingungen</u> der <u>vollkommenen Verbrennung</u> eines <u>Brennstoffes</u>

Der Brennstoff ist ein höchst kostspieliges Material. In Belgien beträgt der Kohlenreichthum 36000 Millionen Tonnen nach der Rechnung der Geologen; nehmen wir diesen als Einheit an, so hat Frankreich $1\frac{5}{6}$, England 5, der europäische Continent $8\frac{3}{4}$ und die amerikanische Union 111 Mal so viel.

Damit aller Kohlenstoff des Brennstoffes zu Kohlensäure, sind mehrere Hauptbedingungen nöthig:

1.) Aus den Versuchen von Ebelmann hat sich gezeigt, daß bei einer Temperatur von 400–500° die Verbrennung zwar vor sich gehe, aber nicht gut. Dies geschieht erst bei einer Temperatur von 1000–1500°.

2.) Zwischen der atmosph. Luft, den Destillationsgasen und dem zuletzt übrigbleibenden Kohlenrückstande soll eine möglichst innige Vermengung stattfinden.

3.) Diese Vermengung soll möglichst lange dauern.

4.) Der Sauerstoff der atmos. Luft soll sich soviel wie möglich mit Kohlen u. Wasserstoffe des Brennstoffes verbinden. Dieser Vorgang soll selbst in der stärksten Hitze stattfinden.

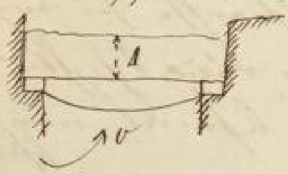
5.) Man muß dahin streben, daß so wenig wie möglich Rauch entsteht. Die praktischen Mittel, mittelst welchen diesen Bedingungen Genüge geleistet werden kann, sind die folgenden:

1. das Trocknen, 2 das Zerkleinern 3) die Intensität der Anfeuerung 4. die Einrichtung des Feuerherdes, 5.) die Beschickung der Feuerroste und 6.) die Größe desselben.

Für die Kesselfeuerungen werden in der Regel einfache Roste mit horizontalen Stäben genommen, die mittlere Dicke der Schichte beträgt 10–12 cm daß nun die Schichte gerade so dick sein soll, ist eine irrige Ansicht, denn es gibt viele gute Heizungen, die hiervon ganz abweichen.

Bei den Locomotiven beträgt die Schichte immer 40 cm beim Anheizen sogar 50 cm; bei den Öfen die zum Umschmelzen des Eisens dienen, beträgt die Schichte 2–2½ m bei den Hochöfen kann die Schichtendicke 6–8 M. betragen.

Je größer nun die Schichte, um so größer muß die Anfeuerungsintensität sein. Der Verbrennungsakt muß eine gewisse Zeit dauern, daher muß auch die hiezu nöthige Luftmenge eine gew. Zeit mit dem Brennstoff in Kontakt sein. Ist Δ die Schichte und v die Anfeuerungsgeschwindigkeit, so ist



$$\frac{\Delta}{v} = Const = \alpha \quad (1)$$

$$\Delta = \alpha v \quad (2)$$

Ist R die Größe der Rostfläche u. V das Volumen der Schichte, so ist:

$$V = R\Delta \quad (3.)$$

Für eine vollständige Verbrennung muß eine angemessene Luftmenge zugeführt werden; diese muß also proportional sein der Brennstoffmenge, die in einer gewissen (Stunde) auf dem Rost verbrennen soll.

Sei B die Brennstoffmenge, die in einer Stunde auf dem Roste verbrennen soll u. m R die Summe der Querschnitte aller Rostspalten, durch welche Luft eintreten kann und setzen wir

$$mR = F, \text{ somit } m = \frac{F}{R}, \text{ so ist:}$$

$$mR\,v = \beta B \quad (4)$$

wo die Const. β aus der Erfahrung zu bestimmen ist.

Daraus findet sich:

$$V = \frac{\alpha\beta}{m} R$$

$$R = \frac{\alpha\beta}{m}\frac{B}{\Delta}$$

$$v = \frac{\Delta}{\alpha} = \frac{\beta}{m}\frac{B}{R}$$

Für α und β findet sich: $\alpha\beta = \frac{1}{1895}$, $\alpha = \frac{1}{7}$, somit werden

$$V = \frac{1}{1895}\frac{B}{m}; \quad R = \frac{1}{1895}\frac{B}{m\Delta}, \quad v = 7\Delta.$$

$\frac{B}{R}$ ist die Intensität des Verbrennungsaktes, wenn auf 1 □cm der Rostfläche eine gewisse Luftmenge verbrannt wird; diese ist der Intensität der Anfeuerung proportional.

Rostanlagen

1. Der gewöhnliche Rost. Nehmen wir an der Rost sei mit Holzkohle oder Koks zu beschicken, die Beschickung geschehe in gewissen Zeitintervallen und das Material werde gleichmäßig auf dem Roste vertheilt; nehmen wir ferner an, diese Brennstoffmasse sei angezündet und das Ganze im Gange, so daß eine dünne Schichte Koks oder Holzkohlen sich in glühendem Zustande befindet, wenn beschicken

wir diese Schichte mit neuem Brennstoff, so wird die Luft zuerst an die Rostspalten u. nachher an die glühenden Kohlen gelangen die Luft kommt mit einer gewissen Temp. bei dem kalten Brennstoffe an, so daß sich dieselbe chemisch mit demselben verbindet; es entsteht ein Glühen von 4–500°, ist einige Zeit verflossen, so erwärmt sich allmählig der kalte Brennstoff u. wird glühend.

Nun hat die Luft eine viel höhere Schichte zu durchdringen, sie hat eine höhere Temp. von 7–800° und es verbindet sich mit dem Kohlenst. des Brennstoffs der Sauerst. der Luft zu Kohlens. Diese Verbrennung ist aber eine unvortheilhafte, da zuviel Rauch entsteht u. weil ein inniger Contakt nicht vorhanden ist, da sich vorher Kohlenoxyd u. Kohlenwasserstoffgas bildeten, auch ist die Luftzuführung eine verkehrte, indem die Luftmenge anfangs bei der Beschickung eine geringe, später eine zu große, da die Schichte abgebrannt ist.

2. Gewöhnlicher Rost. Wir nehmen als Brennstoff Steinkohlen.

Nehmen wir an, die Feuerung sei im Gange, so wird der Rost beschickt, sobald das Feuer niedergebrannt ist, es entsteht dadurch eine Schichte von reiner Kohle, glühenden Kokes. Nehmen wir nun die Beschickung vor, so wird bei 0°–400° die Destillation des Brennstoffes stattfinden, es entweichen Destillationsgase, mit ihnen entweicht ein gelbgrauer Rauch. Nach u. nach wird der Brennstoff ausgeglüht sein, entweichen also nur noch eine geringe Menge von Destillationsgasen, und es tritt verhältnißmäßig mehr Luft zu.

3 Gew. Rost für Steinkohlen mit nur halber Beschickung. Nehmen wir an, während der Beschickung sei die Fläche über dem Rost gleichmäßig, nun schieben wir die glühend werd. Hälfte auf den hintern Theil des Rostes u. beschicken den vordern Theil mit kalt. Steinkohlen, es werden aus dem hint. Theil des Gases CO_2, Stickgas u. atm. Luft hervorgehen, aus dem

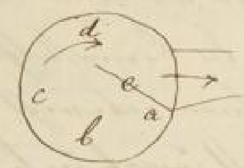
werden Theildgasen die Destillationsgase. Letztere kommen in Contakt mit den glühenden Gasen der hintern Rostplatte. Es werden die Destillationsgase hier theilweise verbrannt und gibt also diese Methode immer bessere Erfolge als die vorhergehenden. Diesen Prozess wiederholt man immer continuirlich.

4. Die sog. Doppelroste. Es geschieht die Beschickung zu beiden Seiten u. zwar so, daß wenn der eine Rost mit glühenden Kokes gefüllt, der andere mit kalten Kohlen beschickt ist. Solche Doppelroste sind nun:

a.) Der Schachtrost. Die Beschickung findet bei a statt, bei b liegen

die kalten Kohlen u. c sind glühende Kokes; nur ist hier der Luftströmung eine entgegengesetzte. Dieser Gedanke ist prinzipiell sehr gut, praktisch jedoch nicht brauchbar; da die Roststäbe, von welchem Material sie auch sein mögen, der colossalen Hitze nicht widerstehen können; auch bereitet das Entfernen der Asche Schwierigkeiten.

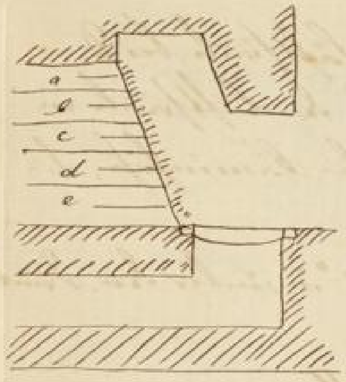
b) Rotationsrost von Watt. Der kalte Brennstoff, fällt continuirl.



durch einen Mechanismus auf einen langsam sich drehenden tellerförm. Rost, kommt zuerst nach a; nun wird bei b der Anfang der Destillation beginnen, c ist Weg. und d das Ende hin, so daß bei d nur glühende Kokes sind. e ist eine Scheidewand zwischen dem kalten und glühend. Brennstoff. Es findet hier demnach keine Mengung der Gase statt und also diese Anordn. dem Prinzip nach schlechter als der Schachtrost.

c) Der Kettenrost. Ist eine ähnliche Vorrichtg. wie der Rotationsrost, nur ist die Bewegung geradlinig. Ist auch untauglich.

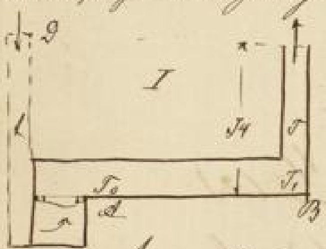
d) Der Treppenrost. Ist die beste Anordnung. Er ist eine Anordnung des Ingenieurs Georges. Es findet eine Mengung der Gase hier statt



Die Luftzuleitung geschieht hier bei a, b, c, d u. e mittelst Stangen. Es müssen aber die Fugen verwendet. Stücke von möglichst gleicher Größe sein. Ganz oben liegt der kalte Brennstoff und je weiter man nun herab geht, desto glühender werden die Kohlen, es findet also eine ziemlich vollst. Verbrennung statt.

Von den Kaminen

Bei jedem Verbrennungsakte muß atm. Luft zugeführt werden u. es besteht das gewöhnlichste Mittel der Zuführung [natürl.] durch Kamine.



Nehmen wir an, daß die Gase ihre Wärme an die Kessel nicht abgeben, nehmen ferner an, daß dieselben keine Wärme verlieren und es sei ein Beharrungszustand vorhanden. Der ganze Kamin sei mit einer Luft von der Temperatur T angefüllt, es ist aber kein Gleichgewichtszustand vorhanden, sondern eine Bewegung, der Druck durch den Kanal A B ist gleich der Atmosphäre bei A und der Druck bei A gleich dem Gewicht einer Luftsäule von der Höhe des Kamins u. da nun das Gewicht der kalt. Luftsäule schwerer ist, so findet eine Bewegung statt. Vernachlässigen wir den Widerstand, den der Rost u. Brennstoff der Luft entgegensetzen, ferner den Reibungswiderstand der Röhre AB und des Kamins, und es sollen auch keine plötzliche Querschnittsveränderungen vorkommen, so wird das Aufsteigen der Luft in Anordnung I wie bei den andern nachstehenden vor sich gehen. Da nun für unsere Rechnung die

Anordnung II passender ist als dies. von I, so wird es genügen günstige Resultate für II zu erhalten, vorausgesetzt, daß in II das Gewicht der Luftsäule bei D, mit der Temperatur T gleich sei dem Gewichte der Luftsäule in I mit der Temperatur t. Heißen wir H die Kaminhöhe, die Höhe A, D, somit $H+x$ und bedeutet:

δ_0 das Gewicht von 1 Cub. Luft bei $T=0°$ u. unter dem Druck der Atmosphäre A.

δ das Gew. von 1 Kub. M. Luft bei $T=U$ " " " der Atmosphäre y, so ergibt sich als Gleichung:

$$\delta = \frac{y}{A}\cdot\frac{\delta_0}{1+\alpha U} \quad (1)$$

wo α die Volumenänderung der Luft bei einer Temperaturänderung um 1°. Heißen wir Ω den Querschnitt der Röhre $A\,D$, so ist:

$$H\,\Omega\,\frac{\delta_0}{1+\alpha t} = (H+x)\,\Omega\,\frac{\delta_0}{1+\alpha T}$$

$$\frac{H}{1+\alpha t} = \frac{H+x}{1+\alpha T},\quad H+x = H\,\frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}$$

$$x = H\left[\frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}-1\right] = H\,\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t} \quad (2).$$

$U=\sqrt{2gx}$ (3) (was für jede Flüssigkeit gültig ist). demnach

$$U = \sqrt{\left(2gH\,\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}\right)} \quad (4)$$

Heißt man L die in einer Stunde ausströmende Luftmenge, so wird

$$L = \Omega\,U\,\frac{\delta_0}{1+\alpha T} = \frac{\Omega\,\delta_0}{1+\alpha T}\sqrt{\left(2gH\,\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}\right)}$$

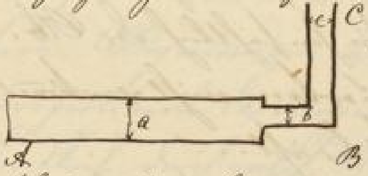
$$L = \Omega\sqrt{H}\,\frac{\delta_0}{1+\alpha T}\sqrt{\left(2g\,\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}\right)} \quad (5)$$

Wollen wir nun die Größe der Strömungsgeschwindigkeit im Querschnitte bestimmen, wenn die Geschwindigkeit u und die Temperatur τ daselbst ist, so haben wir:

$$L = \omega\,u\,\frac{\delta_0}{1+\alpha\tau} = \Omega\,U\,\frac{\delta_0}{1+\alpha T}, \text{ hieraus}$$

$$u = \frac{\Omega}{\omega}\,U\,\frac{1+\alpha\tau}{1+\alpha T} \quad (6).$$

U richtet sich nach der Höhe des Kamins und steht derselben proport. somit fällt dieselbe unergiebig aus; ferner richtet es sich nach der Temperaturdifferenz zwischen der äußern und innern Temperatur. Da aber die Temperatur im Kamine hier aus zugl. verlorengeht, so bleibt uns nichts übrig, als den Kamin möglichst hoch zu machen, sobald U groß sein soll. Es richtet sich nach den Jahreszeiten & den Witterungsverhältnissen; daher ziehen die Kamine im Winter besser als im Sommer. Überhaupt liegt uns gar nichts daran mit welcher Geschwindigkeit die Luft ausströmt, doch darf die Geschw. nicht zu klein sein sonst würde die obere Luft den Rauch niederdrücken. Die vert. Geschw. muß daher größer sein als die horizontale. d.h. U > die Geschw. in der horizontalen Luftschichte. Daher sind die Querschnitts-dimensionen wichtiger als die Höhe. Damit nun die Widerstände, welche wir in den Rechnungen vernachlässigt haben, beseitigt werden, muß der Bau des Kamins bedeutende Dimensionen haben. Finden plötzl. Verengungen statt, so üben diese einen geringen Einfluß auf die Strömung aus, indem sie eine Schwächung des Zugs hervorrufen, die aber unbedeutend ist, so lange die Bewegung noch im Kanale AB stattfindet.



Ist aber eine Verengung etwa im Kanale BC bei c, so bewirkt dies gerade das Gegentheil, indem dort die Luftströmung von außen viel stärker ist, als wenn die Öffnung eine große wäre. Die Luftmenge L, die in jeder Secunde zuströmen soll, ist proport. der Brennstoffmenge u. Steinkohlen, die in einer best. Zeit verbrannt werden soll, und diese proportional der Holzmenge u. proportional den zu leistenden Pferdekräften.

Bezeichnet L die Luftmenge, P die Brennstoffmenge in Steinkohlen, G die Holzmenge und N die zu leistenden Pferdekräfte der Maschine, so ist: Alles stündlich genommen

$$L = K\,\Omega\sqrt{H}\,;\quad P = K_1\,\Omega\sqrt{H}\,;\quad G = K_2\,\Omega\sqrt{H}$$

$$N = K_3\,\Omega\sqrt{H}\,;\quad K_3 = \frac{N}{\Omega\sqrt{H}}$$ ist eine Constante.

Um letztere Constante zu bestimmen, haben wir an einer bestehenden Kesselheizung diese Daten zu bestimmen.

Wir finden (Ref. P. 199) für

N $K_3 = 14$ Bei guten Bauten nimmt man den

G $K_2 = 84$ untern Durchmesser $\frac{1}{25}$ der Höhe:

P $K_1 = 42$ $D = \frac{H}{25}$; $D^2 = \frac{H^2}{25^2} = \Omega$.

L $K = 924$ $L = k\frac{H^2}{25^2}\sqrt{H} = \frac{k}{25} = (H)^{\frac{5}{2}}$

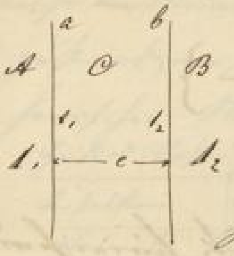
$$H = \left(\frac{25^2}{k}\right)^{\frac{2}{5}}(L)^{\frac{2}{5}}$$

Hinsichtlich der Form, werden die Fabrikkamine meistens eine Obeliskenform. Der Querschnitt kann viereckig, oder auch mit gebrochenen Ecken, achteckig und rund sein. Bei grossen Kaminen gilt die runde, bei kleinen die viereckige Form. Erstere gewährt den Vortheil, dass die Abgasfläche am kleinsten ist. Doch ist dieselbe auch bei eckigen nicht viel grösser. Nun macht man auch kleinere Kamine aus Blech, doch sind sie hinsichtlich der Abkühlung nicht praktisch, was bei den gemauerten nicht vorkommt, da das Mauerwerk ein schlechter Wärmeleiter ist.

Zu erwähnen ist noch, dass die Fundamente eine sehr breite Dimension erhalten, um dem Ganzen einen soliden Standpunkt zu verleihen.

Dampfkesselheizungen.

Wir müssen vorerst die Bedingungen der Wärme kennen lernen, damit sie durch die Kesselwand eindringt, weshalb wir vorerst das Studium über Durchgang der Wärme durch Wände betrachten werden. Der Physiker Fourier hat Redtenbachers Weg schon betreten.



Nehmen wir nun an eine Wand von homogenem Mat. trenne die Räume A u. B, die Dicke sei e. Im Raum A sei ein Medium mit der Temperatur T_1, im Raume B ein solches von der Temp. T_2.

Nun sei $T_1 > T_2$, so hat dies zur Folge, daß Wärme von A nach B durchgeht und es entsteht nun die Frage wieviel durchgeht. Es gehen hiebei 3 Akte vor sich. Von A ausgehen Schwingungen an die Wand, von denen ein Theil aufgenommen, ein Theil reflektiert wird, und die an der ersten Wandfläche eine Temp. t_1 erzeugen, von da gehen die Schwingungen mittelst Leitung durch die Wand C und erzeugen am andern Wandende eine Temperatur t_2 und von hieraus verbreiten sie sich in den Raum B. Ist T_1 und T_2 konstant, so wird ein Beharrungszustand eintreten, dessen Temperaturen t_1 u. t_2 sind u. es wird, da $T_1 > T_2$ auch $t_1 > t_2$ sein. Angenommen, die Wärmemenge, die durch A eintritt, sei proportional der Temperaturdifferenz von T_1 u. t_1; F sei die Größe der Fläche durch welche Wärme geht u. die durch F gehende Wärmemenge sei W, so wird sein:

$$W = h_1 F (T_1 - t_1) \quad (1)$$

$$W = h_2 F (t_2 - T_2) \quad (2)$$

wo h_1 u. h_2 die sog. Wärmeübergangscoeff. sind. Angenommen, die Wärmemenge, die von A nach B geht, sei direkt proportional der Differenz $t_1 - t_2$ u. der Wanddicke verkehrt proportional, so wird:

$$W = \lambda F \frac{t_1 - t_2}{e} \quad (3).$$

wo λ der sog. Wärmeleitungscoefficient ist, d. i. die Wärmemenge, die durch eine Wand von 1 Meter Dicke geht und an beiden Seiten der Wand eine Temperaturdifferenz von 1° ist. Es ist

$$\Delta_1 - t_1 = \frac{W}{\delta_1 F}, \quad t_1 - t_2 = \frac{eW}{\lambda F}, \quad t_2 - \Delta_2 = \frac{W}{\delta_2 F};$$

addirt man diese Gleichungen, so ergibt sich:

$$\Delta_1 - \Delta_2 = \frac{W}{F}\left\{\frac{1}{\delta_1} + \frac{1}{\delta_2} + \frac{e}{\lambda}\right\}$$

$$W = \frac{F(\Delta_1 - \Delta_2)}{\frac{1}{\delta_1} + \frac{1}{\delta_2} + \frac{e}{\lambda}} \quad (4)$$

Diese Annäherungsresultate sind für unsere Zwecke hinreichend genau. Die Wärmeübergangscoeffizienten δ_1 u. δ_2 sind groß, wenn der Übergang leicht vor sich geht. Ist λ sehr groß, so geht die Wärme durch. Nun kommt es darauf an, was die Wand leisten soll. Bei einem Dampfkessel sollen δ_1, δ_2 und λ möglichst groß u. e sehr klein, bei Zimmern hingegen umgekehrt. Ist die Wanddicke e gering, δ_1 u. δ_2 klein, λ hingegen sehr groß, so wird man setzen dürfen:

$$W = \frac{F(\Delta_1 - \Delta_2)}{\frac{1}{\delta_1} + \frac{1}{\delta_2}} \quad (5.)$$

und umgekehrt, ist δ_1 u. δ_2 u. e groß, λ hingegen klein, so ist:

$$W = \frac{F(\Delta_1 - \Delta_2)}{\frac{e}{\lambda}} \quad (6.)$$

Diese Res. sind ganz übereinstimmend mit den Untersuchungen, die Bögle angestellt hat. Das Gesetz in Gl. (5) ergab sich schon bei ruhigem Wasser, bei bewegtem das in Gl. (6). Beim Dampfkessel ist das Wasser fast in Ruhe, daher gilt annähernd das Gesetz, das in Gleichung (6) ausgesprochen ist. —

ferner hat Bögle gefunden, daß beim Gesetz der Gl. (6) das W größer ist, was auch für den Dampfkessel gut wäre, wenn das Wasser in geeignete Bewegung zu bringen wäre.
Betrachten wir nun, was beim Durchgang der Wärme durch eine Wand, die aus mehreren Schichten besteht, stattfindet. Nehmen also die Wand eines Dampfkessels, ferner einen Beharrungszustand an, so werden die Temperaturen $T_1 t_1$; $T_2 t_2$; $T_3 t_3$; etc herrschen. Nach dem früheren haben wir die Gleichungen:

Heißes Wasser		Δ_2	
Kesselstein	e_4	t_4	γ_5
Material	e_3	T_4 t_3	γ_4
Ruß	e_2	T_3 t_2	γ_3
Asche	e_1	T_2 t_1	γ_2
Verbrennungsgase		Δ_1	γ_1

$$W = F\gamma_1(\Delta_1 - T_1)$$
$$W = F\gamma_2(t_1 - T_2)$$
$$W = F\gamma_3(t_2 - T_3)$$
$$W = F\gamma_4(t_3 - T_4)$$
$$W = F\gamma_5(t_4 - \Delta_2)$$

Bezüglich der Leitung

$$W = F\lambda_1(T_1 - t_1)\frac{1}{e_1}$$
$$W = F\lambda_2(T_2 - t_2)\frac{1}{e_2}$$
$$W = F\lambda_3(T_3 - t_3)\frac{1}{e_3}$$
$$W = F\lambda_4(T_4 - t_4)\frac{1}{e_4}$$

Hieraus läßt sich folgern:

$$\Delta_1 - T_1 = \frac{W}{F\gamma_1} \qquad T_1 - t_1 = \frac{We_1}{\lambda_1}$$
$$t_1 - T_2 = \frac{W}{F}\frac{1}{\gamma_2} \qquad T_2 - t_2 = \frac{We_2}{\lambda_2}$$
$$t_2 - T_3 = \frac{W}{F\gamma_3} \qquad T_3 - t_3 = \frac{We_3}{\lambda_3}$$
$$t_3 - T_4 = \frac{W}{F\gamma_4} \qquad T_4 - t_4 = \frac{We_4}{\lambda_4}$$
$$t_4 - \Delta_2 = \frac{W}{F\gamma_5}$$

Addiren wir alle diese Gleichungen, so erhalten wir:

$$\Delta_1 - \Delta_2 = \frac{W}{F}\left\{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{1}{\gamma_3} + \frac{1}{\gamma_4} + \frac{1}{\gamma_5} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4}\right\}$$

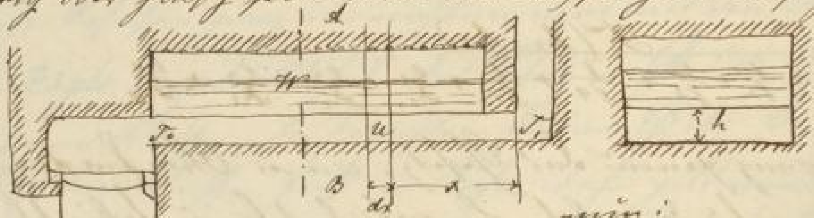
$$W = \frac{F(\Delta_1 - \Delta_2)}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{1}{\gamma_3} + \frac{1}{\gamma_4} + \frac{1}{\gamma_5} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4}}$$

dies ist nun ganz genau das Gesetz, wie es Ohm für den elektrischen Strom gefunden hat. Bei cylindrischen u. sphärischen Gefäßen findet der Wärmeübergang fast auf die gleiche Weise statt, halb die Wände dieser Gefäße im Verhältnisse zu ihrem Halbmesser klein sind. Bei dicken Gefäßen ist dies nicht mehr der Fall. Diese erh. Res. sind nur dienlich zur Bestimmung der Wärmemenge die in den Kessel geht. Doch ist der Fall nicht genau derselbe, denn das äußere Medium, die Verbrennungsgase haben nicht überall die gleiche Temperatur. In der Rost nähe sind sie glühend, im hintern Theil des Kessels haben sie nur eine Temp. von 150–200°. Beim gew. Dampfkessel soll die Temp. im Innern ziemlich gleich sein, doch von der Stelle des Wassereintritts an das andere Ende des Kessels nimmt sie in Wirklichkeit etwas zu.

Setzen wir $\frac{1}{\frac{1}{\beta_1}+\frac{1}{\beta_2}+\frac{1}{\beta_3}+\dots+\frac{e_1}{\lambda_1}+\dots} = k$, so wird für

$$F = 1,\ \Delta - \Delta_2 = 1 \text{ und}$$
$$W = k.$$

d.h. es ist k die Wärmemenge, die durch eine Wand von 1 Met. durchgeht, wenn eine Temperaturdifferenz von 1° dabei stattfindet. k nennen wir den Wärmedurchgangscoefficienten. Die Werthe von $\beta_1 \beta_2 \beta_3$ etc λ_1, λ_2 etc sind für den Kessel nicht bekannt, wohl aber k. Suchen wir nun die Wärmemenge zu bestimmen, die unter gewissen Umständen in den Kessel eindringt. Wir machen einige Voraussetzungen, nach deren vollst. übereinstimmenden Richtigkeit oder deren Falschheit, das erhaltene Resultat entw. vollst. oder annähernd richtig oder falsch sein wird. Der Kessel habe beistehende Form.



S. AB. Unsre Voraussetzungen sind nun:

1.) Ein Beharrungszustand der Bewegung. Der eintreten wird

wenn wir den Rost gleichmäßig beschicken, gleichmäßig Wasser eingepumpt wird und immer gleichmäßig Dampf ableiten.
Es werden anfangs die Verbrennungsgase in A die Temp. T_0 haben und zwar alle Gastheilchen, wenn wir die Höhe des Kanals nur überall gleich u. nicht hoch denken. Am Ende des Kessels sollen die Gase noch die Temperatur T_1 und die Differenz sollen sie an den Kessel allein abgegeben haben. Es ist also $T_0 > T_1$.
Es soll durch den Kanalboden keine Wärme gehen und es sei die Temp. des Wassers im Kessel überall die gleiche. Es ist letzteres nur annähernd richtig; in Wirklichkeit ist die Temp. differenz jedoch verschwindend klein. W_0 sei die Temp. des Wassers mit dem der Kessel gespeist wird.

2) Sei die normale Weite des Luftkanals h nicht groß, daher darf man annehmen, daß die Temp. der Gase in allen Punkten eines und desselben Kanals überall gleich sein wird.

3.) die Lufttheilchen bewegen sich nicht geradlinig, sondern sie wirbeln durch den Kanal. Es folgt daraus, daß in einem u. demselben Querschnitt alle Punkte eine constante Temperatur haben.

4.) das Gesetz, wie wir es für den Wärmedurchgang durch eine Fläche aufgestellt haben, sei richtig.

5.) die Wärmekapacität der atmosph. Luft sei unabhängig von der Temp. der Gase. Diesen Satz hat Regnault bewiesen.

Wir nehmen nun in einer Entf. x vom Ende des Kessels einen Querschnitt; in ihm sollen die Gastheilchen die Temperatur U haben. Ferner schneiden wir in einer Entfg. $x+dx$, so wird in diesem Querschnitt die Temp. $U+dU$ sein. Die Größe der Bodenfläche des Kessels zwischen x und dx sei df. Es ist also in dieser ganzen Ausdehnung ist also die Temperatur U; also ist nach dem früheren

die durchgehende Wärmemenge $k(U-W)\,df$.
Die in dieser Zeiteinheit durchströmende Luftmenge sei L, in Kilogr. ausgedrückt; sie verliert in den genannten Querschnitten etwas von ihrer Wärme und diese ist $s\,L\,du$, wo s die Wärmekapazität unter constantem Druck und variablem Volumen ist. Somit muß sein:

$$k(U-W)\,df = s\,L\,du \quad (1)$$

$$\frac{du}{U-W} = \frac{k\,df}{s\,L}$$, durch Integration ergibt sich:

$$\log nat\,(U-W) = \frac{k}{sL} f + Const \quad (2)$$

Diese Constante ist zu bestimmen.
für $x = 0$, ist $f = 0$ und $U = T_1$, also

$$\log nat\,(T_1 - W) = 0 + Const. \quad (3.)$$

Für $f = F$ (die ganze Heizfläche) wird $U = T_0$, somit ist:

$$\log nat\,(T_0 - W) = \frac{k}{sL} F + Const \quad (4.)$$

$$\log nat(T_0 - W) - \log nat\,(T_1 - W) = \frac{k\,F}{s\,L}$$

$$\log nat \frac{T_0 - W}{T_1 - W} = \frac{kF}{sL}$$

$$\frac{T_0 - W}{T_1 - W} = e^{\frac{kF}{sL}} \text{ oder } \frac{T_1 - W}{T_0 - W} = e^{-\frac{kF}{sL}}$$

$$T_1 - W = (T_0 - W)\,e^{-\frac{kF}{sL}}$$

$$T_0 - T_1 = T_0 - W$$

$$T_0 - T_1 = (T_0 - W)\left[1 - e^{-\frac{kF}{sL}}\right]$$

Die Luft strömt ein mit einer Temperatur U_0:

$$\frac{T_0 - T_1}{T_0 - U_0} = \frac{T_0 - W}{T_0 - U_0}\left[1 - e^{-\frac{kF}{sL}}\right]$$

$Ls(T_0 - T_1)$ ist die in den Kessel eindringende Wärmemenge, und
$Ls(T_0 - U_0)$ „ „ durch den Verbrennungsakt erzeugte Wärmemenge.

Setzen wir also:

$$\frac{Ls(T_0-T_1)}{Ls(T_0-U_0)} = \mathfrak{h};$$

so wird $\mathfrak{h}$ das Güteverhältniß des Kessels angeben.

$$\frac{T_0-T_1}{T_0-U_0} = \mathfrak{h} = \frac{T_0-W}{T_0-U_0}\left(1-e^{-\frac{kF}{sL}}\right)$$

$$sL(T_0-U_0) = B\mathfrak{h}.$$

wo B die Brennstoffmenge u. $\mathfrak{h}$ die durch 1 Kilgr Brennstoff erzeugte Wärmemenge bedeutet.

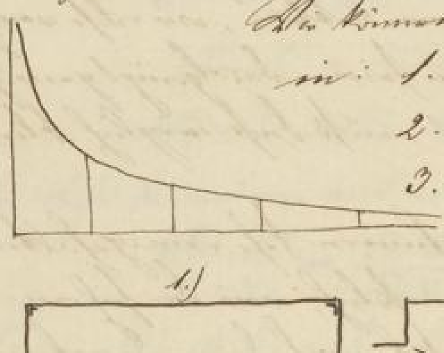
$$T_0-U_0 = \frac{B\mathfrak{h}}{sL}.$$

$$\frac{T_0-W}{T_0-U_0} = \left(1-\frac{W-U_0}{T_0-U_0}\right) = 1-\frac{sL}{B\mathfrak{h}}(W-U_0)$$

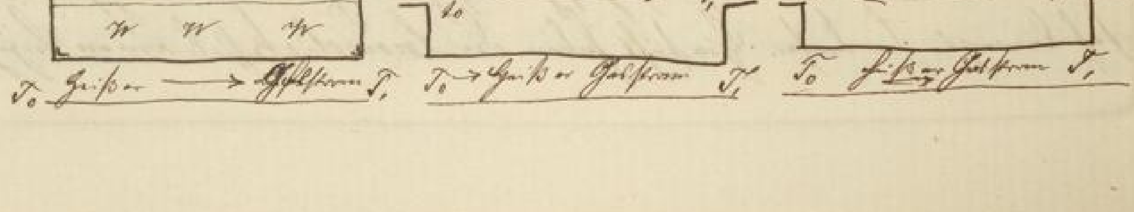
$$\mathfrak{h} = \left[1-\frac{sL}{B\mathfrak{h}}(W-U_0)\right]\left[1-e^{-\frac{kF}{sL}}\right].$$

das Resultat gibt nur reinste Ausbeute, weil alle Bedingungen gegeben sind, die eine günstige Wärmeerzeugung geben.
Hätten wir z. B. $\mathfrak{h} = 0.8$, so hieße dies 80% wären in den Kessel gegangen & 20% durch's Kamin. das beste wäre $\mathfrak{h} = 1$; $\frac{sL}{B\mathfrak{h}}(W-U_0)$ wäre denkbar, wenn $W = U_0$ würde. Man müßte aber auch $1-e^{-\frac{kF}{sL}}$ Null machen; dies wäre nur dann mögl., wenn F unendlich groß wird; d.h. einen unendl. großen Kessel machen. Nun ist W_0-U_0 nicht bedeutend, die Heizkraft $\mathfrak{h}$ ist auch nicht groß, der 1te Ausdruck fällt aber klein aus, wenn L klein, wir also wenig Luft zuführen; besonders soll $\frac{L}{B}$ klein sein. das Hauptgewicht liegt auf der Exponentialgröße und es muß diese möglich klein, d.h. $\frac{kF}{sL}$ muß möglichst groß sein.
Für ein großes k muß der Kessel im Innern sehr rein gehalten werden, und in dieser Beziehung ist mißlich, wo der sich an den Wänden bildende Dampf sehr schwer sich nach dem Dampfraum sich bewegt. In dieser Hinsicht haben die Locomotivkessel einen Vorzug

In Betreff der Heizfläche F ist zu sagen, dass dieselbe möglichst gross ist und daher besser $\frac{KF}{Q_2} = \frac{KF}{B}$ zu setzen.
Es muss demnach $\frac{F}{B}$ möglichst gross sein, d. h. B soll klein sein der Rost also nicht stark geheizt werden. Es gibt daher jeder Kessel einen guten Effekt, wenn B möglichst klein und der Kessel nicht stark angestrengt wird. Es liefert z. B. ein Locomotiv-Kessel immer 80–90 %, da hier $\frac{F}{B}$ klein. $\frac{L}{B}$ soll gross sein, was leicht einzusehen ist; l liegt hingegen nicht in unserer Macht. Ferner lässt sich aus der Formel für η folgern, dass dasselbe unabhängig von der Zuglänge ist. Dieses Ergebniss war Erfahrung im Widerspruch mit den verschiedenen Ansichten der Pyrotechniker.
η ist unabhängig von der Querschnitts Grösse des Kanals.
Nach den Voraussetzungen darf aber die normale Weite des Luftkanales nicht zu gross sein. Aus dem bisherigen geht hervor, dass nicht jeder Theil des Kessels gleichviel Dampf producirt, da die Verbrennungsgase am Feuerherd ganz glühend, diejenigen am Kamine aber fast abgekühlt sind.
Tragen wir nun als Abscissen die Kessellängen, als Ordinaten die versch. Temperaturen, so erhalten wir etwa beistehende Curve.



Wir können nun alle Heizapparate eintheilen in:
1. Kesselapparate.
2. Parallelstromapparate und
3. Gegenstromapparate.



Von diesen 3 Anordnungen ist der Gegenstromapparat der beste, indem hier den Gasen fast alle Wärme entzogen werden kann, was sehr wichtig für Kesselanlagen ist.
Verschiedene Kesselanlagen, siehe Ueberdruckblätter.

<u>Festigkeitsverhältnisse der Kessel.</u> Es sind hier 2 Dinge zu beachten:
1. die verschiedenen Kräfte, welche den Kessel afficiren und zerstören können;
2. die Widerstandskräfte des Kessels.

Zu ersteren gehört die Dampfspannung, von außen drückt aber die Atmosphäre, somit kann aber nur die Differenz dieser beiden der sog. Ueberdruck auf die Festigkeit einwirken.
Dieser Ueberdruck, solange er in normaler Lage bleibt, bringt kein Bersten des Kessels hervor. Als Angriffskraft können wir annehmen, daß sich plötzlich große Dampfmassen bilden, indem ein Theil der Kesselwand glühend wird und man hat mit guter Gewißheit angenommen, daß diese Ursache ein Bersten der Kessel hervorbringt. Um diesem Allem vorzubeugen hat man die verschiedensten sinnreichen Apparate ausgedacht, sowohl zur Beobachtung der Dampfspannung, als auch des Wasserstandes; besonders aber liegt es auch am Material, was bis jetzt Eisenblech war, nun aber in neuerer Zeit auch Stahlblech zur Verwendung gekommen worden ist, was sich gut bewährt hat und mit der Zeit eingeführt werden wird. Was die Form der Kessel anbelangt, so ist die cylindrische die gebräuchlichste und auch die festeste Form.

Hinsichtlich der Festigkeit bieten die amerikanischen Schiffskessel eine weit größere, als die englischen, da letztere nur ebene Flächen besitzen. Es geben einfache Formen immer größere Festigkeit, was bei complizirteren nicht mehr der Fall ist, indem alle miteinander verbundenen Theile sich beim Erwärmen nicht gleichmäßig ausdehnen, ferner soll der Kessel so wenig als möglich durchbohrt werden, weshalb auch in neuerer Zeit die Sicherheitsapparate auf einen Punkt möglichst concentrirt werden.

Hinsichtlich der Metalldicke läßt sich diese nur bei kugelförmigen oder cylindr. Kesseln bestimmen, bei Kesseln mit andern Flächen ist dies sehr schwierig und es wird dieselbe hier nach Erfahrungsresultaten bestimmt. Siehe Res. Seite 206.

Nach Seite 23 Res. ist:

$$\delta = \frac{D}{2}\left(\frac{p_0-p_1}{\mathfrak{A}+2p_1-p_0}\right),$$ worin p_0 der innere & p_1 der äußere Druck ist.

Diese Formel gibt aber nicht die gehörige prakt. Sicherheit, denn die Dimensionen, die sich hiernach ergeben, würden wohl dem Ueberdruck, nicht aber Zufälligkeiten genügen, die bei einem Kessel von schwacher oder hoher Dampfspannung vorkommen können.

Wir corrigiren obige Formel und setzen:

$$\delta = \frac{D}{2}\left(\frac{p_0-p_1}{\mathfrak{A}+2p_1-p_0}+\mathfrak{B}\right)$$

wenn die Constanten $\mathfrak{A}$ & $\mathfrak{B}$ zu bestimmen sind.

Wir setzen voraus, daß ein Kessel von 100 Ctm Durchmesser immer noch eine Metalldicke von $\frac{1}{2}$ Ctm. haben muß, wenn auch der äußere und innere Druck einander gleich sind. Nach Erfahrungsresultaten der Locomotivkessel hat Redtenbacher gefunden, daß

$$\mathfrak{A} = 361 \;, \quad \mathfrak{B} = 0{\cdot}01$$

und $$\delta = D\,\frac{1{\cdot}315+0{\cdot}495\,n}{363-n}$$ (n die Anz. der Atmosph.)

die der Dampfspannung entspricht. Siehe Res. Seite 206.

Dies Resultat ist von England, Frankreich und Preußen nicht angenommen. Für die Vernietungen gelten die früheren Regeln. Siehe Seite 44. Resultate.

Sicherheitsapparate.

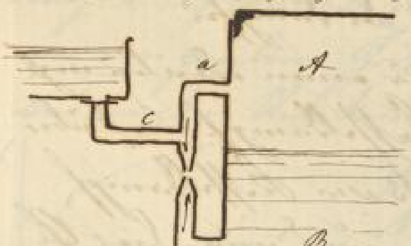
Sie haben den Zweck den Wasserstand, Dampfspannung etc. im Kessel anzugeben. Man glaubte früher das Bersten der Kessel durch solche Apparate zu verhüten, es ist aber wie die Erfahrungen bewiesen nichts schädlicher als viele solche Apparate auf einem Kessel anzubringen, das beste ist ein zuverlässiger Mann.

Das Wasser soll nie unter die höchste Stelle der Heizfläche kommen und es sind die hiezu verwendeten Apparate für ruhiges Wasser im Kessel construirt. Es ist jedoch der Zustand der Ruhe nie im Wasser vorhanden, sondern es wird das Wasser stets tumultuarisch sein. Die gebräuchlichsten Apparate um den Wasserstand zu messen sind nun hauptsächl. das Wasserstandsglas und der Schwimmer.

Um die Dampfspannung im Kessel zu messen bedient man sich in neuerer Zeit der vielfach verbreiten Feder manometer.

Damit der Kessel nun seinen Normalwasserstand beibehält sind Speisepumpen nöthig welche zwar sehr klein werden, wenn sie continuirlich gehen sollen, in der Regel richtet man dieselben jedoch so ein, dass sie reichlich Wasser dem Kessel in kurzer Zeit zuführt und nicht continuirl. zu arbeiten braucht.

Nun gibt es außer diesen gew. Speisepumpen eine sogenannte Dampfstrahlpumpe von Giffard. Dieselbe enthält folgende



Einrichtung. a communizirt mit dem Dampfraum A und b mit dem Wasserraum B. c ist mit einem Reservoir, das mit kalt. Wasser gefüllt und dem Rohr a in Verbindung. Wasser und Dampf haben nun eine einander entgegengesetzte Bewegungsrichtung, und da der Dampf aber mit ungeheurer Geschwindigkeit ausströmt, so wird sich anfangs wenn derselbe mit dem Wasser in Berührung kommt etwas Wasser bilden, allein zuletzt reißt er das Wasser mit und speist so den Kessel. Es war das schon längst in der Physik bekannt und ist von Giffard glücklich angewandt worden.

Einmauerung der Kessel. Die hiezu verwandten Backsteine sollen keinen Kalk und kein Eisen enthalten und sollen feuerfest sein. Da aber diese Art Steine sehr theuer sind, so stellt man nur die Heizfläche aus solchen her und zwar nur eine Reihe, zum übrigen Mauerwerk verwendet man Backsteine.

Um den Rissen u. Sprüngen, welche möglicherweise im Mauerwerk entstehen können durch die große Hitze, vorzubeugen, ist es rathsam das Mauerwerk nach der Längen und Breitenrichtung mit Stangen zu verbinden; ferner soll das Kesselmauerwerk freistehen und sich nicht wider eine Mauer etwa lehnen.

Die Kessel selbst ruhen entweder auf feuerfestem Mauerwerk, das von unten aufgeführt ist, oder es sind am Kessel 4–6 Bolzen oben angenietet, die sich oben auf's Mauerwerk legen und der Kessel frei aufgehängt ist.

An der Stirnfläche des Kessels sind nun noch die sog. Kesselgarnituren angebracht, die sich nach der Feuereinrichtung des Kessels richten.

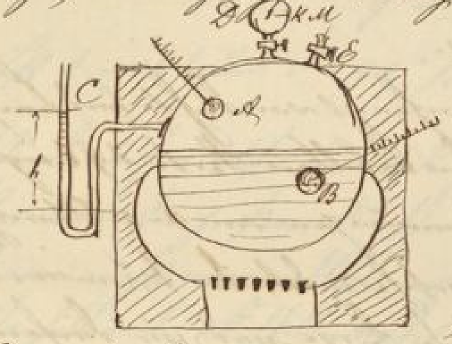
Physikalische Eigenschaften des Dampfes.

Um diese uns deutlich zu machen, machen wir einen idealen nicht realisirbaren Versuch. Wir unterscheiden Kesseldampf und überhitzten Dampf; letzter entsteht dadurch, daß wir Kesseldampf in ein Gefäß bringen dasselbe abschließen und nun das Gefäß einer Wärmequelle aussetzen.

Wir unterscheiden nun beim Dampf folgendes:

a. die Temperatur,
b. die Spannkraft, gemessen durch den Druck des Dampfes auf 1 □M
c. die Dichte, d.i. das Gewicht von einem Kub.Met. Dampf. [illegible] □cl.

Auf theoretischem Wege lässt sich nichts ausrichten, sondern es ist der Zusammenhang nur durch Versuche ermittelt worden. Wir



nehmen einen Kessel, füllen ihn mit Wasser, erwärmen denselben und lassen die Luft durch den Hahn E entweichen. Die Temperatur des Dampfes messen wir durch ein Thermometer A, die des Wassers durch eines B und die Spannkraft durch das Barometer C. Nun heizen wir fort, so wird die Temp. zunehmen und das Quecksilber im Therm. & Barom. steigen. Wir füllen nun einen Ballon D, der vorher gewogen und gerade zu einem Kub. Meter enthält, so werden wir Zahlen für Spannkraft, Temperatur und Dichte erhalten. Es sind dies zwar rechte Zahlen, zusammengestellt Seite 196. Kap. Es stammen dieselben von Arago; etwas genauere hat Regnault gefunden. Die Beobachtungen von A, B & C müssen natürlich genau in einem Zeitmoment zusammengeschehen, so wie auch die Bestimmung der Dichte. Nun ist der Zusammenhang zwischen Temp. t, Spannkraft p und Dichte Δ festzustellen. Dazu brauchen wir eine gegebene Größe und 2 Gleichungen zur Bestimmung der andern zwei Unbekannten von der Gestalt:

$$p = \text{funct}\,(t)$$
$$\Delta = \text{Funct.}\,(t)$$

Beistehende Kurve zeigt, dass mit der Temp. die Spannkraft wächst, erstere aber nur wenig zunimmt, während die

Spannkraft bedeutend wächst. Die letzteren 4–5 Atmosph. als Spannkraft, während die Temp. nur von 100°–153° steigt. Den Zusammenhang empirisch darzustellen haben sich viele Physiker bemüht. Nach Arago ist:

$$p = (a+bt)^5;\ a+bt = p^{\frac{1}{5}} = \sqrt[5]{p}.$$

$$t = -\frac{a}{b} + \frac{1}{b}\sqrt[5]{p}.$$

Graphische Darstellung des Zusammenhangs von Dichte und Temp. wie sich aus den Tabellen Seite 196 ergibt.

Da wir nur Spannungen von 4–5 Atmosph. betrachten, so verschwindet der krummlinige Theil der Curve und wir dürfen setzen:

$$\Delta = \alpha + \beta p.$$

Die Constanten α & β sind S. 195 Ref. enthalten. Wäre $\alpha = 0$, so hätten wir das Mariotte'sche Gesetz; ist $p = 0$, so ist $\Delta = \alpha$, d.h. α ist die Dichte einer Dampfmasse, deren Spannkraft gleich 0 ist. Es sind diese Resultate bis jetzt allein von Redtenbacher aufgestellt worden. Wie früher bemerkt, hat Watt entdeckt, daß 650 Wärmeeinheiten nöthig seien, um 1 Kilg Wasser von 0° Temp. in Dampf von 0° Temp. zu verwandeln. Etwas andere Res. fanden Clement & Parkes und später die genaueren, Regnault.

<u>Condensation</u> <u>des Dampfes</u>. Füllen wir ein Gefäß mit Kesseldampf und kühlen es nur ein wenig ab, so geht ein Theil des Dampfes in Wasser über, woraus sich erklärt, wodurch sich erklärt, daß der Kesseldampf nur so viel Wärme enthält, als zu seiner Existenz nothwendig ist. Wir wollen nun die Wassermenge bestimmen, die nöthig ist um 1 Kilg Dampf vollständig zu condensiren. Nehmen wir ein Gefäß, das 1 Kilg Dampf enthält und spritzen eine Wassermenge $= q$ Kilg und einer Temp. t ein,

Nach der Condensation habe der Dampf die Temperatur T, die Wärmemenge um Dampf zu condensiren und um Dampf zu bilden müssen also gleich sein; somit

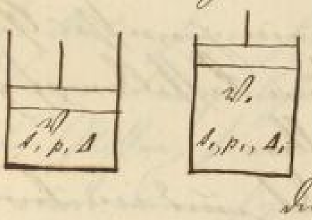
$$q(T-t) = 650 - T. \text{ und}$$

$$q = \frac{650-T}{T-t}$$

Ist $t = 10°$ und $T = 40°$ so wird $q = \frac{650-40}{40-10} = 20$ (nahezu)

Wir brauchen also um 1 Kilg Dampf zu condensiren 20 Klg Wasser. Wegen dieser großen Wassermenge ist der Condensator für Locomotiven nicht anwendbar, wohl aber für Schiffsmaschinen.

Verhalten des Kesseldampfes bei Kompression oder Ausdehnung, ohne daß dabei Wärmeverlust oder Wärmegewinn eintritt. Bei den Gasen haben wir gesehen, daß ohne Temp. veränderung die Gase dem Mariotte'schen Gesetz, in welchem Falle aber Wärme zugeführt oder entzogen werden muß, im andern Falle folgen sie dem potenzirten Mariotte'schen Gesetze. Wie die Kesseldämpfe sich verhalten ist noch nicht streng wissenschaftlich durchgeführt. Doch ist zu vermuthen, daß wenn wir Kesseldampf haben, ohne ihm Wärme zuzuführen oder zu entziehen sein Volumen ändern, dichte u. Spannkraft nach den Tabellen. Haben wir ein Gefäß mit Kesseldampf von dem



Volumen V, der Temp. t, der Spannkraft p, der Dichte Δ, ändern den Dampfraum, so daß er das Volum V_1, die Temp t_1, die Spannkraft p_1 und die Dichte Δ_1 erhält: so wird sein:

$$\Delta = (\alpha + \beta p) \; ; \; \Delta_1 = \alpha + \beta p_1$$

da in einem Gefäß so viel Dampf als im anderen, so ist:

$$V(\alpha + \beta p) = V_1(\alpha + \beta p_1)$$

$$\alpha + \beta p_1 = (\alpha + \beta p)\frac{V}{V_1}$$

$$\frac{\alpha}{\beta} + p_1 = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{v}{v_1}$$

$$p_1 = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\left(\frac{v}{v_1}\right) - \frac{\alpha}{\beta}$$

Es ist das Resultat für unsre Zwecke hinreichend genau.

Vom überhitzten Dampf. Nehmen wir Kesseldampf und erhitzen ihn, so wird die Spannkraft p in p_1 und die Temperatur t in t_1 übergehen, das Volumen sich aber nicht ändern. Die Physiker nehmen an, daß diese Änderung nach dem Gay-Lussac'schen Gesetze wie bei Gasen vor sich gehe.

Auch für Volumenveränderung gilt, glaubt man, dasselbe Gesetz wie bei Gasen. Es ist dies jedenfalls richtig für nicht zu starke Erhitzungen; findet aber dieses statt, so scheint es sich nach dem potenzirten Mariotte'schen Gesetze zu richten.

Praktisch wichtig ist die Frage, wie viel Wärme zu einer solchen Erhitzung nöthig ist; dieselbe ist abhängig von der Wärmecapacität des Dampfes, als Zahl hiefür fand Regnault 0·475; früher setzte man schlechtweg 0·8. Da diese Zahl 0·475 klein ist, so ist also wenig Wärme nöthig um überhitzten Dampf zu erhalten. Es wäre daher gut statt des gew. Kesseldampfes überhitzten Dampf anzuwenden.

Um nun die Wärmemenge zu berechnen und ein gewisses Quantum überhitzten Dampf und dasselbe Quantum Kesseldampf zu bilden und einen Vergleich darüber anzustellen.

Der Kesseldampf werde aus Wasser von 0° gebildet und wir brauchen hiezu Regnault's Gesetz. Es ist $a + bt = 606·5 + 0·305\,t$.

Kesseldampf

1 Kub. M.
p, t, Δ
W_1

$$\Delta = (\alpha + \beta p)$$

Um 1 Kub. M. Kesseldampf von der Spannkraft p und der Temp. t herzustellen, ist $W_1 = (\alpha + \beta p)(a + bt)$

Kesseldampf.

1 K. M.
p_0 t_0 Δ_0
W_0

Wollen wir nun überhitzten Dampf von der gleichen Spannkraft p, dazu brauchen wir Kesseldampf, von dem wir p_0, t_0, Δ_0 kennen, so dass hier

$$W_0 = (\alpha + \beta p_0)(a + b t_0)$$

Ueberhitzter Dampf

1 K. M.
p T Δ_0
W_2

Wir erhitzen alsdann diesen Kesseldampf bis zur Spannkraft p und der Temperatur T, so wird sein, wenn C die Wärmecapacität zwischen $T - t$:

$$W_2 = (\alpha + \beta p_0)\, C (T - t_0)$$

Für zwei Gase haben wir p, t, ρ und p_0 t_0 ρ_0, so ergibt sich nach dem Mariotte'schen Gesetz:

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{p}{p_0}\,\frac{1+\lambda t_0}{1+\lambda t}$$, wo λ der Volumenausdehnungskoeffizient für Gase; da Dampf sich nach dem obigen wie Gas verhält und eine Volumenveränderung nicht da ist, so haben wir:

$$1 = \frac{p}{p_0}\,\frac{1+\lambda t_0}{1+\lambda T}$$

$$1 + \lambda T = (1 + \lambda t_0)\frac{p}{p_0}$$

$$\lambda T = (1 + \lambda t_0)\frac{p}{p_0} - 1. \quad T = \left(\frac{1}{\lambda} + t_0\right)\frac{p}{p_0} - \frac{1}{\lambda}$$

$$T - t_0 = \left(\frac{1}{\lambda} + t_0\right)\frac{p}{p_0} - \frac{1}{\lambda} - t_0\,; \quad W_2 = (\alpha + \beta p_0)\, C \left(\frac{1}{\lambda} + t_0\right)\left(\frac{p}{p_0} - 1\right)$$

$$W_0 + W_2 = W = (\alpha + \beta p_0)\left\{(a + b t_0) + C\left(\frac{1}{\lambda} + t_0\right)\left(\frac{p}{p_0} - 1\right)\right\}.$$

Heizapparate

Ein Raum heizen heisst soviel als die im Raume herrschende Temperatur zu halten, oder denken wir uns den Raum hermetisch abgeschlossen, so wird keine Luft eindringen und keine entweichen, es würde demnach genügen, wenn man in jeder Stunde so viele Wärme einbrächte als in dieser Zeit durch Abkühlung an Wand, Decke, Boden etc verloren gienge. Gewöhnlich sind aber die Räume, welche geheizt werden sollen nicht hermetisch abgeschlossen, sondern schliessen nur unvollkommen. Es dringt also kalte Luft ein,

während warme Luft entweicht.
Um nun zu bewirken, daß die Temperatur erhalten werden muß, haben wir zweierlei Wärmequantitäten zuzuführen, nämlich.

1.

2.

Um nun die Wärme, welche die Verbrennungsgase liefern in den Raum zu bringen, haben wir es mit der Wärmeerzeugung, dem Transmittiren und der Vertheilung der Wärme zu thun. Zu vermeiden, großen Ansammlungen von Wasser. Es muß auch für Ventilation in den Räumen gesorgt werden, d.h. es muß frische Luft zugeführt und unreine weggebracht werden.

Bestimmung der Wärmemenge die durch Wände verloren geht. Siehe Red. Seite 211. Es ist $W = \frac{F(\Delta - \Delta_0)}{\frac{1}{\beta_1}+\frac{1}{\beta_2}+\frac{e}{\lambda}}$ die Wärmemenge die stündlich verloren geht.

$\Delta \;\big|\; \Delta > \Delta_0 \;\; \overset{e}{\longleftrightarrow} \;\big|\; \Delta_0$

Beckle hat für verschiedene Materialien Versuche angestellt und einige Werthe angegeben, wornach also zu setzen:

Material	$\frac{1}{\beta_1}+\frac{1}{\beta_2}$	$\frac{1}{\lambda}$
Bruchstein	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{0.8} = 1.25$
Backstein	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{0.68} = 1.47$
Tannenholz	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{0.17} = 5.88$
Eichenholz	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{0.32} = 3.12$
Glas	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{0.27} = 3.7$

Ist q die Wärmemenge, die durch 1 □ Meter Fensterfläche geht, so ist zu setzen für einfache Fenster $q = 3.66$

für Doppelfenster $q = 2.00$.

Nun ist noch zu beachten, ob wir Scheidewand oder Umfassungswand haben. Letztere sind bei dem Wärmeverlust nicht in Anschlag zu bringen, vorausgesetzt, dass in beiden von dieser Wand getrennten Räume gleiche Temperatur herrsche. Die untere Bodenfläche können wir als Mauerfläche betrachten.

$$W = f\left(\frac{M}{\frac{1}{\delta_1}+\frac{1}{\delta_2}+\frac{e}{\lambda}} + pF\right)(\Delta-\Delta_0)$$

Es bedeutet hier M die Mauerfläche, F die Fensterfläche, f ein Koeffizient der angenommen werden muss.

$$W_1 = 0{\cdot}237\, L(\Delta-\Delta_0) - 48\, N.$$

L bedeutet die Luftmenge, welche stündlich in den Raum gebracht werden muss und es ist in der Regel $L = 48 N$ wobei N die Anzahl der Menschen bedeutet.

Ist N_1 die Anzahl der Brenner einer Gasbeleuchtung, q_1 die Gasmenge die ein Brenner pro Stunde braucht in Kub. M. so ist $N_1 q_1$ die Gasmenge stündlich in Kub. Met. und

$N_1 q_1 \times 0{\cdot}7$ stündlicher Gasverbrauch in Kilogrammen.

Die Luftmenge in Kilogrammen stündlich beträgt:

$$L_1 = N_1 q_1 \times 0{\cdot}7 \times 17{\cdot}8$$

Die Wärmemenge um diese Luft von der Temp. der äußeren Luft auf diejenige Temp. der Luft zu bringen, die im Innern herrscht, ist:

$$N_1 q_1 \times 0{\cdot}7 \times 17{\cdot}8 \times 0{\cdot}237(\Delta-\Delta_0)$$

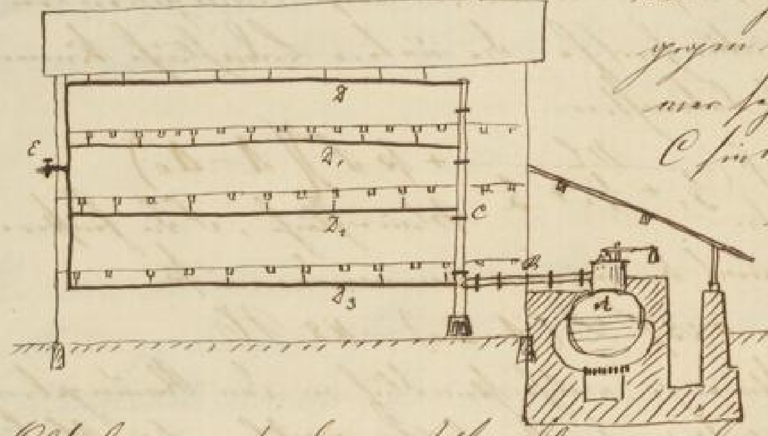
Die Wärmemenge die produziert wird ist:

$$W_2 = N_1 q_1 \times 0{\cdot}7 \times 17{\cdot}8 \times 0{\cdot}237(\Delta-\Delta_0) - N_1 q_1 \times 0{\cdot}7 \times 12400.$$

Wir gehen nun zu den verschiedenen Heizungen über und zwar zuerst zur:

Dampfheizung.

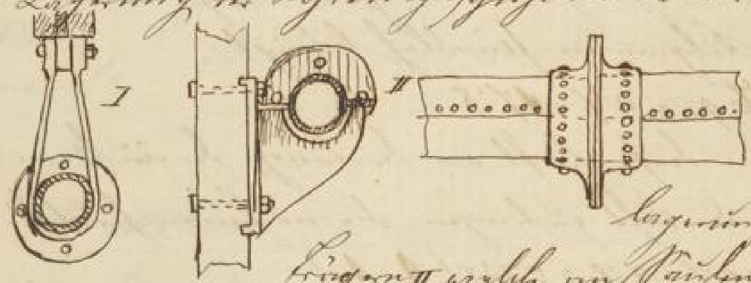
Denken wir uns folgende Anordnung: A sei ein Dampfkessel gewöhnlich außerhalb dem Fabrikgebäude, B das Dampfrohr, C Standrohr, von welchem aus die Röhren D, D_1, D_2, D_3, in die verschiedenen Stockwerke gehen. E ein Hahn zum Öffnen



die Neigung der Röhren gegen das Steigrohr ist eine sehr wichtige; B & C sind immer von Gußeisen und mit Flanschen versehen; außerdem verwahrt man dieselben gegen Abkühlung entweder mit Hanfleinen oder Strohgeflechten.

In neuerer Zeit wendet man statt gußeisernen Röhren auch Schmiedeisen an und zwar von Blech. Sie haben den Vorzug daß sie bedeutend leichter; allein was die Solidität der Verbindung betrifft, so sind die Blechröhren schlechter.

Die Lagerung der Röhren geschieht entweder durch Aufhängen



an Durchzüge Anordnung I, oder durch Auflagerung auf gußeisernen Trägern II, welche an Säulen oder Pfosten befestigt sind. Wir müssen nun hinsichtlich der Dimensionenberechnung vor Allem die Wärmemenge kennen, die stündlich verloren geht, d.h. diejenige die ersetzt werden muß. Die Zeitschwankungen ausgenommen sind nicht in Rechnung zu bringen. Diese Wärmemenge nehmen wir als gegeben an, so werden uns die Rech. Seite 127 nähern Aufschluß geben. Die Heizfläche des Dampfkessels ist:

$$F = \frac{W}{23} \frac{\log nat \frac{T_0 - t}{T_1 - t}}{T_0 - T_1}$$

das 23 ist der Wärmedurchgangscoeffizient, unsere frühere Bez. Ist f die Summe der Oberflächen aller Wärmeröhren, so ist:

$$f = \frac{W}{12(t-t_1)}$$

Bei einer Hauptleitung werden die Durchmesser der Röhren in der Regel 3–4", bei einer einzigen Leitung 6–8".

Betrachten wir nun die Vortheile und Nachtheile einer Dampf=heizung, so finden wir, daß der Dampf überall willig hingeht, wohin wir ihn haben wollen, was z. B. bei der Luftheizung nicht der Fall ist; auch vertheilt sich der Dampf in allen Räumen sehr gleichmäßig, ferner bleibt die Luft rein bei einer Dampfheizung und ist dieselbe nicht feuergefährlich, was bei Spinnereien u. Webereien sehr in Anschlag zu bringen ist. Nun hat diese Heizung auch wieder ihre Nachtheile, denn sie bringt einzig und allein nur Wärme, keine Ventilation; sollen die zu heizenden Räume ventilirt werden, so müssen besondere Einrichtungen getroffen werden. Oftmals gestatten auch die Localitäten die Anbringung solcher Röhren, können also nie angewendet werden, da es auf Schönheit sehr ankommt. Dann werden die Dampfheizungen auch ziemlich kostspielig, indem es angemessen ist Dampf von niederer Spannkraft zu nehmen, etwa $\frac{5}{4}$ Atmos. und daher die Röhrendurchmesser sehr weit werden.

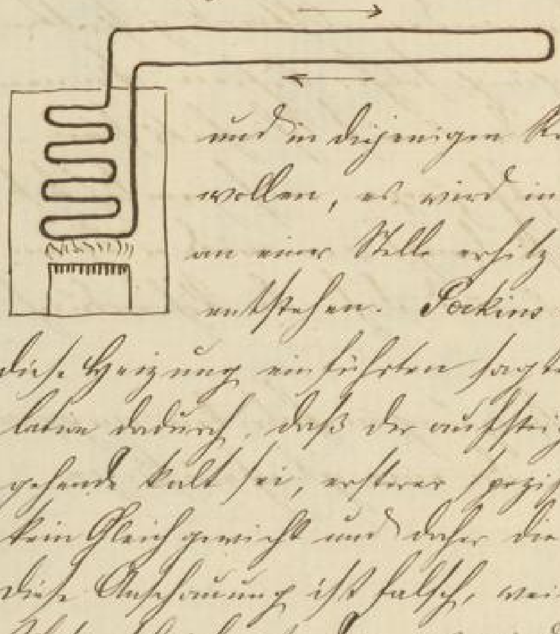
Vorherrschend findet man diese Heizung in Fabriken angewendet und insbesondere in Räumen, da eine gleichmäßige Temperatur verlangt wird.

Wasser oder Cirkulations-Heizung.

Dieselbe gründet sich auf einen Fundamentalversuch, der schon längere Zeit bekannt war. Wir nehmen eine rechtwinklig

b

gebogene Glasröhre, füllen dieselbe mit Wasser, halten dieselbe in vertikaler Lage und erwärmen schließlich mit einer Weingeistflamme, die eine Ecke a der Glasröhre, so wird im Wasser eine cirkulirende Bewegung stattfinden, die anfangs schwach, dann rascher und rascher und nimmt zuletzt wieder ab, bis die Bewegung ganz langsam erfolgt. Nehmen wir nun einen Schwamm und kühlen mittelst desselben bei b die Röhre ab, so wird augenblicklich wieder eine rasche Cirkulation des Wassers stattfinden. Den-



selben Vorgang haben wir, wenn wir eine Röhre nehmen und in diejenigen Räume leiten, welche wir wärmen wollen, es wird indem wir diese Röhre ohne Ende an einer Stelle erhitzen, ebenfalls eine Cirkulation entstehen. Perkins & andere Techniker, welche zuerst diese Heizung einführten, sagten es entstünde eine Cirkulation dadurch, daß der aufsteigende Strom warm, der niedergehende kalt sei, ersterer spezifisch leichter als letzterer, darum kein Gleichgewicht und daher die Cirkulation.

Diese Anschauung ist falsch, weil in der Differenz nicht Motorisches liegt; denn es wird wohl durch das Sinken Wirkg producirt, dagegen durch das Steigen Wirkung consumirt,

hier sind beide Wirkungen gleich. Wäre die Aussage von Pe-
kins richtig, so müßten die Höhenunterschiede von großem
bauenden Einflusse sein, demnach müßte die Zirkulation bei
der Heizung eines thurmähnlichen Gebäudes eine ganz andere
sein, als die bei einem niedrigen Gebäude.

Eine richtige Erklärung ist schwierig. Nach Redtenbacher
verhält sich die Sache folgendermaßen: Wir nehmen ein

Rohr, füllen dasselbe in der Mitte mit
Pulver, auf beiden Seiten mit Kugeln,
wovon die rechter Hand leichter sein sollen. Entzünden wir
das Pulver, so werden die leichten Kugeln nach rechts, die
schweren nach links getrieben werden; ganz ähnlich verhält
es sich mit der Zirkulation einer Wasserheizung. Das
Wasser kommt hier in die glühende Röhre, wodurch eine sehr
heftige Dampfentwicklung erzeugt wird. Der Höhenunter-
schied ist auch nicht ganz zu verwerfen, indem er für das
Anheizen von Wichtigkeit ist.

Man unterscheidet <u>Nieder</u>- und <u>Hochdruck</u> <u>Wasserheizungen</u>;
bei letzteren ist die Temperatur und Spannung in den Röhren
sehr hoch; bei ersteren gerade umgekehrt, und es werden diese
insbesondere zur Heizung von Gewächshäusern verwandt.

Die Temp. in der Röhre ist nicht wie bei der Dampfheizung con-
stant, sondern sie ändert sich bis eine vollständige Abkühlung
des Wassers eingetreten und nach Abgabe seiner Wärme wie-
der in den Kessel tritt. Die Änderung geht nach Exponentialgrößen

vor sich. Die Röhren für den Vor- und Rücklauf liegen nahe neben-
einander. Die Wärmeabgabe wird proportional
dem arithmetischen Mittel aus der Temp. t des Vor-
laufes u. der des Rückls. t_1, also $= \frac{1}{2}(t+t_1)$.

Hochdruckwasserheizung.

Die Röhren kann man entweder an Trägern aufhängen oder wir können sie in Kanäle legen und unter dem Boden halten. Wir können hier die Temperatur auf ein Maximum oder Minimum bringen. Genügt eine Circulation nicht, so wendet man zwei an, indem man die eine Anordnung gerade zu verdoppelt. Oder man erhält einen Ofen bei [illegible] mit einer doppelten Zirkulation. Die Herstellung der Röhren ist eine kostspielige und man bezieht dieselben meistens aus England.
Bei den Perkins'schen (Röhren) Hochdruckwasserheizungen ist die Temperatur des Wassers eine außerordentlich hohe, so daß die Röhren bei ihrem Austritte oft rothglühend sind. Dadurch treten die Verbrennungsgase mit einer sehr hohen Temperatur ins Kamin und es ist eine gute Verwendung der Wärme nicht möglich. Solche Heizungen sind nicht viele ausgeführt, außer in England und einigen bayrischen Bahnhöfen und Etablissements durch Haag in Augsburg und in der großen Fabrik in Nürnberg, welche Heizung allein 40000 fl kostete.
Zur Überwindung der Reibung ist ein großer Kraftaufwand nöthig, der auch Kosten des Brennstoffs geliefert werden muß. Diese Wärme geht vielleicht nicht einmal verloren, weil durch Reibung wieder Wärme entsteht. Die Dimensionen siehe P. R. 215. Die hier aufgestellten Regeln beruhen hinsichtlich der Coeffizienten auf älteren Erfahrungen.

Luftheizung.

Es gibt deren zweierlei, nämlich:
1. die eigentl. Ofenheizung, wo unmittelbar im zu erwärmenden Locale selbst der Heizapparat aufgestellt und hier können

wir a) innere und b) äußere Heizung unterscheiden.
Bei erster Heizung ist der Apparat nur ein Wärmeapparat, während bei letzterer derselbe noch den zu erwärmenden Raum ventilirt.

2.) Vermittelst eines Wärmeapparates außerhalb des zu erwärmenden Locales wird Luft erhitzt und dieselbe dem Local zugeführt. Hier muß natürlich stets Ventilation da sein.

1. <u>Ofenheizungen</u>. Hierbei ist der Verbrennungsakt zuerst zu betrachten, und es gelten bezügl. der Rosteinrichtungen die früheren Regeln, daß die Verbrennungsgase durch den Rost hindurch gehen und nicht darüber weg. Bei Steinkohlenbrand wird am vortheilhaftesten der Topf angewandt, ferner sollen die Wände des Ofens so construirt sein, daß die Wärme leicht hindurchgeht. Öfters kommt auch die Masse des Ofens in Betracht, je nachdem derselbe continuirlich oder nur periodisch geheizt werden soll. Öfen, welche die Wärme rasch abgeben sollen, müssen von geringer Masse sein, während wenn eine continuirliche Erwärmung statt finden soll, so muß die Masse des Ofens eine große sein. Ein Hauptzweck ist eine gute Vertheilung der Wärme; gute Mittel dies zu erzielen sind für Ofenheizungen noch keine bekannt.

2. <u>Luftheizung</u> im <u>Besonderen</u>. Die hiezu angewandten Öfen heißt man Calorifer. Man kann hiezu Dampfkessel, Wasserheizungsapparate, Luftöfen brauchen; in der Regel sind es die letzteren. Um die erwärmte Luft an den Raum der Bestimmung zu bringen, kann man den Calorifer ganz in die Nähe des zu erwärmenden Raumes aufstellen und denselben durch eine weite Öffnung mit dem Raum in Verbindung bringen.

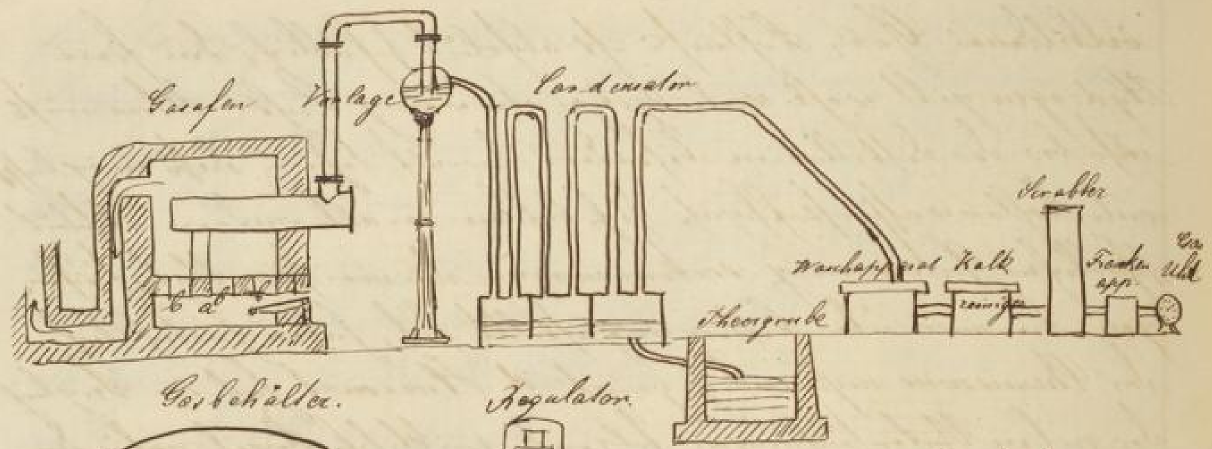
eine Schwierigkeit verursacht hier wiederum das gleichmäßige Vertheilen der Luft. Zu diesem Zwecke geht ein Röhrensystem von dem Calorifer aus in alle Räume, die geheizt werden sollen. Manchmal wird noch ein 2tes Kanalsystem eingerichtet, um die unrein gewordene Luft nach Außen zu schaffen. Die letztere ist die eigentliche Luftheizung und ist eine schon alte Erfindung. Da aber die Luft sich nicht so willig in der Ltg. zeigt, wie die übrigen Heizungen, so kann nie das Erzielte werden, was man beabsichtigt. Ferner geht ein großer Theil Wärme durch die Cirkulation in den Röhren verloren.
Zu einer förderlichen Luftheizung müssen jedenfalls mechanische Mittel zu Hülfe genommen werden, was aber bis jetzt noch nicht realisirt wurde.

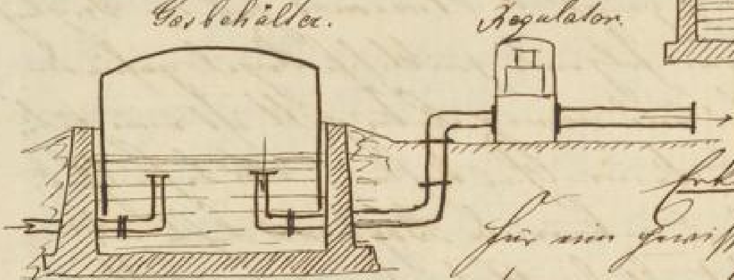
Gasbeleuchtung.

Bringen wir irgend einen Brennstoff in ein feuerfestes, luftdicht geschlossenes Gefäß und setzen dies einer heftigen Glühhitze aus, so geht ein Akt vor sich, den man Destillationsakt nennt. Zur Gasfabrikation verwendet man meistens Steinkohle. Die Gase, welche sich bei der Destillation entwickeln sind ein Gemenge vieler Gase als: Kohlenwasserstoffgas, Sumpfgas, ölbildendes Gas, Kohlenoxydgas, Kohlensäure, Schwefelwasserstoffgas, Ammoniakgas (NH_3) und eine gewisse Quantität freien Hydrogen. Das quantitative Verhältniß, in dem die einzelnen Gase vorkommen, richtet sich nach dem Brennstoffe, der Retorte und dem Destillationsakt. Zur Beleuchtung nützlich sind nur das Sumpfgas und ölbildendes Gas, Kohlensäure ist absolut schädlich, das freie Hydrogen gibt wohl viele Hitze aber wenig Licht. Man muss also bei der Destillation besonders darauf sehen, dass möglichst viele Kohlenwasserstoffgase sich bilden u. alle andern absolut schädlichen Gase wenig vorkommen. Die meisten Untersuchungen, die man über Kohlen angestellt hat, haben hinsichtlich des Chemismus nicht viel gezeigt. d'Hurcourt hat im Vergleich der vielen Untersuchungen folgende praktische Regel gefunden. Eine Kohle, die viel Gas und wenig Koks gibt, ist eine gute Kohle, alle andern sind keine Gaskohlen. Als beste Gaskohle sehe die in England vorkommende Boghead Kohle als Muster an. Die Leuchtkraft des Gases hängt von dessen spezifischem Gewichte ab, und ist um so grösser, je schwerer dasselbe ist. Nun richtet sich die Grösse des spez. Gewichtes ganz besonders nach der grössern oder geringern Menge von ölbildendem Gas. So ist z. B. das spez. Gewicht für das Boghead Gas 0.75, während die gewöhnl. Leuchtgase nur ein spez. Gewicht von 0.45 haben. Die Gasmenge, welche aus den verschiedenen Kohlenarten gezogen wird ist sehr verschieden, so liefert Boghead Kohle 1/6 mehr Gas als die gew. Steinkohle, es beträgt aber auch der Preis dieser Kohle 2–3 mal soviel als der übrigen. Die nun der Beleuchtung schädl. Gase müssen entfernt werden und das Gas also ehe es zur Verwendung gelangt, gereinigt werden.

Auf der Destillation und der Reinigung des Gases beruht nun die ganze Gasbereitung.

Der Vorgang ist nun folgender, wie auch der nächsten Seite aus den Skizzen ersichtlich.





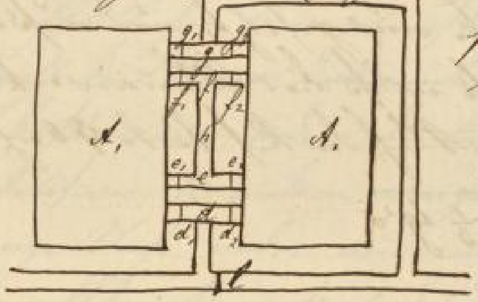
Erklärung der Details

Für eine gewisse zu liefernde Gasmenge ist eine gewisse Anzahl von Retorten nöthig. In einer Fabrik sind stets mehrere Oefen nebeneinander gebaut, entweder für 3 oder 5 Retorten. Die meisten haben 5. a ist ein Kanal mit Oeffnungen b, wodurch die Verbrennungsgase zu den Retorten gelangen und letztere umgeben, sodann gehen sie weg durch Kamine. Die immer der Glühhitze ausgesetzten Gewölbe sollen stets rothglühend gehalten werden.

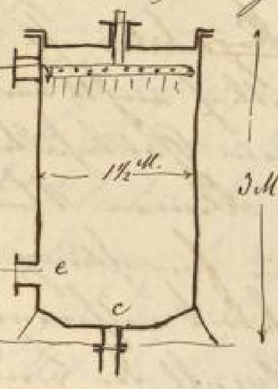
Die Retorten haben eine Stärke von 3–4 Cent. für Eisen, gewöhnlich macht man sie jetzt aber aus Thon mit einer Stärke von 8–10 Cent. Der Retortenkopf ist in der Regel aus Gußeisen. Das Entweichen der Gase kann nur durch eine hinreichend dicke Wand verhindert werden. Die Vorlage kann nun eckig oder rund sein, und es ist für jede Retorte ein eigener Abschluß, indem das Aufsteigerohr theilweise unter Wasser taucht.

Bei dem Condensator muß noch eine Leitung um denselben vorhanden sein, um das Gas in diese Leitung bringen zu können, wenn ein Condensator fehlt oder derselbe gereinigt werden muß.

das Waschapparat wird zum Theil mit Wasser gefüllt und auch Coaksstücke, Baumzweige oder Reisig hineingeworfen, die Röhre führt zur Ableitung, welche auch hier angebracht ist, um etwa eine frische Füllung etc vornehmen zu können.
Die Kalkreiniger haben eine sehr mannichfaltige Einrichtung. In der Regel sind 2 vorhanden. Der Kalk wird auf Horden-



flächen gelegt und in etwa 4" hoher Dicke geschichtet. Das Gas tritt bei g ein, geht durch die erste Abtheilung des Apparates, bei i in die 2te und bei k wieder hinaus. A, u. A, sind Kalkreiniger; d, d2; e, e2 f, f2, g, g2 sind Schieber. Schließt man d, d2 u. e, e2, so geht das Gas nicht durch den Kalkreiniger. Soll nun das Gas in A eintreten, so schließe ~~man~~ d,; soll es in A steigen, so schließt man e2. Das Rohr h verbindet e mit f. l ist ebenfalls ein Schieber, der das Gas zwingt in die Kalkreiniger einzudringen.
Der Scrubber ist nicht in allen Fabriken vorhanden. Bei c strömt



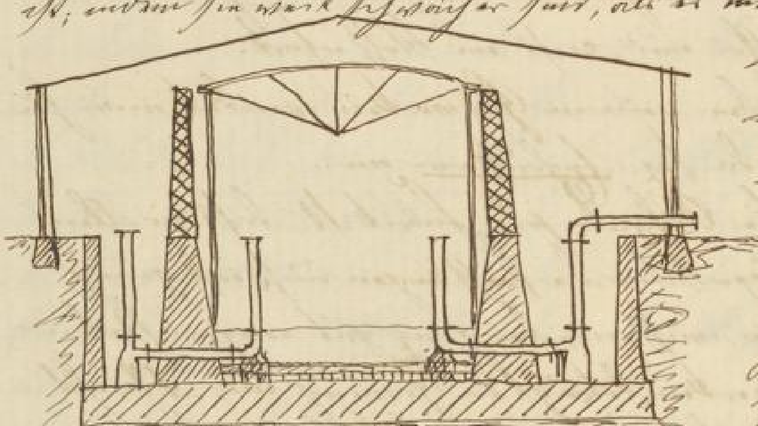
das Gas aus, e ist ein Wasserhahn.
In den neueren Gaswerken wendet man hie u. da sog. Exhaustoren an.
Die Aufgabe jeder Fabrik ist, daß in allen Apparaten die Pressungen äußerst gering sein müssen; bei ganz gut eingerichteten Gaswerken beträgt die Pressung nur 1½ oft $\frac{5}{4}$ Zoll Ueberdruck. Um diese Pressung innehalten zu können wendet man Exhaustoren d. h. Gaspumpen an.
Einzig schwierig darzustellen sind der Gasofen und der Behälter.

Letzterer besteht aus Blech. Es wird zuerst das Mauerwerk, ein vollkommen dichtes Wassergefäß hergestellt. Der Boden wird von einer 1½–2' dicken Betonschichte gebildet. Hierauf bringt man 1 oder 2 Schichten von aufrechtstehenden hydraul. Backsteinen, mit hydraul. Cement verbunden. Auf diese Mauer wird die Wand, Kübelmauer gesetzt, ebenfalls aus hydr. Backsteinen. Dieselbe ist besonders dem Erddrucke ausgesetzt, und außerdem dem innern Wasserdruck. Es muß das Mauerwerk nach Rondelet gemacht werden. Nach der Ref. Seite 90 erh. wir

$$\frac{B}{h} = \sqrt{0{,}2\,B + \tfrac{1}{3}\,tg^2\alpha}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{B}{h}\,tg\,\alpha$$

Die Dimensionen werden nach diesen Regeln ziemlich stark, denn sie halten bei den ungünstigsten Umständen Stich. Bei den engl. Gaswerken sind die Mauern für diese Gasbehälter sehr schwach, was nur mit dem guten hiezu verwendeten Materiale verträglich ist, indem sie weit schwächer sind, als es unsere Regeln verlangen.



Der Regulator ist eigentlich nichts anderes als ein Gasbehälter im Kleinen. Man ist zur Einrichtung einer Gasfabrik nothwendig die Anzahl der Brenner, die Zeitdauer der Beleuchtung etc. zu wissen. Für eine Fabrik z. B. ist eine Gasbeleuchtung einfach, weil der ganze Raum bekannt ist, die Brennzeit einer fixirte, die Anzahl der Brenner eine bekannte und die Leitung keine grosse ist. Es verzehrt ein Brenner stündlich 4 Cubfuss engl. etwa $\frac{1}{10}$ Cubikm.

Handelt es sich um Gaswerke für Städte, woselbst der Gasbedarf sehr variabel ist, der in der Regel durch die Gaseinrichtungen in Privatwohnungen fortwährend wächst. Die Zahl der öffentlichen Brenner ist leicht zu fixiren. Ist nun die Anzahl der Brenner bekannt, so ist der Gasbedarf dennoch schwer zu bestimmen, indem die Beleuchtung bei manchen Privaten unbeständiger, bei andern weniger, oder die Flammen unten die ganze Nacht, andre nur einige Stunden brennen.

Am rathsamsten ist es Durchschnittszahlen anzunehmen.

Sei nun die Gasmenge, die für den kürzesten Tag des Jahres producirt werden muss, bekannt u. darnach die Einrichtung zu treffen. Wir müssen hiezu kennen, dass

1 Kilg Steinkohle durchschnittl. 256 Liter Gas gibt und 0·66 Kilg. Kokes, 0·064 Theer, 0·100 Ammoniakwasser.

Zur Destillation von 1 Kilg Steinkohle sind nöthig 0·25 Kilg durchschnittl. Für vorzügliche Kohlen:

1 Kilg Kohle gibt 400 Liter Gas, 0·400 Kokes, 0·064 Theer, 0·100 Ammoniakwasser.

Die Retorten können verschieden sein. Wendet man Doppelretorten an, so werden sie noch so lange und von beiden Seiten geladen. Bei gew. Retorten beträgt die Ladung für jeden □ Met. der Heizfläche 23 Kilg. und es producirt ein □ Met. der Heizfl. in 24 Stunden 30 Cubikm. Gas für diese Ladung.

Die Dauer der Operation beträgt 4–5 Stunden.

Für die Kosten hat Redtenbacher folgende prakt. Regel gefunden:

Worin R die Rostfläche für einen Ofen mit n Retorten
f die Fläche einer Retorte.
n die Anzahl der Retorten eines Ofens von der Rostfl. R

$$\frac{R}{nf} = (0.045 - 0.005\,n)$$

für n =	1	2	3	4	5
hat man $\frac{R}{nf}$ =	0.04	0.035	0.03	0.025	0.020.

für jede Pferdekraft des Kamins stellt Redtenbacher $\frac{F}{2}$ (die Hälfte der Heizflächen der Retorten im Ofen) als Regel auf.
für die Vorlage ist der Querschnitt = $\frac{F}{100}$ zu machen.
für den Kondensator sind enge Röhren besser als weite, jedoch darf man nicht über ein gewisses Maass gehen. Geschieht die Kondensation mittelst Wasser, so hat man für die Abkühlungsfläche: Frankreich: 0.2 F.
Deutschland: 0.7 F
für Luftkondensation: Frankreich 0.3 F
Deutschland 1.3 F.

Kalkreiniger. Hier handelt es sich um die Grösse der Fläche, die mit Kalk bestreut wird, dieselbe muss der Heizfläche proport. sein.

	Frankreich		Deutschland
Hordenfläche	$\frac{1}{2}$ F		F
Anz. der Hordenschichten	3	bis	4
Dicke der Schichten	0.1 M.		0.1 Met.
Entfernung der Horden	0.2 M.		0.2 Met.
Totalvolumen sämtl. Apparat.	0.1 F	—	0.2 F.

Scrubber ist ein cylförmiges Gefäss von 3–4 Met. Höhe u. 1½ M. Durchm., ein solcher genügt für 2000 Brenner.
Gasbehälter derselbe muss alles Gas aufnehmen, was

in 24 Stunden producirt wird; oder einfacher er darf nur so viel Gas aufnehmen, als erzeugt wird, wenn keine Beleuchtung vorhanden.

In einer Stunde werden $\frac{Q}{24}$ Cub.m Gas producirt und $24 - T$ Stunden wird nicht beleuchtet, wobei T die Dauer der Beleuchtungszeit bedeutet, so muss das Volumen sein:

$$V = \frac{Q}{24}(24 - T)$$

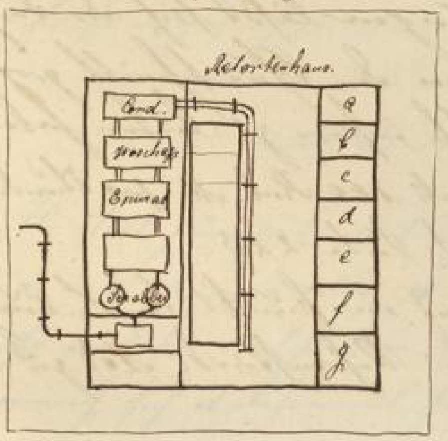
unter dieser Voraussetzung ist das Volumen des Gasbehälters immerhin noch reichlich gross genug.

Wir kommen nun zur Leitung des Gases.

Die Gasfabrik sucht man immer außerhalb der Stadt anzulegen und zwar an einem tieferliegenden Pkt als irgend einer der Leitung, damit ein womöglich gleichmäßiger Druck erzielt wird (ist nur bei unebenem Terrain zu beachten.)

Auch sucht man die Fabrik womöglich am Wasser anzulegen, um Abfälle u. dgl. fortschwemmen zu können.

Als leitender Grundsatz für eine Anlage ist immer zu beachten, dass alle Apparate in solcher Weise disponirt sind, dass sie sich alle einander zuarbeiten, dass keine grossen Röhrenleitungen vorkommen, alle Apparate zugänglich u. man sie leicht repariren kann. Das Retortenhaus muss



einen eisernen Dachstuhl haben, luftig ist hier nicht nöthig, woran sich nun das Kohlenmagazin in Abtheilungen a, b, c, d, e u. s. w. anschließt. Zur andern Seite schließt sich ein weiterer Anbau mit den verschiedenen Apparaten an, deren letzter der Gasbehälter ist, von wo aus die Leitung nach der Stadt geht, nachdem es vorher den Regulator passirt. Die Leitung ist nun ein Hauptorgan der Fabrik und es sind hier die beiden Hauptbedingungen folgende:

1. Muß die Leitung dicht sein, damit keine Gasverluste stattfinden können, worunter zu bemerken, daß: a.) Gutes Material dazu verwandt und b.) die Verbindungen gut und ferner die Röhren sorgfältig in den Boden gelegt werden.

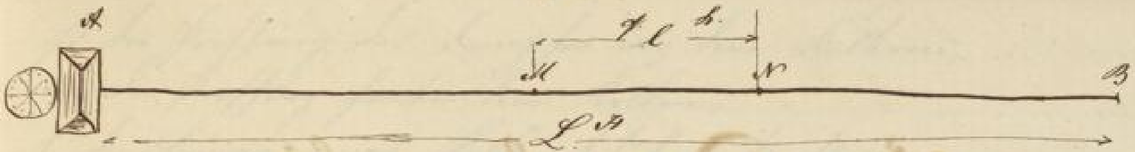
2. Sollen, wenn die Gasleitung im Gange ist, im Innern derselben die Spannungsdifferenzen möglichst gering sein. Der Spannungszustand beträgt im Mittel $\frac{5}{4}$ Wasserzoll also nur $\frac{1}{250}$ einer Atmosphäre.

3. Das ganze Röhrensystem soll so angelegt sein, daß im Falle Reparaturen vorkommen, der Beleuchtung kein Eintrag geschehen kann. Diesen Bedingungen läßt sich leicht entsprechen in regelmäßig gebauten Städten wie Mannheim, Karlsruhe etc. was jedoch für ältere unregelmäßige Städte schwieriger wird.

In Bezug auf die Dimensionen einer Leitung können wir unterscheiden, wenn wir als Symbol einen Baum nehmen 1. die Haupt- oder Stammleitung, 2 die Ast und 3 die Zweigleitung.

Bei den kleinern Ast und Zweigleitungen läßt sich der Durchmesser leicht bestimmen, indem man den Querschnitt proportional der Gasmenge nimmt, welche erstere zu leiten haben. Für kleinere Röhren, welche nicht mehr als 100 Kub. M. per Stunde leiten ist $o = o3 (1 + \frac{1}{10} Q)$ Sieh. Ref. Seite 223.

Sei nun A die Gasfabrik, B irgend ein Punkt der Leitung in der Stadt; es sei der Durchmesser des Röhrenstücks AB zu bestimmen.



h die Pressungsdifferenz die im Innern der Röhre MN herrscht.
H " " " in der Leitung von der Fabrik bis zum Punkte B herrscht.
Heißen wir nun d den Durchmesser des Röhrenstückes MN
B die Anzahl der Brenner für welche das Röhrenstück Gas zu zuleiten hat, q den stündlichen Gasverbrauch eines Brenners.
$d\pi l$ ist nun die innere Reibungsfläche und es ist der Reibungswiderstand proportional der Fläche und prop. dem Quadrat der Geschwindigkeit mit der das Gas strömt.
Heißen wir u diese Geschwindigkeit, so ist:

$$\alpha d \pi l u^2 = \frac{d^2\pi}{4} h$$

$$\frac{d^2\pi}{4} u = L B q \quad \text{Gleichung.}$$

$$\alpha d\pi l \left(\frac{4 L B q}{d^2\pi}\right)^2 = \frac{d^2\pi}{4} h.$$

$$\alpha\pi \left(\frac{4L}{\pi}\right)^2 \left(\frac{4}{\pi}\right) \frac{d l B^2 q^2}{d^4} = d^2 h.$$

$$\alpha\pi \left(\frac{4L}{\pi}\right)^2 \left(\frac{4}{\pi}\right) B^2 q^2 \frac{l}{h} = d^5$$

Setzen wir $\alpha\pi \left(\frac{4L}{\pi}\right)^2 \left(\frac{4}{\pi}\right) = \beta$,
so ist $d^5 = \beta L^2 q^2 \frac{l}{h}$.
Es ist angemessen wenn wir setzen $\frac{l}{h} = \frac{L}{H}$
dann wird $d^5 = \beta L^2 q^2 \frac{L}{H}$
und $d = (\beta)^{\frac{1}{5}} B^{\frac{2}{5}} q^{\frac{2}{5}} \left(\frac{L}{H}\right)^{\frac{1}{5}}$

H soll für jede Leitung einen gewissen Werth haben.
$\beta = 0{\cdot}08$ und also $d^5 = 0{\cdot}08 \frac{L}{H} B^2 q^2$.
Es sind für verschiedene Werthe von d^5 Tabellen aufgestellt woraus sich d bestimmt, siehe Resultate Seite 226.

3tens Dampfmaschinen.

Die Dampfmaschine ist eigentlich 2 mal erfunden worden und es tauchte der Gedanke gleichzeitig in England, sowie auch auf dem Continente auf.

In England hatte man den Gedanken unter dem Kolben einen luftleeren Raum herzustellen, so dass die äussere Atmosphäre mächtig auf den Kolben wirkt und von derselben niedergetrieben wird. Diese ersten einfachen Maschinen nannte man zwar atmosph. Maschinen, indem man auch gar nicht darauf ausging den Dampf als Motor zu benützen. Der erste der diesen Gedanken in England hatte war Marquis von Worchester.

In Deutschland dachte sich zuerst Papin die Spannkraft des Dampfes als Motor anzuwenden (er schrieb ein kleines Werkchen darüber in Heidelberg).

Gehen wir nun von dem Grundgedanken Papin's aus, dass also der Dampf im Stande ist einen mächtigen Druck auszuüben, den wir in mechanische Arbeit verwandeln können. Ferner stellen wir einen Cylinder mit Kolben her und setzen denselben einmal mit dem Kessel ein zweites Mal mit der äussern Atmosphäre in Verbindung und fragen nun nach der Leistung und zwar mit einmaliger Füllung des Cylinders.

Heissen wir O den Querschnitt des Dampfcylinders

p die Pressung des Dampfes vor dem Kolben,
c die Pressung hinter dem Kolben,
l die Länge eines Kolbenschubes, so ist:
$O(p-c)\,l$ unser Gewinn, Ol sind die Kosten.
Nachtheilig ist der atmosphärische Druck vor dem Kolben, freilich ist derselbe nicht überall gleich groß. Es geht die Hälfte von dem nützlichen Druck nur durch Ueberwindung von atmosph. Druck verloren, sodann kommen noch eine Menge Reibungswiderstände in Betracht. Demnach wird eine Maschine sehr ungünstiges leisten, wenn die Dampfspannung eine geringe ist. Die einfachsten Maschinen sind nun die

Hochdruckmaschinen ohne Expansion, ohne Condensation

Es tritt hier nachdem der Dampf während eines Kolbenschubes gewirkt hat geradezu ins Freie und ist für fernere Zwecke rein verloren. Bei diesen Maschinen ist eine höchst vollkommene Ausführung zu trachten und es muß namentlich dafür gesorgt werden, daß alle diejenigen Theile, welche Dampf enthalten vor Abkühlung geschützt sind.

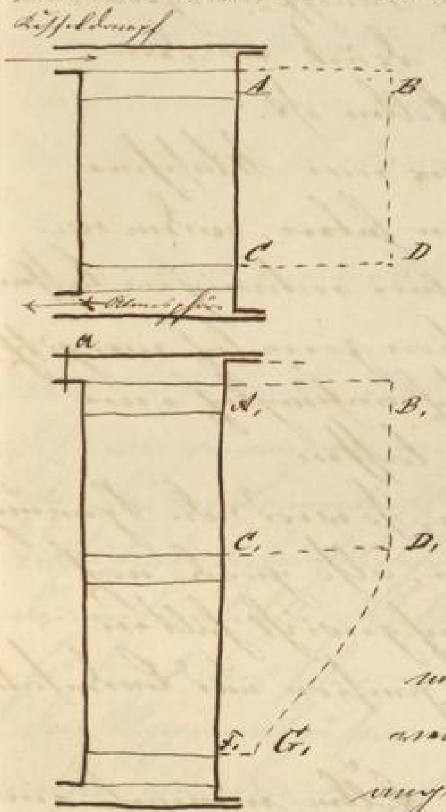
Mißstände sind nun, daß

1. daß der schädliche Druck der Atmosphäre fortwährend der Bewegung des Kolbens schadet; wir wollen nun sehen ob sich dieser Druck wegbringen läßt.

Lassen wir nun die Dampfausströmung nicht ins Freie, sondern in ein Gefäß, das von der atm. Luft abgeschlossen und entweder mit Wasser umgeben, oder so eingerichtet ist, daß Wasser eingespritzt wird. Es wird also der Dampf condensirt werden und folglich nur noch eine äußerst niedrige Pressung vor dem Kolben stattfinden. Bringen wir kaltes

Wasser ~~unmittelbar~~ direkt mit dem Dampf in Verbindung, so
geschieht die Condensation fast urplötzlich.
Da wir nun zum condensiren sehr viel Wasser brauchen
etwa 20 Kilo Wasser auf 1 Kilo Dampf, so müssen
Pumpen aufgestellt werden und zwar eine um kaltes
Wasser zuzuführen u. eine zweite um das condensirte
Wasser zu entfernen.
Letztere Pumpe wird Luftpumpe genannt und es kommt
die Benennung daher, daß das Quellwasser u. so die man
zum condensiren benutzt, namhafte Quantitäten atm.
Luft enthalten, dieselbe sich im Condensator ansammelt
und ebenfalls mit dem warmen Wasser entfernt werden
muß.
Wenden wir Dampf von nicht sehr hoher Spannkraft an, so
wird sich im Condensator allmählig viel Dampf bilden und
wenig verschwinden, da dieses von der Atmosphäre eingetrie-
ben wird, später wird mehr und mehr Wasser kommen
als nöthig ist, was eine verkehrte Anordnung ist, indem
der Vorgang gerade umgekehrt sein soll.
Für Dampf von höherer Spannung muß eine Preßpumpe
angewendet werden.
Dieser Condensator läßt sich nun gut und vortheilhaft für
Dampfschiffe anwenden, da diese kaltes Wasser im Ueber-
fluß haben; für Landmaschinen hingegen müssen wir
eine Kaltwasserpumpe anlegen.
Wir können alsdann schon ein gutes Resultat erzielen
bei schwacher Dampfspannung, was in manchen Fällen von
großer Wichtigkeit ist in Betreff der Kesselconstruktion.

Denken wir uns einen Dampfcylinder, lassen oben Dampf eintreten und unten mit der Atmosphäre communiciren, so wird AB der constante Druck des Dampfes gegen den Kolben sein und AC die Länge des Schubes; also W = AB × AC gleich der Wirkung für einen Cylinder voll Dampf.



Nehmen wir nun einen 2ten Cylinder dessen Durchschnitt gleich dem vorhergehenden, machen ihn aber doppelt so lang, er also auch das doppelte Volumen hat. Nun schließen wir bei a ab, wenn der Kolben in der Mitte des Schubes angelangt ist, also bei C, so wird die Wirkung sein A, B, C, D, = ABCD.
Der Dampf wird sich nun von B, aus fort und fort ausdehnen (expandiren) und einen Druck ausüben bis der Kolben bei F, angelangt ist.
Fragen wir nun hier nach der Wirkung des Dampfes die während eines Schubes entwickelt wird, so haben wir, wenn wir dieselbe mit W, bezeichnen:

$$W_, = \overline{A,B,F,G,} = \overline{A,B,C,D,} + \overline{C,D,F,G,}$$

$$W_, = \overline{ABCD} + \overline{C,D,F,G,}$$

$$W_, = W + \overline{C,D,F,G,}$$ gleich der Wirkung für dasselbe Dampfvolumen. Wir können nun machen daß der Dampf das 3, 4, 6, 10 fache Volumen einnimmt.

Wir sehen aber auch, dass wenn der Dampf ausgewirkt hat, er zu nichts mehr fähig ist, und der Druck vor dem Kolben gleich dem Drucke hinter dem Kolben ist.
Es ist hieraus leicht zu ersehen, dass wir eine Maschine mit Expansion aber ohne Condensation haben, indem wir den Dampf geradezu in die Atmosphäre entweichen lassen.
Will man das Prinzip der Expansion ziemlich ergiebig eintreten lassen, so muss man sich anfänglich eine sehr hohe Dampfspannung gefallen lassen.
Nehmen wir z. B. 3 fache Expansion, so wird die Spannung zuletzt nur noch 1 Atmos. betragen, also gerade noch dem schädlichen Gegendruck das Gleichgewicht halten.
Es entsteht nun die Frage ob wir Expansion und Condensation anwenden können.
Ist dies der Fall, so herrscht vor dem Kolben nunmehr ein schwacher Druck, es wird derselbe immer noch getrieben und wir können den Dampf so ausbeuten, dass er etwa nur noch mit $\frac{1}{2}$ Atmosphäre austritt. Haben wir z. B. Dampf von 5 Atmosph. und 5 fache Expansion, so hat derselbe beim Austritt nur noch eine Spannung von $5 \times \frac{1}{2}$ Atm. gleich $2\frac{1}{2}$ Atmosphären.
Eine solche Maschine heissen wir eine Maschine mit Expansion mit Condensation, auch in der Regel Mitteldruckmaschinen. Es lässt sich mit denselben das best möglichste Resultat erzielen.
Nun handelt es sich bei diesen Maschinen ob hinsichtlich der Wärme dieselbe gut benutzt wird.
Wir können nun bei den besten Maschinen, Englands,

Frankreich und Deutschland 2 Kilg. Steinkohlen pro
Pferdekraft stündlich annehmen und zwar bei den besten
Kesselanordnungen. 80%.
Die stündliche Wirkung einer Pferdekraft ist 3600×75
$= 270\,000$ Kilg.Meter
Die Heizkraft von 2 Kilg Steinkohlen ist: $2 \times 7000 \times 424$.
$= 5936000$
Das Verhältniß $5936000 : 270000$ ist nahe 22.
d.h. wir gewinnen mit diesen absolut besten Maschinen
$\frac{1}{22}$ der im Brennstoff enthaltenen Leistungsfähigkeit,
also sind diese Maschinen in dieser Hinsicht schlechter als
das miserabelste Wasserrad.
Es liegt dies schon an der Dampferzeugung, indem wir
den Aggregatzustand des Wassers ändern müssen und
indem wir den Dampf zuletzt in einem Zustand entlassen,
der er noch viele Wärme besitzt, selbst wenn wir conden-
siren erhalten wir nur einen lauh warmen Wassers.

Analytische Theorie der Dampfmaschinen Sieh. Heft I. 228.
Nro 282. Heißen wir das Volumen des schädlichen Raumes
v, so ist das Verhältniß $\frac{v}{Ol} = m$, und $v = m\,Ol$,
p. die Spannung des Dampfes ~~vor~~ und hinter dem Kolben ist
nicht constant, weil die Einströmungsöffnung variabel und
ebenso die Geschwindigkeit des Kolbens variabel ist.
Bei Landmaschinen ist dieser Fehler gering, hingegen macht
er etwas aus bei Locomotiven.
Für den Erfolg ist es ganz gleichgültig, denn besser wird
die Maschine nicht, außer wir bringen den Fehler weg.
Wir sehen aber daraus, daß eine <u>mäßige</u> <u>Geschwindigkeit</u>

der Kolbens vortheilhaft ist.
In r ist enthalten der atmosph. Druck. Es geht die Spannung des Dampfes die derselbe im Kessel hatte beim Entweichen allmählig in den atmosph. Druck über, ist also variabel.
Nehmen wir weite Kanäle, langsamen Gang des Kolbens, so wird der Druck nahe 1 Atmosphäre sein. Nehmen wir hingegen enge Kanäle und einen raschen Kolbengang, so wird der Druck mehr als 1 Atmosphäre betragen. Es ist hieraus ersichtlich, daß die Kanäle weit gemacht werden müssen, damit der Dampf leicht ein und austreten kann. Nun kommen noch eine Menge Reibungswiderstände in Betracht, die zu überwinden sind, als bei dem Kolben, Stopfbüchse, Schieber, Kreuzkopf, Stangen, Axen, Zapfen, etc.

$$\text{Es ist } r = 10330 + \tfrac{1}{4}\,10330 + \tfrac{1}{4}\,10330$$
$$r = \left(1 + \tfrac{1}{2}\right) 10330$$

Bestimmung und Verlauf bei einer Maschine wobei C & p konstant angenommen.
Wir befassen uns hier mit dem Beharrungszustand der Bewegung und er wird derselbe dadurch charakterisirt, daß Erscheinungen, die bei der Maschine vorkommen sich gleich bleiben.
1. Es ändert sich im Beharrungszustand die Dampfspannung nicht, d.h. es muß im Kessel geradesoviel Dampf produzirt werden als die Maschine consumirt.
2. Muß die lebendige Kraft beim Ende eines Kolbenschubes so groß als im Anfange sein.
Gleichheit der produzirten und consumirten Wirkungen.

die Wassermenge soll sich nicht ändern, es soll also in jeder Secunde soviel Wasser dem Kessel zugeführt werden als in einer Secunde verdampft wird.
Haben wir dies alles in Formeln ausgedrückt, so haben wir die Theorie.
Es ist nun $p-r$ der nützliche Druck mit welchem der Kolben fortgeschoben wird.

$$O(p-r)v = 75\,Nn \quad (1.)$$
$$O(p-r) = R \quad (2)$$

wobei R den nützlichen Widerstand bedeutet.
Das Dampfvolumen das wir bei jedem Kolbenschub opfern müssen, ist: $Ol + mOl$
und das Gewicht: $(Ol + mOl)(\alpha + \beta p) = Ol(1+m)(\alpha + \beta p)$.
Die Dampfmenge, die durchschnittlich in jeder Secunde verbraucht wird ist: $\dfrac{Ol(1+m)(\alpha+\beta p)}{\frac{l}{v}}$ ($\frac{l}{v}$ die Zeit eines Kolbenschubs)

$$\frac{Ol(1+m)(\alpha+\beta p)}{\frac{l}{v}} = Ov(1+m)(\alpha+\beta p) = S \quad (3.)$$

In diesen 3 Gleichungen kommen nun folgende Größen vor:

$$O,\ p,\ r,\ Nn,\ R,\ S,\ v.$$

Diese Gleichungen enthalten also 7 unbekannte Größen, wovon wir 4 annehmen können, es sind also 35 Lösungen möglich.
Nehmen wir nun an es existire eine Maschine, nehmen weiter an, sie sei im Gange und machen Beobachtungen, messen

I

z. B. O, v, p, r, bleibt also N, R, S zu bestimmen.
aus (1) folgt $Nn = \dfrac{O(p-r)v}{75}$
" (3) " $S = Ov(1+m)(\alpha+\beta p)$

aus (2) folgt $R = O(p - r)$

II

Sind bekannt O, r, S, R, Gesucht p, v, N.

aus (2) folgt $p = r + \frac{R}{O}$

" (3) " $v = \frac{S}{O(1+m)(\alpha + \beta p)}$

" (1) " $N = \frac{O(p-r)v}{75}$

III

Unter welchen Umständen wird die Leistung einer Maschine vortheilhaft ausfallen?

Wenn $f = \frac{N}{S}$ möglichst groß also ein Max. wird.

Es ist $f = \frac{\frac{1}{75} Ov(p-r)}{Ov(1+m)(\alpha + \beta p)} = \frac{1}{75(1+m)} \frac{p-r}{\alpha + \beta p}$

$$f = \frac{1}{75(1+m)} \frac{1 - \frac{r}{p}}{\frac{\alpha}{p} + \beta}$$

$\frac{\alpha}{p}$ ist gegen β zu vernachlässigen

$$f = \frac{1}{75(1+m)\beta}\left(1 - \frac{r}{p}\right) = \text{Minimum}.$$

$\frac{p}{r}$ soll sehr groß sein. Hoher Dampfdruck.

Die Länge des Kolbenschubs ist beinahe gleichgültig, wenn wir jedoch auf Feinheiten der Bewegung eingehen wollen, so ist ein langer Kolbenschub besser. Wir können den Kolbenschub wählen wie wir wollen, vortheilhaft ist es für die Anzahl der Umdrehungen, wenn wir einen kleinen nehmen.

Es ist $\frac{2ln}{60} = v$; $n = \frac{30v}{l}$

In den Gleichungen ist ferner nicht v enthalten, d.h. die Effektleistung ist beinahe unabhängig von der Geschwindigkeit. Nehmen wir wiederum auf einzelne Feinheiten Acht, so ist eine mäßige Geschw. vortheilhaft.

IV. Sind gegeben N, v, p, r,
Gesucht O, S, R.

Aus (1) folgt: $O = \frac{75 N}{v(p-r)} = \frac{75 N}{vp(1-\frac{r}{p})}$

" (3) " $S = Ov(1+m)(\alpha+\beta p)$

" (2) " $R = O(p-r)$.

Wir sehen hieraus, daß der Querschnitt sich nach der Pferdekraft, ferner nach dem Dampfdruck richtet, nach der Geschwindigkeit des Kolbens und nach der Dampfspannung, welche wir eintreten lassen. Wollen wir eine wohlfeile Maschine bauen, so müssen wir v & p groß machen und die Maschine wird klein.

Wir erhalten für v ---- $= 2\cdot5$ bis 3 Meter.

" " " p ---- $= 5-8$ Atmosph. insbesondere wenn die Kraft nicht sehr und wir mit einem Röhrenkessel ausreichen können.

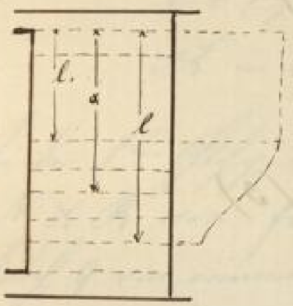
Die Maschinen werden kostspielig, sobald wir einen großen Kraftleistung, einen guten Effekt und Condensation verlangen.

Wir haben dann $v = 1 - 1\cdot3$ Meter.

$r = \frac{1}{2}$ Atmosph.

$\frac{r}{p} = \frac{1}{4}$, $p = 2$ Atmosph.

Berechnung der Expansionsmaschinen.



Wir lassen nun Dampf einströmen und zwar so lange bis der Kolben einen Weg l_1 zurückgelegt hat. Von hier an sperren wir den Dampf ab und wirkt nun der Dampf den übrigen Weg hindurch durch seine Expansivkraft.

Ist nun p die Pressung des Dampfes gegen den Kolben bis zum Beginn der Expansion, y die Pressung des Dampfes während der Expansion, da der Kolben irgend eine Stellung x hat; so ist $O(p-r)\,l_1$ die nützliche Wirkung, welche entwickelt wird bis zum Beginn der Expansion, und

$$O(p-r)\,l_1 + \int_{x=l_1}^{x=l} O(y-r)\,dx$$

ist die totale nützl. Wirkung, welche während eines Kolbenschubes produzirt wird.

$$\frac{O(p-r)\,l_1 + \int_{x=l_1}^{x=l} O(y-r)\,dx}{\frac{l}{v}} = 75\,N.$$

ist die nützliche Wirkung während einer Secunde.

$$O\,v\,\frac{l_1}{l}(p-r) + \frac{O\,v}{l}\int_{x=l_1}^{x=l}(y-r)\,dx = 75\,N \quad (1.)$$

Das Dampfvolumen, das bei einem Schube consumirt wird, ist:

$$O l_1 + m O l = O l\left(\frac{l_1}{l} + m\right)$$

und folglich dem Gewichte nach:

$$O l\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p)$$

$$\frac{O l\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p)}{\frac{l}{v}} = S$$

$$O\,v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p) = S \quad (2.)$$

Die Dampfmenge dem Gewichte nach bis die Absperrung erfolgt, ist:

$$(O l_1 + m O l)(\alpha + \beta p) = (O x + m O l)(\alpha + \beta y)$$

$$(l_1 + m l)(\alpha + \beta p) = (x + m l)(\alpha + \beta y)$$

$$\alpha + \beta y = (\alpha + \beta p)\,\frac{l_1 + m l}{x + m l}$$

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{l_1 + m l}{x + m l} - \frac{\alpha}{\beta} \quad (3.)$$

Nun ist $\int (y-\tau)\,dx = \int\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)\frac{l_1+ml}{x+ml} - \frac{\alpha}{\beta} - \tau\right\} dx$

$$= \left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)(l_1+ml)\int\frac{dx}{x+ml} - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right) dx$$

$$\int_{l_1}^{l} (y-\tau)\,dx = \left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)(l_1+ml)\log nat\frac{l+ml}{l_1+ml} - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)(l-l_1)$$

$$f s N = O v \frac{l_1}{l}(\rho-\tau) + O\frac{v}{l}\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)(l_1+ml)\right.$$

$$\left.\log nat\frac{l+ml}{l_1+ml} - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)(l-l_1)\right\}$$

$$f s N = O v\left\{\frac{l_1}{l}(\rho-\tau) + \left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\log nat\frac{l+ml}{l_1+ml} - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)\left(1-\frac{l_1}{l}\right)\right\}$$

$$\frac{l_1}{l}\rho - \frac{l_1}{l}\tau - \frac{\alpha}{\beta} - \tau + \frac{l_1}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right),$$

$$\frac{l_1}{l}\rho - \frac{\alpha}{\beta} - \tau + \frac{l_1}{l}\frac{\alpha}{\beta}\ ;\ \frac{l_1}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right) - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)$$

$$f s N = O v\left\{\frac{l_1}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right) + \left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\log nat\frac{l+ml}{l_1+ml} - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)\right\}$$

Setzen wir zur Abkürzung $\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l}+m\right)\log nat\frac{l+ml}{l_1+ml} = k$ (III) so hängt diese Grösse von der Ge[illegible] ab.

So ist $f s N = O v\left\{k\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right) - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)\right\}$ (II)

Setzen wir R für einen Augenblick den mittl. Widerstand so haben wir $R v = f s N$. (I)

$$O v\left(\frac{l_1}{l}+m\right)(\alpha+\beta\rho) = S.$$

$$R = O\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)\right\} \text{(IV)}$$

In den 4 Gleichg. kommen die Grössen O, v, $\frac{l_1}{l}$, ρ, S, k, τ, N & R vor. Ein System von 4 Gleichungen ist gegeben durch 9 von einander unabhängigen Grössen. Es müssen also 5

Größen angenommen werden

1tes Beispiel

Bei einer bestimmten Maschine seien gegeben O, $\frac{l_1}{l}$, p, r, v.
Zu suchen wäre also S, N, k, R.

$$S = O v \left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p)$$

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \log nat \left(\frac{l + ml}{l_1 + ml}\right)$$

$$N = \frac{O v}{75}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]$$

$$R = O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right].$$

2tes Beispiel.

Gegeben sei: O, $\frac{l_1}{l}$, R, S, r.
Gesucht v, N, p, k.

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \log nat \frac{l + ml}{l_1 + ml}$$

aus IV folgt $\frac{R}{O} + \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right) = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k$.

$$p = \frac{\frac{R}{O} + \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}{k} - \frac{\alpha}{\beta}$$

$$v = \frac{S}{O\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p)}$$

$$N = \frac{O v}{75}\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right\}.$$

3tes Es sollen die günstigsten Verhältnisse gesucht werden
also $\frac{75\,N}{S}$ = Maximum = ζ.

$$\zeta = \frac{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}{\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p)}$$

$$\zeta = \frac{\left(\frac{1}{p}\frac{\alpha}{\beta} + 1\right) k - \left(\frac{1}{p}\frac{\alpha}{\beta} + \frac{r}{p}\right)}{\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\left(\frac{\alpha}{p} + \beta\right)}$$

Es entsteht nun die Frage wie p & $\frac{l_1}{l}$ genommen werden sollen damit y ein Max wird.

Nehmen wir eine Dampfspannung, die im Verhältniss zum schädlichen ~~Raume~~ Widerstand gross ist. Vortheilhaft ist, dass die Expansion grad gross genommen wird, zwar darf nicht über ein gewisses Maass gegangen werden.

Die Expansion soll so genommen werden, dass beim Ende des Kolbenschubes die Dampfspannung nur noch mehr gleich r ist.

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{l_1 + ml}{x + ml} - \frac{\alpha}{\beta}$$

für $x = l$ muss $y = r$ werden.

$$r = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{l_1 + ml}{l + ml} - \frac{\alpha}{\beta}$$

$$\frac{\left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)} = \frac{l_1 + ml}{l + ml}$$

$$\frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p} = \frac{l_1 + ml}{l + ml} \; ; \; \frac{r}{p} = \frac{l_1}{l}$$

ml können wir gegen l. vernachlässigen.

Lassen wir die vortheilhafteste Expansion eintreten, so ist gegen das Ende des Kolbenschubes die Kraft der Maschine nahezu 0.

ist z. B. $\frac{r}{p} = \frac{1}{3}$, so beginnt die Expansion in $\frac{1}{3}$ des Kolbenschubes.

Sind gegeben $N, p, r, \frac{l_1}{l}$

Gesucht, O, S, k & R.

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \log nat \left(\frac{l_1 + ml}{l + ml}\right)$$

$$O = \frac{75\, N}{v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]}$$

$$S = O v \left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p)$$

$$R = O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+1\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]$$

p & r müssen wir annehmen. Wegen eines guten Effektes müssen wir p groß machen, r bestimmt die Wahl der Maschine. Hinsichtlich $\frac{l_1}{l}$ wäre es gut, wenn wir stark expandiren, besser ist jedoch wenn wir die Expansion mäßigen, indem wir bei starker Expansion riesige Dimensionen erhalten.

$$r = \text{------------}\ \frac{1}{2} \times 10330$$

wenn condensirt wird

$$r = \text{---------}\ \left(1+\frac{1}{2}\right) 10330$$

wenn nicht condensirt wird.

Ist zu nehmen $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2} - \frac{1}{3}$

p wenigstens $= r\frac{l}{l_1}$ und wenn wir es so nehmen ist die Wirkung der Maschine am Ende des Kolbenhubes Null.

$p = \frac{1}{2} \times 10330 \times 2 = 10330$ Mit Condensation also 1 Atmosph.

$p = \left(1+\frac{1}{2}\right) 10330 \times 2 = 3$ Atmosph. Spannung.

$p = 1.5 \times r\frac{l}{l_1}$

Für Condensation haben wir:

$r = \frac{1}{2} \times 10330$

$\frac{l_1}{l} = \frac{1}{3}$

$p = 1.5 \times \frac{1}{2}\, 10330 \times 3 = \frac{9}{4} \times 10330.$

Ohne Condensation

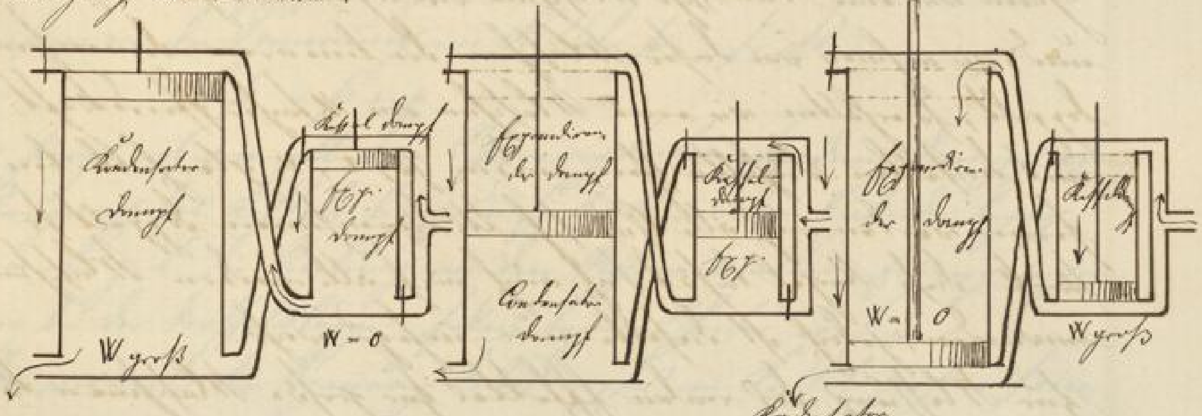
$r = \frac{3}{2} \times 10330$

$\frac{l_1}{l} = \frac{1}{3}$

$p = 1.5 \times \frac{3}{2} \times 10330 \times 3 = 6.7$ Atm.

$v = 1$ Meter.

Expansionsmaschinen mit einem Cylinder wendet man nur bei kleineren Anlagen an; sobald es sich aber um größere Anlagen handelt, wenden wir eine Doppelmaschine an mit Kurbeln unter rechtem Winkel.
Letztere Maschinen werden seit neuerer Zeit vorzugsweise zum Betriebe größerer Fabriken angewandt, auch kann bei diesen Maschinen der Expansionsgrad ziemlich auf's äußerste getrieben werden, wenn sogar beim Ende eines Kolbenschubes die Dampfspannung nur noch gleich dem schädlichen Widerstande, so wird dennoch die Bewegung eine gleichförmige bleiben.
Nur kommt diese Maschine etwas theurer, indem sie eine Doppelmaschine ist, ferner haben aber diese Art von Maschinen wieder in der Fundirung gegen andere den Vorzug, weil hier nur die Schwungradwelle solid gelagert sein muß, während das Gehäuse selbst sehr leicht sein kann und nur gegen die Einflüsse der Witterung schützen soll.
Eine 2te Art von Doppelmaschinen ist diejenige von Woolf aus England. Beistehende Skizzen zeigen uns den Vorgang beim Niedergang des Kolbens.



Nehmen wir an die Kolben gehen nach einerlei Richtung, wie hier z. B. abwärts, so wird der kleine Kolben während des ganzen Schubes vom Kesseldampf getrieben, während der unter dem kleinen Kolben befindliche Dampf in den großen Cylinder überweicht und hier expandirend wirkt.
Ist z. B. das Volumen des großen Cylinders das 5fache des kleinen, so arbeitet die Maschine mit 5facher Expansion.

Erklärungen einiger Buchstaben Tab. Seite 230.

No 284. s bedeutet hier die Dampfmenge, welche zwischen Cylinder & Kolben entweicht.
254 h bezieht sich auf die Kaltwasserpumpe und es bedeutet h die Tiefe aus welcher das Wasser zu heben ist.
269 D bezieht sich auf die Schwungradreibung, und es ist diese dem Durchmesser proportional und es haben die großen Maschinen diesen einzigen Nachtheil gegen den kleineren.
267 D, bezieht sich auf die Kolbenreibung.
No 285. Es ist hier der Unterschied von 284, daß e etwas anders ist.
No 286. Hier ist auf eine sehr exakte Ausführung zu achten, indem die Verluste sonst gleich groß würden (Kolben.)
No 287. Unterscheidet sich blos durch den Werth von e.
Haben wir eine Watt'sche Maschine von irgend welcher Construktion und wir nehmen von dieser Maschine die linearen Dimensionen doppelt, so erhalten wir eine Maschine von 4facher Pferdekraft; mit denselben Verhältnissen, indem p, e, v gleich bleiben, ferner werden auch alle Querschnittsdimensionen doppelt so stark. diese Regel läßt sich auch auf alle andern Maschinen anwenden, jedoch ist dieselbe nur nahezu wahr.
Zur Messung des wahren Effektes für große Maschinen kann

man den Prony'schen Zaum nicht mehr anwendete, man wendet hier einen andern Apparat an, den sog. Indicator, welcher den Druck vor und hinter dem Kolben angibt $O(p_1 - r_1)v$.
Hinsichtlich der Effekte der Maschinen unterscheiden wir
1. den Nominal Effekt, der am kleinsten ist.
2. den realen Effekt, der größer und
3. den Effekt den der Indicator angibt und am größten ist.

Die Messung mit dem Indicator hat sich jedoch auch nicht als eine zuverlässige richtige bewiesen, sondern einzig und allein nur die Rechnung.
Sei nun p die Spannung des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben, so haben wir schon früher gefunden:

$$Ov(p-r) - fsN = Rv.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R = O(p-r) \\ p = \frac{R}{O} + r \end{array} \right\}$$

Worin R den Widerstand bedeutet, den die Maschine zu überwinden hat. p richtet sich im Beharrungszustand nach dem nützlichen Widerstand den die Maschinen zu leisten haben.
Die Geschwindigkeit des Dampfes hängt von der Dampfspannung ab.
Die Spannung des Dampfes im Kessel muss jederzeit größer sein als die Dampfspannung im Cylinder.
Heißen wir die Spannung im Kessel p_1, so ist:

$$p_1 = p + z.$$

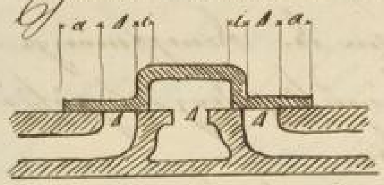
z hängt ab von all den Schwierigkeiten die dem Dampf vom Ausgang des Kessels bis zum Eintritt in den Cylinder begegnen, wie z. B. die Reibung an den Röhrenwänden, Einengungen wie bei der Drosselklappe, sodann beim Schieber u. s. w.
Um wieviel die Spannung des Dampfes im Kessel größer sein

müßte als im Cylinder, hängt von diesen Widerständen ab. Bei Landmaschinen bringt man die Drosselklappe mit dem Regulator in Verbindung um einen gleichmäßigen Gang der Maschine zu erzielen, da die nützlichen Widerstände meistens variabel sind. Wir kommen nun zu dem Detail Studium und zwar erst zur Theorie der Steuerungsapparate.

Die Mechanismen zur Steuerung hat man in zahlloser Menge und mannigfacher Weise ausgeführt. Die jetzigen noch gebräuchlichen Steuerungsapparate hat man in 3 Klassen getheilt

1. Schiebersteuerung, es werden hier die Kommunikationswechsel mittelst Schieber bewerkstelligt.
2. Ventilsteuerung und
3. diejenige Steuerung, welche theils durch Schieber, theils durch Ventile bewerkstelligt wird.

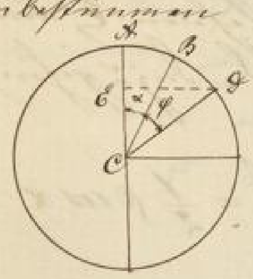
Die Schiebersteuerung wird meistens angewandt, die Ventilsteuerung vorzugsweise bei Wasserhaltungsmaschinen und Fördermaschinen, die Ventil & Schiebersteuerung kommt bei expandirenden Maschinen vor.



Betrachten wir zuerst den einfachen Schieber und zwar in seiner mittleren Stellung wie beistehende Skizze zeigt. So ist folgendes zu beachten. Es ist a, e die sogenannte Ueberdeckung und zwar ist a die äußere, e die innere Ueberdeckung. s bezeichnet die Weite der Kanäle, es kommt nun weiter in Betracht die Schublänge des Schiebers, welche gleich dem Durchmesser der Steuerungskurbel ist.

Steht nun die Hauptkurbel horizontal, so steht die Steuerungskurbel senkrecht dazu und es ist die Horizontalgeschwindigkeit

der Kurbelsteuerung ein Maximum.
Man heißt dies eine Steuerung ohne Voreilung.
Der Winkel um welche die Steuerungskurbel von der Vertikallinie absteht heißt Voreilung.
Wir haben hier also 5 von einander unabhängigen variablen Größen (α, s, l, Schublänge, Voreilung) und es ist nöthig dieselben so zu bestimmen, daß der Effekt ein bestmöglich wird.
Nach der Absperrung des Dampfes wird derselbe auf den Kolben folgendermaßen wirken:
Zuerst wirkt der Dampf ohne Expansion richtig,
alsdann tritt die ächte Expansion ein,
hierauf die falsche Expansion, sodann
Compression und zuletzt
Gegendruck.
Die 3 letzteren Größen sind jedoch nicht groß, indem sie nur auf einen kleinen Theil des Schubes Einfluß haben.
Graphische Darstellung der Wirkungsweise einiger Schieber, siehe Ueberdruckblätter.
Falsche Expansion heißen wir, wenn vor dem Kolben Kompression und hinter demselben Expansion herrscht.
Redtenbacher nimmt die Schubstange zum Kurbelhalbm. ∞ lang.
Suchen wir also nun diese verschiedenen oben erwähnten Größen zu bestimmen



$$DE = \xi$$
$$CD = \rho$$
$$\xi = \rho \sin(\alpha + \varphi)$$

ξ ist nichts anderes als die Abweichung des

Weicht von seiner mittleren Stellung

So ist $\xi = \rho(\sin\alpha\cos\varphi + \cos\alpha\sin\varphi)$

$$\xi = (\rho\sin\alpha)\cos\varphi + (\rho\cos\alpha)\sin\varphi.$$

Wir setzen nun $\left.\begin{aligned}\rho\sin\alpha &= \mathfrak{A}\\ \text{und } \rho\cos\alpha &= \mathfrak{B}\end{aligned}\right\}$ (1)

Dann wird $\xi = \mathfrak{A}\cos\varphi + \mathfrak{B}\sin\varphi$

Wir wollen φ als Winkel und ξ als Radius Vector gelten lassen. Die verschiedenen ξ und φ geben auch verschiedene Punkte m und wir wollen die Linie dieser m suchen.

So ist $x = \xi\cos\varphi$

$$y = \xi\sin\varphi$$

$$x^2 + y^2 = \xi^2.$$

$$\sin\varphi = \frac{y}{\xi} = \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}}$$

$$\cos\varphi = \frac{x}{\xi} = \frac{x}{\sqrt{x^2+y^2}}$$

$$\sqrt{x^2+y^2} = \mathfrak{A}\frac{x}{\sqrt{x^2+y^2}} + \mathfrak{B}\frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}}$$

$$x^2 + y^2 = \mathfrak{A}x + \mathfrak{B}y.$$

$$x^2 - \mathfrak{A}x + y^2 - \mathfrak{B}y = 0;\quad x^2 - \mathfrak{A}x + \frac{\mathfrak{A}^2}{4} + y^2 - \mathfrak{B}y + \frac{\mathfrak{B}^2}{4}$$
$$- \frac{\mathfrak{A}^2}{4} - \frac{\mathfrak{B}^2}{4} = 0$$

$$\left(x - \frac{\mathfrak{A}}{2}\right)^2 + \left(y - \frac{\mathfrak{B}}{2}\right)^2 = \frac{1}{4}(\mathfrak{A}^2 + \mathfrak{B}^2) = \left[\frac{1}{4}\sqrt{\mathfrak{A}^2 + \mathfrak{B}^2}\right]^2.$$

Wir finden als Kurve einen Kreis. Nehmen wir z.B. irgend einen Punkt m, so ist die Gesammtheit aller Achsen ξ und einmal immer die dazugehörigen Werthe von φ.

$$\frac{\mathfrak{A}}{2} = \frac{1}{2}\rho\sin\alpha,\quad \frac{\mathfrak{B}}{2} = \frac{1}{2}\rho\cos\alpha.$$

$\frac{1}{2}\sqrt{(a^2+b^2)} = \frac{1}{2}c$

der Hilfskreis ist also halb so groß als der Kurbelkreis.

Nehmen wir also im Coordinaten System construiren einen Winkel α, nehmen $\frac{c}{2}$, so erhalten wir $\frac{1}{2}a$ & $\frac{1}{2}b$, folglich ist O der Mittelpunkt des Kreises.

Nehmen wir die innere Ueberdeckung O, beschreiben einen Kreis, ferner mit der äußeren Ueberdeckung Oe einen 2ten Kreis, so ist für 90 − α die Einströmung ein Maximum und der Schieber bewegt sich von da an zurück. Vergrößern wir den Voreilungswinkel, so tritt alles früher ein, auch die Expansion, allein alle Erscheinungen für den Effekt ungünstige Dinge treten gleichfalls früher ein.

Ein Schieber ist gut bei etwa 30° Voreilung, starker äußerer Ueberdeckung und schwacher innerer Ueberdeckung.

1. Kann der Dampf zu Anfang des Kolbenschubs leicht in den Cylinder gelangen
2. Kann gegen das Ende des Kolbenschubs kein Dampf mehr einströmen.

Es beträgt z. B. Einströmungsöffnung

$= 30$ Millim. $= 1 - 1$

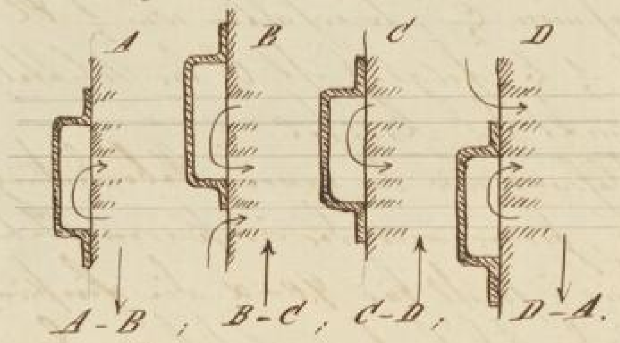
die äußere Ueberdeckg $= 20$ Millim $= \frac{20}{30} = \frac{2}{3}\,1$

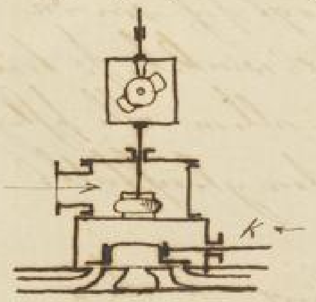
" innere " $= 8$ " $= \frac{8}{30} = \frac{1}{4}\,1.$

$\alpha = \dots\dots\dots\ 30^\circ$

$\rho = \dots\dots\dots\ 50 = \frac{50}{30} = \frac{5}{3}\,1.$

Wir kommen nun zu den Expansionsschiebern, wovon verschiedene Anordnungen mit den Ueberdruckblättern ersichtlich. Eine ältere vielfach angewandte Anordnung für Expansion ist der sog. verlängerte Schieber





Man wendet auch ferner für Expansionsmaschinen die sog. Ventilsteuerung an. Der Schieber muss im vertikalem Sinne frei beweglich sein, so dass derselbe vom Dampf gut angepresst werden kann. Gewöhnlich ist derselbe von einem schmiedeisernen Rahmen umgeben an welchen die Bewegung abgegeben wird.

Die Fläche des Schiebers beträgt ungefähr $\frac{1}{5}$ der Kolbenfläche und es läßt sich hieraus leicht die Kraft berechnen mit der der Schieber bewegt werden muss. (O die Kolbenfl.)

Wir haben $k = 0{\cdot}6\,O \times p \times f$; $f = \frac{1}{5} = \frac{0{\cdot}6}{5}\,O.p.$

$$k = 0{\cdot}08 \times O\,p.$$

Es ist also ungefähr $0{\cdot}08$ % von der Kraft nöthig mit der der Kolben getrieben wird. Bei großen Schiffsmaschinen wendet man, um das Einströmen des Dampfes zu erleichtern in der Regel 2 Schieber an.

Der Condensator.

Wird gewöhnlich bei allen Niederdruckmaschinen angewandt und hat den Zweck den atmosph. Druck vor dem Kolben zu vermindern, sowie auch den Kessel mit warmem Wasser zu speisen.

Die Condensation soll so viel als möglich mit einem Minimum von kaltem Wasser geschehen und es ist der Vorgang bei einem solchen Apparate etwa folgender:

Es muß alles Wasser, das bei einer Umdrehung der Maschine in den Condensator gelangt ist durch die Luftpumpe wieder aus demselben herausgeschafft werden, ferner muß die in der Luftpumpe enthaltene Luft comprimirt werden, was immerhin einen Kraftverlust der Maschine herbeiführt, ferner ist der äußere atmosph. Druck zu überwinden, sobald das obere Ventil geöffnet ist und es wird der Kraftaufwand, wenn wir mit vielem Wasser condensiren um so größer, je länger bei geöffnetem Ventil der Kolbenschub dauert. Die Vorgänge, welche unter dem Kolben vor sich gehen erfordern fast gar keinen Kraftaufwand.

Es ist daher unsere Aufgabe mit einem Minimum von Wasser zu condensiren.

1. Nehmen wir an, daß wir sehr wenig Wasser einspritzen, so wird die Condensation schlecht vor sich gehen und ein hoher Druck sich im Condensator einstellen und ebenfalls ein großer Gegendruck vor dem Dampfkolben sein.

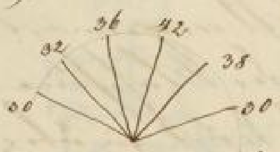
2 Nehmen wir an, daß wir reichlich Wasser einspritzen, so wird die Condensation gut vor sich gehen, wir erhalten einen

schädlichen Gegendruck, allein es muß auch viel Wasser hinausgeschafft werden und dies erfordert großen Kraftaufwand.

3. Die zur Condensation bestimmte Wassermenge wird nach Versuchen faktisch genau bestimmt.

Wir setzen die Maschine bei geschlossener Condensation in Gang, so wird bei einer gewissen Stellung des Einspritzhahns die Maschine soviele Umdrehungen gemacht haben, wir notiren uns dies alles.

Nun drehen wir den Hahn um etwas weiter, so wird die Maschine mehr Umdrehungen machen, vortheilhafter arbeiten, so fahren wir fort und sehen daß die Maschine z. B. bei einer gewissen

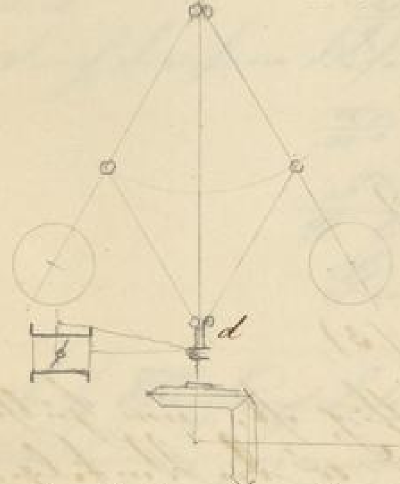


Stellung des Hahnes 42 Touren macht und daß also bei dieser Stellung sie am vortheilhaftesten arbeitet und wie wir weiter gehen der Effekt der Maschine wieder geringer wird.

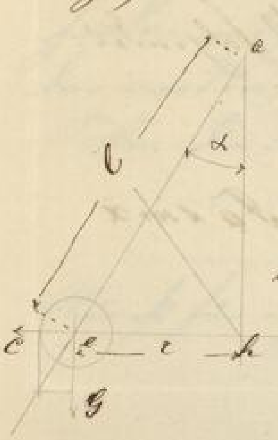
Wir müssen auf diese Weise die vortheilhafteste Stellung im Sommer und im Winter uns bezeichnen, da die Temperatur für das Wasser ebenfalls einen großen Einfluß hat.

Unvollkommen ist der Apparat hinsichtlich der Pumpe, indem dieselbe Luft, Wasser & Dampf zugleich fortschaffen muß; ferner schafft die Pumpe nur Wasser beim Kolbenheraufgang Wasser hinaus und nicht beim Kolbenhinabgehen. Um diese Uebelstände zu beseitigen müssen wir das Wasser durch eine eigene Pumpe austreiben und zwar immer zu Anfang des Kolbenschubs anwenden, und ferner soll die Luftpumpe eine doppelt wirkende Pumpe sein.

Theorie des Regulator's.



Wir setzen die Axe des Regulators mit der Schwungradwelle in Verbindung, so daß das Uebersetzungsverhältniß der Umdrehungen beider Axen constant bleibt. Die Hülse d setzen wir mit der Drosselklappe in Verbindung und zwar so, daß wenn die Hülse in die Höhe geht, die Maschine also schneller läuft, die Klappe zugedreht wird und also weniger Dampf einströmen kann. Nehmen wir nun an die Regulatoraxe habe beim ganzen Gang der Maschine eine Normalgeschwindigkeit von $n = 30$ Umdrehungen, die Arme und Kugeln nehmen also eine gewisse Stellung gegen die Axe an. Nun soll der Widerstand für kurze Zeit größer werden, so wird dies zur Folge haben, daß anfänglich die Geschwindigkeit der Maschine kleiner wird, die Kugeln fallen gegen einander, es geht mehr Dampf durch die Klappe und dieser hat eine höhere Spannung als der im Cylinder, was eine lebhaftere Bewegung der Maschine zur Folge haben wird.



Heißen wir w die Winkelgeschwindigkeit im Normalzustand, G das Gewicht einer Kugel, C die Centrifugalkraft welche der Bewegung entspricht, so ist:

$eh = r$

$$C = G \, tg \, \alpha \quad (1)$$

$$C = \frac{G}{g} \frac{r^2 w^2}{r} = \frac{G}{g} l \sin w^2$$

$$r = l \sin\alpha$$

$$C = \frac{G}{g}\, w^2 l \sin\alpha$$

$$\frac{G}{g}\, w^2 l \sin\alpha = G \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}$$

$$w^2 \frac{l}{g} = \frac{1}{\cos\alpha}$$

$$\cos\alpha = \frac{g}{l}\,\frac{1}{w^2} \quad (2)$$

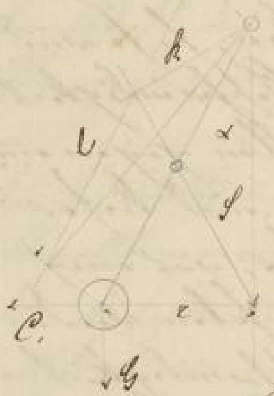
$$w = \frac{2\pi n}{60}$$

$$\cos\alpha = \frac{g}{l}\left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{n^2} \quad (3)$$

Heißen wir nun die Kraft, die nöthig ist, um Hülse und Klappe zu bewegen F und w' die Winkelgeschwindigkeit mit welcher die Axe sich bewegen muß um den Klappenwiderstand zu bewältigen, S die Zugkräfte, welche in den Stangen bc & b_1c_1 wirken müssen, um den Klappenwiderstand zu bewältigen, so ist:

$$S\cos\alpha + S\cos\alpha = F$$

$$2S\cos\alpha = F$$



$$S = \frac{F}{2\cos\alpha}$$

$k = a \sin 2\alpha$, k Hebelarm der Last F.

$$kS = \frac{F}{2\cos\alpha}\, a \sin 2\alpha \quad ; a_1 b_1 = a$$

$$Sk = a \frac{F}{2\cos\alpha}\, 2 \sin\alpha \cos\alpha$$

$$= Fa \sin\alpha \quad (4)$$

Für den Gleichgewichtszustand ist folgendes:

$$C_1\, l \cos\alpha = Gr + Sk \quad (5)$$

$$C_1 = \frac{G}{g}\, r w_1^2 \quad ; r = l \sin\alpha.$$

$$\frac{G}{g}\, r w_1^2 l \cos\alpha = Gr + Sk + Fa \sin\alpha$$

$$\frac{G}{g}\, w_1^2 l \cos\alpha = G + \frac{Fa}{l}$$

Setzen wir $F = 0$, so haben wir die Normalgeschwindigkeit.

$$\frac{G}{g} w^2 l \cos\alpha = G.$$

Durch division dieser beiden Gleichungen ergibt sich:

$$\frac{w_1^2}{w^2} = 1 + \frac{F}{G}\frac{a}{l}$$

$$\frac{F}{G}\frac{a}{l} = \frac{w_1^2}{w^2} - 1; \quad \frac{G}{F}\frac{l}{a} = \frac{1}{\frac{w_1^2}{w^2} - 1}$$

$$G = F\frac{a}{l}\frac{1}{\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - 1} \quad (6)$$

Diese Gleichung bestimmt das Gewicht einer Kugel. Wollen wir einen empfindlichen Apparat, so müssen wir die Kugeln schwer machen.

$$\cos\alpha = \frac{g}{l}\left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{n^2}$$

und $$G = F\frac{a}{l}\frac{1}{\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - 1}$$

sind die beiden Hauptgleichungen, welche wir zur Construction brauchen.

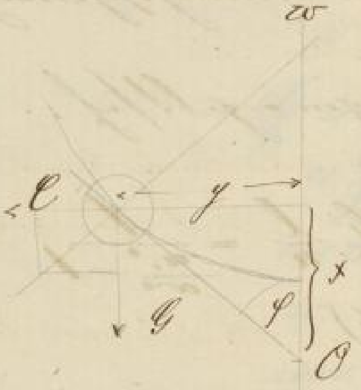
Wenn nun die Normalgeschwindigkeit eingetreten ist, so sollen die Kugeln stehen bleiben, was bei dieser Anordnung nicht sein kann. Es frägt sich nun einen solchen Apparat herzustellen, der so beschaffen ist, dass wenn die Maschine ihre Normalgeschwindigkeit besitzt, die Kugeln stehen bleiben, an welchem Orte sie sich befinden mögen, und es muss die Kurve aufgesucht werden, welche die Kugeln beschreiben.

Sollen die Kugeln stehen bleiben, so muss sein:

$$G = C \operatorname{tg}\varphi.$$

$$C = \frac{G}{g} w^2 y$$

Nun ist für irgend eine Kurve $\operatorname{tg}\varphi = \frac{dy}{dx}$



$$G = \frac{G}{g}\,\omega^2 y \frac{dy}{dx}$$

$$y\frac{dy}{dx} = \frac{g}{\omega^2}$$

$$\frac{y^2}{2} = \frac{g}{\omega^2}\,x$$

$$y^2 = \frac{2g}{\omega^2}\,x$$

Es ist dies die Gleichung einer Parabel können es jedoch auf einen Regulator nicht anwenden, indem ein solcher constructiv schwierig auszuführen ist, und das Pendelprinzip nicht anzuwenden ist. Es läßt sich noch allerdings mit Differentialräderwerk und Uhrenmechanismus machen, wie folgt:

Es ist A die Schwungradwelle
B das Uhrwerk

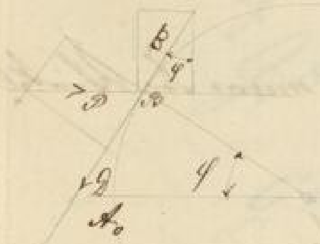
$$\left(\frac{n}{C}\right) = \left(\frac{n}{A}\right) - \left(\frac{2n}{D}\right)$$

$$\left(\frac{n}{C}\right) = 0.$$

$$\left(\frac{n}{A}\right) = 2\left(\frac{n}{D}\right)$$

Theorie der Schwungräder.

Wir nehmen einen Beharrungszustand der Bewegung an, sodann wirke hinter dem Kolben während des Schubes ein unveränderlicher Dampfdruck. Wäre die Schubstange unendlich lang, so daß der Kolben eine sinus versus Bewegung beschreibt, vernachlässigen wir die Masse des Kolbens, der Kolbenstange, Schubstange, des Balanciers etc. im Verhältniß zu der viel größeren Masse des Schwungrades, so werden wir auf folgende Rechnung kommen:



Wir zerlegen P in eine normale und eine tangential Kraft.

Es ist BD = P sin φ.

(P sin φ − Q) ist die treibende Kraft

Ist nun der Weg klein, so ist die Wirkung $(P\sin\varphi - Q)\, r\, d\varphi$.

Ferner sei ω die Winkelgeschwindigkeit und μ das Trägheitsmoment des Schwungrades. Wir haben alsdann:

$$(P\sin\varphi - Q)\, r\, d\varphi = d(\omega^2\mu).$$

$$r(-P\cos\varphi - Q\varphi + \text{Const.}) = \omega^2\mu$$

Heißen wir nun ω_0 die Winkelgeschwindigkeit die von A_0 an vorhanden war, so haben wir

$$r(-P + \text{Const}) = \omega_0^2\mu$$

$$r(P(1-\cos\varphi) - Q\varphi) = \mu(\omega^2 - \omega_0^2) \quad (1)$$

Für den Beharrungszustand muß werden:

$$\varphi = \pi\,;\ \omega = \omega_0$$

$$r(P(1-\cos\varphi) - Q\pi) = 0$$

$$P\,2 = Q\pi$$

$$P = \frac{\pi}{2} Q \quad (2)$$

(2) in (1) eingesetzt, gibt:

$$r\left[\frac{\pi}{2}(1-\cos\varphi) - Q\varphi\right] = \mu(\omega^2 - \omega_0^2).$$

$$rQ\left[\frac{\pi}{2}(1-\cos\varphi) - \varphi\right] = \mu(\omega^2 - \omega_0^2) \quad (3)$$

Suchen wir nun die Stellen, wo das Maximum & Minimum eintritt:

$$\left.\frac{d(\omega^2)}{d\varphi} = 0\right\} \begin{matrix}\text{Max}\\ \text{Min.}\end{matrix}\ \omega\Big\{$$

$$\frac{d\left[\mu(\omega^2-\omega_0^2)\right]}{d\varphi} = rQ\left[\frac{\pi}{2}\sin\varphi - 1\right] = 0$$

$$\frac{\pi}{2}\sin\varphi = 1$$

$$\sin\varphi = \frac{2}{\pi} = \frac{2}{3{\cdot}1415}$$

$$\varphi = \begin{cases} \alpha = 39^\circ + 32' + 35'' \text{ Minim.} \\ \alpha = \pi - \alpha \text{ Max.} \end{cases}$$

Heißen wir nun W & w das Maxim. & Minimum der Winkelgeschwindigkeiten, daß also für

$$\varphi = \alpha;\ w = w,$$

und für $\varphi = \pi - \alpha$ $w = W$, dann ist:

$$cQ\left[\frac{\pi}{2}(1-\cos\alpha) - \alpha\right] = \mu\,(w^2 - w_0^2)\ (4)$$

$$cQ\left[\frac{\pi}{2}(1-\cos(\pi-\alpha)) - (\pi-\alpha)\right] = \mu\,(W^2 - W_0^2)$$

$$cQ\left[\frac{\pi}{2}(1+\cos\alpha) - \pi + \alpha\right] = \mu\left[W^2 - w_0^2\right]\ (5)$$

Ziehen wir nun 4 von 5 ab.

$$cQ\left[\frac{\pi}{2}\,2\cos\alpha - \pi + 2\alpha\right] = \mu\left[W^2 - w^2\right]\ (6)$$

$$\mu = \frac{cQ\left[\pi\cos\alpha + 2\alpha - \pi\right]}{W^2 - w^2}$$

Wir haben das Trägheitsmoment des Schwungrades ausgedrückt als Masse. Heißen wir L' die mittlere Geschwindigkeit, so ist:

$$\left.\begin{aligned} L' &= \tfrac{1}{2}(W+w) \\ \frac{L'}{i} &= (W-w) \end{aligned}\right\}\ (8).$$

i gibt uns den Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung an.

$$(W+w)(W-w) = \frac{2}{i}L'^2.$$

$$W^2 - w^2 = \frac{2}{i}L'^2\ (9)$$

Heißen wir nun G das Gewicht des Schwungringes und R den Radius desselben, so ist μ annähernd:

$$\mu = \frac{G}{2g}R^2\ (10)$$

so ist QcL die mittlere Geschwindigkeit der Kurbel

$$= 75\,N\ (11)$$

und $\frac{2\pi n}{60} = L'$ (12)

$$\frac{G}{2g} R^2 = \frac{f s N}{L} \frac{[\pi \cos\alpha + 2\alpha - \pi]\, i}{2 L^2}$$

$$G R^2 L^2 = \frac{2g \cdot f s}{2} [\pi\cos\alpha + 2\alpha - \pi] \frac{Ni}{L}$$

$$R L = V.$$

$$G V^2 = \frac{2g \cdot f s\, [\pi\cos\alpha + 2\alpha - \pi]}{2} \frac{60}{2\pi} \frac{Ni}{n}$$

$$G V^2 = 4645 \frac{Ni}{n}$$

$$G = 4645 \frac{Ni}{n V^2}$$

Schwungräder für Doppelmaschinen.

Die Kurbeln der Maschinen stehen hier unter rechtem Winkel. Es ist Rücksicht zu nehmen in Bezug auf die hin und hergehenden Massen.

$$[P \sin\varphi - Q]\, r\, d\varphi = d[\omega^2 \mu + m\,\omega^2 \sin^2\varphi].$$

$$r[-P\cos\varphi - Q\varphi + \text{Const}] = \omega^2(\mu + m\sin^2\varphi)$$

$$\varphi = 0, \quad \omega = \omega_0$$

$$r(-P + \text{Const}) = \omega_0^2\, \mu.$$

$$r[P(1-\cos\varphi) - Q\varphi] = \mu[\omega^2 - \omega_0^2] + \omega^2 m \sin^2\varphi.$$

für $\varphi = \pi$, muß $\omega = \omega_0$.

$$r[P(1-\cos\varphi) - Q\pi] = 0$$

$$2P = Q\pi, \quad P = \frac{\pi}{2} Q.$$

$$rQ\left[\frac{\pi}{2}(1-\cos\varphi) - \varphi\right] = \omega^2[\mu - m\sin^2\varphi] - \omega_0^2\,\mu$$

$$\frac{d\omega^2}{d\varphi} = 0.$$

$$rQ\left[\frac{\pi}{2}\sin\varphi - 1\right] = \omega^2\, 2m\sin\varphi\cos\varphi + [\mu + m\sin^2\varphi]$$

$$\frac{d\omega^2}{d\varphi} = 0.$$

$$rQ\left[\frac{\pi}{2}\sin\varphi-\varphi\right]=m\,w^2\sin 2\varphi$$

$$P[r(1-\cos\varphi)+r\sin\varphi]-$$
$$-Qr\varphi=\mu(w^2-w_0^2)\quad(1)$$

w_0 ist die nun unbekannte Winkelgeschwindigkeit als die Kurbel durch B ging. w die Winkelgeschwindigkeit bei φ.

Für $\varphi=\frac{\pi}{2}$, muß $w=w_0$ wegen des Beharrungszustandes.

$$P\left[r\left(1-\cos\frac{\pi}{2}\right)+r\sin\frac{\pi}{2}\right]-Qr\frac{\pi}{2}=0.$$
$$2Pr=Qr\frac{\pi}{2}$$
$$P=\frac{\pi}{4}Q\quad(2)$$
$$\frac{\pi}{4}Qr\left[1-\cos\varphi+\sin\varphi\right]-Qr\varphi=\mu(w^2-w_0^2)$$
$$Qr\left\{\frac{\pi}{4}(\sin\varphi-\cos\varphi+1)-\varphi\right\}=\mu(w^2-w_0^2)\quad(3)$$

$\frac{d(w)^2}{d\varphi}=0$ für das Max. der Geschwindigkeit.

$$Qr\left[\frac{\pi}{4}(\cos\varphi+\sin\varphi)-1\right]=0$$
$$\sin\varphi+\cos\varphi=\frac{4}{\pi}$$
$$\sqrt{1+\sin 2\varphi}=\frac{4}{\pi}$$
$$1+\sin 2\varphi=\left(\frac{4}{\pi}\right)^2$$
$$\sin 2\varphi=\left(\frac{4}{\pi}\right)^2-1$$

$$\left\{\begin{array}{ll}\alpha=19^\circ 10' 30'' & \text{Minimum}\\ \frac{\pi}{2}-\alpha=90^\circ-[19^\circ 10' 30''] & \text{Maximum}\end{array}\right.$$

Heißen wir nun W das Max. & W das Minimum der Winkelgeschwindigkeit, so erhalten wir:

Heißen wir nun wieder W das Maximum & w das Minimum der Winkelgeschwindigkeit. Dann ist.

$$Q\, r \left[\frac{\pi}{4}(\sin\alpha - \cos\alpha + 1) - \alpha\right] = \mu\left[W^2 - w_0^2\right] \quad (4)$$

$$Q\, r \left[\frac{\pi}{4}\left[\sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) + 1\right] - \frac{\pi}{2} + \alpha\right] = \mu\left[W^2 - w_0^2\right]$$

$$Q\, r \left\{\frac{\pi}{4}\left[\cos\alpha - \sin\alpha + 1\right] - \frac{\pi}{2} + \alpha\right\} = \mu\left(w^2 - w_0^2\right) \quad (5)$$

Nun ziehen wir 5 von 4 ab.

$$Q\, r \left\{\frac{\pi}{4}\left[\cos\alpha - \sin\alpha + 1\right] - \frac{\pi}{2} + \alpha - \frac{\pi}{4}(\sin\alpha - \cos\alpha + 1) + \alpha\right\} = \mu\left(W^2 - w^2\right)$$

$$Q\, r \left\{\frac{\pi}{2}(\cos\alpha + \sin\alpha) - \frac{\pi}{2} + 2\alpha\right\} = \mu\left(W^2 - w^2\right)$$

$$Q\, r \left\{\cos\alpha - \sin\alpha - 1 + \frac{4\alpha}{\pi}\right\} = \mu\left(W^2 - w^2\right) \quad (6)$$

Wenn nun v die mittl. Geschwindigkeit der Kurbelwarze, so ist:

$$Q\, v = 75\, N.$$

$$v = \frac{2 r \pi n}{60}$$

$$Q \frac{2 r \pi n}{60} = 75\, N.$$

$$Q\, r = \frac{60 \times 75}{2\pi} \frac{N}{n} \quad (7.)$$

Ferner sei L die mittl. Winkelgeschw. der Kurbelwarze.

$$W - w = \frac{L}{i}$$

$$W + w = 2L.$$

$$W^2 - w^2 = \frac{2L^2}{i} \quad (8)$$

7 und 8 in Gleichg (6) eingesetzt, gibt:

$$\frac{60 \times 75}{2\pi} \frac{N}{n} \frac{\pi}{2}\left\{\cos\alpha - \sin\alpha \mp 1 + \frac{4\alpha}{\pi}\right\} = \frac{2}{i} L^2 \mu.$$

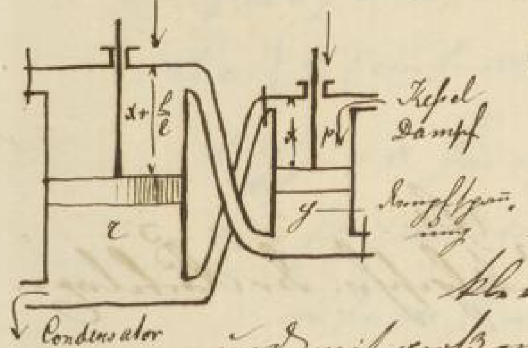
$$\mu = \frac{G}{2g} R^2 L^2 = \frac{2}{i} \frac{G}{2g} R^2 L^2 = \frac{2}{i} \frac{1}{2g} G C^2$$

$$G C^2 = \frac{60 \times 75}{2\pi} \frac{\pi}{2}\left\{\cos\alpha - \sin\alpha - 1 + \frac{4\alpha}{\pi}\right\} \frac{2g}{2} \frac{N i}{n}$$

$$\sin\alpha = 0{\cdot}3284$$
$$\cos\alpha = 0{\cdot}9444$$
$$\frac{4\alpha}{\pi} = \frac{4\alpha^\circ}{180^\circ} = 0{\cdot}4261$$
$$G V^2 = 464{\cdot}5\ \frac{N_i}{n^3}$$

Wir ersehen hieraus, daß das Schwungrad für die Doppelmaschinen somit 10 mal kleiner ausfällt als bei einfachen Maschinen; allein da die Lineardimensionen bei den Doppelmaschinen um $\sqrt{2}$ kleiner sind, so wird also das Schwungrad 14 mal leichter und es ist bei Doppelmaschinen die Umdrehungszahl um $\sqrt{2}$ größer.

Schwungrad für Expansionsmaschinen (Woolf'sche Maschinen.)



Vernachlässigen wir den schädlichen Raum, ferner das Volumen der des Verbindungsrohres. Bezeichnen mit den kleinen Buchst. die Daten des kl. Cyl. und mit großen Buchst. aber diejenigen d. großen So haben wir: $o(l-x) + Ox\frac{L}{l}$ das Dampfvolumen das in den großen Cylinder eintritt.

$$\left\{ol + x\left[O\frac{L}{l} - o\right]\right\}(\alpha+\beta y) = ol(\alpha+\beta p)$$

$$y = \frac{\alpha+\beta p}{\beta}\,\frac{ol}{ol + x\left[O\frac{L}{l} - o\right]} - \frac{\alpha}{\beta}.$$

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{ol}{ol + x\left[O\frac{L}{l} - o\right]} - \frac{\alpha}{\beta} \quad (1.)$$

219.

$$\alpha p x - O r x \frac{L}{l} + \int_0^x O y \frac{L}{l} dx - \int_0^x O y\, dx - Q R \varphi = \mu(w^2 - w_0^2) \quad (2)$$

$$x\left[\alpha p - O r \frac{L}{l}\right] + \int_0^x \left(O\frac{L}{l} - \theta\right)\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{\alpha l}{\alpha l + x\left[O\frac{L}{l} - \theta\right]} - \frac{\alpha}{\beta}\right] dx - Q R \varphi = \mu(w^2 - w_0^2) \quad (2')$$

$$x\left(\alpha p - O r \frac{L}{l}\right) + \left(O\frac{L}{l} - \theta\right)\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\alpha l \int_0^x \frac{dx}{\alpha l + x\left[O\frac{L}{l} - \theta\right]} - \frac{\alpha}{\beta}\left(O\frac{L}{l} - \theta\right)x - Q R \varphi = \mu\left[w^2 - w_0^2\right]$$

Nun ist $\int \frac{dx}{\alpha l + x\left[O\frac{L}{l} - \theta\right]} = \frac{1}{\left(O\frac{L}{l} - \theta\right)} \int \frac{\left(O\frac{L}{l} - \theta\right) dx}{\alpha l + x\left(O\frac{L}{l} - \theta\right)}$ $=$

$$\frac{1}{\left(O\frac{L}{l} - \theta\right)} \,l.n.\left[\alpha l + x\left(O\frac{L}{l} - \theta\right)\right] - \frac{1}{O\frac{L}{l} - \theta} \log nat\, \alpha l + Const.$$

$$= \frac{1}{O\frac{L}{l} - \theta} \log nat. \frac{\alpha l + x\left(O\frac{L}{l} - \theta\right)}{\alpha l} = \frac{1}{O\frac{L}{l} - \theta}\, l.n \left[1 + \frac{x}{l}\left(\frac{O L}{\alpha l} - 1\right)\right]$$

$$x\left[\alpha p - O r \frac{L}{l} - \frac{\alpha}{\beta}\left(\frac{O L}{l} - \theta\right)\right] + \left(\frac{O L}{l} - \theta\right) + \alpha l \frac{\left(O\frac{L}{l} - \theta\right)\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)}{\left(O\frac{L}{l} - \theta\right)} \log nat. \left[1 + \frac{x}{l}\left(\frac{O L}{\alpha l} - 1\right)\right] - Q R \varphi = \mu(w^2 - w_0^2) \quad (3)$$

der Beharrungszustand der bei φ eintritt.

für $\varphi = \pi$ wird $w = w_0$.

$$x = \frac{L}{2}\left[1 - \cos\varphi\right] l \left\{\theta\left[\frac{\alpha}{\beta} + p\right] - O\frac{L}{l}\left[\frac{\alpha}{\beta} + r\right]\right\} + \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) \log nat\left(\frac{O L}{\alpha l}\right) - Q R \pi = \theta \quad (4)$$

die Gleichung gibt die Beziehung an die zwischen der Spannung und dem Widerstand herrscht.

für das Maximum der Winkelgeschwindigkeit muß sein: $\frac{d(w^2)}{d\varphi} = \theta$

$$\left\{\sigma p - O\tau \frac{L}{l} + \left(O\frac{L}{l} - \sigma\right)\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{\sigma l}{\sigma l + x\left[O\frac{L}{l} - \sigma\right]} - \frac{\alpha}{\beta}\right]\right\}$$

$$\frac{l}{2}\sin\varphi - QR = 0$$

diese Gleichung gibt uns den Winkel für das Maximum & Minimum der Winkelgeschwindigkeit.

$$\pi\left\{\sigma\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) - O\frac{L}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right) + \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{\left(O\frac{L}{l}-\sigma\right)}{1+\frac{x}{l}\left[\frac{OL}{\sigma l}-1\right]}\right\}\frac{l}{2}\sin\varphi$$

$$-QR\pi = 0 \quad (5)$$

$$\sin\varphi = \frac{QR\pi}{\pi\frac{l}{2}\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) - O\frac{L}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right) + \frac{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(O\frac{L}{l}-\sigma\right)}{1+\frac{x}{l}\left(\frac{OL}{\sigma l}-1\right)}\right\}}$$

$$\sin\varphi = \frac{l\left\{\sigma\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) - O\frac{L}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)\right\} + \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\,\text{logn.}\,\frac{OL}{\sigma l}}{\pi\frac{l}{2}\left\{\sigma\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) - O\frac{L}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right) + \frac{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(O\frac{L}{l}-\sigma\right)}{1+\frac{x}{l}\left(\frac{OL}{\sigma l}-1\right)}\right\}}$$

$$\sin\varphi = \frac{2}{\pi}\,\frac{1 + \text{l.n}\,\frac{OL}{\sigma l} - \frac{OL}{\sigma l}\,\frac{\alpha+\beta\tau}{\alpha+\beta p}}{\frac{1+\frac{OL}{\sigma l}-1}{1+\frac{x}{l}\left(\frac{OL}{\sigma l}-1\right)} - \frac{OL}{\sigma l}\,\frac{\alpha+\beta\tau}{\alpha+\beta p}} \quad (6.)$$

$x = \frac{l}{2}(1-\cos\varphi)$. die Gleichung hat 2 Wurzeln

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= \frac{l}{2}(1-\cos\varphi_1) \\ x_2 &= \frac{l}{2}(1-\cos\varphi_2)\end{aligned}\right\}\ (7)$$

der kleinere Wurzelwerth entspricht dem Minimum
" größere " " " " Maximum
der Geschwindigkeit.

Nun gehen wir an Gleichung (3) setzen für $\varphi = \varphi_1$ und w seinen Minimalwerth.

Es gehören zusammen $\varphi_1\, x_1\, w$; $\varphi_2\, x_2\, W$

$$x_2\left[\sigma\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) - \frac{OL}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)\right] + \sigma l\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\text{l.n.}$$

$$\left[1+\frac{x_2}{l}\left(\frac{OL}{\sigma l}-1\right)\right] - QR\varphi_2 = p\left(W^2 - w_0^2\right)$$

$$x_1\left[o\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\frac{O\mathfrak{L}}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+c\right)\right]+ol\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)l.n.\left[1+\frac{x_1}{l}\left(\frac{O\mathfrak{L}}{ol}-1\right)\right]$$
$$-QR\varphi_1=\left(W^2-w_0^2\right)\mu.$$

Ziehen wir nun beide Gleichungen von einander ab, so erhalten wir:

$$\left[o\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\frac{O\mathfrak{L}}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+c\right)\right]\left[x_2-x_1\right]+ol\left[\frac{\alpha}{\beta}+p\right]l.n$$
$$\left\{\frac{1+\frac{x_2}{l}\left(\frac{O\mathfrak{L}}{ol}-1\right)}{1+\frac{x_1}{l}\left(\frac{O\mathfrak{L}}{ol}-1\right)}\right\}-QR(\varphi_2-\varphi_1)=\mu\left(W^2-w^2\right)$$

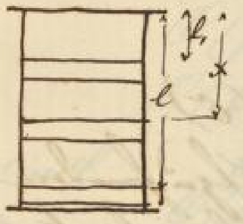
$$QR\left\{\frac{\left[o\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\frac{O\mathfrak{L}}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+c\right)\right]\left[x_2-x_1\right]+ol\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)l.n\frac{1+\frac{x_2}{l}\left(\frac{O\mathfrak{L}}{ol}-1\right)}{1+\frac{x_1}{l}\left(\frac{O\mathfrak{L}}{ol}-1\right)}}{\frac{1}{\pi}\left[o\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\frac{O\mathfrak{L}}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+c\right)\right]+ol\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)l\,n\,\frac{O\mathfrak{L}}{ol}}-(\varphi_2-\varphi_1)\right\}$$
$$=\mu\left(W^2-w^2\right)$$

Bezeichnen wir den Ausdruck Seite 145 mit A.
Ferner haben wir für $\frac{Q\,2R\pi n}{60}=75\,N.$

$$\mu=\frac{G}{2g}C^2,\quad W-w=\frac{\mathfrak{L}}{i},\quad W+w=2\mathfrak{L}.$$
$$\text{und } W^2-w^2=\frac{2\mathfrak{L}^2}{i}$$

so wird demnach $G=30\times75\times g\,\frac{i\,N}{n\,C^2}\,A.$

Schwungrad für Expansionsmaschinen mit einem Cylinder.



die Dampfmenge, die eingeschlossen ist, sei:

$$(ol_1+m\,O\mathfrak{L})(\alpha+\beta p)$$
$$=(ox+mol)(\alpha+\beta y)$$
$$\alpha+\beta y=(\alpha+\beta p)\,\frac{ol+m\,O\mathfrak{L}}{ox+mol}.$$

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)\frac{l_1+ml}{x+ml} - \frac{\alpha}{\beta} \quad (1.)$$

$$\Theta\rho l_1 + \int_{x=l_1}^{x=x} \Theta y\,dx - \Theta\tau x - Q\rho\varphi = \mu\left[w^2 - w_0^2\right]$$

$$\Theta\rho l_1 + \int_{l_1}^{x}\Theta\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)\frac{l_1+ml}{x+ml} - \frac{\alpha}{\beta}\right]dx - \Theta\tau x - Q\rho\varphi$$

$$= \mu\left[w^2-w_0^2\right] \quad (2)$$

$$\Theta\rho l_1 + \Theta\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)(l_1+ml)\right\}\int\frac{dx}{x+ml} - \Theta\frac{\alpha}{\beta}(x-l_1)$$

$$-\Theta\tau x - Q\rho\varphi = \mu(w^2-w_0^2)$$

$$\Theta\rho l_1 + \Theta\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)(l_1+ml)\right\} l.n.\frac{x+ml}{l_1+ml} - \Theta\frac{\alpha}{\beta}(x-l_1)$$

$$-Q\rho\varphi - \Theta\tau x = \mu(w^2-w_0^2) \quad (3)$$

Nehmen wir an, daß der Beharrungszustand vorhanden, so muß sein für $\varphi = \pi$, $x = l$, $w = w_0$

$$\Theta\rho l_1 + \Theta\left[\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right]\left[l_1+ml\right] l.n.\frac{l+ml}{l_1+ml}$$

$$-\Theta\frac{\alpha}{\beta}(l-l_1) - Q\rho\pi - \Theta\tau l = 0.$$

$$\Theta l_1\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right) - \Theta l\left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right) + \Theta\left[\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right]\left[l_1+ml\right] l.n\frac{l+ml}{l_1+ml}$$

$$-Q\rho\pi = 0.$$

$$\Theta l\left[\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right]\cdot\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l}+m\right) l.n\left[\frac{l+ml}{l_1+ml}\right] - \Theta l$$

$$\left[\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right] = Q\rho\pi \qquad \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l}+m\right) l.n.\frac{l+ml}{l_1+ml}$$

$$= \frac{k}{ll_1} \quad (4)$$

$$\Theta l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+\rho\right)\left(\frac{k}{ll_1}\right) - \left(\frac{\alpha}{\beta}+\tau\right)\right] = Q\rho\pi \quad (5).$$

Nun handelt es sich darum die Stellen aufzufinden wo Maximum und Minimum der Geschwindigkeit eintreten.

Es muß sein: $\frac{d(w^2)}{d\varphi} = 0$ für's Maximum.
Differenziren wir Gl. (2), so erhalten wir die Gleichg. der Bewegung während der Expansion.

$$O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1+ml}{x+ml}-\frac{\alpha}{\beta}\right]dx - O r\, dx - Q\rho\, d\varphi = 0.$$

Nun ist aber $x = \rho(1-\cos\varphi)$

$$dx = \rho\sin\varphi$$

also $O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1+ml}{x+ml}-\frac{\alpha}{\beta}-r\right]\rho\sin\varphi - Q\rho = 0$

$$\sin\varphi = \frac{Q}{O\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1+ml}{x+ml}-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right\}}$$

Setzen wir nun für Q seinen Werth, so erhalten wir:

$$\sin\varphi = \frac{\frac{Ol}{\rho\pi}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{k_1}{ll_1}-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}{O\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1+ml}{x+ml}-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right\}}$$

$$\sin\varphi_2 = \frac{2}{\pi}\,\frac{\left(\frac{k_1}{ll_1}\right)-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}}{\frac{l_1+ml}{x_2+ml}-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}} \qquad (6)$$

Weil aber $\rho = \frac{l}{2}$ und

$x_2 = \frac{l}{2}(1-\cos\varphi_2)$ (7), so giebt (6) das Maximum der Geschwindigkeit an.

Vor der Expansion haben wir für einen Werth $\xi_1 < l_1$

$$O(p-r)\xi_1 - Q\rho\varphi = \mu(w^2-w_0^2)$$

$$\frac{d w^2}{d\varphi} = 0$$

$$O(p-r)\,d\xi_1 - Q\rho\, d\varphi = 0$$

$$O(p-r)\rho\sin\varphi_1 - Q\rho = 0$$

$$\sin\varphi_1 = \frac{Q\rho}{O(p-r)\rho} = \frac{Q\rho}{O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]\rho}$$

$$\sin\varphi_1 = \frac{\frac{Ol}{\pi}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(\frac{k}{Ol_1}\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}{O\frac{l}{2}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}$$

$$\sin\varphi_1 = \frac{2}{\pi}\,\frac{\left(\frac{k}{Ol_1}\right)-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}}{1-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}} \qquad (8)$$

diese Gleichung bestimmt uns die Stelle, da das Minimum der Geschwindigkeit stattfindet.

Nun gehen wir auf Gl. (31 zurück und setzen hier statt $\varphi = \varphi_2$ und für w also W.

Dann ist. $O p l_1 + O\left[\frac{\alpha}{\beta}+p\right]\left[l_1+ml\right] l.n.\frac{x_2+ml}{l_1+ml}$

$$-O\frac{\alpha}{\beta}(x_2-l_1) - O r x_2 - Q\rho\varphi_2 = \mu\left(W^2-w_0^2\right)$$

die Gleichung der Bewegung vor der Expansion.

$$O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]x_1 - Q\rho\varphi_1 - - - = \mu\left(w^2-w_0^2\right)$$

Ziehen wir nun beide Gleichungen von einander ab: $O p l_1 - O\frac{\alpha}{\beta}(x_1-l_1) - O r x_2 - O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]x_1$

$$+ O\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)(l_1+ml)\, l.n.\frac{x_2+ml}{l_1+ml} - Q\rho\left[\varphi_2-\varphi_1\right]$$

$$= \mu\left[W^2-w^2\right]$$

$$Ol_1\left[\frac{\alpha}{\beta}+p\right] + O\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)(l_1+ml)\, l.nat.\frac{x_2+ml}{l_1+ml} - O\left[\frac{\alpha}{\beta}+r\right]$$

$$\left[x_2-x_1\right] - O\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)x_1 - Q\rho(\varphi_2-\varphi_1) = \mu\left(W^2-w^2\right)$$

O als Faktor herausgenommen, kommt:

$$\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l}+m\right) \log nat.\frac{x_2+ml}{l_1+ml} = \left(\frac{k}{x_2 l_1}\right)$$

$$Ol\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(\frac{k}{x_2 l}\right) - \frac{x_1}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) - \left(\frac{x_2}{l}-\frac{x_1}{l}\right)\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]$$

$$- Q\rho\left[\varphi_2-\varphi_1\right] = \mu\left[W^2-w^2\right].$$

$$Q\rho\left[\underline{Ol\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(\frac{h}{x_2}l\right)-\frac{x_1}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\left(\frac{x_2}{l}-\frac{x_1}{l}\right)\left[\frac{\alpha}{\beta}+r\right]}-(\varphi_2-\varphi_1)\right]$$

$$=\mu\left(W^2-w^2\right)$$

$$Q\rho\left[\frac{Ol\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(\frac{h}{x_2}l\right)-\frac{x_1}{l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\left(\frac{x_2}{l}-\frac{x_1}{l}\right)\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}{\frac{Ol}{\pi}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(\frac{h}{ll_1}\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}-\frac{\varphi_2-\varphi_1}{\pi}\right]$$

$$=\mu\left(W^2-w^2\right)$$

$$Q\rho\pi\left[\frac{\left(\frac{h}{x_2}l\right)-\frac{x_1}{l}-\left(\frac{x_2}{l}-\frac{x_1}{l}\right)\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}}{\left(\frac{h}{ll_1}\right)-\frac{\alpha+\beta p}{\alpha+\beta r}}-\frac{\varphi_2^0-\varphi_1^{'}}{180}\right]$$

$$Q\,\frac{2\rho\pi n\,60}{75}=75\,N.$$

$$\mu=\frac{G}{2g}R^2;\quad W+w=2L'';\quad W-w=\frac{2L}{i}$$

$$W^2-w^2=\frac{2L''^2}{i}$$

$R L'' = C$. die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

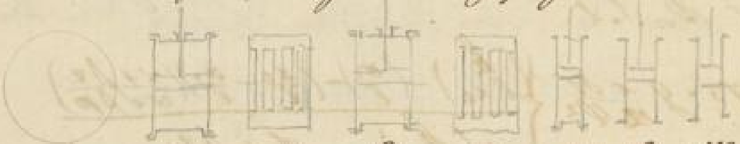
$$G=30\cdot75\cdot g\,\frac{iN}{\pi_2C^2}\left\{\frac{\left(\frac{h}{lx_2}\right)-\left(\frac{x_1}{l}\right)-\left(\frac{x_2}{l}-\frac{x_1}{l}\right)\left(\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}\right)}{\left(\frac{h}{ll_1}\right)-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}}\right.$$

$$\left.-\frac{\varphi_2-\varphi_1}{180^\circ}\right\}$$

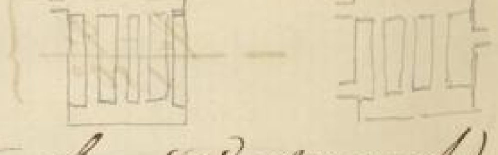
Calorische Maschine.

Man ist später auf den Gedanken gekommen, statt des Wasserdampfes, einen Dampf aus andern Flüssigkeiten anzuwenden, wozu es wenig Wärmemenge bedarf um die Flüssigkeit in den gasförmigen Zustand umzuwandeln. Es ist dies z. B. beim Schwefeläther der Fall, der schon bei 36° siedet, nur ist dieser Dampf leicht entzündbar und daher die Anwendung dieses Dampfes auf Maschinenbetrieb mit praktischen Schwierigkeiten verbunden.
In Frankreich stellte ein Mann, Namens Du Trembley eine combinirte Maschine dar, die theils mit Wasserdampf, theils mit Schwefelätherdampf getrieben wurde.

Die Anordnung war etwa folgendermaßen:



A B C D E F G H.



A. Wasserdampfkessel

B. Wasserdampfcylinder.

C. Generator (Schwefelätherdampferzeugungsapparat.) ist ähnlich wie ein Condensator gebildet und es geht der Dampf, nachdem er in B gewirkt hat nach C durch ein Röhrensystem und verwandelt nach & nach den Schwefeläther in Schwefelätherdampf.

D ein Maschine ganz identisch mit einer ordinären Dampfmaschine, nur sind die Dichtungen raffinirter.

E. Condensator, ähnlich wie der Generator C. Es wird hier

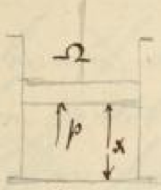
der Schwefelätherdampf, nachdem er gewirkt hat, derselbe condensirt.
F. Kaltwasserpumpe, welche dem Condensator E kaltes
Wasser zuführt.
G. Speisepumpe, welche den Schwefeläther in E aufsaugt
und nach dem Generator treibt.
H. Eine gewöhnl. Speisepumpe für den Dampfkessel.
Bei den calorischen Maschinen ist es nun anders.
Dieselben sind entstanden aus dem Gedanken, daß man
nicht wie bei den Dampfmaschinen, also für den Aggregat-
zustand des Wassers ändern muß, was ungeheure Wärme-
mengen erfordert, sondern man einfach atmosphärische
Luft anwendet, dieselbige sich schon in gasförmigen
Zustand befindet und sie also nur zu erhitzen braucht
um eine Maschine damit zu treiben.
1 Kub. Meter Dampf von 2 Atmosph. Spannung wieg. 1·1177 Kilg.
und hat eine Temperatur von 120°.
Für einen ~~Kub. Meter~~ Kilog. Dampf von 2 Atmosph. sind nöthig
nach Regnault: 606·5 + 0·305 × 121 = 643·4 Wärme-
einheiten. Und für 1 Kubikmeter Dampf von dieser Spann-
kraft folglich: 1·1177 × 643·4 = 719·1 Wärmeeinheiten.
Fragen wir nun, wieviel Wärmeeinheiten nothwendig
sind um einem Kub. Meter Luft eine Spannung von
2 Atmosphären zu ertheilen.
In diesem Falle muß die Luft auf 272·5° erhitzt werden.
Es wiegt 1 Kub. Meter Luft bei 0° Temp. 1·293 Kilg.
Die Wärmecapacität der Luft ist 0·2370
Wir müssen aber die Luft auf 272·5° erhitzen um
nur die nöthige Spannkraft zu erhalten.

Wir haben alsdann 1293 × 0·2370 × 272·5 = 84 Wärmeeinheiten.
Wir sehen hieraus, daß wir im Vergleich zur Wasserdampfbildung theoretisch ausgesprochen, die Erhitzung der Luft zum Betriebe von Maschinen ein eminenter Vortheil wäre.
Durch Versuche hat sich nun gezeigt, daß das Güteverhältniß unabhängig ist von der Geschwindigkeit und der Größe der Maschine, von der Länge des Kolbenschubs, von der Luftart, von der Temperatur, bis zu welcher man die Luft erhitzt.
Es ist aber abhängig von der Heizvorrichtung, von der Luftdichte und dem Grad der Expansion, dieselbe wirkt am vortheilhaftesten, wenn die Luft nur noch die Spannung hat, um die äußern Widerstände zu bewältigen.
Für die Heizvorrichtung ist der Gegenstromapparat am besten. Starke Lufterhitzung und rascher Gang machen die Maschine klein; allein es hält bei dieser starken Hitze weder das Material des Heizapparates, noch Dichtung und Oelung.
Es ist dies ein Hauptnachtheil, daß die Luft sehr stark erhitzt werden muß, wenn die Maschine selbst nur eine mäßige Stärke erhalten soll.
Die Luft, nachdem sie auf die Maschine gewirkt hat und bevor sie ausgelassen, wird ihr durch den Regenerator fast alle Wärme entzogen.
Der Regenerator von Ericsson ist ein Geflechte von Kupferdraht und es werden eine ganze Reihe solcher über-

einander gelegt durch welche die Luft alsdann austreten muss. da nun die Gesamtoberfläche sehr gross ist, so werden diese Netze fast alle Wärme in sich aufnehmen. das Prinzip der geschlossenen calorischen Maschinen ist, dass man die Luft fortwährend circuliren lässt und dieselbe abwechselnd erwärmt und abkühlt.

Nehmen wir ein gewisses Volumen Luft v_0 mit der Temperatur t_0. diese Luft erhitzen wir; sodann

veranlassen wir, dass die Luft sich ausdehnt, führen keine Wärme zu, entziehen aber auch keine. diese Luft wollen wir mittelst des Regenerators abkühlen, und zuletzt comprimiren wir diese Luft bis sie ihr ursprüngliches Volumen v_0 einnimmt.



Haben wir ein Gefäss mit einem Kolben, dessen Querschnitt $= \Omega$, die Pressung gegen denselben sei p und er schiebt sich in einer Entfernung x, so ist die Arbeit, wenn das Gasvolumen in ein anderes übergeht:

$$W = \int_{x_0}^{x_1} \Omega\, p\, dx. \quad \text{Nun ist } \Omega\, p\, dx = dv$$

$$\text{und } W = \int_{v_0}^{v_1} p\, dv$$

der Werth dieses Integrals lässt sich auch leicht graphisch darstellen

abfe ist die Wirkungsgrösse, welche consumirt werden durch die Compression.
Der Flächeninhalt acde ist die Wirkungsgrösse, welche produzirt wurde durch die Expansion.
Folglich ist bcdf die gewonnene Wirkung.
Das Prinzip der geschlossenen calorischen Maschinen rührt von Carnot, der es in einem Werkchen 1824 niedergeschrieben.
Nun handelt es sich darum diese Sache zu realisiren.

Eine solche Maschine wurde von einem Deutschen Namens Siemens ausgeführt, und es ist bei der Maschine von Siemens der Vorgang folgender:
Erwärmung und Expansion erfolgen zusammen, dann ebenso Abkühlen und Comprimiren.

Locomotivbau.

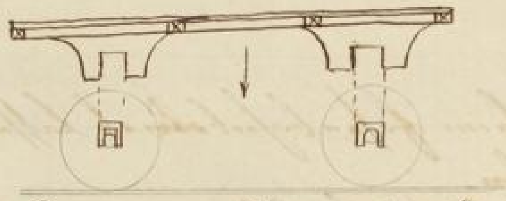
Die mechanischen Einrichtungen beim Eisenbahnbetrieb lassen sich in 3 Hauptgruppen eintheilen.
1. die Bahn, woselbst der Verkehr stattfindet.
2. die Fahrzeuge auf welchen der Transport fortgeschafft wird.
3. die Fahrzeuge mit dem, den Transport bewirkenden Motor.

Die Einrichtung der Bahn hat augenblicklich für unsre Zwecke hier, wenig Interesse, weshalb wir mit dem Studium der Fahrzeuge beginnen.

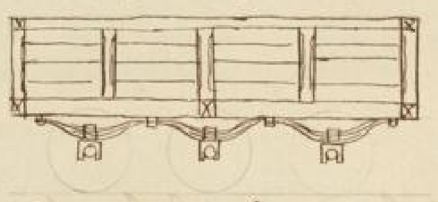
Die Fahrzeuge.

Die auf den Eisenbahnen befindlichen unterscheiden sich von den gew. Straßenwägen dadurch, daß die Räder auf den Achsen festsitzen und letztere sich in, mit dem Wagengestell fest verbundenen Lagern drehen.
Eine Achse mit mit den beiden auf ihr fest gekeilten Rädern wollen wir ein Laufwerk heißen.
Außerhalb der beiden Räder befinden sich die Lagerzapfen, doch können selbige auch innerhalb sein und heißen dann die sog. Achsenhälse. Die Grundform der Räder ist conisch; sie sind auf der innern Seite mit einem Spurkranz versehen, um ein Abgleiten von den Schienen zu verhindern.

für Lastwagen, die nur auf geraden Strecken und mit geringer Geschwindigkeit zu fahren haben ist es hinreichend den Rahmenbau mit Consolen zu versehen, welche einfach über die Achsenbüchsen hinweggreifen



Bei schneller Fahrt würden un- vermeidlichen Stößen, beständige Erschütterungen würde eine rasche Abnützung der Zapfen sowohl, als auch der Lager erfolgen und man läßt daher den Rahmenbau indirekt auf Federn (Spiral oder Druckfedern) sitzen und gibt den Consolen eine solche Führung, daß sie in vertikalem Sinne sich in den Achsenbüchsen bewegen können. Nur dadurch wird der Druck auf die Zapfen gleichmäßig vertheilt.



Nun ist aber ein Wagen von der so eben beschriebenen Construction und der eine beträchtliche Größe hat, nicht im Stande durch Krümmungen zu fahren, weil die gegenseitige Lage beider Axen der Laufwerke unveränderlich dieselbe bleibt. Während dieß beide radial zur Krümmung stehen sollten und daher ganz fehlerhafte Constructionen, die Wagen mit 3 Laufwerken geben.

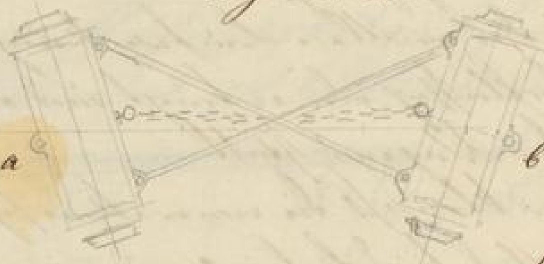
In den Bahnkrümmungen schleifen die Räder, werden unrund und es consumirt die gleitende Reibung bedeutenden Kraftaufwand, da der Wagen immer eine Tendenz hat gerade fort zu laufen.

Die Seitenwände der Wagen sollen als Gitterträger construirt sein, damit Leichtigkeit des Baues mit möglichster Festigkeit vereinigt ist.

Später werden wir einsehen wie nachtheilig ein mittleres Laufwerk ist, entweder trägt das mittlere Laufwerk nicht und dann ist es überhaupt überflüssig, oder es trägt und es findet leicht ein Schwanken des Wagens statt.

Eine gute Wagenconstruktion ist die amerikanische Ueberbrückel. ( ) Wesentlich sind hiebei 2 zu einem Wagen verkuppelten Laufwerke möglichst nahe beisammen liegend und nur einen Zapfen drehbar mit der Wagenconstruktion. Solcher doppelter zum einem starren Ganzen verbundenen Laufwerke sind es 2, eines am vordern, das andere am hintern Ende des Wagens befestigt.
Jedes dieser vereinigten Laufwerke trägt eine Deckplatte und auf dieser ist im Centrum ein vertikaler Zapfen angebracht auf welch letzteren der ganze Wagenbau ruht.
Da nun diese kleinen Wagen selbst durch scharfe Krümmungen fahren können, ohne zu klemmen, und auch ihre relative Lage gegen den Wagenbau leicht ändern können, so ist diese Construktion frei von allen Mängeln der bisher genannten.
Allzugroß dürfen hingegen diese Wagen auch nicht gebaut werden, damit die Änderung in der Bewegungsrichtung von der großen trägen Masse bei der Fahrt durch eine Kurve keine Schwierigkeit verursacht.
Der Wagen, Blatt ( ) hat 2 Laufwerke, die ihre gegenseitige Lage ändern können, denn jedes derselben ist mit einem Schmiedeisernen zum Theil durch die Druckfedern gebildeten Rahmen umgeben und nun die Zapfen a & b drehbar mit dem Wagenbau verbunden.

Letzterer wird außerdem durch 4 in der Zeichnung angegebenen Rollen unterstützt. Die

a  b

beiden schmiedeisernen Rahmen sind unter sich durch 2 biegsame Kreuzver-haltstangen und durch eine Kette verbunden und können sich unter einem Winkel stellen, wie etwa in obiger Skizze. So hübsch diese Anordnung erscheint, so unbrauchbar ist sie; denn durch einen unbedeutenden Zufall, z. B. ein auf den Schienen liegender Stein, kann eine Wendung der Axen und eine Entgleisung des Wagens hervorbringen.

Jetzt baut man die Eisenbahnwagen nur entweder mit 2 festen Laufwerken zu einander parallel unveränderlich liegend oder mit 2 Paaren von Laufwerken, die ihre gegenseitige Lage wechseln können.

Beschreibung der Locomotiven.

Dieselben sind ursprünglich nicht für Eisenbahnen gebaut worden, denn es damals nur in den Steinkohlenbergwerken Englands gab, sondern für die Fahrt auf Landstraßen.

Einen solchen Dampfwagen entwarf zuerst Atzenberger in Wien und führte denselben z. Th. aus, und verkaufte theils aus eigenem Geldmangel zur Durchführung seines Projektes, theils weil er die Mittel dazu nicht auftrei-

den konnte seine Maschine an einen Engländer und dessen Heimath die Locomotive schon wieder zu uns herüberkam.
Die 1te Locomotive, war mit Zahnrädern versehen, welche in entsprechende, neben den Schienen liegende Zahnstangen eingriffen, waren jedoch von geringer Dauer und man versuchte auf den glatten Schienengeleise zu fahren dieser Versuch fiel glücklich aus und es baute hierauf Stephenson die erste stärkere und ordentliche Locomotive.

Im Allgemeinen besteht die Locomotive aus dem Wagenbau, dem Dampfkessel und der Maschine.
Der Wagenbau ist im Wesentlichen von den früher beschriebenen Fahrzeugen wenig verschieden.
Der Kessel ruht auf dem Rahmenbau des Wagenbaues und ist mit dem Letzteren zu einem Ganzen vereinigt.
Die Dampfmaschinen, deren eine Blatt   dargestellt ist, sind mit dem Kessel und dem Rahmenbau fest verbunden und ruhen gemeinsam auf den Tragfedern. Es müssen daher alle erwähnten Bestandtheile der Locomotive gemeinsame schwankende Bewegung zu machen.

Eine der ersten vollkommenen Dispositionen ist folgende:
Der Rahmenbau ruht außerhalb der Räder (es sind 2 Laufwerke vorhanden, wovon einer hinter der Rauchkammer das andere hinter der Feuerbüchse liegt, das Triebwerk befindet sich zwischen beiden) auf den Achsenzapfen.
Die Dampfcylinder liegen unter der Rauchkammer und sind mit der Triebachse mittelst Achsengabeln fest verbunden.

so daß ihr Abstand von dieser unveränderlich fest gelegt ist. Die Federn sind von einander unabhängig und können deshalb verschieden belastet werden. Die Maschinen liegen innerhalb des Rahmenbaues.

Durch Verlegung des Rahmens innerhalb der Räder und Befestigung der Maschinen innerhalb oder außerhalb des Rahmenbaues überhaupt durch irgend eine Abänderung eines der oben angegebenen Bestandtheile der Locomotive und Veränderung des Ortes ihrer Befestigung entstehen die unzähligen Systeme, nach welchen man baute.

Bei inneren Rahmen und äußeren Maschinen fallen die schwierig anzufertigenden gekröpften Achsen weg, die Nabe der Triebräder kann in einen Krummzapfen verwandelt werden und es können die Maschinen direkt auf letztere einwirken.

Es sind Locomotiven solcher Konstruktion ihrer Einfachheit halber in großer Zahl angefertigt worden, jedoch haben sie den Fehler, daß während der Fahrt ihr ganzer Bau sich sehr stark bewegt und dies leicht ein Entgleisen zur Folge haben kann.

Später versuchte man große Lasten mittelst Locomotiven fortzuschaffen, es fand jedoch ein Gleiten der Triebräder auf der Bahn statt, was ein Stehenbleiben des Trains zur Folge hatte.

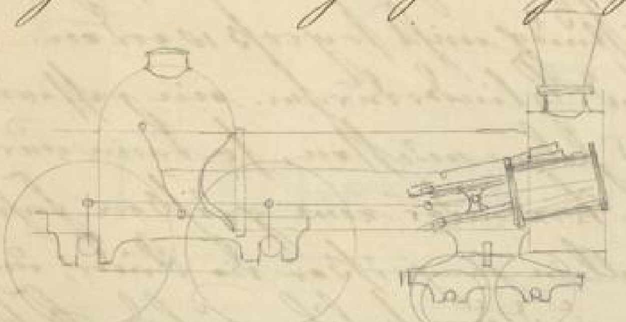
Es kann die Zugkraft einer Locomotive nie größer sein als die aus der Pressung der Triebräder gegen die Bahn ~~entstehende~~ hervorgehende Reibung.

Letztere kann nun vermehrt werden:

1.) durch Erhöhung des Gesammtgewichts der Locomotive
2.) dadurch, daß man mehrere Triebwerke anbringt,
also die Räder kuppelt; denn so viel mal die Pressung
mehrerer Triebräder (durch einen Theil des Gewichtes vom
gesammten Bau) gegen die Bahn größer ist, denn die
auf ein Triebwerk, so viel mal größer ist auch die nützl.
Reibung. Die einzelnen Triebwerke sind durch Kuppel-
stangen mit den Kurbelzapfen unter sich verbunden
und nur eines wird direkt von der Maschine aus be-
wegt. Diese Maschinen ziehen gut und laufen ruhig
auf gerader ebener oder geneigter Bahn; jedoch taugen
sie nichts in Krümmungen wegen ihres Mittelrades
Betrachten wir nun vorerst die verschiedenen Systeme
und zwar zuerst das

System Norris.

Die Amerikaner haben im Eisenbahnwesen, namentlich
im Bau der Transportmittel ihren eigenen Weg verfolgt u.
sich von vornherein die Aufgabe gestellt, die Wagen u Lo-
comotiven so zu bauen, daß dieselben starke Bahnkrüm-
mungen und Steigungen leicht ohne Nachtheil passiren können.



Diese Locomotive hat kei-
nen eigentlichen durchgehen-
den Rahmen; 2 Triebwerk
unmittelbar hinter und
vor der cylindrisch gebilde-
ten Feuerbüchse liegend

und von der an der Rauchkammer liegenden Maschine getrieben. Ein eigentliches Mittelrad ist nicht vorhanden und außerdem liegt etwas wesentlich Eigenthümliches in den beiden vordern zu einem kleinen Wagen vereinigten Laufwerken. dieser Wagen ist durch einen Drehzapfen mit der Locomotive verbunden und kann deßhalb seine relative Lage gegen die Axe der Triebwerke ändern.

System Crampton.

Blatt

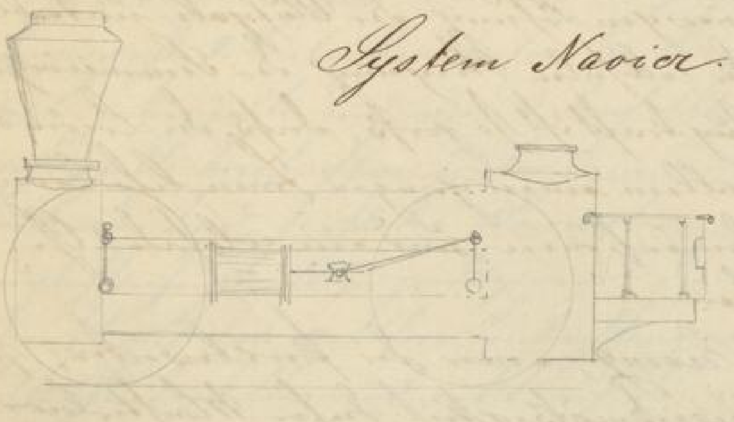
dieselbe charakterisirt sich von der von Norris, daß sie nur 1 Triebwerk und 3 Laufwerke besitzt, von welchen jedoch das der Feuerbüchse zunächst liegende am wenigsten belastet ist. diese Locomotive wurde durch folgende Betrachtung ins Leben gerufen:

Man stellt an die Locomotiven, besonders an die zur Personenbeförderung bestimmten, die Anforderung einer großen Fahrgeschwindigkeit, die ein Produkt der Peripherielänge der Triebräder in die Anzahl ihrer Umdrehungen pro Zeiteinheit ist.

Während jeder Umdrehung geht der Kolben der Dampfmaschine einmal hin und her, seine Geschwindigkeit aber darf ohne Nachtheile für die Nutzleistung nicht so groß werden. da nun Kurbellänge und Cylinderdurchm. ein passendes Verhältniß (gleiche Größe) haben müssen, so kann nur durch Vergrößerung der Triebräder eine größere Fahrgeschw. erzielt werden. allein je größer die Räder, um so höher liegen ihre Achsen, und um so höher auch der Kessel.

bei den früher erwähnten Constructionen und somit auch der Schwerpunkt des ganzen Baues.
Wir werden später sehen, daß eine tiefe Lage des Schwerpunktes gut ist und deßhalb ist Crampton's Idee, das Triebwerk hinter die Feuerbüchse zu legen, eine sehr glückliche und verständige zu nennen, indem hier die Axe des Triebwerks beinahe in jeder beliebigen Höhe angebracht sein kann.
Zufällig hat Crampton auch eine andere wesentl. Änderung der früheren Systeme mit seiner Anordnung verbunden: Es wäre nämlich bei der Lage der Cylinder an der Rauchkammer, die Kurbelstange unverhältnißmäßig lang geworden und deßhalb verlegte er die ganze Maschine nach der Mitte des Baues, wo, wie wir ebenfalls später sehen werden, ihr einzig richtiger Platz ist.
Der Rahmen an Crampton's Locomotive ist z. Th. innerer, z. Th. äußerer Rahmen, wie Blatt (   ) zeigt.
In Krümmungen läuft die Maschine jedoch nicht gut, indem ihr Radstand zu groß ist und es dürfte eine Combination **Norris-Crampton** am Platze sein, wo es sich handelt in Krümmungen rasch zu fahren.

System Navier



Bei diesem Systeme liegt Alles an der Locomotive in der Höhe des Schwerpunktes.

der Röhrenkessel ist in 2 Theile getheilt zwischen welchen die Axen der einzigen beiden Treibräderpaare hindurchgehen. Die Treibräder selbst sind sehr gross, unter sich durch eine Kuppelstange verbunden und von der zwischen beiden im Gestelle liegenden Maschine getrieben. Die Maschine wäre sehr gut in jeder Beziehung; allein wegen der allzugrossen Vorderräder ist ein Entgleisen kaum zu vermeiden.
Eine charakteristische und namentlich in Deutschland ausgeführte Art von Locomotiven sind die:

Berg-Locomotiven.

Beim Bau der Semmering Bahn wurde Preis gestellt auf die Lieferung guter Berglocomotiven, die nach dem aufgestellten Programm:
1.) eine grosse Zugkraft besitzen,
2.) die Möglichkeit in Krümmungen zu fahren gestatten und
3.) möglichst wenig Brennstoff verbrauchen sollten
die letzte Bedingung war schwer zu realisiren und hätte bei der voraussichtlich schwierigen Lösung der Aufgabe unterbleiben sollen. Die bei der colossalen Steigung der Semmerings-Bahn erforderliche Zugkraft ist so gross, dass die Locomotiven, deren eine allein einen ganzen Train befördern sollte, ungeheure Dimensionen und ein colossales Gewicht erhalten mussten.
John Cockerill in Seraing, einer der Preisbewerber, stellte überzeugt von der Unzweckmässigkeit dieser Musterlocomotive

der österreichischen Regierung vor, daß man besser 2 kleinere Locomotiven als eine große dem Zuge vorspannen sollte, allein man beharrte beim aufgestellten Programm und hat dadurch einerseits viel Geld unnöthig ausgegeben, andererseits aber dem deutschen Maschinenbau eine selbstständige Entwicklung verschafft.

Im Ganzen wurden 4 Locomotiven geliefert: (Siehe Blatt) „Vindobona" — „Bavaria" — „Seraing" und „Wiener Neustadt".

Die Vindobona hat einen kurzen Kessel von sehr großem Durchmesser, kleine Triebräder (und zwar sind alle 4 Achsen der Locomotive Triebachsen und unter sich durch Kuppelstangen verbunden) die Cylinder der Maschinen liegen außen, der Rahmen ein innerer.
Diese Maschine wurde zur Preisbewerbung gar nicht zugelassen, weil bei dem verhältnißmäßig großen Radstand und der unveränderl. gegenseitigen Lage der Achsen ein leichtes Befahren von Krümmungen unmöglich wird, aber dennoch war sie gut und namentlich im Stande einen ungeheuren Zug auszuziehen.

Die Bavaria hat, wie aus der Zeichnung Blatt ( ) hervorgeht 4 Triebachsen unter der Locomotive, von denen je 2 gekuppelt sind, und ebenfalls unter einander gekuppelte Triebachsen unter dem Tender. Da alle Räder Triebräder sind, so ist die Locomotive im Stande die größtmöglichste Zugkraft zu produziren. Die Maschine wirkt direkt auf das mittlere Triebachsenpaar und von hier mittelst Gliederketten indirekt auf die anderen Vereinigungen der Triebräder. Von Letzteren stehen diejenigen am Tender nahe beisammen und die an der Locomotive sind so eingerichtet, daß die beiden vor und hinter der Feuerbüchse liegenden mit dem Rahmen der Locomotive ein Ganzes bilden, während das vordere Paar einen Wagen bildet, der durch einen vertikalen Drehzapfen seine relative Lage gegen die Maschine ändern kann.

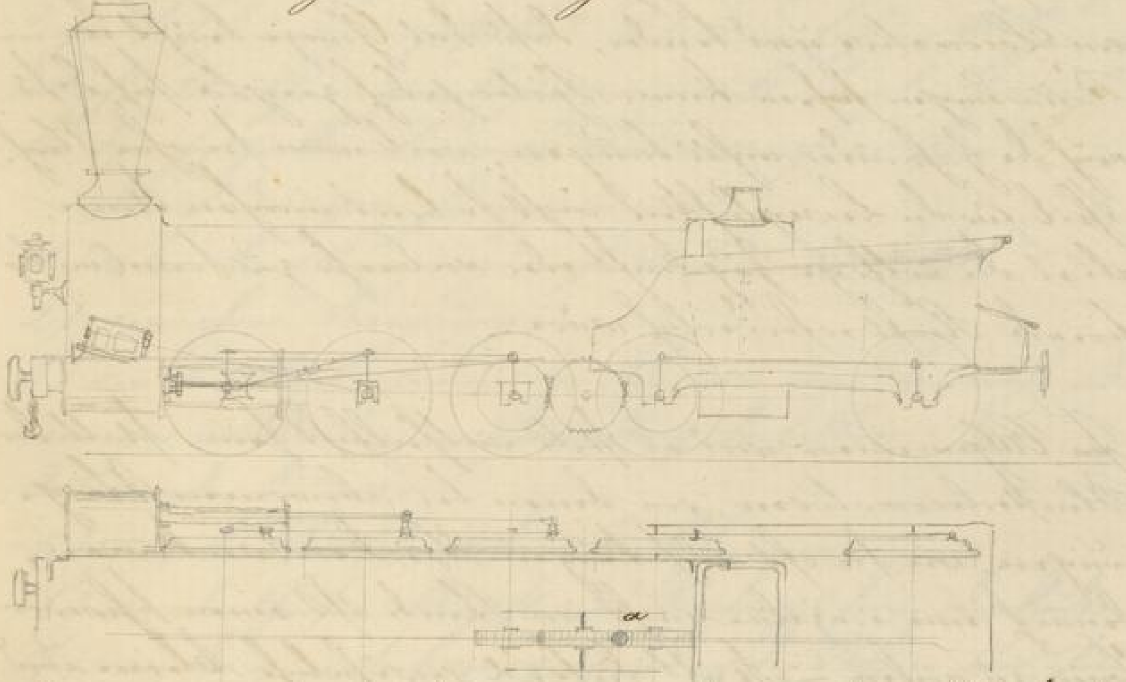
In Folge dieser Einrichtung ist die Locomotive im Stande die Krümmungen leicht zu passieren.

Diese Maschine versprach ein günstiges Resultat, allein nach kurzer Betriebszeit waren die Ketten dermaßen deformirt, daß die Glieder sich nicht mehr an die Zähne der Scheiben anlegten und entfernt werden mußten.

Die Locomotive Seraing Blatt (   ) besteht im Wesentlichen aus 2 mit den Feuerbüchsen an einander gestoßenen kleineren Locomotiven mit innerem und äußerem Rahmen, deren letzterer mittelst eines vertikalen Zapfens gegen den inneren drehbar ist. Die Maschinencylinder liegen innen, die Feuerthüren sind seitlich angebracht, so daß ein Führer und Heizer zur Bedienung genügen. Auch diese Maschine kann leicht in Krümmungen laufen.

Die Locomotive „Wiener-Neustadt." Blatt (   ) hat einen ovalen Kessel und 4 Triebachsen mit kl. Rädern deren geringe Größe veranlaßte, daß man die Tragfedern außergewöhnlich anordnete und den Bau an ihnen aufhängte. Die Cylinder liegen in der Mitte. Im Uebrigen ist bei dieser Maschine eine ungeschicktere Durchführung desselben Prinzips, als bei der von Seraing.

System Engerth.



Diese von Engerth erfundene und von der Maschinenfabrik zu Esslingen ausgeführte Locomotive ist in der neueren Zeit auf der Semmering Bahn im Gange. Sie bildet hier die eigentl. Locomotive sammt Tender ein zusammenhängendes Ganze. Die eigentl. Locomotive hat außenliegende Cylinder und 6 mit einander gekuppelte Räder. Dieser Theil des ganzen Baues weicht von der Güterzuglocomotive mit 6 gekuppelten Rädern nur dadurch ab, daß die hintere Achse von den Cylindern aus vermittelst Schubstange getrieben wird, und der Kessel nach rückwärts beträchtlich verlängert ist. Dieser verlängerte Theil des Kessels wird durch den Tender getragen, der mit 4 gekuppelten Rädern versehen ist. Der Kessel liegt mit 2 Zapfen auf dem Tender und ist eines Theils durch Zahnräder und andrentheils durch einen vertikalen Zapfen a weiter mit der Maschine verbunden.

Dieser Zapfen liegt vertikal über dem Eingriff der Zahnräder und gestattet eine derartige Änderung der relativen Lage von Locomotive und Tender, daß das Ganze leicht in Krümmungen fahren kann. Später jedoch zeigte sich daß auch die Zahnräder nichts taugen, weil man sie ohne Nachtheil für die Beweglichkeit nicht so breit machen kann, als die nöthige Zugkraft oder die Länge zu transmittirende Kraft erforderlich wäre.

Im Allgemeinen wird es stets vortheilhaft sein, statt der Monsterlocomotiven, von denen bei abnormen Steigungen, wie sie oft auf kurzen Strecken vorkommen, dennoch eine einzelne nicht im Stande ist einen schweren Train zu ziehen — statt dieser 2 gewöhnliche kleine und gut mit einander verbundene Locomotiven in Betrieb zu setzen, wie es auf der Genua - Turiner Bahn ausschließlich geschieht. Die 2te Locomotive wird nur da vorgespannt, wo es unbedingt nothwendig ist, indem auf ebener Bahn *eine* Maschine den Train fortzieht.

Wiederstände eines Trains.

Es ist von sehr großer Wichtigkeit eine genaue Kenntniß über die Widerstände, welche der Bewegung eines Wagenzugs entgegenwirken, zu erhalten, sowohl wegen des Baues der Bahn, als auch der Construction der Wagen.
Wir müssen darauf sehen, Bahn und Wagen so zu bauen damit die Widerstände und zweckwidrigen Bewegungen

möglichst klein ausfallen.
Leider sind theoretische Studien nicht ausführbar und Beobachtungen so schwierig anzustellen, daß man sich im Allgemeinen mit rohen Annäherungen begnügen muß, die aber dennoch für den speziellen Locomotivbau ausreichend sind.

Die Störungen hängen ab:

1.) Von den Krümmungs-verhältnissen der Bahn,
2.) von ihrer Steigung,
3.) von den Unebenheiten der Schienen und der mehr oder weniger vollkommenen Verbindung derselben.
4.) von der Spurweite.
5.) von der Querschnittsform der Schienen,
6.) von der Größe, Anzahl und Umfangsform der Räder,
7.) von der gegenseitigen Entfernung der Achsen und ihrer Beweglichkeit;
8.) von dem Systeme der Federung.
9.) von der Lage des Schwerpunktes des auf den Federn liegenden Baues gegen die Achsen und insbesondere von der Höhe dieses Schwerpunktes über den Achsen etc.

Nach Redtenbacher's Combination der von verschiedenen Ingenieuren (W. Harding) (Gooch) u.s.w. angestellten Beobachtungen und Versuchen zur Bestimmung der Größe der Widerstände eines Trains kann man noch folgende Verhältnisse im Mittel als gültig annehmen.

Wir bezeichnen durch:

W, den Widerstand des Trains in engl. Pfunden
T, das Gewicht des Trains in engl. Tonnen à 1016 Kilg.
F, die Stirnfläche des vordersten Wagens in englischen

Quadratfüßen zu 0·093 Quadratmeter.

V. die Geschwindigkeit des Trains in einer Stunde in engl. Meilen zu 1609 Meter.

desgleichen für französische Einheiten:

W den Widerstand des Trains in Kilogrammen

T das Gew. des Trains in Tonnen à 1000 Kilgr.

F die Stirnfläche des vordersten Wagens in Quadrat Mt.

V die Geschw. des Trains in Metern pro Secunde.

Für engl. Maaß einheiten ist.

1.) Gesammtreibung eines Trains ohne Locomotive, sowohl nach Harding, als nach Gooch – – – = 6 T,

2.) Widerstand, den die Bewegung des Trains auf der Bahn theils durch ihre Unebenheiten, theils durch die schwingende Bewegung verursacht – – = $\frac{1}{15}$ V. T,

3.) Gesammtreibung der Locomotive nach Pambour, wenn ihr Gewicht L, beträgt – – – = 6 L,

(6 Li) 2?

4.) Reibungswiderstand, den die Mechanismen der Locomotive verursachen, wenn dieselbe keinen Train zieht, entstehen = 8 L,

5.) Bahn u. Rollungswiderstand der Loc. nach Gooch = $\frac{1}{2}$ L. V,

6.) Zunahme der Maschinenreibung, wenn die Locomotive einen Train fortzieht, der einen Widerstand W, verursacht, nach Pambour – – – – = 0·14 W,

7.) Luftwiderstand des ganzen Trains sammt Locomotive, nach Pambour – – – – = 0·0025 (F, + $\frac{1}{4}$ i f) V

Hier bedeutet F, die Stirnfläche des Trains, f die Stirnfl. eines Wagens, i deren Anzahl.

8.) Steigung der Bahn — — — — — — $= 2200 \sin\alpha \, (T_1 + L_1)$
Hier bedeutet α den Steigungswinkel der Bahn.
9.) Krümmungswiderstand — — — — — — $= K.$
Der Werth von $K.$ wird später bestimmt werden.

NB. ad 2.) & 5.) zu sagen: Ob und wie groß der Rollungswiderstand ist, ist schwer zu sagen, jedenfalls ist obige Angabe und auch die von 5.) nicht genau, denn ein Widerstand, der von der Geschwindigkeit abhängig ist, muß zu ihr im quadratischen Verhältniß stehen.

Die Größe der Achsenreibung hängt von dem Verhältniß der Radhalbmesser zum Zapfenhalbmesser und somit von der Anzahl der Achsen u. bei Locomotiven von dem Umstande ab, ob der Rahmen ein äußerer (auf Zapfen ruhend) oder ein innerer (auf starken Achsenhälsen gelagerter) ist. Es ist unmöglich für diesen Widerstand eine allgemein gültige Regel zu geben.

4.) & 6.) gehören zusammen u. ersteres zu untersuchen wäre ganz überflüssig, weil erst, wenn die Locomotive den Train zieht die Gliederungen ihrer Maschinenbestandtheile stark gepreßt werden.

7.) ist nicht unbeträchtlich. Jeder einzelne Personenwagen veranlaßt nicht soviel Widerstand als die Stirnfläche der Locomotive, daß aber merklich, wie man zwischen je 2 Wagen bemerken kann. Ebenso wirken die Speichen der Räder bei 5–6 Umdrehungen pr Secunde ventilatorartig u. s. w. 8.) Gilt das bei Steigungen zu sehende relative Gewicht. Es sind 2200 ℔ engl = 1 Tonne engl

In Summa ist:

$$W_1 = 6.97\,T_1 + 0.077\,T_1 V_1 + 16.27\,L_1 + 0.581\,L_1 V_1$$
$$+ 0.0029\left(F_1 + \tfrac{1}{7}\,i f_1\right) V_1^2$$
$$+ 2556 \sin\alpha\,(T_1 + L_1)$$
$$+ 1.162\,K_1$$

Um den Widerstand in französischen Einheiten zu berechnen, hat man zu setzen:

$W_1 = 2.205\,W$ $T_1 = 0.984\,T$ $L_1 = 0.984\,L$
$f_1 = 10.75\,f$ $K_1 = 2.205\,K$ $V_1 = 2.23\,V$
$F_1 = 10.75\,F$.

Man hat also dann als gesammten Widerstand:

$$W = [3.11 + 0.077\,V]\,T + [7.25 + 0.577\,V]\,L + 0.0704\left(F + \tfrac{1}{7}\,i f\right) V^2$$
$$+ 1162 \sin\alpha\,(T + L)$$
$$+ 1.162\,K.$$

Mittelst dieser Formel ist die nachstehende Tabelle unter folgenden Voraussetzungen berechnet:

$\sin\alpha = 0$, $K = 0$, $F = 7$, $f = 4$, $i = \frac{T}{7}$, $L = 20$.

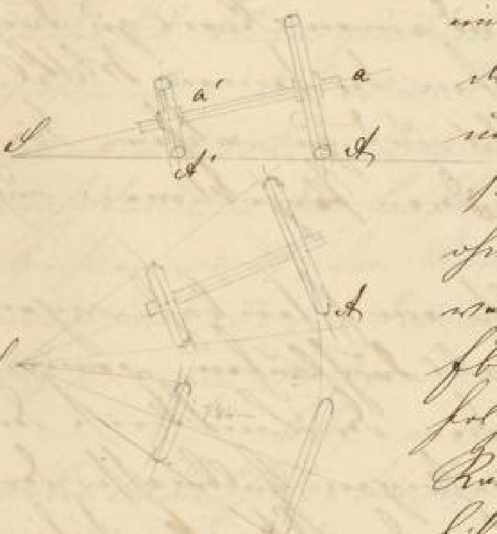
d.h. es ist angenommen, daß auf einer horizontalen geraden Bahnstrecke mit einer Locomotive von 20 Tonnen Gewicht, deren Stirnfläche 7 □Met. beträgt, Wagen fortgeschafft werden von denen jeder 7 Tonnen wiegt und eine Stirnfläche von 4 □ Meter hat.

Gewicht des Trains	Werth von $\frac{W}{L+T}$ wenn die Geschw. in M. p. Stunde beträgt: 10	12	14	16	18
Tonnen	Kilgr.	Kilgr.	Kilo.	Kilo.	Kilgr.
50	7.90	8.98	10.17	11.61	12.91
100	6.65	7.57	8.51	9.56	10.76
150	6.13	6.92	7.81	8.78	9.87
200	5.84	6.58	7.63	8.35	9.39

Die Zahlen der vorstehenden Tabelle geben die pro Tonne erforderliche Zugkraft an und zeigen, daß ein schwerer, sich langsam bewegender Train eine verhältnißmäßig geringere Zugkraft verlangt, als ein leichter Wagenzug, der schnell fahren soll.

Bedingungen,
unter welchen ein vierrädiger Wagen ohne Widerstand in einer Bahnkrümmung läuft.

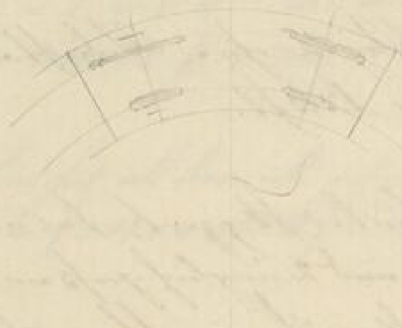
Wenn ein Laufwerk, wie nebenbei skizzirt, das aus einer Achse und 2 ungleich großen Rädern besteht, auf eine Ebene gelegt und in Bewegung gesetzt wird, so rollt dasselbe wie ein Kegel ohne Widerstand um den Punkt S in welchem die geometrische Achse die Ebene schneidet. Die Aufeinanderfolge der Punkte in welchen die Räder beim Rollen die Ebene berühren bilden Kreise („Laufkreise") welche in der Oberfläche eines Kegels liegen, der seine Spitze in S hat. In obiger Figur folgt aus Ähnlichkeit der Dreiecke SAa und SA_1a_1 wenn wir zur Abkürzung setzen



$$SA = R \qquad AA_1 = A$$
$$Sa = r \qquad aa_1 = a$$
$$\frac{A}{a} = \frac{R}{r}$$

d. h., die Halbmesser der Laufkreise verhalten sich bei einem

selben Laufwerk, wie die Halbmesser der Laufkreise.
Laufkreise heißen wir die in der Figur mit x x & y y bezeichneten Kreise, deren größere der äußere, der kleinere der innere heißt.
Nehmen wir jetzt einen Wagen mit zwei der so eben beschriebenen u. gleichgroßen Laufwerken, bringen letztere an, daß sich ihre geometrischen



Achsen in einem Punkte schneiden und zwar mit der Bahnebene, so wird dieser Wagen im Stande sein ohne Widerstand einen Kreis zu durchlaufen der seinen Mittelpunkt in jenem Schnittpunkt hat und zu welchem die Achsen der Laufwerke (respektive deren Projektionen auf die Bahnebene) Radien sind.

Im Allgemeinen wird also ein Eisenbahnwagen eine Krümmung der Bahn zwanglos durchlaufen, wenn (bei 2 Laufwerken zu vörderst) die Radien der Laufkreise der Räder sich verhalten wie die zugehörigen Halbmesser der Bahnkreise u. wenn die Achsen der Laufkreise sich im Mittelpunkte der Bahnkreise schneiden, wenn sie verlängert gedacht werden.
Bei den Eisenbahnen wechseln aber meistens die Krümmungen, es kommen immer endlich auch gerade Strecken vor und aus diesem Grunde wird genaue Wagenconstruktion unmöglich. In mäßigen Grenzen läßt sich aber dasselbe durch eine conische Grundform zweier gleichgroßen Räder erzielen.

Wenn wir das Fig 1 dargestellte Laufwerk mitten auf 2 geradlinige und parallele Schienen legen, so hat es bei rollender Bewegung die Tendenz geradlinig fortzulaufen, denn die Laufkreise sind von gleichem Halbmesser $aa_1 = AA_1 = r$

Fig 1. Fig 2.

Wird dasselbe Laufwerk nach rechts hin in die Stellg Fig 2 verschoben, so ist der Radius vom Laufkreise des linken Rades bb_1 kleiner geworden als r und beim andern Rade größer als r und es wird nun das Laufwerk Fig 2 gezwungen in einer Krümmung laufen, deren Laufkreisradien sich verhalten wie die Laufkreisradien $\frac{BB_1}{bb_1}$.

Heißen wir A den Radius des äußern, a den des innern und R den des mittleren Laufkreises, so ist nach Fig 2:

$$BB_1 = r + \sigma \, tg\,\alpha$$
$$bb_1 = r - \sigma \, tg\,\alpha.$$

wobei σ die Größe der seitlichen Verschiebung des Laufwerkes angibt. Ferner ist:

$$A = R + e_2$$
$$a = R - e_2$$

damit der Wagen, resp. das eine Laufwerk die Krümmung zwanglos passieren kann muss nachstehende Gleichung erfüllt sein:

$$\frac{r + \sigma \, tg\,\alpha}{r - \sigma \, tg\,\alpha} = \frac{R + e_2}{R - e_2}$$

(wo die Conizität)
Hieraus folgt: $\sigma = \frac{r\,e}{R\,tg\,\alpha}$ und $tg\,\alpha = \frac{r\,e}{R\,\sigma}$
Die 1te dieser Gleichungen bestimmt die Verschiebung – die 2te Gleichung bestimmt die Conizität, wenn die Verschiebung gegeben ist. Beide müssen groß sein wenn R klein, d.h. die Bahnkrümmung eine starke ist.

Bewegung der Bahnwagen in Krümmungen.

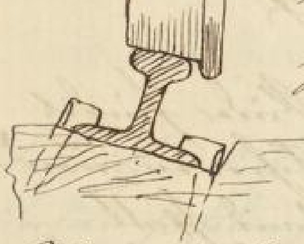
Die Achsen der einfachen 4rädrigen Bahnwagen haben eine unveränderliche, gegen einander parallele Lage u. aus diesem Grunde kann ein solcher Wagen in Krümmungen (wo die Achsen nach deren Mittelpunkt convergiren müßten) nicht so zwanglos und leicht laufen als auf gerader Bahn – wie er nun läuft wollen wir im Nachstehenden untersuchen.

Bei dem Bestreben des Wagens geradlinig u. tangential zur Bahnkrümmung fortzugehen läuft (bei 2 festen parall. Achsen) das äußere Vorderrad a auf die äußere Schiene so auf, daß der Laufkreis größer wird als der mittlere, während der Laufkreis des inneren Vorderrades durch Ablaufen desselben von der Schiene verkleinert wird. Hinsichtlich der Größe der Laufkreise wäre also das vordere Laufwerk in Ordnung, während bei dem hinteren (wo die entgegengesetzten Verhältnisse eintreten) umgekehrt, der äußere Laufkreis kleiner ist als der innere. Die hintere Achse erhält bei der gedachten Stellung des Wagens annähernd die Richtung nach dem Mittelpunkte der Bahnkrümmung, während die

Richtung der vorderen Achse vorbeigeht.
Das Bestreben des äußeren Vorderrades auf die Schiene aufzulaufen und mit dem Spurkranze anzurennen hat einestheils eine Zerstörung des Rades u. der Schienen zur Folge, andrentheils ist immer ein Ausgleisen zu befürchten, dem man abzuhelfen sucht durch die

Höherlegung der äußern Schiene.

Die äußere Schiene wird soviel höher gelegt als die innere, daß durch ein Abgleiten des äußern Vorderrades auf der so gebildeten schiefen Bahn dem vorerwähnten Auflaufen eine Gegenwirkung erwächst. In der Bl. 41 gegebenen Darstellung haben 2 diagonal gegenüberstehende Räder einen größeren Laufkreis als die beiden anderen, so daß der Wagenbau fast mit seinem ganzen Gewicht auf den Zapfen jener ruht, während diese nur wenig belastet sind.
Das Maaß der Höherlegung hängt ab von der Fahrgeschwindigkeit (Centrifugalkraft) von der Reibung der Räder auf der Bahn und dem Krümmungshalbmesser der letzteren. Damit die äußere Schiene durch das Andrängen



des Vorderrades nicht beschädigt u. nicht umgeworfen wird, stellt man sie soviel schräg, daß die Symmetrieachse des Schienenquerschnitts senkrecht steht zur Conicität der Räder. Nach Redtenbacher sollen die Schienenköpfe oben nicht rundlich, sondern eben sein, und mit ihrer ganzen Kopfbreite mit dem Rade in Berührung kommen, damit die Intensität der Pressung zwischen beiden nicht zu groß ist und eine, die Dauerhaftigkeit der Räder vermindernde Abnutzung der Radreifen vermieden wird.

Weiterlegung der Schienen.

Auf geraden Bahnstrecken legt man die Schienen so weit auseinander, daß bei symmetrischer Stellung der Laufräder zwischen jedem Spurkranz und der nächstliegenden Schiene ein Zwischenraum von 1–1¼ Cm. bleibt. In Krümmungen kann der Wagen nur dann zwanglos laufen, wenn eine so große seitliche Verrückung desselben stattfindet, daß die Laufkreise der Räder sich in ihre Radien verhalten, wie die Radien der Bahnkreise. Bei irgend beträchtl. Krümmungen reicht hierzu der normale Spielraum nicht aus; damit die nöthige Verschiebung aber dennoch stattfinden kann muß man die Spurweite vergrößern und zwar um so mehr, je enger die Krümmung.

Kraftaufwand zur Bewegung eines Wagens.

Während der Fahrt und des Rollens der Räder findet ein stetes Gleiten der Räder auf den Schienen und infolge davon ein Reibungswiderstand statt.
Heißen wir R. die Zugkraftäußerungen des Schleifens

der Räder in Krümmungen nothwendig ist

$2e_2$ die Spurweite 2Δ den Radstand.

R den Bahnradius Q die Last des Wagens

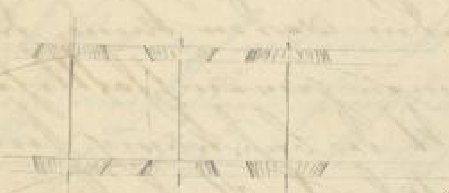
und f den Reibungscoefficienten,

dann ist: $K = Qf\,\frac{e_2 + \Delta}{R}$

oder: $K = Qf\left(\frac{e_2}{R} + \frac{\Delta}{R}\right)$

die Begründung siehe in „den Gesetzen des Locomotivbaues." Es ist schon ohne Rechnung zu erkennen, daß K abhängig ist von Q und f (wenn wenig gefettet, würde die Abnützung der Schienen gering sein.) Große Spurweite und scharfe Krümmungen, sowie ein großer Radstand sind ungünstig. Im Allgemeinen ist K nicht sehr groß, die Verhältnisse müßten sich schon sehr unglücklich combiniren damit $K = \frac{1}{200}\,Q$ also ungefähr so groß wird als die auf horizontaler gerader Bahn anzuwendende Zugkraft. Neben dem Kraftbedarf darf aber die beträchtliche Abnützung von Bahn und Fahrzeugen nicht unbeachtet gelassen werden.

Conizität der Räder an Mittelachsen.



Wenn man dem S. 252 gez. Wagen eine Mittelachse hinzufügt, u. ihre Räder in gleicher Flucht mit den andern Laufrädern aufsteckt so müssen diese, wenn ihre Laufkreise die Größe u. das Verhältniß haben sollen, welches für ein zwangloses Laufen in Bahnkrümmungen Bedingung ist, nach innen conisch sein.

daß dem so sei ist leicht aus der Figur ersichtlich.
Die Conicität nach innen ist nicht praktisch realisirbar, indem derartig ausgeführte Laufräder die Kreuzungsstellen der Schienen (Weichen) unmöglich passiren können.
Eisenbahnwagen und Locomotiven mit Mittelachsen sind durchaus verwerfliche Constructionen.

Das Zusammenhängen der Wagen
(speciell Locomotive & Tender)

Wenn man 2 Bahnwagen von verschiedenem Radstand in einer Bahnkrümmung so stellt, daß sie beim Fahren den geringsten Widerstand veranlassen, wenn ferner eine Stützung (Drehzapfen zur Verbindung beider) so angebracht wird, daß sie von dem resp. nächsten Laufrad gleichweit absteht, so liegen die Punkte a u. b, wie aus obiger Skizze ersichtlich ist, so, daß eine directe Verbindung unmögl. ist. Bewerkstelligt man selbige durch ein Verbindungsstück, so findet, wenn ein Wagen den andern zieht, eine Ablenkung aus der günstigsten Stellung statt, die dadurch vermieden werden kann, daß man die Drehpunkte a & b in einen gemeinschaftlichen Kreis legt, welcher im Mittelpunkt der Bahnkrümmung sein Centrum hat. Dieses Verhältniß ist bei der Verbindung von Locomotive & Tender sorgfältig zu beachten. Rechnungen hierüber finden sich in Redtenbachers „Gesetze des Locomotivbaues."

25f.

Bestimmung des grössten zulässigen Druckes eines Triebrades gegen die Bahn.

Die zulässige Intensität des Druckes ist hauptsächlich von 2 Dingen abhängig.
1.) Von der Güte des Materials aus welchem die Radbandagen u. Schienen bestehen sind.
2.) Von der Grösse des Rades.
Mit Rücksicht auf die Elast. der Mat. ist die Berührungsfläche zwischen Rad und Schiene um so kleiner u. die Intensität der Pressung (von welcher die Abnützung abhängig ist) folgl. um so grösser je kleiner der Durchmesser des Rades.
Man darf als zulässige höchste Belastung annehmen:

$$Q = A \sqrt{D}$$

Hier ist Q in Tonnen à 1000 Kilg. angenommen und D in Metern, A constant = 5.

Festigkeitsverhältnisse der Schienen.

Die Festigkeit des Materials ist gegeben u. ob hinreichende Sicherheit vorhanden ist und die Durchbiegung nicht zu gross ausfallen, hängt ab von den Dimensionen, der Querschnittsform der Schienen u. der Solidität des Unterbaues.

Die störenden Bewegungen.

Es sollen dieselben später genau durch Rechnung verfolgt werden und sind wesentlich dreierlei Art.

Das „Wogen" besteht in vertikalen Auf- und Abschwanken des Wagenbaues auf den Federn, erzeugt durch Stöße in Folge der Unebenheiten von Schienen und der Polygonalform der Räder, deren Kranz zwischen je 2 Speichen eingedrückt wird. Die Verbindungsstellen der Schienen u. deren Auflagerungsstellen sind ferner nie absolut fest und geben nach unter dem wechselnden Druck der Belastungen.
Das „Wanken" ist die seitlich oscillirende Bewegung um eine durch den Schwerpunkt des Wagenbaues gehende Längsachse.
Das „Nicken" besteht in einer schwingenden Bewegung um eine durch den Schwerpunkt gehende Queraxe. Die Größe derselben ist abhängig von der Anzahl und Entfernung der Räder. Der Radstand muß groß, die Belastung der äußern Räder soll stark sein. Lastwerte in der Mitte des Wagens sollen wo möglich vermieden werden.
Die Spurweite u. die Höhe des Schwerpunktes über den Achsen beeinflußen die Intensität des Wankens, welche um so geringer ist, je größer die erste u. je kleiner die andere ist. Äußere Rahmen machen das Auflager breiter und sind daher zweckmäßig.

Die Spurweite.

Ließ man zur Zeit der Entstehung der Eisenbahnen auf jeder der Versuchsstrecken eine andere. Mit dem wachsenden Bedürfniß der Einführung einer überall gleichen Spurweite (4' 8½" engl = 4' 6 7/8" rhld. = 1m435) richtete man sich nach der Größe des zu erwartenden Verkehrs und

wählte für jetzige Verhältnisse, namentlich für Hauptbahnlinien zu klein.
Wäre die Spurweite größer, so könnte man die in der Neuzeit immer schwerer gebauten Locomotiven mit kürzeren Kesseln von größerem Durchmesser versehen, ihnen einen kleineren Radstand geben, mit einem Wort die Fahrzeuge zweckmäßiger bauen.

Feueranfachung bei der Locomotive.

Die allgemein übliche Einrichtung des Dampfkessels der Locomotiven wurde in dem betreffenden Kapitel schon erwähnt. Die Esse der Loc. hat nur den Zweck Rauch u. abgehenden Dampf in eine solche Höhe zu führen, daß die Dienstleute und Passagiere des Zuges nicht davon belästigt werden.
Bei ihrer geringen Höhe ist die Esse nicht im Stande einen Zug hervorzubringen, wie er zur Anfachung des Feuers erforderlich wäre, und gerade bei der Loc. muß er viel lebhafter sein, als bei stationären Kesseln, denn mit Rücksicht auf die beschränkte Spurweite der Bahn und die genügende Festigkeit der aus ebenen Wänden zusammengesetzten Feuerbüchse ist man genöthigt diese möglichst klein zu halten und das Brennmaterial hoch aufzuschichten, da die jederzeit auf dem Rost liegende Brennstoffmenge muß in direktem Verhältniß zum stündl. Verbrauch stehen.
Wir wissen aber aus früherem, daß die Intensität des Luftzuges von der Dicke der Brennstoffschicht (für 40 cm) abhängt. Bei der Loc. ist nun folgende Einrichtung getroffen:

die beiden Ausströmungsrohre von den Cylindern vereinigen sich in der Rauchkammer zu einem Rohre, welches vertikal aufwärts bis zum Anfang des Kamins reicht. Es hat oben eine conische nach oben engere Oeffnung und diese ist mit einer Vorrichtung zum enger und weiter machen der Ausmündung versehen.
Bei jeder Umdrehung der Triebräder strömen wegen der rechtwinkl. Stellung der Kurbeln beider Maschinen in gleichen Zwischenräumen 4 Cylindervolumina Dampf, der weil meist ohne Expansion gefahren wird eine sehr hohe Spannung hat, mit colossaler Geschwindigkeit in das Kamin. Der Luft und Rauchinhalt letzteren wird sammt dem Dampf förml. hinausgeschossen, es erzeugt sich in der Rauchkammer ein luftverdünnter Raum, der Ueberschuß der Luftspannung in der Feuerbüchse gegen die in der Rauchkammer macht die Verbrennungsgase der letzteren durch die Siederöhren strömen u. bewirkt so das Nachdringen der atmosph. Luft durch den Rost u. die Brennstoffschichte.
Da die Heftigkeit des Luftzuges von der Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes, welche durch Verkleinerung der Mündungsweite des Blasrohrs erhöht werden kann, abhängig ist, so liegt hierin ein bequemes Mittel zur Regulirung des Luftzuges. Freilich vermehrt eine Verkleinerung der Austrittsöffnung den Widerstand u. die Größe des schädlichen Gegendruckes auf den Kolben u. deßhalb darf man den Verbrennungsprozeß nur dann beleben, wenn eine [illegible] günstige Arbeitsleistung der Maschine befriedigt.

Mittlerer Fortlauf der Locomotive.

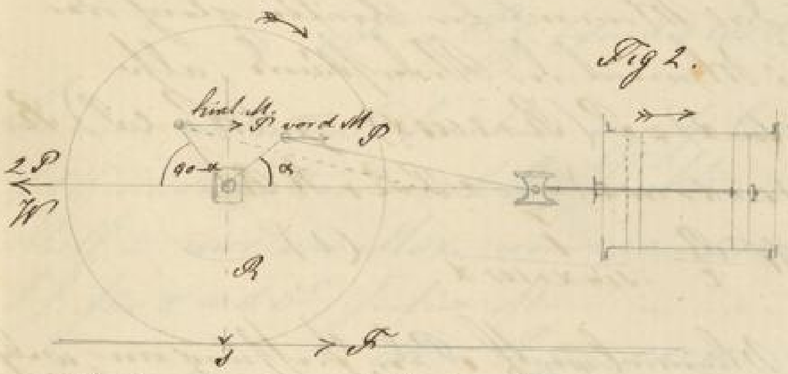
Bedingungen unter denen die Abfahrt möglich ist.

Betrachten wir eine Locomotive, wie nebenbei skizzirt, mit innenliegenden u. dem Rahmen fest verbundenen Cylindern, ferner inneren Rahmen und ein einziges mittl. Triebwerk.

Fig 1.

Fig (1), Fig (2) stellt in der Hauptsache die Seitenansicht des Triebwerkes dar. Bei der gezeichneten Kurbelstellung gehen beide Maschinenkolben nach rechts, die Maschine geht vorwärts.

Fig 2.



Die horizontale Zugkraft welche die Loc. ausüben muß um den Train in Gang zu setzen, wenn aber der ganze Zug stillsteht, heißen wir W und den auf jeden der Kolben wirkenden Gesamtdruck des Dampfes P. Letzterer wird durch die Kurbelstangen so übertragen, als ob er in horizontalen Linien direkt an den Kurbelzapfen wirksam wäre. Dieselbe Dampfspannung, welche diesmal beide Kolben nach rechts gedrückt, übt einen ebenso großen Druck gegen die Cylinderdeckel aus und sucht die Cylinder sammt dem mit ihnen verbundenen Wagenbau nach links zu bewegen, was einem dem Ablauf der

Locomotive hinderliche mit W gleich gerichtete Reaction 2 P erzeugt.
Wenn kein Gleitschen der Räder eintritt, so wird das Rad an seiner Berührungsstelle mit der Schiene durch die Reibung festgehalten. Das Triebwerk mit den vorhandenen Kräften und Reactionen stellt sich als ein Hebelsystem dar, das in s seinen Drehpunkt hat, und es ist das Moment der vorderen Maschine $P(R + r \sin \alpha)$. Das Moment der hinteren Maschine $P(R + r \cos \alpha)$ und das der Reaction u. des Widerstandes (welche beide die Achse des Triebwerkes an der fortschreitenden Bewegung zu hindern suchen) gleich $(W + 2P) R$. Soll die Maschine in Gang kommen können, so muß das Moment der Kräfte gleich oder größer sein als das Moment der Widerstände, also

$$P(R + r \sin \alpha) + P(R + r \cos \alpha) \geqq (W + 2P) R$$

$$2PR + Pr(\sin \alpha + \cos \alpha) \geqq 2PR + WR$$

$$P_1 = W \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{\sin \alpha + \cos \alpha} \quad (1)$$

Diese Gleichung gibt den Minimalwerth P der Pressung an, welche der Dampf gegen jede der Kolbenflächen ausüben muß, damit Loc. samt Train in Gang kommen, vorausgesetzt, daß die Kurbeln die in der Zeichnung vorhandene Stellung haben. Hat die Locomotive eine Stellung, für welche die Kurbeln sich in einem andern Quadranten befinden, so erreicht P offenbar einen Maximalwerth, wenn $(\sin \alpha + \cos \alpha)$ möglichst klein ist, d. h. für $\alpha = 0°$ oder $90°$, denn in diesem Falle ist $\sin \alpha + \cos \alpha = 1$ und: $P_1 = W \frac{R}{r}$.
Diese Gleichung gibt die Kraft an, mit welcher der Dampf jeden der Kolben treiben muß, damit selbst bei der ungünstigsten

Kurbelstellung (also eine Maschine gar nicht treiben werden kann) ein Abfahren der Locomotive sammt Train vor sich gehen kann.

Die Bedingungen bei deren Erfüllung ein Gleiten der Triebräder nicht stattfindet, lernen wir aus folgendem kennen. Die Kräfte $2P + W$ suchen die Bewegung der Locomotive zu verhindern, sie halten die Axe fest u. soll eine Drehung des Triebwerks ohne Fortschrittsbewegung nicht stattfinden, so muß die am Radumfang wirksame Reibung F folgender Gleichung genügen:

$$F \cdot R = P(r \sin\alpha + r \cos\alpha)$$

$$F = \frac{Pr}{R}(\sin\alpha + \cos\alpha)$$

Bei einer andern als der oben angegebenen Kurbelstellung hat F einen andern mit den Funktionen von α wechselnden Werth u. wird ein Max., wenn $(\sin\alpha + \cos\alpha)$ ein Max. ist, d.h. für $\alpha = 45^\circ$. Hiefür ist:

$$F = \frac{Pr}{R} \times 1{\cdot}414.$$

Substituiren wir für P den gefundenen größten Werth, so ist aus nachstehender Gleichung der Werth von F zu bestimmen, bei dessen Vorhandensein selbst im ungünstigsten Falle (bei der größten Wirkungsfähigkeit und Heranziehung der Leistungsfähigkeit der Maschinen) ein Gleiten der Räder nicht stattfindet:

$$F_1 = 1{\cdot}414\, W \frac{R}{r} \frac{r}{R} = 1{\cdot}414\, W \quad (2.)$$

Der Betrag der Reibung muß also größer als der Widerstand des Trains sein. Heißen wir Q den Druck der Triebräder gegen die Bahn und f den Coefficienten der gleitenden

Reibung, so muß sein:

$$F_1 = Q \cdot f = 1.414\,W$$

und $$Q = \frac{1.414\,W}{f} \qquad (3)$$

Z. B. Es soll eine Locomotive von 6 Tonnen = 6000 Kilg. Zugkraft gebaut werden. Wie groß muß die Belastung der Treibräder sein, wenn man f zu $\frac{1}{5}$ annimmt.

Dann ist $Q = 1.414 \cdot 6000 \times 5 = 42420$ Kilogr.

Die Loc. wird also sehr schwer, um ihr aber genügende Stabilität zu geben, kann man den Treibrädern nicht leicht mehr als 1 Met. Durchmesser geben und dann ist nach Erfahrung die zulässige Belastung eines Rades gleich 5 Tonnen, es müssen somit $\frac{42}{5} = 8$ Treibräder angebracht werden.

Fragen wir wie groß der Druck des Dampfes gegen einen Kolben sein muß, damit im ungünstigsten Falle eine Ingangsetzung des Trains (der 6 Tonnen Zugkraft erfordert) erfolgen kann, so ist bei dieser Locom. etwa, wenn wir das Verhältniß $\frac{R}{r} = \frac{5}{4}$ annehmen:

$$P_1 = 6000 \times \frac{5}{4} = 7500 \text{ Kilg.}$$

Bei 6 Atmosph. Dampfspannung berechnet sich dann der Cylinderquerschnitt aus der Gleichung:

$$O(6-1) = 7500$$

$$O = 1500 \ \square\text{cm.}$$

Und der Cylinderdurchmesser $D = \sqrt{\frac{1500 \times 4}{3.14}} = 44^{\text{cm}}$

Es ist interessant die Stellung der Kurbeln in den übrigen Quadranten des Kurbelkreises zu verfolgen, es führen aber analoge Betrachtungen überall zu den aufgestellten Gleichungen. Da die Reaction des Dampfes gegen die

Cylinderdeckel bei beiden Maschinen bald vorwärts, bald rückwärts gerichtet ist, während zwischen hin ein einmal bei der vorderen Maschine die Reaction rückwärts, gleichzeitig bei der hinteren Maschine vorwärts gerichtet ist, so findet ein Hin und Herzerren des Rahmens statt. Bei der Anordnung der 1ten Stephenson'schen Loc. ist dieses weitaus geringer als bei den neueren Constructionen, die in dieser Hinsicht als Verschlechterungen zu bezeichnen sind.

Beharrungszustand.

Es liegt im Wesen des Beharrungszustandes in der Bewegung der Loc. (er ist ein periodischer), daß:

1.) die Geschwindigkeit aller einzelnen Theile der Locomotive am Anfang und Ende jeder Umdrehung der Treibräder gleich groß ist.

2.) Ebenso die lebendigen Kräfte der Theile, die Dampfspannung im Kessel und die Temperatur des Wassers.

Ein Beharrungszustand kann ferner nur dann eintreten, wenn: 1.) die Summe der Wirkungen des Dampfes auf die Kolben der Maschinen, die per Umdrehung der Treibräder producirt wird, gleich ist der in derselben Zeit von den Widerständen consumirten Wirkungsgröße.

2.) Das Gleichbleiben des Wasser und Dampfvolumens im Kessel ist nur dann möglich, wenn in jeder Bewegungsperiode von den Pumpen gerade soviel Wasser in den Kessel getrieben wird als man diesem in Form von Dampf entzieht. —

3.) Es muß durch den Verbrennungsact gerade soviel Wärme erzeugt werden, als die Locomotive in dem Rauch, dem abgehenden Dampf und durch Abkühlung an die Atmosphäre verliert. In diesem Falle bleiben die Temperaturen in jedem Theile der Locomotive constant dieselben.

Rechnung

Wir benutzen hier dieselben abkürzenden Bezeichnungen wie bei der Theorie der Dampfmaschinen. Auch hier ist p der mittlere Werth der Dampfspannung hinter dem Kolben (also im Cylinder & nicht im Kessel), r der mittlere Werth des Widerstandes (Gegendruck und Rbg) vor dem Kolben. Mit W benennen wir den Zug, welchen man an der Stirnfläche der Locomotive anwenden muß, um diese sammt Train in der Bewegung des Beharrungszustandes zu erhalten. D bezeichnet den Durchmesser der Triebräder.

Wir nehmen eine Maschine ohne Expansion. Hier ist die per Umdrehung von beiden Cylindern entwickelte Arbeit $2O(p-r)2l = 4Ol(p-r)$ während in gleicher Zeit, wenn kein Gleiten stattfindet, die Locomotive um eine Peripherielänge der Triebräder fortgelaufen ist und die Widerstände auf diesem Weg eine Arbeitsgröße $WD\pi$ consumirt haben. Der Beharrungszustand charakterisirt sich durch die Gleichheit

$$4Ol(p-r) = WD\pi \quad (1.)$$

Heißen wir v die Fahrgeschwindigkeit der Locomotive so ist die Dauer einer Umdrehung der Triebräder $= \frac{D\pi}{v}$ während welcher Zeit eine Dampfmenge

$$2(Ol + mOl)2(\alpha+\beta p) = 4Ol(1+m)(\alpha+\beta p)$$

consumirt und pro Sekunde im Kessel die Dampfmenge S producirt wird. Die bestimmende Gleichung für den Beharrungszustand ist daher:

$$4 O l (1+m)(\alpha+\beta p) = \frac{D\pi}{v} S. \qquad (2.)$$

Heißen wir v die mittl. Kolbengeschwindigkeit, so verhalten sich nach. die Geschwindigkeiten von Locomotive und Kolben wie die in gleichen Zeiten zurückgelegten Wege.

Also
$$\frac{V}{v} = \frac{D\pi}{2l} \qquad (3.)$$

Durch analytische Umformungen erhält man anstatt der 3 Gleichg.:

$$2 O (p-r) = W \frac{D\pi}{2l} = W \frac{V}{v}$$

$$2 O (p-r) v = W V \qquad (4.)$$

ferner
$$2 O (1+m)(\alpha+\beta p) = S \frac{D\pi}{2l} \frac{1}{v} = S \frac{V}{v} \frac{1}{V}$$

$$2 O (1+m)(\alpha+\beta p) v = S. \qquad (5.)$$

und wie oben $\frac{V}{v} = \frac{D\pi}{2l}$

Diese Gleichungen lassen sich auch direkt herleiten. Wenn von den 9 in den obigen 3 Gleichungen enthaltenen Größen 6 bekannt sind, so lassen sich die andern leicht bestimmen. Wollen dies benützen um einige Fragen von praktischer Wichtigkeit zu beleuchten.

Nehmen an es existire eine Locomotive von bekannten Abmessungen, unter denen wir O, l und D hervorheben. Wenn ein Train angehängt wird, der einen Widerstand W verursacht und pro Sek. S Kilg. Dampf erzeugt werden, so resultirt im Beharrungszust. der Locom. eine Fahrgeschw. V, eine Kolbengeschw. v und eine Spannung des Dampfes p im Cylinder wie folgt.

Bezeichnen wir den mittleren Werth des gesammten Widst.

Widerstandes pro Einheit der Kolbenfläche (r) voraussetzen und damit ist aus Gleich. 4 & 6 folgt:

$$\frac{2O(p-r)}{W} = \frac{V}{v} = \frac{D\pi}{2l}.$$

$$p = r + \frac{W}{2O}\,\frac{D\pi}{2l} \qquad A.)$$

Aus Gleich. 5 bestimmt sich

$$v = \frac{S}{2O(1+m)(\alpha+\beta p)} \qquad B.)$$

$$V = v\,\frac{D\pi}{2l} \qquad C.)$$

Die Erklärung dieser Gl. siehe im Kap. über Dampfmaschin. Statt A.) können wir auch schreiben:

$$p = r + W\frac{\pi}{4}\,\frac{D}{Ol}$$

Hieraus wird klar, dass p einen großen Werth annimmt, wenn r, W & D groß, O u. l aber klein sind; es ist aber unabhängig von der Dampfproduktion S. Unter welchen Bedingungen die Leistung der Locomotive am günstigsten ist zeigt sich im Folgenden: Die nützliche Arbeit der Locomotive ist pro Sec. WV und die Dampfproduktion in der gleichen Zeit ist S, mithin die nützl. Wirkung von 1 Kilg. Dampf

$$\frac{WV}{S}$$

Diese Größe soll ein Max. werden. Dividiren Gl. 4) durch Gl. 5.), so wird:

$$\frac{WV}{S} = \frac{2O(p-r)v}{2O(1+m)(\alpha+\beta p)v} = \frac{p-r}{(1+m)(\alpha+\beta p)}$$

$$\frac{WV}{S} = \frac{1-\frac{r}{p}}{(1+m)\left(\frac{\alpha}{p}+\beta\right)} \qquad D.)$$

t ist constant, $\frac{\alpha}{p}$ u. β sind verschwindend kleine Größen u. somit ist ganz wie bei gew. Dampfmaschinen die Nutzleistung umso günstiger, je größer die Spannung p im Cylinder ist u. diese wird nahezu gleich derjenigen im Kessel, wenn die Locomotive langsam geht u. einen großen Widerstand zu überwinden hat. Es erklärt sich also, daß abgesehen von Systemen u. der Sauberkeit der Ausführung der Locomotive die Führung u. Benutzung der Leistungsfähigkeit für das Güterverhältniß bestimmend ist.

Güterzüge macht man groß u. läßt sie langsam fahren, damit auch der Kessel nicht angestrengt werde und eine günstige Benutzung des Brennmaterials gestatte.

Sind ferner als Hauptdaten W & O gegeben, t & n bekannt, so nimmt man p, (das immer groß sein muß, wenn die Maschine günstig arbeiten soll), v (das klein sein sollte, dem man aber einen großen Werth (2–2½ m) geben muß damit die Dimensionen der Maschine nicht unverhältnißmäßig zur Spur werden) an und ebenso die Schublänge l, die bei allen Maschinen ziemlich constant 0·6 m ist.

Nun läßt sich aus den früheren Gleichungen O S & D bestimmen.

nämlich
$$O = \frac{W V}{2(p-r)\,v}$$
$$S = 2 O v (1+n)(\alpha + \beta p)$$
$$D = \frac{O}{l}\,\frac{2}{\pi}$$

Der Größe von S entsprechend sind die Dimensionen des Kessels zu bestimmen. Es liegt in der Natur der Sache, daß man sich bemüht die Maschine so concentrirt als nur möglich zu bauen. Soll aber O klein werden, so muß die Nenner der rechten Seite,

d. h. p & v groß sein, weil die andern Größen als feste Bedingungen gegeben sind. Ferner muß v auch deßhalb groß sein, damit man ohne die Triebräder zu groß zu machen doch mit befriedigender Geschwindigkeit fahren kann. Die im letzten Abschnitt aufgestellten Gleichungen bilden den Grund zu allen Rechnungen für Bestimmung der Hauptabmessungen einer Locomotive. Ein Urtheil über die Zweckmäßigkeit des einen oder andern Systemes, wenn die Locomotive bestimmten Anforderungen entsprechen soll, können wir erst fällen, nachdem das Studium der störenden Bewegungen voraus geschickt wurde.

Locomotive mit Expansionsmaschinen.

Nach Seite 231 des „Resultats" und unserm theoretischen Studium über Expansionsmaschinen ist der mittlere Druck des Dampfes auf eine Kolbenfläche

$$O\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right\}$$

dabei ist $k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l}+m\right)\log nat \frac{l+ml}{l_1+ml}$

Die Leistung beider Maschinen im Beharrungszustande besteht in

$$2O\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right\}v = W V.$$

Die Dampfconsumtion beträgt per Sekunde:

$$S = 2Ov\left(\frac{l_1}{l}+m\right)(\alpha+\beta p)$$ und

endlich ist: $\frac{V}{v} = \frac{D\pi}{2l}$

Nach diesen Gleichungen lassen sich die Hauptabmessungen

einer Locomotive berechnen, welche mit Expansion arbeiten soll. Die Benützung der Expansionsfähigkeit ist aber nicht zweckmäßig, weil:
1.) die Fahrgeschwindigkeit zu groß ist,
2.) die Abmessungen der Maschinen zu groß werden und
3.) die Triebkraft der Maschine variabel, der Widerstand dagegen gleich bleibend und daher unregelmäßige Bewegungen eintreten. Nun sieht man von der geringen Brennstoffersparniß ab, die durch Benützung der Expansion des Dampfes herbeigeführt werden könnte u. construirt die Maschinen möglichst einfach.

Spannung des Dampfes im Kessel.

Im Allgemeinen wurde hierüber schon bei den Dampfmaschinen gesprochen, sie muß immer größer sein als diej. im Cylinder. Bei der Loc. richtet sich der Unterschied (der S. 88 der Skizze des Locomotivbaues durch Versuch bestimmt ist):
1.) Nach der Quantität des pro 1'' produzirten & cons. Dampfes.
2.) Nach dem Querschnitt der Dampfkanäle, und:
3.) Nach der Stellung des Regulators, d.h. nach der Weite der Oeffnungen des Zuleitungsschiebers zwischen Kessel u. Maschinen. Je größer 1) u. um so kleiner 2) & 3) um so größer ist die Differenz der Spannungen, weil die Leitungswiderstände in gleichem Maße zunehmen und wird bei Locomotiven zuweilen größer als 2 Atmosphären.
Bei der Fahrt auf ebener Bahn, führt man absichtlich eine bedeutende Differenz der Dampfpressungen herbei, da weil bei

plötzlich wachsenden Widerstande (Krümmungen oder Steigungen) durch Öffnen des Regulators vorübergehend die Kraft der Maschine gesteigert werden kann.

Uebergang aus einem Beharrungszustand in den andern.

Hierbei kommen allerlei Zustandsänderungen vor, die namentlich der Führer wissen muss. Die Ursache der Änderung kann sein:

1.) Änderung des Widerstandes (Steigung & Fall der Bahn)
2.) " " in der Heizung des Kessels.
3.) " " der Stellung des Regulators.
4.) " " des Expansionsgrades. (Expansionsmaschinen)
5.) " " der Ausströmungsöffnung im Blasrohr.
6.) die Art der Kesselspeisung.
7.) das gleichzeitige Auftreten mehrerer der Verhältnisse 1–6.

Die Erscheinungen beim Uebergang der Locomotive aus einem Beharrungszustand in den andern sind oft sehr verwickelter Natur und lassen sich theoretisch zum Theil gar nicht verfolgen. Für die Praxis genügen die nachstehenden Betrachtungen.

1.) Wenn eine Locomotive sich in einem gewissen Beharrungszustand befindet, wenn der Widerstand plötzl. wächst und diese Grösse eine Zeit lang behält, wenn endlich der Führer an seinen Fahrgriffe nichts ändert, so tritt bald ein neuer Beharrungszustand ein, für welchen, wie oben, folgende Gleichungen gelten:

$$v = \frac{S}{2U(1+m)(\alpha+\beta p)}$$

$$p = r + \frac{W}{2O} + \frac{D\pi}{2l}$$

$$V = v\,\frac{D\pi}{2l}$$

Wenn W grösser wird so muss bei dem gleichbleibenden Werthe von O, D & l zunächst p wachsen. Dies hat eine Verminderung der Kolbengeschwindigkeit v und nach der letzten Gleich. auch ein Kleinerwerden der Fahrgeschw. V zur Folge.
Während jedes Beharrungszustandes ist Kraft und Widerstand im Mittel genommen gleich gross. Bei einer Änderung des Widerstandes kann diese Gleichheit nicht stattfinden u. deshalb wird von dem Moment an, wo W grösser wird die Geschw. der Locomotive abnehmen.
Je langsamer die Maschinen gehen, um so weniger Dampf wird consumirt, – nach unseren Voraussetzungen bleibt aber die Dampfproduktion in ihrer früheren Grösse fortbestehen, die Dampfspannung im Kessel sowohl als im Cylinder erhöht sich so lange bis der neue Beharrungszustand eingetreten ist.

2.) Ganz analog den oben erläuterten Verhältnissen wird, sobald man ohne Änderung der übrigen Umstände die Dampfproduktion erhöht, ein neuer Beharrungszustand eintreten, der sich durch ein Gleichbleiben von p und eine Erhöhung der Kolben und Fahrgeschwindigkeit charakterisirt.

3.) Wenn die Mündung des Blasrohrs verengt, sonst aber nichts geändert wird, so hat dies eine lebhaftere Feueranfachung und Vergrösserung des Gegendrucks vor dem Kolben sowohl, als auch (sobald der neue Beharrungszustand eingetreten ist) Vergrösserung der nützl. Dampfspannung hinter dem Kolben zur Folge, weil letztere nach S. 272 von t abhängig ist.

Auch die Dampfspannung im Kessel wird etwas größer, wenn wir zusehen in welcher Weise

$$v = \frac{S}{2\,O(1+a\alpha)(r+\beta p)}$$

eine Änderung erfährt, so lässt sich diese Frage nicht bestimmt ohne Weiteres beantworten: daß S größer wird wenn die Mündung des Blasrohrs eine Verengung erleidet, so würde nach obiger Gleichung die Kolbengeschw. unbedingt kleiner werden, wenn nicht durch den vermehrten Zug die Dampfproduktion gesteigert würde. Da nun S im Allgemeinen mehr wächst als p so folgt, daß unter gewöhnl. Verhältnissen die Kolben- u. Fahrgeschw. der Locomotive durch Verengung der Blasrohrmündung erhöht wird, wo hingegen die Nutzleistung der Maschine schlechter wird.

4. der Regulator wird verengt, alles Übrige nicht geändert. Was für Zustände treten ein?

Im neuen Beharrungszustande bleibt, laut Gleichung Seite 272 die Dampfspannung p im Cylinder ungeändert, weil sie von Größen abhängt, die im vorliegenden Fall constant sind, ebenso behalten v u. V ihre früheren Werthe, nur die Dampfspannung im Kessel wird anders. Beim Übergang von einem Beharrungszustand in den andern findet zuerst eine Abnahme u. dann wieder eine allmähl. Steigerung von v und V bis zur früheren Größe statt, denn im ersten Beharrungszustand halten sich Kraft und Widerstand im Gleichgewicht, dann aber wird durch Verengung der Regulatoröffnung der den Dampfzutritt erschwert und die Dampfspannung im Cylinder verringert.

der frühere Widerstand kann jetzt nur langsam überwunden werden, dann der langsame Gang der Maschine allein kann die erforderliche Spannung des Dampfes herbeiführen. Sobald aber weniger Dampf consumirt wird als der Kessel producirt, so erhöht sich in letzterem die Dampfspannung und wirkt beschleunigend, bis der erste Beharrungszustand wieder hergestellt worden ist.

5.) Einfluß der Kesselspeisung. Da die Widerstände der Locomotive nicht gleich bleiben, so läßt sich auch die Zuführung des Speisewassers nicht ganz gleichförmig bewirken, vielmehr ist es angemessen die Pumpen groß zu machen und sie nur periodisch wirken zu lassen. Wenn in einem kurzen Zeitraume eine beträchtliche Menge mäßig warmen Wassers dem Kessel zugeführt wird, so findet eine Abkühlung seines Inhaltes, also auch des Dampfes statt u. eine Verminderung seiner Spannkraft folgt daraus. Man soll daher nur dann die Speisepumpen in Gang setzen, wenn eine geringere Anforderung an die Leistung der Maschine die Abnahme der Dampfspannung zulässig erscheinen läßt.

Gewöhnlich soll die Fortschrittsgeschwindigkeit der Locomotive während der Fahrt von einer Station zur andern unbekümmert um Steigungen u. Krümmungen gleich bleiben, denn es ist offenbar kein Grund zum Gegentheil vorhanden den Änderungen des Widerstandes müssen deßhalb die Stellungen des Regulators und des Blasrohrs angepaßt werden. Bei der Abfahrt der Locomotive muß die

Spannung im Kessel eine hohe sein. Der Regulator muss ganz allmählig geöffnet werden, damit die Verbindungsstellen der einzelnen Wagen nach und nach angezogen werden und damit nicht plötzlich ein Dampfdruck entsteht, für welchen die Adh. der Triebräder auf der Bahn zu klein ist, um ein Gleitschen zu verhindern. Erst nachdem alle Wagen des Zugs im Gange sind kann der Regulator weiter geöffnet werden, können die Maschinen eine stark beschleunigende Wirkung ausüben. Ehe der Zug an eine Station gelangt sperrt der Führer den Dampf ganz ab und es wird das letzte Wegstück nur noch vermöge der lebendigen Kraft des Trains durchlaufen, und an der Endstation muss der Führer es so einrichten, dass der Kessel nur noch ganz schwach mit Brennstoff gefüllt ist.

Die störenden Bewegungen

Die bisherigen Studien galten nur der nützl. Fortschrittsbewegung der Locomotive, diese ist aber nicht absolut gleichförmig wie wir bei den Rechnungen, und zwar ohne damit einen Fehler zu machen, annahmen.
Außerdem kommen auch noch mannigfaltige andere Bewegungen der Locomotive von störender Natur vor, welche wir nun studieren wollen, um sie entweder ganz zu beseitigen oder doch wenigstens möglichst abschwächen zu können.
Die überhaupt möglichen Bewegungen der Locomotive als eines Massensystems zerfallen in 2 Hauptgruppen.

1.) die Bewegungen des Schwerpunktes, welcher allen Massentheilen der Locomotive zugehört und
2.) die relative Bewegung der einzelnen Bestandtheile (die hierunter sich starr verbunden sind,) gegen den gemeinsamen Schwerpunkt.

1.) kann in jedem Falle zusammengesetzt gedacht werden aus geradlinigen Bewegungen nach 3 zu einander senkrecht auf einander stehenden Axen, Drehungen aus drehungen um eben solche 3 im Schwerpunkte sich schneidende Axen, wenn man die vorkommenden Bewegungen nur nach den Prinzipien der Mechanik" S. 166 u. s. f. zergliedert. Die Fortschrittsbewegung des Schwerpunktes vom ganzen Mechanismus der Locomotive kann nicht ganz gleichförmig sein, weil bei Kurbelmechanismen die Intensität der Kraftleistung periodisch wechselt, während der Widerstand unveränderlich ist. Es gelten hier dieselben Verhältnisse, die wir bei der Theorie der Schwungräder betrachtet haben. Die Ungleichförmigkeit der Fortschrittsbewegung ist so gering, dass sie nur im Prinzip erkannt, nicht aber faktisch gemessen werden kann denn jede Locomotive ist Doppelmaschine bei denen sich bei jeder $\frac{1}{4}$ Umdrehung u. da sie per 1" 3 Umdrehungen machen, in 1/12 Sekunde dieselben Zustände genau wiederholen. Ferner ist die Masse der Locomotive so colossal, und ihre Geschw. so enorm, dass ihre ungeheure lebendige Kraft die Ungleichförmigkeiten bis ins Unmerkliche ausgleicht, mithin für die Praxis so gut als gar nicht vorhanden sein lässt.

Bewegung des Rahmenbaues sammt allen mit ihm fest verbundenen Massen.

Die Wagen sind am Rahmenbau der Locomotive angehängt und werden deßhalb bei jeder Ungleichförmigkeit seiner Bewegung unmittelbar mitgezogen, eine Folge der horizontalen Lage und der hin und hergehenden Bewegung der Maschine. Wir werden alsbald sehen, daß der Rahmenbau sowohl hin und hergehende Bewegungen in der Fahrtrichtung als auch drehende im horizontalen Sinne macht. Obgleich diese schwingenden Bewegungen nur 1-2 Cm. betragen, so sind sie doch sehr nachtheilig, weil sie mit ungeheurer Heftigkeit und in sehr kurzen Zeiträumen vor sich gehen.

Der Beweis zu dem eben Gesagten liegt im Princip der Selbsterhaltung der Bewegung des Schwerpunktes eines Massensystemes (Principien der Mechanik N 169, 70 & 74.) Hängt man eine Locomotive an langen Ketten so auf, daß sie sich im horizontalen Sinne frei bewegen kann, so heben zunächst die beiden einzigen auf sie wirkenden äußeren Kräfte, nämlich die abwärts gerichtete Schwerkraft und der entgegengesetzt wirkende Zug in den Ketten sich auf. Wird der Kessel geheizt und der Dampf den Maschinen zugeführt, so kommen sie in Gang, die Laufräder drehen sich in der Luft. Bei der vollständigen Abwesenheit einer isolirt auf das ganze Massensystem wirkenden äußeren Kraft muß dessen Schwerpunkt unverändert in dem Bewegungszustand verharren.

wenn der starre Hauptträger der Locomotive sich im entgegengesetzten Sinne bewegt, als eine Verschiebung der oben genannten Maschinentheile, respektive ihrer Schwerpunkte stattfindet. Die Größe der Bewegungen steht im umgekehrten Verhältniß zu den Massen u. die Art derselben ist die oben angeführte.

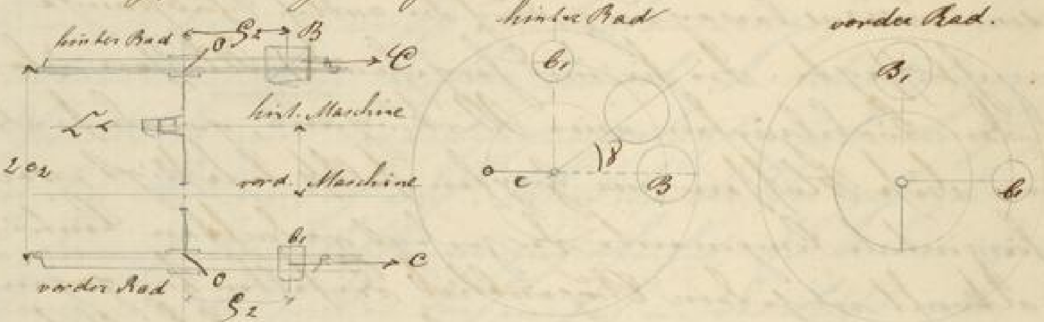
Die Störungen würden gar nicht vorhanden sein, wenn die Maschinen nur rotirend wären, aber auch bei gewöhnl. Einrichtung kann man zunächst die horizontal hin und hergehenden Bewegungen (Schwingungen) dadurch beseitigen, daß man Massen anbringt, die so spielen, daß der Schwerpkt der gesammten Massensystems an seinem Orte verbleibt, also namentlich die Schwingungen der Rahmenbaues wegfallen.
Die betreffenden Massen müssen wir durch Rechnung zu bestimmen suchen.

Die Horizontalbewegung der Kolben stimmt mit der Horizontalprojection der Ortveränderungen der zugehörigen Kurbelzapfen überein, wenn man die Änderung der sinus-versus Bewegung durch die endliche Schubstange vernachlässigte. Die hin und hergehenden Massen üben auf den Kurbelzapfen eine Wirkung aus, gerade so als wären diese Massen am Zapfen selbst befestigt, weil die horizontale Componente der zerlegt gedachten Centrifugalkraft in jedem Augenblick denselben Zug gegen den Zapfen ausübt als jene in Bewegung befindlichen hin u. hergehenden Massen.

die Wirkung auf den Bewegungszustand der Locomotive zerfällt in vier Perioden. Bei der nebenbei skizzirten

Stellung der Kurbeln Fig 1 Grundriß des Triebwerks wirkt die horizontale Zugkraft bei a nach links, bei b nach rechts und beide suchen eine Drehung des Triebwerks nach der Richtung der Pfeile zu bewirken, welche durch Achsenbüchsen und Rahmen, der ganzen Locomotive mitgetheilt wird. Sobald die Kurbeln weiter gehen und in den nächsten Quadranten kommen entsteht an beiden Kurbelzapfen ein Zug nach rechts, der auf das Triebwerk nach dieser Richtung reißt. Im 3ten Quadranten u. im 4ten wiederholen sich die genannten Zustände in der Weise, daß nur die Bewegungsrichtungen entgegengesetzt sind.

Durch Balancirgewichte lassen sich oben genannte störende Bewegungen vollständig beseitigen, wenn sie an den Triebrädern in passender Größe und gehöriger Entfernung von den Achsen angebracht werden.



Um die störende Wirkung z. B. der hintern Maschine aufzuheben, damit diese weder hin und herschiebend, noch auch drehend auf das Triebwerk wirke, muß man in entgegen gesetzter Richtung der Kurbel an den Radkranze ein Gewicht anbringen von solcher Größe, daß

1.) die entstehenden Centrifugalkräfte beider zusammengenommen der Centrifugalkraft der im Kurbelzapfen concentrirt gedachten Masse, gleich sind, und

2.) daß (den Kurbelzapfen oder irgend einen andern Pkt in der Triebachse als Drehpunkt angenommen) die Summe der Momente aller 3 Centrifugalkräfte gleich Null ist.

Dasselbe ist für die 2te Maschine zu machen.

Für die Rechnung nennen wir

S das Gewicht von Kolben, Kolbenstange und Schubstange

r den Halbmesser der Kurbel

q das Gewicht der Kurbel (oder des gekröpften Theiles der Triebachse.

ϱ die Entfernung des Schwerpunktes der Kurbel von der geometrischen Axe.

$2e$ den Abstand der Maschinenmittel.

$2e_2$ die Spurweite der Bahn (also auch die Entfernung der Triebräder

ω die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel und Triebräder.

Mit L, A, C bezeichnen wir die Größe der Centrifugalkräfte. Letztere sind:

$$\left.\begin{aligned} A &= \frac{B}{g}\frac{(\varrho_2\omega)^2}{\varrho_2} = \frac{\omega^2}{g} B\varrho_2 \\ C &= \frac{b}{g}\frac{(\varrho_2\omega)^2}{\varrho_2} = \frac{\omega^2}{g} b\varrho_2 \\ L &= \frac{S}{g}\frac{(r\omega)^2}{r} + \frac{q}{g}\frac{(\varrho\omega)^2}{\varrho} = \frac{\omega^2}{g}(Sr + q\varrho) \end{aligned}\right\} \quad (1.)$$

Wenn diese Kräfte sich aufheben, so findet unter Anderem, wenn man die Triebachse als Hebel ansieht, auch keine Drehung um die Punkte o o statt, und es ist:

$$\left.\begin{aligned} C \cdot 2e_2 &= L'(e'+e) \\ c \cdot 2e_2 &= L'(e'-e) \end{aligned}\right\} \quad (2.)$$

In dieses Resultat substituiren wir die Werthe für L, C und c aus den Gleichungen (1) und finden dadurch

$$\frac{w^2}{g} B \varrho_2 \, 2e_2 = \frac{w^2}{g}(Sr+q\varrho)(e_2+e)$$

$$\frac{w^2}{g} b \varrho_2 \, 2e_2 = \frac{w^2}{g}(Sr+q\varrho)(e_2-e)$$

Hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} B &= \frac{1}{2}\,\frac{Sr+q\varrho}{\varrho_2}\left(1+\frac{e}{e_2}\right) \\ b &= \frac{1}{2}\,\frac{Sr+q\varrho}{\varrho_2}\left(1-\frac{e}{e_2}\right) \end{aligned}\right\} \quad (3.)$$

Mit Hülfe dieser Gleichungen können wir die Zahlen angenähert berechnen, da ϱ_2 durch die Grösse der Triebräder bestimmt ist (Natürl. macht man es so gross als möglich, damit die Gewichte klein ausfallen.

Statt der 2 an jedem Rad befindlichen Gewichte B & b kann man auch ein einziges Q von gleicher Wirkung anbringen u. zwar muss dann die Centrifugalkraft des Letzteren gleich der Resultante aus den beiden erst genannten Gewichten sein. d.h.:

$$\frac{w^2}{g} Q \varrho_2 \cos\delta = \frac{w^2}{g} B \varrho_2$$

$$\frac{w^2}{g} Q \varrho_2 \sin\delta = \frac{w^2}{g} b \varrho_2$$

folglich ist auch:

$$Q \cos\delta = B$$

$$Q \sin\delta = b.$$

ferner $\cos\delta = \frac{B}{Q}$, $\sin\delta = \frac{b}{Q}$

$$Q = \sqrt{B^2 + b^2} \quad \Bigg\} \; (4.)$$

Indem wir aus (3) die Werthe für B und b einsetzen, gelangen wir zu den Schlußgleichungen:

$$\left.\begin{aligned} Q &= \frac{Sr + qe}{\rho_2}\sqrt{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right]} \\ \sin\delta &= \frac{Sr + qe}{2\rho_2 Q}\left(1 - \frac{e}{e_2}\right) \\ \cos\delta &= \frac{Sr + qe}{2\rho_2 Q}\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) \end{aligned}\right\} \quad (5.)$$

Diese Gleichungen gelten auch für Locomotiven mit außen liegenden Cylindern, wo dann e etwas größer wird als e_2, so daß Q einen andern Werth erhält und der Winkel δ beinahe gleich Null wird. Das Balanciergewicht ist fast diametral dem Kurbelzapfen anzubringen. Die Abhängigkeit der verschiedenen Größen von einander ist aus den Gleichungen (5) zu erkennen.

Ähnlich ist die Sache bei Locomotiven mit gekuppelten Triebrädern, nur ist hier das Gewicht der Kuppelstange zu betrachten und bei Innencylindermaschinen der Winkel, welchen die Kupplungskurbeln möglichst weit mit den Maschinenkurbeln bilden. Das durch Rechnung gefundene Gewicht Q kann auf alle Triebräder vertheilt werden.

Q hat den kleinsten Werth und wird dann immer größer bei:

1.) Maschinen mit innenliegenden Cylindern und nicht gekuppelten Triebrädern

2.) Maschinen mit außen liegenden Cylindern und nicht gekuppelten Triebrädern.

3.) Maschinen mit innen liegenden Cylindern, gekuppelten Achsen und diametral den Maschinenkurbeln gegenüberstehende Kuppelungskurbeln
4.) Maschinen wie (3) aber zusammenfallende Kurbeln.
5.) Maschinen mit außen liegenden Cylindern, sonst wie bei (4)

Bei Güterzugslocomotiven werden, der kleineren Räder wegen die Balancirgewichte ungeheuer groß.

Nach den oben gegebenen Erläuterungen besteht in den verschiedenen Bauarten der Locomotiven hinsichtlich der Bedeutung der störenden Bewegungen kein erheblicher Unterschied.

Das Gaukeln.

d.h. die störenden Bewegungen, welche dadurch entstehen, daß der Bau auf Federn ruht, lassen sich jederzeit in 2 Drehungen um die beiden horizontalen Hauptschwerpunktsachsen und in eine auf u. niedergehende Bewegung nach der Richtung der vertikalen Schwerpunktsachse zerlegen und diese 3 nennt man (wie bei Schiffen) das Nicken, Wanken, Wogen. Die Kräfte welche bei diesen störenden Bewegungen zur Sprache kommen sind: das Gewicht des Rahmenbaues einschließlich aller mit ihm fest verbundenen Theile. Die Spannkräfte der Federn — die variablen Pressungen der Führungsstücke gegen die Führungslineale — der Widerstand des Trains —, die Pressungen des Dampfes gegen die Cylinderdeckel und die Pressungen der Treibachsen gegen die Achsengabeln.

Betrachten wir zunächst ganz allgemein die Elastizitätskräfte der Federn. Wir nehmen vorerst an, die Federn seien alle ungleich elastisch und bezeichnen mit f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6 die Steifheitskoeffizienten der mit gleichen Marken versehenen, z. B. spiralförmigen Federn, d. h. die Druckkräfte, welche sie um 1 cm. zusammendrücken.
Ferner seien ε_1 ε_2 u. s. f. bis ε_6 die durch das ruhig aufgelegte Gewicht des Baues im Gleichgewichtszustande bewirkten Zusammendrückungen.
Damit ist $f_1\varepsilon_1$ u. s. w. die auf jeder Feder ruhende Last.
Die übrigen für unsere weitern Betrachtungen nöthigen Bezeichnungen sind in der Figur eingeschrieben.

Fig 1

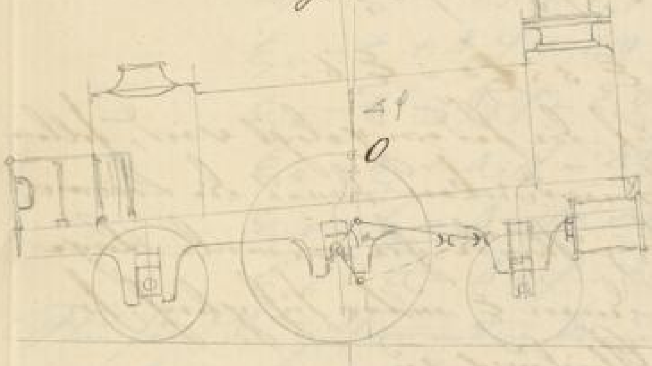


Fig 3.

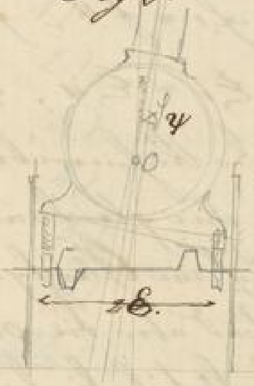


Fig (2)

O ist der Schwerpunkt der Locomotive mit Ausnahme des Triebwerks und der Laufwerke. G das Gewicht desselben Körpers.
Im Zustand der Ruhe sind die Spannungen in den Federn nach aufwärts gleich dem Gew. der Locomotive, also:

$$\left.\begin{array}{l} G = f_1\xi_1 + f_2\xi_2 + f_3\xi_3 + f_4\xi_4 + f_5\xi_5 + f_6\xi_6 \\ \text{ferner sind im Gleichgewichtszustande die Momente der} \\ \text{Federspannungen in bezug auf irgend welche, und mit} \\ \text{hin auch auf die Horizontalen, durch den Schwerpunkt} \\ \text{gelegten Hauptachsen zusammen gleich:} \\ \Delta_1(f_1\xi_1 + f_4\xi_4) + \Delta_2(f_2\xi_2 + f_5\xi_5) = \Delta_3(f_3\xi_3 + f_6\xi_6) \\ f_1\xi_1 + f_2\xi_2 + f_3\xi_3 = f_4\xi_4 + f_5\xi_5 + f_6\xi_6 \end{array}\right\} (4)$$

In der letzten Gleichung fällt das, allen Gliedern gemeinsame E fort.

Bei den ausgeführten Locomotiven sind nun die Elasticitätscoefficienten und die Belastungen von je zwei zu einer Achse gehörigen elastischen Federn gleich, also ist in unserm Falle:

$$f_1 = f_4;\ f_2 = f_5;\ f_3 = f_6;$$

$$\xi_1 = \xi_4;\ \xi_2 = \xi_5;\ \xi_3 = \xi_6.$$

Wenn der Rahmenbau auf die Federn gelegt wird, sollen sich alle um gleichviel zusammendrücken damit die Locomotive auch im Gleichgewichtszustande ihre normale Lage habe. Sind aber die verschiedenen ξ unter sich gleich, so vereinfacht sich die frühere Gleichung zu

$$\left.\begin{array}{l} G = 2\xi(f_1 + f_2 + f_3) \\ 2\Delta_1 f_1 + 2\Delta_2 f_2 - 2\Delta_3 f_3 = 0 \text{ oder} \\ \Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3 = 0. \end{array}\right\} (5.)$$

Sind diese Gleichungen erfüllt, so liegt der Bau auf den Federn ohne irgend eine Neigung gegen die Bahn zu haben. ξ ist die gemeinsame Senkung aller Federn.

Nun suchen wir die Wirkung der Federn, sobald die Loco-

motive

gestellt, zu studieren und denken zu dem Ende

1.) die Locomotive um ξ gehoben (die Spannung der Federn nimmt deßhalb ab)

2.) dieselbe um die Querschwerpunktsachse um den $\angle \varphi$ gedreht (die Folge davon ist eine Zunahme der Spannung der Federn 1, 2, 4 und 5 und eine Abnahme bei 3 und 6.) und.

3.) Nehmen wir eine Drehung der Locomotive um die Längenachse und den $\angle \psi$ vor und bewirken so eine ungleiche Spannung der Federn rechts und links.

Da die Spannungen von Federn der Abweichung von der Gleichgewichtslage proportional sind, so sind die neuen Spannungen derselben jetzt, wo die Locomotive aus der Gleichgewichtslage verdrängt ist, folgende:

$$\xi_1 - \xi + \Delta_1 \varphi + \varepsilon \psi \qquad 1.)$$
$$\xi_2 - \xi + \Delta_2 \varphi + \varepsilon \psi \qquad 2.)$$
$$\xi_3 - \xi - \Delta_3 \varphi + \varepsilon \psi \qquad 3.)$$
$$\xi_4 - \xi + \Delta_1 \varphi - \varepsilon \psi \qquad 4.)$$
$$\xi_5 - \xi + \Delta_2 \varphi - \varepsilon \psi \qquad 5.)$$
$$\xi_6 - \xi - \Delta_3 \varphi - \varepsilon \psi \qquad 6.)$$

Nun sind die zusammendrückenden Kräfte:

$$f_1(\xi_1 - \xi + \Delta_1 \varphi + \varepsilon \psi) \quad 1) \qquad f_4(\xi_4 - \xi + \Delta_1 \varphi - \varepsilon \psi) \quad 4.)$$
$$f_2(\xi_2 - \xi + \Delta_2 \varphi + \varepsilon \psi) \quad 2) \qquad f_5(\xi_5 - \xi + \Delta_2 \varphi - \varepsilon \psi) \quad 5)$$
$$f_3(\xi_3 - \xi - \Delta_3 \varphi + \varepsilon \psi) \quad 3) \qquad f_6(\xi_6 - \xi - \Delta_3 \varphi - \varepsilon \psi) \quad 6)$$

Die Addition aller Verticalkräfte gibt das Resultat.

$$\left.\begin{array}{l} +(f_1\xi_1 + f_2\xi_2 + f_3\xi_3 + f_4\xi_4 + f_5\xi_5) \\ -\xi(f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6) \\ +\varphi(\Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3) \\ +\varepsilon\psi(f_1 + f_2 + f_3 - f_4 - f_5 - f_6) \end{array}\right]$$

Um die Gleichung der Bewegung aufstellen zu können nehmen wir die Summe der Momente aller vertikal wirkenden Kräfte.

1.) in Bezug auf die durch O gehende Queraxe; die Momente erhalten wir, wenn die Kräfte 1 u. 4 mit Δ_1 — 2 u. 5 mit Δ_2 und 3 u. 6 mit Δ_3 multiplizirt werden. Alles was den $\angle \varphi$ zu vergrößern strebt ist positiv zu nehmen, das andre negativ: nun haben wir die Momente der Wirkung:

$$+\Delta_3\left[f_3(\xi_3-\xi-\Delta_3\varphi+\varepsilon\psi)+f_6(\xi_6-\xi-\Delta_3\varphi-\varepsilon\psi')\right]$$

$$-\Delta_2\left[f_2(\xi_2-\xi+\Delta_2\varphi+\varepsilon\psi)+f_5(\xi_5-\xi+\Delta_2\varphi-\varepsilon\psi')\right]$$

$$-\Delta_1\left[f_1(\xi_1-\xi+\Delta_1\varphi+\varepsilon\psi')+f_4(\xi_4-\xi+\Delta_1\varphi-\varepsilon\psi')\right]$$

Ferner sind die Momente des Wankens (also in Bezug auf eine durch O gehende Längenaxe), die man durch Multiplikation aller Kräfte mit ε erhält, in Summa:

$$\varepsilon\Big\{f_4(\xi_4-\xi+\Delta_1\varphi-\varepsilon\psi)+f_5(\xi_5-\xi+\Delta_2\varphi-\varepsilon\psi')+$$
$$+f_6(\xi_6-\xi-\Delta_3\varphi-\varepsilon\psi)-f_1(\xi_1-\xi+\Delta_1\varphi+\varepsilon\psi')-$$
$$-f_2(\xi_2-\xi+\Delta_2\varphi+\varepsilon\psi')-f_3(\xi_3-\xi-\Delta_3\varphi+\varepsilon\psi')\Big\}$$

Auch sind hier die Momente, welche den Winkel ψ zu vergrößern streben positiv und die welche gegenwirken negativ genommen. Übrigens gelten die letzten Gleichungen allgemein und werden einfacher, wenn wir wie oben die Zustände der Federn so annehmen, wie sie bei ausgeführten Locomotiven wirklich vorkommen, also:

$$f_1 = f_4 \;;\; f_2 = f_5 \;;\; f_3 = f_6 \;;$$
$$\xi_1 = \xi_4 \;;\; \xi_2 = \xi_5 \;;\; \xi_3 = \xi_6 \,.$$

Setzt man diese Werthe in obige Gleichungen ein, und berücksichtigt die Gleichgewichtsbedingungen, 4.) so erhält man folgende Resultate statt der früheren:

a.) Summe aller Federkräfte:

$$G - 2\xi(f_1 + f_2 + f_3) + 2\varphi(\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 + \Delta_3 f_3).$$

b.) Summe aller Momente der Federn:

$$2\xi(\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3) - 2\varphi(f_1 \Delta_1^2 + f_2 \Delta_2^2 + f_3 \Delta_3^2)$$

c.) Summe der Momente der Kräfte:

$$2\varepsilon^2 \psi(f_1 + f_2 + f_3.)$$

Druck der Gleitstücke gegen die Führungslineale.

Sei r der Halbmesser der Maschinenkurbel, P) L die Länge der Schubstange — α der Winkel, welchen in irgend einem Augenblick der Bewegung eine Kurbel mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet. — β derselbe Winkel in Bezug auf Schubstange und Kolbenstange. Es sei ferner P die Kraft mit welcher ein Kolben treibend wirkt — S der in der Schubstange wirkende Widerstand. — N die Kraft mit welcher das Gleitstück nach aufwärts getrieben wird, wenn die Locomotive vorwärts fährt. Dann ist:

$$r \sin\alpha = L \sin\beta, \text{ oder } \sin\beta = \frac{r}{L}\sin\alpha$$

$$\text{und } \operatorname{tg}\beta = \frac{\frac{r}{L}\sin\alpha}{\sqrt{1-\left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2\alpha}}$$

Es ist aber ferner: $S \cos\beta = P$

$S \sin\beta = N$, demnach

$$N = P\,tg\beta = \frac{P\frac{r}{L}\sin\alpha}{\sqrt{1-\left(\frac{r}{L}\right)^2\sin^2\alpha}}$$

das Verhältniss $\left(\frac{r}{L}\right)^2$ ist stets klein (circa $\frac{1}{36}$) und deshalb die Wurzel fast $= 1$ und

$$N = P\frac{r}{L}\sin\alpha$$

Geben wir bei der 2ten Maschine den Buchstaben P_1 und N_1 entsprechende Bedeutung als bei der ersten, so ist

$$N_1 = P_1\frac{r}{L}\sin\left(\frac{\pi}{2}-\alpha\right) = P_1\frac{r}{L}\cos\alpha$$

die Horizontalabstände der Gleitstücke, von der durch den Schwerpunkt gehenden Querachse sind nun, wenn L gehörig lang ist, nahezu:

$$r\cos\alpha + L - \Delta_2 \text{ und } r\sin\alpha + L - \Delta_2$$

die Momente der Pressungen sind demnach:

<u>d</u> in Bezug auf die durch O gehende Querachse:

$$P\frac{r}{L}\sin\alpha(r\cos\alpha + L - \Delta_2) + P_1\frac{r}{L}\cos\alpha(r\sin\alpha + L - \Delta_2)$$

oder $\frac{1}{2}(P+P_1)\frac{r^2}{L}\sin 2\alpha + (L-\Delta_2)\frac{r}{L}(P\sin\alpha + P_1\cos\alpha)$

<u>e</u> in Bezug auf die durch O gehende Längenachse:

$$P\frac{r}{L}\sin\alpha\, e - P_1\frac{r}{L}\cos\alpha\, e$$

oder $\frac{r}{L}e(P\sin\alpha - P_1\cos\alpha)$ u.s.w.

<u>f</u> endlich ist die Summe aller vertikal abwärts wirkenden Kräfte (Pressungen)

$$\frac{r}{L}(P\sin\alpha + P_1\cos\alpha)$$

Man sieht aus allen diesen Gleichungen, dass lange Schubstangen vortheilhaft sind.

Ginge der in der Richtung des Moment wirkende Widerstand durch den Schwerpunkt, so würde er keine Drehung veranlassen, — wäre W constant, so würde der Bau auf den Federn nur seitwärts geschoben, da diese Grösse aber variabel, so zeigt die Maschine.

Ist K der numerische Werth der Kraft mit welcher ein Kolben nutzbar getrieben wird, also die Differenz der Kraft wegen gegen beide Seiten eines Kolbens u. $W D\pi$ die per Umdrehung consumirte Wk.grösse, so ist

$$W D\pi = 2Kl + 2Kl.$$

$$W = 2K\frac{2l}{D\pi}$$

Nennt man h, die Höhe des Schwerpunktes der Locomotive über dem Zusammenhängungspunkt mit dem Tender, so ist das Moment des Widerstandes, als den Winkel φ verkleinernd, negativ zu nehmen und gleich

2 $$-h,\ 2K\frac{2l}{D\pi}$$

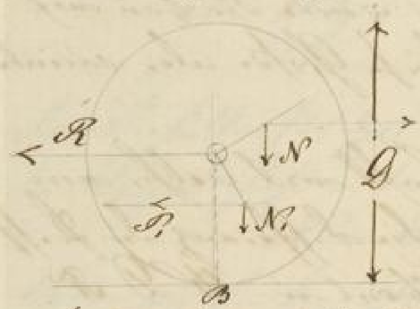
Wenn die Kurbeln beider Maschinen, die Seite 289. gezeichnete Stellung haben, so geht der eine Kolben nach rechts, der andere nach links, u. die Rückwirkung P u. P_1 ist bei einer Maschine gegen den Deckel, bei der andern gegen die Bodenfläche des Cylinders gerichtet.

Nennen wir h die Tiefe der Cylinderachse unter dem Schwerpunkt des Baues, so ist aus denselben öfter erwähnten Gründen das Moment der Reaction bei Maschine 1.) negativ, bei Maschine 2) positiv zu nehmen und man hat das Moment der Gesamtwirkung

h $$h\,(P_1 - P)$$

für die Querachse.

Nehmen wir die Winkelgeschw. der Triebachse als constant und vernachlässigen die hin und hergehenden Massen der Kolben, Kolbenstangen und Schubstangen, setzen wir ferner voraus, daß die Triebräder auf der Bahn nicht gleiten, sondern rollen, so können wir das Triebwerk als ein Hebelsystem ansehen, dessen Drehungspunkt in B liegt. Nennen wir für den Augenblick R den numerischen Werth der Triebachsenpressung gegen die Achsengabeln, so haben wir zur Bestimmung desselben, die Gleichung:



$$R\frac{D}{2} = P\left(\frac{D}{2} + r\sin\alpha\right) - P_1\left(\frac{D}{2} - r\cos\alpha\right) + P\frac{r}{L}\sin\alpha\, r\cos\alpha$$
$$+ P_1\frac{r}{L}\cos\alpha\, r\sin\alpha.$$

Hieraus folgt $R = P - P_1 + \frac{2r}{D}(P\sin\alpha + P_1\cos\alpha) + \frac{r^2}{LD}(P+P_1)\sin 2\alpha$

Das Moment dieses Druckes in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende Queraxe ist positiv zu nehmen, weil es den Winkel φ zu vergrößern strebt und ist:

i. $$+Bh = +h\left[P - P_1 + \frac{2r}{D}(P\sin\alpha + P_1\cos\alpha) + \frac{r^2}{LD}(P+P_1)\sin 2\alpha\right]$$

Wir bezeichnen nun mit:

ΣZ die Summe aller Vertikalkräfte.

Y_1 die Summe der stat. Momente derselben in Bezug auf die Queraxe (auf $\angle\varphi$ von Einfluß)

X_1 die Summe der stat. Momente in Bezug auf die Längenaxe (also auf $\angle\psi$ influirend.)

M die Masse der ganzen Locomot.
B das Trägheitsmoment derselben für Querachse (Max)
A " " " " Längenachse (Min)

Die Differentialgleichungen für Kräfte, die mit der Zeit veränderlich sind bekommen (nach Seite 53 der Prinzip. der Mech.) wenn wir die Loc. um ξ über die Gleichgewichtslage gehoben u. sich weiter aufwärts geschnellt denken, folgende Gestalt.

$$\left.\begin{aligned} \frac{d^2\xi}{dt^2} &= \frac{1}{2}\,\frac{\Sigma Z}{M} \\ \frac{d^2\varphi}{dt^2} &= \frac{1}{2}\,\frac{Y_1}{B} \\ \frac{d^2\psi}{dt^2} &= \frac{1}{2}\,\frac{X_1}{A} \end{aligned}\right\}$$

Diese Gleichungen gelten für die Gesamtheit der Seite 287 angeführten Kräfte. Die Zusammenstellung derselben zeigt, dass 6 Kräfte (von Einfluss auf ξ) das <u>Wogen</u>, 6 Kräfte (abhängig von φ) das <u>Nicken</u> und endlich noch 2 Kräfte (Funktionen von ψ) das <u>Wanken</u> bewirken. Übergehen wir hier die weitläufigen Zwischenrechnungen, welche in den Gesetzen der Locomotivbaues von Seite 146 ab, durchgeführt sind.

Für Z, Y_1 und X_1 werden die Werthe von Seite 287 substituirt und folgende Abkürzungen gemacht:

$$\left.\begin{aligned} m &= \frac{f_1+f_2+f_3}{M} \\ m_1 &= \frac{l_1 f_1 + l_2 f_2 - l_3 f_3}{B} \\ m_2 &= \frac{\varepsilon^2 (f_1+f_2+f_3)}{A} \end{aligned}\right|$$

$$n = \frac{\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 - \Delta_3 f_3}{M}$$

$$n_1 = \frac{\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3^2 f_3}{B}$$

$$p = \frac{e}{2 L M}$$

$$p_1 = (L - \Delta_2)\frac{e}{2 L B} + \frac{2h}{B D}$$

$$p_2 = \frac{e e}{2 A L}$$

$$c = \frac{e l h_1 k}{B D \pi}$$

$$q_1 = \frac{e^2}{2 L B}\left(1 + \frac{2h}{D}\right) \qquad (8.)$$

Der Winkel α ist variabel u. zwar eine Funktion der Zeit und der Winkelgeschwindigkeit:

$$\alpha = \alpha_0 + \omega t.$$

Aus den erwähnten Rechnungen folgt:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{d^2\xi}{dt^2} &= -m\xi + n\eta + p\left[S\sin(\alpha_0 - \omega t) + S_1\cos(\alpha_0 - \omega t)\right] \\
\frac{d^2\eta}{dt^2} &= -c + m_1\xi + n_1\eta - \frac{1}{2}(S + S_1)\, q_1 \sin 2(\alpha_0 - \alpha t) \\
&\quad + p_1\left[S\sin(\alpha - \omega t) + S_1\cos(\alpha_0 - \omega t)\right] \\
\frac{d^2\psi}{dt^2} &= -m_2\psi + p_2\left[S\sin(\alpha_0 - \omega t) - S_1\cos(\alpha_0 - \omega t)\right]
\end{aligned}\right\} (9.)$$

Der Form nach sind diese Gleichungen nichts anderes als die nachstehenden:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = a_1 x + b_1 y + c_1 z + X$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = a_2 x + b_2 y + c_2 z + Y$$

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = a_3 x + b_3 y + c_3 z + Z$$

Die Integration solcher Differentialgleichgn hat in dieser Form bedeutende Schwierigkeiten und bei praktischen Fragen kommt es nicht darauf an, zu wissen in welcher Weise die schädl. Schwankungen von der Zeit abhängen, sondern die Hauptfrage ist, wovon hängen sie ab u. wie kann man die störenden Bewegungen ganz beseitigen oder doch wenigstens möglichst verhindern.

Wenn wir die in den Gleichg. 9) vorkommenden Kräfte vernichten, d.h. die Coeff. m, m_1 u.s.f. gleich Null machen könnten, so wäre damit die Ursache der störenden Bewegungen beseitigt. Wenn wir nachsehen, was in dieser Hinsicht zu thun möglich ist, so zeigt sich:

m kann nicht getilgt werden, weil die Starrheit der Federn, noch auch man die Masse der Loc. beseitigen kann.

m_1 verschwindet, wenn $\Delta_1 f_1 + \Delta_2 f_2 = \Delta_3 f_3$ ist u.s.f.

Die Gleichgn 9) vereinfachen sich wesentlich, wenn das Federwerk, wie es immer geschieht, so eingerichtet wird, daß der Bau nach dem Auflegen nur vertikal einsinkt ohne seine normale Lage zu verlieren. In diesem Falle ist im Gleichgewichtszustand $m_1 = 0$ und $n = 0$.

$$\frac{d^2\xi}{dt^2} = -m\xi + p\left[P\sin(\alpha_0 - \omega t) + P_1\cos(\alpha_0 - \omega t)\right]$$

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -c + n_1\varphi + \tfrac{1}{2}(P - P_1)\varphi_1 \sin 2(\alpha_0 - \omega t) + p_1 \left[P\sin(\alpha_0 - \omega t) + P_1\cos(\alpha_0 - \omega t)\right]$$

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = -m_2\psi + p_2\left[P\sin(\alpha_0 - \omega t) - P\cos(\alpha_0 - \omega t)\right] \quad (1.)$$

Diese Gleichgn lassen sich jetzt unabhängig von einander integriren und zwar läßt sich, da die störenden Bewegungen und Schwingungen sein können, zunächst bestimmt annehmen, dass das Integral folgende Form haben werde:

$$\psi = A\sin kt + B\cos kt + M\sin(x_0-\omega t) + N\cos(x_0-\omega t) \quad 2)$$

Hierbei sind A, B, M, N und k constante Größen, welche so zu bestimmen sind, dass sie den Gleichgn 1) und 2) genügen. Wird letztere 2 mal nacheinander differenzirt, so erhält man:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = -k^2\left[A\sin kt + B\cos kt\right] - \omega^2 M\sin(x_0-\omega t)$$
$$- \omega^2 N\cos(x_0-\omega t)$$

Führen wir die Hauptbeziehungen der Gleichg 2) zu der schwingenden Bewegung in 1) ein, so ist:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = -m_2\left[A\sin kt + B\cos kt\right] - m_2 M\sin(x_0-\omega t)$$
$$- m_2 N\cos(x_0-\omega t)$$

Damit diese Gleichgn identisch sind, muss sein:

$$k^2 = m_2\,;\quad -\omega^2 M = -m_2 M + pP\,;$$
$$-\omega^2 N = -m_2 N - p_2 P.$$

daraus ist

$$\left.\begin{aligned} k &= \sqrt{m_2} \\ M &= \frac{pP}{m_2-\omega^2} \\ N &= \frac{-p_2 P}{m_2-\omega^2} \end{aligned}\right\}$$

Die beiden constanten Größen A & B müssen unbestimmt bleiben, weil wir mit Differentialgleichungen 2ter Ordnung operirt haben. Wir haben nun:

$$\psi = A\sin\sqrt{m_2}\,t + B\cos\sqrt{m_2}\,t + \frac{p_2}{m_2-\omega^2}$$
$$\left[P\sin(x_0-\omega t) - P_1\cos(x_0-\omega t)\right]$$

Nach dieser Gleich. haben wir zweierlei Schwingungen, und von denen 2 von der Bewegung der Maschine — die andern nur von der Beschaffenheit des Regulators abhängen; beide sind Funktionen der Zeit.

Wenn bei der ersten Art nach Verlauf der Zeit T der gleiche Schwingungszustand wieder eintritt, so ist:

$$\sqrt{m_2}(t+T) = \sqrt{m_2}\,t + 2\pi$$

und die Zeitdauer einer Schwingung:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{m_2}}.$$

Für die 2te Art der Schwingungen ist ebenso:

$$\alpha_0 - \omega(t+T_1) = \alpha_0 - \omega t + 2\pi$$

$$\omega t - \omega t - \omega T_1 = \alpha_0 - \alpha_0 + 2\pi$$

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega}.$$

Hier ist also die Zeitdauer einer Schwingung gerade gleich der Zeit einer Kurbeldrehung.

Hinsichtlich des Planetens soll $\angle \varphi$ selbst unter den ungünstigsten Verhältnissen so klein als möglich bleiben, wozu vor Allem der Klammerausdruck mit P u. P_1 auf Seite 297 klein sein muss, selbst für die Werthe von t, für welche sin & cos ein Maximum werden.

Im ungünstigsten Falle ist hier — cos = 1. und dann soll: $\frac{P k_2}{m_1 - \omega}$ möglichst klein sein.

* dieser Ausdruck wird klein, wenn der Zae. wenig zeigt d.h. wenn P klein ist.

* Für k_2 m_1 setzen wir ihre Werthe aus Gleichung 8) dann ist:

$$\frac{Pre}{AL} : \frac{1}{\frac{e^2(f_1+f_2+f_3)}{A} - w^2}$$

$$\frac{Pre}{2L} : \frac{1}{e^2(f_1+f_2+f_3)\,w^2A} \text{ min!}$$

Wenn das Verh. $\frac{r}{L}$ klein, also lange Schubstangen vorhanden sind, – ebenso solle (Cylinderdistanz) keinen großen Werth haben. Ferner muß zur Beseitigung des Wankens in obigem Bruchausdruck, (damit das Ganze nicht $= \infty$ werde) wenigstens sein:

$$e^2(f_1+f_2+f_3) > w^2A$$

$$w^2 < \frac{e^2(f_1+f_2+f_3)}{A}$$

$$w < \sqrt{\frac{e^2(f_1+f_2+f_3)}{A}}$$

oder, wenn wir die Umdrehungsgeschw. der Triebräder vom Durchmesser D, oder, was dasselbe ist, die Fahrgeschwindigkeit der Locomotive mit V bezeichnen, so ist zu setzen:

$$\frac{2V}{D} < \sqrt{\frac{e^2(f_1+f_2+f_3)}{A}}$$

$$D > \frac{2V}{e}\sqrt{\frac{f_1+f_2+f_3}{A}}$$

Je größer Unterschied ist, um so besser. Außer den bisher erwähnten Punkten ist eine große Federdistanz e (äußere Rahmen also) vortheilhaft. Starre Federn bewirken zwar, daß das Wanken klein wird, allein die Erschütterungen sind hart und heftig u. eine gute Locomotive soll selbst bei Anwendung weicher Federn

nur wenig störende Bewegungen zeigen.
Das Trägheitsmoment A ist nicht willkürlich.

Das „Nicken". Wir machen auch hier die schon mehrfach erwähnte Voraussetzung:

$$A_1 f_1 + A_2 f_2 - A_3 f_3 = 0.$$

Dies sagt also: die Federn sind so eingerichtet, dass der Bau in normaler Lage auf ihnen ruht. Die Gleichung von Seite 295, welche auf das Nicken Bezug hat, lautet:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -c - n_1\varphi + \tfrac{1}{2}(P+P_1)\,q_1 \sin 2(\alpha_0-\omega t) + p_1\left[P\sin(\alpha_0-\omega t) + P_1\cos(\alpha_0-\omega t)\right]$$

Das Integral hiezu hat die Form:

$$\varphi = A\sin kt + B\cos kt + L\sin 2(\alpha_0-\omega t) + M\sin(\alpha_0-\omega t) + N\cos(\alpha_0-\omega t).$$

Differenzieren wir zweimal, so erhält:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -k^2\left[A\sin kt + B\cos kt\right] - 4\omega^2 L\sin 2(\alpha_0-\omega t) - \omega^2 M\sin(\alpha_0-\omega t) - \omega^2 N\cos(\alpha_0-\omega t)$$

Die Substitution ergibt:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -n_1\left[A\sin kt + B\cos kt\right] - L n_1\sin 2(\alpha_0-\omega t) - n_1 M\sin(\alpha_0-\omega t) - n_1 N\cos(\alpha_0-\omega t) + \tfrac{1}{2}(P+P_1)\,q_1\sin(\alpha_0-\omega t) + p_1 P\sin(\alpha_0-\omega t) + p_1 P_1\cos(\alpha_0-\omega t) - c$$

damit diese Gleichung mit der ursprünglichen Differentialgleichung identisch wird, muss sein:

$$k^2 = n_1 \quad ; \quad -4w^2 L = -L n_1 + \tfrac{1}{2}(P+P_1)\, q_1$$

$$k = \sqrt{n_1} \qquad L = \frac{\frac{1}{2}(P+P_1)\, q_1}{n_1 - w}$$

$$-w^2 M = -n_1 M + p_1 P \; ; \; -w^2 N = -n_1 N + p_1 P$$

$$M = \frac{p_1 P}{n_1 - w^2} \quad ; \quad N = \frac{p_1 P}{n - w}$$

Die Constanten A u. B bleiben wie beim Wanken unbestimmt. Nun ist aber

$$\varphi = -c + A \sin\sqrt{n_1}\, t + B \cos\sqrt{n_1}\, t + \frac{1}{2}\, \frac{(P+P_1)\, q_1}{n_1 - 4w^2} \sin 2(\alpha_0 - wt) + \frac{p_1}{n_1 - w^2}\left[P \sin(\alpha_0 - wt) + P_1 \cos(\alpha_0 - wt)\right]$$

Das Nicken setzt sich also möglicherweise aus 5 Schwingungen zusammen von denen die beiden ersten von w und also von den Wirkungen der Maschinen unabhängig sind. Diese Hauptschwingungen treten auch, wenn die Locomotive im Gang ist und der Dampf dann plötzlich abgesperrt wird; weil dann $P = P_1 = 0$ ist.

Die Schwingungszeiten berechnen sich analog den früheren zu

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{n_1}}$$

$$T_1 = \frac{\pi}{w}$$

$$T_2 = \frac{2\pi}{w}.$$

Damit die störenden Schwingungen unterdrückt werden, muss $\frac{1}{2}(P+P_1)\, q_1$ möglichst klein.

n_1 " " gross

n_1 nicht so gross als $4w^2$

$P p$ möglichst klein.

n_1 nicht so gross als w^2 sein.

c möglichst klein.
Die Substitution der Werthe aus den Gleichgn. d.) zeigt hierfür, daß

$$q_1 = \frac{c^2}{2LB}\left(1 + \frac{2h}{D}\right)$$

$$n_1 = \frac{a_1^2 f + a_2^2 f + a_3^2 f}{B}$$

$$p_1 = (L - a_2)\frac{c}{2LB} + \frac{ch}{BD}$$

$$c = \frac{2 l h_1 R}{BD\pi}$$

Damit nun das Nicken gering ausfalle, sei Bedingung: P klein, — die Loc. also wenig zu ziehen hat. $\frac{L}{D}$ sei klein, d.h. man wende kurze Schubstangen an. h sei = 0, d.h. die Cylinder sollen in der Höhe des Schwerpunktes liegen und ebenso die Treibachsen (ist nur bei Crampton's Locomotive möglich). Ferner sei n_1 und deßhalb der Radstand groß u. ein Mittelrad entweder gar nicht vorhanden, oder wenn eines außerordentlich schwach belastet, damit das Gewicht der Loc. hauptsächlich vorn und hinten getragen werde. Es ist dann von selbst geboten die Federn steif, d.h. f groß machen. Die Mittelräder sollen nie Treibräder sein, weil sie stark belastet werden müssen. c wird klein, wenn $h_1 = 0$ ist d.h. wenn der [illegible] in der Höhe des Schwerpunktes liegt. Damit p_1 verschwindet muß wieder $h = 0$ und $L = a_2$ sein, d.h. das Gleitstück muß in seiner mittleren Position in einer durch den Schwerpkt gehenden Verticalebene liegen. Dies ist bei der Crampton'schen Locomotive erfüllt und diese muß nun, damit auch des Wankens gering ist, mit äußeren Rahmen versehen werden, wenigstens in der Nähe der Triebachse.

Die störenden Bewegungen kommen demnach nur bei schnellfahrenden Locomotiven in Betracht. —
Die Vorderräder werden bei starkem Nicken zeitweise entlastet und es erfolgt leicht ein Ausgleisen. —
Bei Insidemaschinen sind die Cylinder durch ihre Lage in der Rauchkammer vor Abkühlung geschützt.

Höchst gefährlich ist es, wenn:

$n_1 = \omega^2$ wird, d. i.

$$\frac{\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3^2 f_3}{B} = \left(\frac{V}{\frac{1}{2} D}\right)^2$$

deshalb muss $D > 2V\sqrt{\frac{B}{\Delta_1^2 f_1 + \Delta_2^2 f_2 + \Delta_3^2 f_3}}$ sein und große Triebräder sind auch in dieser Hinsicht wünschenswerth.

Das Wogen.

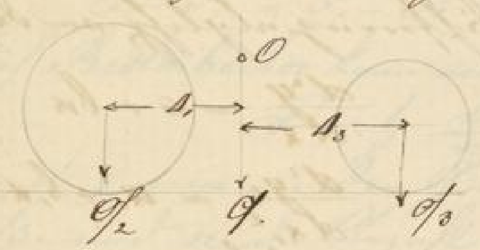
Das vertikale Auf- und Abschwingen des Baues auf den Federn wird durch die Vertikalkräfte angeregt. Letztere sind in der Maschine selbst, die Pressungen der Gleitstücke gegen die Führungslineale. — Das Wogen ist gering sobald diese Pressungen gering sind, (d. h. l klein u. L im Verh. zu l groß.) und sobald die Federn stark sind.
Das Wogen ist gar nicht gefährlich und störend, weil dasselbe eine Änderung der Pressungen des Locomotivgewichtes gegen die einzelnen Achszapfen nicht anders als im gleichen Verhältniß geändert werden.

Eine kurze Zusammenstellung der Regeln für den Bau der Locomotiven siehe in den Resultaten.

Die Federn.

Im Nachstehenden werden nur die allgemeinen Gesichtspunkte, von denen die Theorie der Federn begründet wird, angegeben werden. Eine umfassende Theorie wird das erscheinende Werk Redtenbachers über Maschinenbau enthalten.

Um den Radstand einer Locomotive zu bestimmen, wenn die Belastung der einzelnen Achsen als Theile des Gesammtgewichtes der Locomotive gegeben sind, hat man folgenden Weg einzuschlagen:



Der Einfachheit halber betrachten wir eine Locomotive vom Gewichte G mit nur 4 Rädern, die Achsen sollen mit G_2 und G_3, die Federn also mit $\frac{1}{2} G_2$ resp. $\frac{1}{2} G_3$ belastet sein.

Es fragt sich nun wie die Horizontalabstände A_2 u. A_3 von dem Schwerpunkte O sich verhalten müssen und welches das Verhältniss der Federn sein muss, damit beim Aufsetzen der Locomotive alle um die gleiche Grösse s zusammengedrückt werden. Für letzteren Fall muss sich nach unseren früheren Betrachtungen die Gleichung erfüllen:

$$A_1 f_1 + A_2 f_2 = A_3 f_3$$

Das 1te Glied fällt weg, weil nur zwei Achsen vorhanden sind, ferner ist $G_2 + G_3 = G$ und für jede Feder $f_2 \, s = \frac{1}{2} \, \mathfrak{S}_2$

$$f_3 \, s = \frac{1}{2} \, \mathfrak{S}_3$$

Berechnet man hieraus die Werthe von f_2 u. f_3 u. substituirt dieselben in die 1te Gleichg., so resultirt:

$$\Delta_2 \frac{\frac{1}{2}\mathfrak{S}_2}{s} = \Delta_3 \frac{1}{2} \frac{\mathfrak{S}_3}{s}$$

oder

$$\Delta_2 \mathfrak{S}_2 = \Delta_3 \mathfrak{S}_3.$$

Nach dieser Gleichg. u. der absoluten Grösse der Locomotive bestimmt sich der Radstand.

Annahmen für die Theorie: Ursprünglich seien alle Schienen eines Federnsystems nach gleichen Kreisbögen gekrümmt. Bei Annahme irgend eines Coordinatensystems findet man (siehe Festigkeitslehre) für die Deformirung eine Differenzialgleichg. von der Form:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = a + bx$$

$$\frac{d^2y_1}{dx_1^2} = a_1 + b_1 x.$$

u. s. f.

Wenn wir die vorläufig willkürlichen Annahmen machen: dass die einzelnen Schienen sich, wie Fig. zeigt, nur in 3 Punkten berühren. Die Schienenlängen und die auf jede Schiene wirkenden Pressungen sind in der Figur bezeichnet. Letztere Kräfte erzeugen in der Mitte jeder Schiene Spannungen des Materials, die wir S, S_1, S_2 und S_0 heissen wollen.

Von einem Federwerk wird verlangt, dass

1.) die Wahrscheinlichkeit des Bruches für jede Schiene gleich

also $P = P_1 = P_2 = P_3 = K$ sein soll
2.) dass alle Schienen im gebogenen Zustande identische Krümmungen haben sollen damit sie, wenn man die gezeichneten Absätze verschwinden läßt, der ganzen Länge nach auf einander liegen und nicht klaffen.
Dieser Anforderung zu genügen, müssen obige Differentialgleichungen identisch sein, und:

$$\left.\begin{array}{l} a = a_1 = a_2 = a_3 \\ b = b_1 = b_2 = b_3 \end{array}\right\}$$

Ferner müssen zu gleichem Ende alle Schienen gleich dick sein u. die Differenzen der Pressungen in 2 aufeinanderfolgenden Schienen einen constanten Werth haben, also:

$$P - P_1 = P_1 - P_2 = P_2 - P_3 = p.$$

Nach Redtenbacher kann man setzen:

$$p = \frac{1}{\delta}\,\frac{Q}{n}$$

Hier ist δ eine in den Grenzen 1 u. ∞ willkürliche Größe und n die Anzahl der Schienen.
Ist $\delta = \infty$, so wird $p = 0$, d.h. jede Schiene hat eine gleiche Pressung zu ertragen, setzt man aber $\delta = 1$, so ist $p = \frac{Q}{n}$, d.h. die Differenzen sind gleich dem sovielsten Theil der gesammten Belastung als Schienen vorhanden sind. Man verlangt, dass bei der Belastung alle

Schienen sich um eine gewisse Größe s senken, welche angenommen werden muß, und dafür gelten dann schließlich die Gleichungen S. 276 der Resultate, wo auch die verschiedenen Arten von Federn erwähnt sind, die man unter Annahmen verschiedener

Werthe von R erhält. Die Schichten des Tragfederwerks bilden auch nach geschehener Zusammendrückung identische Kreisbögen – sie sind die gebräuchlichsten.

Details der Locomotive.

Die lichte Weite, (Spurweite) ist bei fast allen europäischen Bahnen dieselbe und beträgt 4' 8 1/2" engl. d. i. 1.m 435

Die Schienenprofile sind sehr verschieden, die neuern jedoch alle nahezu von nebenstehend angegebenen Dimensionen. Die schmiedeisernen Radbandagen müssen sich dem Schienenprofil in ihrer Form anschließen und haben im Durchschnitt die beistehend angedeuteten Dimensionen.

Die Laufräder der Locomotive werden am besten und die Triebräder allemal aus Schmiedeisen hergestellt und durch Schweißarbeit, außer der aufgeschraubten Bandage welche aus Gußstahl besteht gefertigt.

Blatt u. zeigt die schon früher erwähnten bezüglichen Wagenräder, Blatt enthält zusammengesetzte Räder.

Auf Blatt u. sind Achsenbüchsen in verschiedenen Formen dargestellt. Im wesentlichen bestehen dieselben aus der gußeisernen Büchse, in welche zunächst eine Rothguß-einlage eingepreßt wird, die wieder mit Weißmetall ausgegossen wird, weil letzteres wenig Reibung verursacht und leicht erneuert werden kann.

Die Lochung muß etwas größer sein, als die Stärke des Zapfens beträgt, damit durch den kleinen Zwischenraum das Warmlaufen verhütet wird. Die Führungen, an den Achsenbüchsen, in denen die Gabeln des Rahmens auf und abgleiten, müssen gehörig lang und breit sein, damit die Intensität des Druckes (denn dieser ist ungeheuer groß) und die Reibungsabnützung sich in mäßigen Grenzen halten. Bei gut ausgeführten Locomotiven ist eine der Führungen an jeder Achsenbüchse durch eine Keilvorrichtung verstellbar, damit dadurch die Abnützung ausgeglichen werden kann.

Blatt   enthält Zeichnungen von Federn. Die zusammengesetzteren Anordnungen haben den Zweck eine gleichförmige Belastung der Achsen von Locomotiven mit gekuppelten Rädern zu erzielen.

Der Rahmen (Blatt) besteht aus einer geraden Schmiedeisenbarre an welche sich die Achsengabeln als Doppelbleche von beiden Seiten ansetzen und die T förmigen, sauber bearbeiteten Führungslineale der Achsenbüchsen sich anschließen.

Von der Einrichtung des Locomotivkessels ist bereits bei Gelegenheit der Dampfkessel gesprochen worden, er ist mittelst der auf Blatt ( ) dargestellten Kesselträger in der Gegend der Feuerbüchse fest verbunden, am vorderen Ende bei der Rauchkammer aber wird der Rahmen von dem Kesselträger nur umschlossen, damit die Ausdehnung des Kessels beim Anfeuern unabhängig vom Rahmen vor sich gehen kann.

Auf Blatt   sind alle Formen der Feuerbüchse gezeichnet von welchen nur die, von Norris, wegen ihrer Festigkeit gut ist. Die Zwecke der einzelnen Theile der Feuerbüchse (Stehbolzen, Deckbarren – Roststäbe sammt Rahmen) sind bekannt.

Auf Blatt ( ) die Regulatoren d. h. die Vorrichtungen mittelst deren die Zuleitung des Dampfes aus dem Kessel nach den Maschinentheilen bewerkstelligt sind auf Blatt ( ) dargestellt. Es sind diese Schieber am höchsten Punkte des Kessels so anzuordnen, daß der passirende Dampf möglichst trocken ist.

Blatt stellt die Verbindung der Cylinder mit dem Rahmenbau dar u. Blatt (47) zeigt verschiedene Anordnungen der Blasrohrmündungen, die bekanntlich je nachdem der Zug des Feuers vermehrt oder vermindert werden sollen, erweitert und verengt werden müssen.

Die Sicherheitsventile dürfen neben andern Gründen, auch deßhalb keine breite Sitzfläche haben, weil beim seitlichen Auslassen des Dampfes unterhalb desselben eine Luftverdünnung und durch den außen lastenden Atmosphärendruck das Zuschlagen des Ventiles (welches ohnehin belastet ist) stattfinden würde (Siehe Eisenlohr Lehrbuch der Physik 6te Aufl. S. 151)

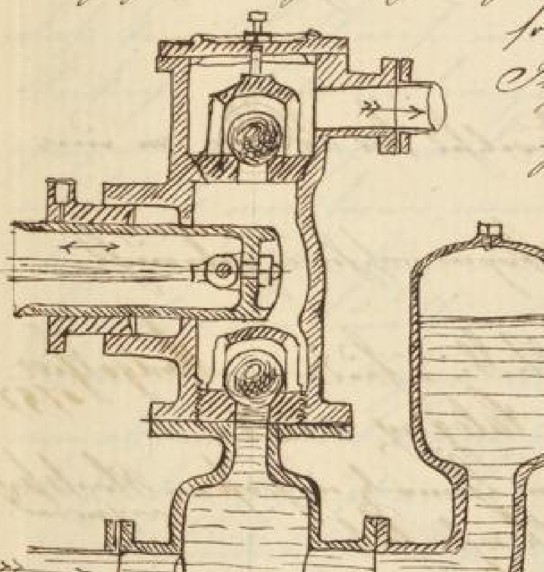
Die eigentliche Maschine an der Locomotive ist mit allen wesentlichen Theilen auf Blatt ( ) dargestellt. Von großer Wichtigkeit sind besonders die Steuerungsapparate, deren Theorie sehr gut in dem Werkchen von Zeuner gegeben ist.

Blatt ( ) stellt eine alte Stephenson'sche ~~Coulisse~~ Einrichtung vor [illegible] und Blatt Fig 2 die Stephenson'sche Coulisse. Aehnliche Anordnungen siehe Blatt ( ).

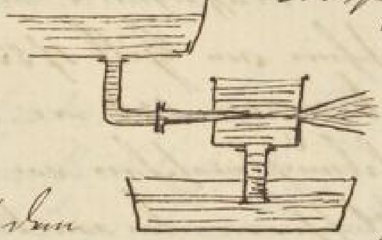
Die wesentlichen Verbindungstheile zwischen Tender und Locomotive sind auf Blatt ( ) angedeutet.

Die Einrichtung des Tenders Blatt ( )

Die Kesselspeisepumpen der Locomotiven werden gewöhnl. an den Rückwärtskreuzköpfen gehängt, der so selten durch die Steuerung in Anspruch genommen wird. Unterhalb des Saugventiles wird wegen des schnellen Ganges und weil sehr warmes, leicht dampfbildendes Wasser zur Kesselspeisung verwendet wird, ein kleiner Windkessel angebracht. In neuerer Zeit findet man auch an den Locomotiven, eine durch die Maschine, also nur während der Fahrt bewegte Speisepumpe wie beistehende Skizze zeigt.



sowie ferner einen Giffard'schen Injector, der jederzeit in Thätigkeit gesetzt werden kann, sobald Dampf im Kessel ist. Außer dem Druckventil der Pumpe wird jederzeit immer noch ein 2tes am Kessel angebracht. Der in beistehender Skizze angedeutete Apparat,



Prinzip nach verdeutlicht den wie der Giffard'sche Injector.

Pumpen und Pumpwerke.

Dieselben bilden eine Art Hauptgruppe von Maschinen, die wir im Allgemeinen mit Wasserhebungsmaschinen bezeichnen. Es gibt deren eine große Anzahl verschiedener Arten, von denen wir die wichtigsten der Reihe nach aufzählen wollen:

1. Ziehbrunnen, die älteste Art die existirt
2. Noria; eine Art Baggermaschine mit Kette & Kasten.
3. Paternosterwerk, Kette mit Querbalken, die beim Aufgang durch einen Cylinder oder quadratischen Kasten gehen und das Wasser mitnehmen.
4. Archimedische Schraube, in einem schließenden Cylinder
5. Spirale
6. Schöpfrad. Rad mit Kasten.
7. Wurfrad, eine Art Kropfrad, welches das Wasser an einer [illegible] hinaufwirft.
8. Tympanum wird nur noch bei Papiermaschinen gebraucht.
9. Centrifugalpumpe.
10. Hydraulischer Stoßheber oder Widder, erfunden von Montgolfier 1797
11. Oscillirende Wassersäule von Caligny 1838.
12. Luftmaschine von Höll 1753 in Schemnitz in großem Maaßstab angewandt
13. Heronsbrunnen 120 vor Christi Geb.
14. Wasserhebungsmaschine von Manoury 1812.

Bei allen Maschinen, die wir bis jetzt kennen lernten, die durch Wasserkraft getrieben werden, kommt immer nur die statische Kraft, d. h. die Schwere des Wassers als Kraft in Geltung, nie aber die lebendige Kraft.

Daß nun aber das Wasser auch vermöge seiner lebendigen Kraft wirken kann und nicht nur durch Schwere, davon liefert uns ein franz. Ingenieur Sommeiller den schlagendsten Beweis.

Bei der Durchbohrung des Mont Cenis handelte es sich nämlich um Frage wodurch und womit man in den Stein einbohren sollte.

Mit Pulver sprengen konnte man nicht, indem der Dampf viel zu viel Zeit brauchte um aus dem Tunnel zu kommen oder sich niederzuschlagen; denn die Länge des Tunnels wird 12500 Meter zwischen Modane & Suze.

Bohren ging auch nicht wohl mit Dampfmaschinen, indem der Kohlendampf alsbald die Luft verunreinigt hätte, so daß kein Mensch mehr in dem Raume hätte existiren können.

Senkrechte Schachte treiben zur Entfernung des Kohlendampfes ging abermals nicht, weil die Höhe über dem Tunnel eine colossale ist und ferner, wenn es gelänge denselben fertig zu bringen, so hätten durch diesen Schacht eindringende Schnee oder Eismassen den Tunnel mit Wasser gefüllt.

Hätte man auch endlich eine Dampfmaschine anwenden können, wie alsdann Ventilation im Tunnel herstellen und alle die schlechten Gase zu entfernen.

In dieser kritischen Lage erfand nun Sommeiller eine Maschine die gleichzeitig sofort alle Hindernisse beseitigte und nicht allein frische reine Luft in großer Menge dem Tunnel zuführte, sondern auch die schlechten Gase hinaustrieb.

Sommeiller gieng folgendermaßen dabei zu Werke.
Es kommt nämlich vom Mt Cenis ein kleines Flüßchen Dora herab, dessen 50 Meter hohes Gefälle er benützt um Luft zu comprimiren (5 Atmosphären) und diese comprimirte Luft leitet er in Röhren bis zur Arbeitsstelle im Tunnel, wo dieselbe auf kleine Bohrmaschinchen (deren 8 continuirlich arbeiten) einwirkt. Die Luft, welche aus der Maschine austritt dient zur Ventilation des Tunnels.

Fig 1.

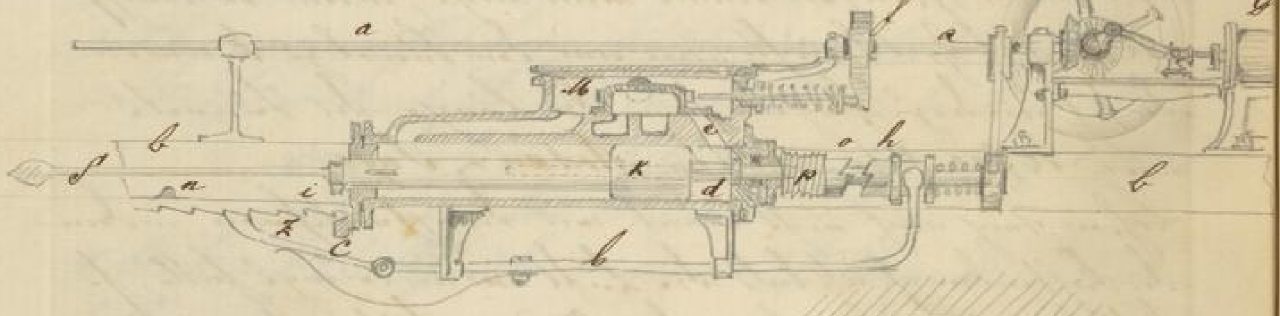


Fig 2

Fig 3

Fig 1. stellt nun eine solche Bohrmaschine dar, deren 8 an einem fahrbaren Gestelle B (Fig 2 & 3) befestigt werden, und zwar je nach Bedürfniß in verschiedenen Lagen, horizontal, vertikal oder schief. C ist ein Wagen mit 2 Windkesseln, welche den Druck nochmals regulieren, bevor die Luft in die Maschine tritt. Die Maschine selbst Fig 1. hat nun folgende Einrichtung: