Maschinenbau

Nach Vorträgen von F. Redtenbacher

Kurs 1856/57 : A

Redtenbacher, Ferdinand

Carlsruhe, 1857

Hydraulik

urn:nbn:de:bsz:31-278518

Hydraulik.

Die Resultate der Hydraulik auf rein theoretischem Wege herzuleiten, ist bis jetzt mit den raffiniertesten Mitteln der Analysis noch nicht gelungen; abgesehen ist man auch rein praktischem Wege noch zu einem Ziele gekommen. Es erscheint daher als das beste, einen Mittelweg einzuschlagen, indem man theoretisch nur das berücksichtigt, was den Hauptausschlag geben muß, & durch Versuche Korrektionskoeffizienten auffindig macht, mittelst welcher man dann zu ziemlich genauen Resultaten gelangen kann.

Ausfluß des Wassers aus Gefäßen.

Wir unterscheiden hier hauptsächlich drei Fälle:

1) Die Oeffnung mündet in die freie Luft & befindet sich in einer Gefäßwand.

2) Die Oeffnung mündet ins Freie & befindet sich am Boden des Gefäßes.

3) Die Ausflußöffnung befindet sich unter Wasser an irgend einem Ort der Gefäßwand.

Für alle 3 Fälle ergibt sich nach S. 104 d. Resultate als Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

Die Tabelle S. V. 105–110 d. Resultat. gibt für die gegebenen Geschwindigkeiten die zugehörigen Druckhöhen.

Theoretische Ausflussmenge.

1) Die Öffnung mündet ins Freie. Sei Q die Wassermenge welche in 1" durch eine Öffnung ausfliesst

A der Querschnitt der Ausflussöffnung & $\sqrt{2gh}$ die Geschwindigkeit, so wäre:

$$Q = A\sqrt{2gh}$$

vorausgesetzt, dass der Querschnitt des Strahls gleich dem Querschnitt der Öffnung & die Geschwindigkeit jedes Punktes gleich $\sqrt{2gh}$ ist; da aber beides nicht absolut wahr ist, so ist diese Berechnung unvollkommen.

2) Die Öffnung sei unter Wasser. In diesem Falle ist wieder

$$Q = A\sqrt{2gh},$$

vorausgesetzt, dass alle Wassertheilchen nach einerlei Richtung ausströmen.

Dasselbe ist hier wie A als ungenau anzusehen.

3) Für eine Wehrausflussöffnung ist wieder annähernd:

$$Q = bh\sqrt{2gh}$$

wobei b die Breite der Öffnung, h die Höhe des Wassers im Zuflusskanal über dem horizontalen Rand der Öffnung bedeutet. Diese Ausflussmenge ist hier zu gross, weil wir den Querschnitt (bh) & die Geschwindigkeit zu grossgenommen haben.

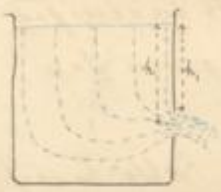
Wahre Ausflussmenge.

Die wirklich ausfliessende Wassermenge finden wir, wenn wir die theoretische mit einem gewissen Erfahrungskoeffizienten k multipliciren: $Q_1 = kA\sqrt{2gh}$.

Die Bedeutung des k ist S. 111 d. Resultate angegeben.

Die Zusammenziehung des Wasserstrahls hat folgende Ursache:

Denken wir uns in einem Gefäße den Wasserspiegel beständig auf einer constanten Höhe erhalten, so wird beim Ausfluß ein Wassertheilchen, welches sich in der Axe des Gefäßes befindet, sich geradlinig abwärts bewegen; seine Geschwindigkeit wird anfangs gering sein, sie wird in der Nähe der Oeffnung rasch zunehmen. Ein Wassertheilchen am Rande des Gefäßes wird bei seinem Niedergehen aber keine gerade Linie beschreiben; es erlangt in der Nähe der Oeffnung eben falls eine größere, stößt wieder die Seitenwände niedergehen den Theilchen, sie wird plötzlich abgelenkt. Bei seinem weiteren Laufe erleidet der Strahl noch Ablenkungen & Zusammenziehungen, was besonders dann der Fall ist, wenn die Oeffnung nicht mehr rund ist. Multipliciren wir den kleinsten Querschnitt ab des Strahls mit der dort vorhandenen Geschwindigkeit, so erhalten wir annähernd die richtige Wassermenge.



Ist die Ausflußöffnung seitlich, so ist wie der die Richtung der einzelnen Theilchen nicht parallel & nicht normal, die einen entgegenstehen, es finden daher wieder Ablenkungen statt.

Sei k die Tiefe des Schwerpunktes unter der Ausflußöffnung unter dem Wasserspiegel, so ist die wahre Wassermenge:

$$Q = k\,A\,\sqrt{2gh}$$

Will man die S. 113 d. Repetitorium stehende Tabelle auf seitlichen Wasserausfluß anwenden, so hat man als Druckhöhe h_1 & nicht h in Rechnung zu bringen.

Beispiel. Bei gegebenem: $h = 1{\cdot}2$ m. Breite d. Öffnung $0{\cdot}1$, Höhe derselben $0{\cdot}12$, so ist $h_1 = 1{\cdot}2 - \frac{0{\cdot}12}{2} = 1{\cdot}14$

k ist hier nach d. Tabelle $0{\cdot}614$ & daher die Wassermenge:

$$Q = 0{\cdot}614 \cdot 0{\cdot}1 \cdot 0{\cdot}12\,\sqrt{2 \cdot 9{\cdot}808 \cdot 1{\cdot}2}$$

Es gilt diese Rechnung für vollständige Contraction.

Bei gegebenen: $h = 5{\cdot}6$, Breite $b = 2{\cdot}4$, Höhe $h = 0{\cdot}4$

$$h_1 = 5{\cdot}6 - 0{\cdot}2 = 5{\cdot}4 \text{ m.}$$

Die Tabelle S. 118 reicht nicht so weit, aber wir sehen doch, daß k nicht sehr veränderlich ist & setzen deshalb dafür den höchsten Werth der noch in d. Tabelle steht: $k = 0{\cdot}601 \pm ?$

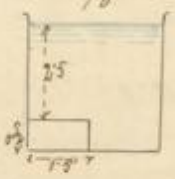
Wir begehen jetzt einen Fehler, doch ist es beinahe nie nöthig das Wasserquantum so genau zu kennen, indem meist. nur Fehler bis zu 10% noch vorkommen wirklicher Zuflüsse sind. Das bis jetzt gesagte gilt für Oeffnungen in dünnen Wänden, allein es ist leicht einzusehen, daß es ebenso für dicke richtig ist, insofern letztere keine den Ausfluß des Wassers hindernde Form haben.

Unvollständige Contraction.

Die Kontraktion ist unvollständig, wenn eine od. mehrere der Kanten der Oeffnung mit Seiten des Gefäßes zusammenfällt. a b c d Größe d. Oeffnung, a, b, c, d, Querschnitt des Strahls in einiger Entfernung von der Oeffnung.

In diesem Falle berechnet man zuerst die Wassermenge wie für vollständige Kontraktion & multiplicirt das Resultat mit einem neuen Koeffizienten, der nochmals für jeden der 3 oben verzeichneten Fälle ein anderer ist. S. 114 d. Buch.

Beispiel. Wirklich in Rechnung zu bringende Druckhöhe:



$$= 2{\cdot}5 + \frac{0{\cdot}2}{2} = 2{\cdot}6 \text{ met.}$$

Koeffizient für vollständige Kontraktion nach Tabelle 113 d. Resultate für eine Druckhöhe von 2·6 met. = 0·601

Koeffizient wegen Kontraktion an 2 Seiten = 1·072

Querschnitt der Oeffnung = 1·5 . 0·2 = 0·3 □ M.

Wirkliche Wassermenge $Q = 1{\cdot}072 \cdot 0{\cdot}61 \cdot 0{\cdot}3 \sqrt{2 \cdot 9{\cdot}808 \cdot 2{\cdot}6}$.

Wassermenge bei Ueberfällen.

Wir haben hier 2 Fälle zu unterscheiden: 1) die Oeffnung hat die Breite des Gerinnes, u. 2) sie ist kleiner.

In beiden Fällen ist die Wassermenge $Q = k\,b\,h\sqrt{2gh}$. Durch Versuche wurde ermittelt, daß $k = 0{\cdot}381 + 0{\cdot}062\frac{b}{B}$ zu setzen ist. Die Werthe von k für verschiedene $\frac{b}{B}$ sind S. 117 d. Buch in einer Tabelle aufgestellt. Für den Fall daß Kanal & Ueberfall gleich breit sind, gibt die Tabelle S. 118 die Wassermengen, die bei vollkommenen Ueberfällen auf jedes Meter Breite bei verschiedener Dicke der Wasserschichte abfließen.

Beispiel: Es sei bei einem Wehr: $h = 0{\cdot}16$, $b = 4\,m$, $B = b$, so ist nach der Tabelle S. 118: $Q = 125{\cdot}6 \cdot 4 = 502{\cdot}4$ Liter $= 0{\cdot}502$ Cubikm.

2) Nehmen wir an: $h = 0{\cdot}16\,m$, $b = 4$, $B = 5$, so ist:

$$Q = \frac{0{\cdot}381 + 0{\cdot}062}{0{\cdot}443}\,\frac{b}{B} \cdot b \cdot 0{\cdot}443\,h\sqrt{2gh}$$

Nach S. 117 ist: $\frac{0{\cdot}381 + 0{\cdot}062}{0{\cdot}443}\,\frac{b}{B} = 0{\cdot}973$ u. $0{\cdot}443\,h\sqrt{2gh}$ ist nach S. 118 $= 125{\cdot}6$ daher: $Q = 0{\cdot}973 \cdot 4 \cdot 125{\cdot}6$

Messung der Wassermengen.

Die Messung der Wassermengen ist für viele technische Zwecke von Wichtigkeit, denn es gründet sich darauf die Anlage von Wehren, Kanälen, hydraulischen Kraftmaschinen, Fabriken etc.

Die Art der Messung richtet sich nach der Größe der zu messenden Wassergeschwindigkeiten u. nach der Regelmäßigkeit des Flußbettes. Ist das Querprofil u. Längenprofil auf größere Strecken ziemlich regelmäßig, so kann man sich mit großer Genauigkeit folgender Methode bedienen:

Man sucht den Querschnitt aus u. multiplizirt ihn mit der mittleren Geschwindigkeit des Wassers.

Die Berechnung des Querschnitts geschieht bei Kanälen mit ebenen, senkrechten Wänden durch Produkt BT, wobei

B die Breite, T die Wassertiefe bedeutet, bei Kanälen von unregelmäßigem Querschnitt durch Messung von Coordinaten in gewissen Abständen. Die Messung geschieht am besten mit einem breiten aber dünnen Lineal.

Um die Geschwindigkeit des Wassers zu bestimmen, müssen wir voraussetzen, daß das Querprofil auf Strecken von 50–100 Schritten ungefähr gleich groß sei also die Geschwindigkeit überall beinahe dieselbe. Wir messen dann eine Strecke von z. B. 100 Mtr. ab, setzen einen Schwimmer, der aus einer mit etwas

Wasser gefüllten & zugespitzten kleinen Flasche besteht, kann in die Mitte des Wassers ein wenig oberhalb des ersten Punktes, & messen mit einer Sekundenuhr die Zeit die er braucht um die 100 Mtr. zu durchlaufen, die Geschwindigkeit des Schwimmers ist dann annähernd die des Wassers, d. h. seine größte Geschwindigkeit. Um aus dieser größten Geschwindigkeit die geforderte mittlere zu bestimmen dienen die S. 122 d. Beschr. aufgestellten Formeln, welche durch Versuche gefunden wurden. Bezeichnet man nämlich die größte Geschwindigkeit d. Wassers in der Mitte des Kanals & etwas unter der Oberfläche des Wassers mit U, mit w die Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett & mit u die mittlere Geschwindigkeit, so hat man wenn U bekannt ist: $u = \frac{U(U+2{,}37)}{U+3{,}15}$; $w = 2u - U$.

Ist Ω der Querschnitt des Kanals = 2 □ Mtr., U = 0·4 so ist nach Tabelle S. 123: u = 0·31206 und:

$$Q = 0{,}31206 \cdot 2 = 0{,}62412$$

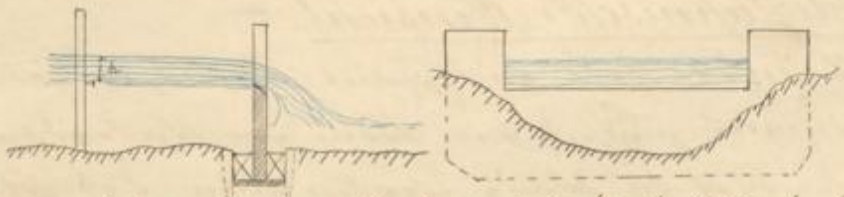
Sind zufällig Schnitzel etc. Steine in der Nähe, so kann mit deren Hilfe & der S. 116 d. Beschr. angegebenen Regeln die Wassermenge ebenfalls berechnet werden.

Messung der Wassermenge durch künstlich errichtete Wehre.

1.) Es sei z. B. ein regelmäßiger Kanal von rechteckigem Querschnitt vorhanden, dessen Wassermenge durch ein kürzlich Wehr gemessen werden soll. Man muß dann zuerst das Wasser ableiten, zuvor aber seine Höhe messen, welche Vorgang gewinnen, die Wehrhöhe gibt, der nach S. 177 d. Rechnl.

um durch dieses Wehr richtige Resultate zu erhalten, die Kante des Ueberfalls wenigstens in einer Höhe 2 h über dem Spiegel des Ruhewassers sich befinden muß. Die Dicke des als Wehr dienenden Brettes muß je nach der Breite des Kanals 5—8 c.m. betragen & seine obere Kante genau abgeschrägt & abgerundet sein, damit der Wasserstrahl nicht durch die Unebenheiten zerrissen werde. Das Wehr muß gut befestigt & gedichtet werden, so daß kein Wasser durchdringen kann. Einige Meter vor dem Wehre wird eine breite dünne Latte in der Mitte des Kanals eingeschlagen & mittelst Nahtlatte & Wasserwaage das Niveau durch einen eingeschlagenen Nagel genau markirt, das in gleicher Höhe mit der oberen Kante des Wehres liegt. Dann läßt man das Wasser wieder langsam in den Kanal eintreten & mißt nach einiger Zeit mit einem Maßstab die Höhe des Wasserstrahls das über das Wehr abfließt, indem man ihn so lange an der Latte eindrückt, bis er mit dem Nagel stößt. Mittels der so gefundenen Wasserhöhe kann man nach der Tabelle S. 118 d. Rechnl. leicht die Wassermenge finden.

2.) Es sei kein regelmäßiges Flußbett vorhanden. Man sucht zur Messung die Stelle aus, wo der Querschnitt des Laufes ziemlich regelmäßig,



& wo Sohle & Seitenwände möglichst dicht sind. Zur Bestimmung der

Wehrhöhe sieht man daraufhin die Höhe des Wasserspiegels & nennen diese Höhe. Ehe das Wehr eingesetzt wird, muß von allem das Wasser mit irgend welche Mal abgeleitet werden, dann macht man dieselbe Operation wie vorhin, leitet das Wasser wieder zu & mißt seine Höhe über dem Wehr, wornach sich dann wieder nach S. 118 die Wassermenge ergibt.

Die Gefälle.

Die Gefälle werden durch die Mittel bestimmt, welche die practische Geometrie zur Bestimmung von Höhenunterschieden angibt. Dieselben sind: 1) das Nivellirwerk mit Fußlatte & Wasserwage & 2) das mit dem Nivellirinstrument. Das erste Mittel ist in den meisten Fällen anwendbar, & man kann mit demselben genau & rasch operiren. Nur ist gegebenenfalls dafür zu sorgen, wenn das Gefälle ein sehr verzweigtes ist, indem man dann mit dem Nivellirinstrument einer sehr hohen Messlatte bedarf & viele Stationen machen müßte. Sind die Höhenunterschiede hingegen nicht großen Entfernungen gering, so ist das Nivellirinstrument mit Vortheil anzuwenden, während dann bei dem ersten Verfahren die Fehler häufen.

Nennen wir H das Gefälle, Q den Wasserzufluß in Kubik Metern per 1 Sek. Da dann in Kilogr. mat. ausgedrückt absolute Effekt der Wasserkraft, so ist:

$$E_a = 1000\, Q\, H$$

& der in Pferdekräften ausgedrückte absolute Effekt der Wasserkraft.

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

Entstehungsweise & Beschaffenheit der Wasserläufe in hydrotechnischer Hinsicht.

Bekanntlich besteht unsere Erde zu 2/3 aus Wasser, welches durch die Wärme verdunstet zum Theil & in Form von Wasserdampf in die Höhe steigt. Durch die Winde werden nun diese sog. Wolken überall hin zerstreut & wenn sie durch irgend welche

Wasser plötzlich abgekühlt wurden, so werden sie condensirt und fallen im Sommer als Regen, im Winter als Schnee wieder auf die Erde nieder. Das herabgefallene Wasser sammelt sich in kleinen Rinnen, dann wieder mehrere zusammenfließen & kleine Bäche bilden, aus denen wieder durch Vereinigung größere Bäche, Flüsse & zuletzt Ströme entstehen. Von diesem Wasser verdunstet ein Theil wieder, ein anderer Theil wird durch die Thier- und Pflanzenwelt verbraucht & ein weiterer fließt in Form von Bächen &c in auch das Grundwasser befindliche Vertiefungen & bildet Seen, aus diesen Seen dringt Wasser durch undurchdringliche Gesteine & kommt in einer gewissen Entfernung auf der Oberfläche als Quelle wieder zum Vorschein.
In den Alpen sammeln sich im Winter große Schneemassen an, aus denen sich mit dem Vorrücken der Jahreszeit die Gletscher bilden, welche von der Sonne zum Theil geschmolzen werden. Das Wasser sammelt sich dann in Rinnen ab, fließt an ab & bildet bei großer Entwicklung der Sommerwasser oft reißende Bäche, die jedoch keine Ausgrabungen der Sonne mehr an Werke abnehmen, & während der Nacht wieder ganz versiegen. Derartige Gewässer können nicht zu landwirthschaftlichen Zwecken benützt werden, ebenso solche Bäche nicht, die nur vom Regenwasser ihre Speisung erhalten & bei trockener Witterung kein Wasser mehr geben.
Die Wildbäche, die vorherrschend nur vom Regenwasser gespeist werden, rühren bei starkem Regen oft großer Verheerungen an & verschwinden mehr wieder ihn sind daher zu landwirthschaftlichen Zwecken absolut unbrauchbar.
Der Abfluß aus Seen ist immer sehr regelmäßig & man kann sagen, ein Seebecken wirkt auf einen Wasserstrom wie ein Regulator ein & zwar um so mehr je größer der See ist. Wenn der Zufluß in denselben noch so wild ist, so ist der Abfluß doch immer ruhig & regelmäßig. Beispiele

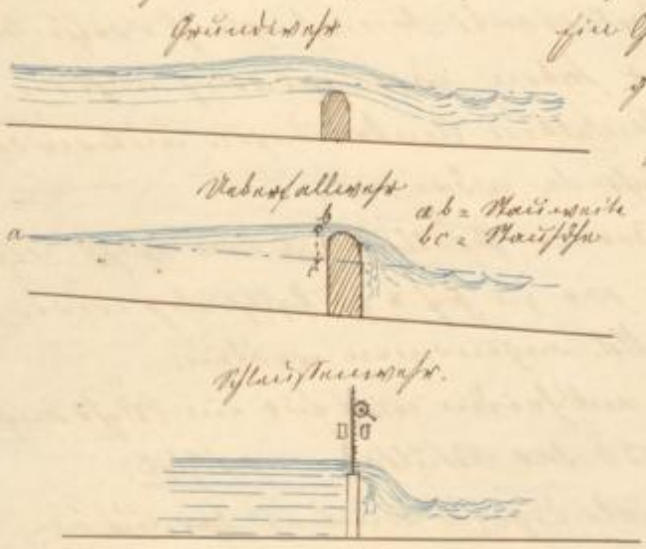
davon lassen: der Rhein bei seinem Austritt aus dem Bodensee, die Rhone bei ihrem Austritt aus dem Genfersee u. s. w.
Diese Abflüsse sind daher sehr gut zu technischen Zwecken zu benützen, insofern nicht zu wenig Gefälle & keine allzugroßen Wasserwerthe vorhanden sind.
Seen, die ihr Wasser vorzugsweise Quellen verdanken, haben zwar keine absolut constanten Wassermengen, doch sind sie so wenig veränderlich, daß sie recht gut zu technischen Zwecken benützt werden können. Das Wasser dieser Seen ist in der Regel garnicht & seine Temperatur nur sehr wenig veränderlich mit der Tageszeit; daher dauert es lange bis es gefriert.
Das Wasserquantum dieser Quellen ist in der Regel nicht groß, da sie aber namentlich in Gebirgen vorkommen, so ist dasselbe, sowie das Gefälle bedeutend.
Im Allgemeinen läßt sich die Bemerkung aussprechen daß alle die Wasserläufe für technische Benützung & zu Industrieanlagen tauglich sind, wo keine extraordinären vorkommen.
Der hydrotechnische Werth einer Wasserkraft ist zu beurtheilen:
1) nach der Größe des Effektes welches d. Wasserkraft entspricht;
2) nach der Größe der Unkosten welche den effektiven Effekt ausmachen & wovon diejenigen die besten sind, welche am geringsten Werth nicht abschreiben.
3) nach der hydro-technischen Beschaffenheit des Baches selbst, ob er ein Regenbach, Quellenbach ꝛc. ist.

Fassung & Leitung des Wassers.

Das Gefälle ist in der Regel auch größere Strecken verschieden, & nur sehr selten findet man es vollständig konstant. Da es aber nur in letzterem Falle zu technischen Zwecken brauchbar ist, so muß man Mittel anwenden eine Konstantalinie zu bewirken, & dies geschieht durch Anlage von Wehren & Kanälen.

Anlage der Wehre.

Unter Wehr versteht man einen dammartigen Bau der quer durch den Bach oder Fluß geführt, u. wodurch der Wasserspiegel immer gewissen erhoben, gestaut wird. Die Wehre werden eingetheilt in: Gründerwehre, Überfallwehre u. Schleusenwehre.



Ein Gründerwehr ist ein Einbau von geringer Höhe, so daß der höchste Punkt desselben nicht über dem ursprünglichen Wasserspiegel liegt.

Ein Überfallwehr ist ein Wehr von bestimmter Höhe, so daß der höchste Punkt des Baues über dem ursprünglichen Wasserspiegel liegt.

Ein Schleusenwehr ist ein solches Wehr, dessen stauende Wand ganzlich beseitigt werden kann.

Außer ist noch die Anlage combinirter Wehre gebräuchlich, wie z. B. die eines Überfall- u. Schleusenwehres.

Es kann der Fall sein daß die Anlage eines Wehres gar nicht erwünscht ist, od. daß sie mit zu großen Schwierigkeiten verbunden ist. Ein Beispiel zu erwähnen ist wenn sich in einer Entfernung kleiner als die Kronenweite des neu anzulegenden Wehres eine Mühle befindet, welche durch die Stauung unter Wasser gesetzt, oder wenn die Ufer vor dem Wehr sehr niedrig sind, so daß durch die Stauung Felder überschwemmt werden können od. in der Nähe des Wehres befindliche Gebäude, u. s. w.

Die Umstände welche die Erbauung eines Wehres gesetzmäßig od. unzweckmäßig machen u. welche bestimmen was für ein Wehr gebaut werden soll finden sich S. 119 d. Repetit. aufgeführt.

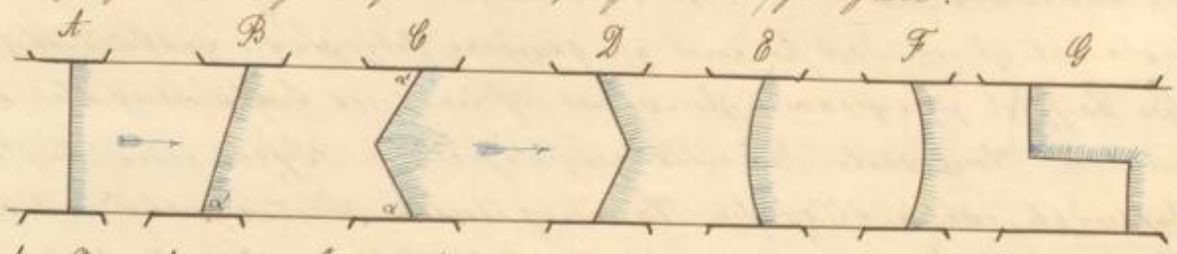
Mittels der Wehre hat man es in seiner Macht, die Veränderlichkeit in der Höhe des Wasserspiegels durch starken Regen u.

auch ein Minimum zu beschränken, indem man dem Wehre eine so große Ausdehnung gibt, daß selbst bei bedeutenden Wassern das Gefälle die Höhe des über das Wehr abfließenden Wassers sich um nicht viel ändert. Die Leitung des Wassers auf den Kronenschwellen ist in diesem Falle eine genauere & wir können dann bei jedem Wasserstande beinahe gleich vortheilhaft arbeiten. Das Unterwasser haben wir natürlich nicht in unserer Macht; es wird dasselbe Abweichungen unterworfen sein als wenn gar kein Wehr da wäre.

Zur Construction von größeren Gefällen ist ein Wehr nicht anwendbar, weil es dann gar zu hoch & zu kostspielig wird; als Maximalhöhe kann 2½ Mtr. angenommen werden.

Die Wehre welche genau aufschneiden was für ein Wehr angelegt werden soll, sind P. 120 der Resultate angeführt.

Sind alle diese Fragen erledigt, so kommt es darauf an, die Dimensionen des Wehres zu bestimmen & wir haben dabei zweierlei Dinge zu berechnen: 1) die Art & Ausdehnung der Wehrkrone & 2) die eigentliche Höhe des Wehrbaues selbst. Wir wollen nun die verschiedenen Arten der Wehrkronen verzeichnen, & ihre Zweckmäßigkeit besprechen.



Die Anordnung A ist die einfachste von allen, bei derselben hat die Wehrkrone eine nur mäßige Ausdehnung & sie genügt daher dann, wenn der Wasserzufluß nicht stark veränderlich ist, d.h. wenn der Wasserstand aber dem Wehr sich nur um wenig ändert.

B gewährt eine etwas größere Länge der Wehrkrone, die nur dann bedeutend wird, wenn man den Winkel α sehr kleiner macht.

Seine Anwendung kann nur dann stattfinden, wenn wie bei A der Wasserzufluß wenig veränderlich ist. Dabei hat B noch den Nachteil daß es schwierig herzustellen ist & das Wasser in der Mitte nicht nach der Richtung des Stromes geleitet wird, sondern gegen die Ufer & Sohle angreift. Es wird demnach die Anordnung B nicht zu empfehlen sein.

So lange bei C der Winkel α nicht klein angenommen wird, ist die Wassertiefe nicht viel größer als die bei A, dabei ist die Herstellung noch kostspieliger als die von B; indessen empfiehlt das Wasser schließlich hier beinahe so gut wie bei A, es ist aber wegen obigen Gründen ungeeignet.

D ist noch schlechter als C, denn das Wasser wird doch noch dem Ufer geworfen & stationirt hier.

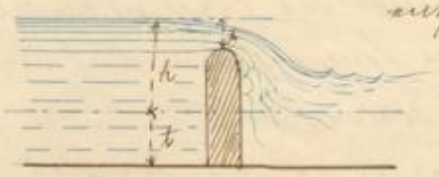
Wenn bei E der Begrenzungswinkel nicht sehr klein genommen wird, so ist es nur sehr wenig größer als A, hat aber den Nachteil, daß seine Herstellung sehr schwierig ist.

F ist ebenfalls wie E & hat einen wirklichen Fehler, nämlich das Wasser wird gegen die Ufer geworfen.

Die Anordnung G ist fehlerhaft, die Ausdehnung der Wassertiefe kann beliebig gewählt werden, & deshalb wird eine Anordnung im Wasserzufluß auf ein Minimum reduzirt werden können. Sollte der Wasserzufluß sehr veränderlich sein, der Wasserstand aber dem Wehre aber als beinahe unveränderlich erhalten werden, so muß man einen Teil des Wehres mit Schwellen versehen.

Höhe der Wehre.

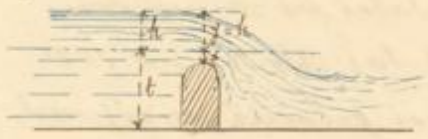
Angenommen man habe sich für ein vollkommenes Ueberfallwehr entschieden, so ist die Wasserhöhe $= h + t - x$



t = Höhe des ungestörten Wasserspiegels

h & t sind bekannt & x finden wir nach S. 120 d. Rechentabelle № 146 durch die Formel: $x = \left(\frac{b}{0{,}576\sqrt{2g}}\right)^{2/3}$

Es sei die Höhe eines Grundwehrs zu bestimmen.



Die Wehrhöhe ist hier $= t - x$.
Betrachten wir x h y wie früher für einen vollkommenen Ueberfall an, sagen wir, als wenn das Wasser ausflösse von einem Behälter in einen andern mit einer Wasserstandsdifferenz y.
Wir erhalten dann: $Q = 0{\cdot}57\, bh\sqrt{2gh} + 0{\cdot}62\, b\sqrt{2gh}$

$$x = \frac{Q}{0{\cdot}62\, b\sqrt{2gh}} - \frac{0{\cdot}57}{0{\cdot}62}\,\frac{bh\sqrt{2gh}}{b\sqrt{2gh}}$$

$$x = \frac{Q}{0{\cdot}62\, b\sqrt{2gh}} - 0{\cdot}92\, h.$$

Bestimmung der Stauweite.

Wenn das Wasser ohne ein Hinderniß vorhanden war ruhig geflossen ist, so läßt sich ausrechnen, daß es auch darnach noch ruhig fließt.

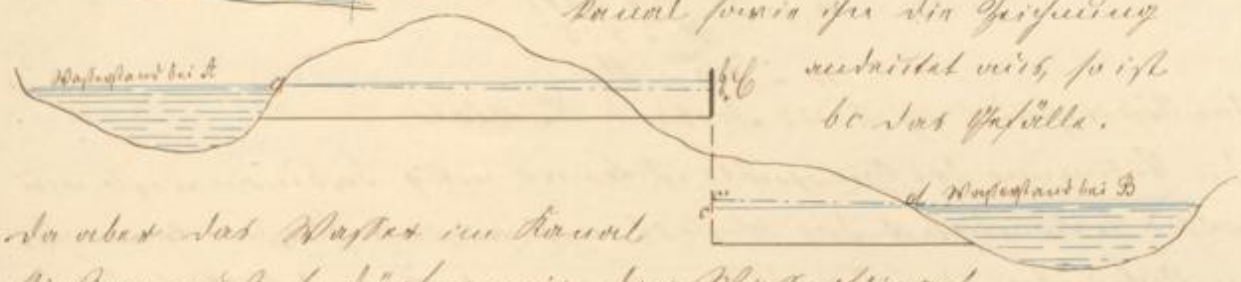
Die Oberfläche des Wassers wird dann wenig von einer Horizontalen abweichen. Wir können annähernd setzen: $h = w \operatorname{tg} \alpha$ woraus sich die Wasserweite $w = h \operatorname{cotg} \alpha$ ergibt.
Fließt das Wasser sehr rasch, so wird die Oberfläche nicht mehr horizontal sein, sondern gekrümmt und die Stauweite kann nicht mehr nach obiger Formel berechnet werden, dann wird sie darnach zu groß.

Führung der Kanäle.

Ein Kanal ist ein künstlich angelegter Wasserlauf durch den es möglich wird, das natürliche Gefälle welches ein Wasserlauf darbietet, an einem beliebig gewählten Punkte des Thales zu konzentriren. Wegen dieser Willkürlichkeit der Konzentration sind die Kanäle bei weitem wichtiger als die Wehre.
Einen Fluß aufgenommen zwischen 2 Punkten A und B ein gewisses Gefälle h wenn sei aus irgend einem Grunde genöthigt, die

Fabrik nach C zu legen u. also das Gefälle zu vermindern.

Betrachten wir zuerst das Längenprofil, indem wir einen Schnitt durch die Kanalmitte legen. Führen wir den Fluß u. Abfluß-Kanal sowie ihr die Speisung andeutet aus, so ist bc das Gefälle.



Da aber das Wasser im Kanal fließen muß, so dürfen wir den Wasserspiegel nicht vollkommen horizontal machen, sondern müssen ihm eine gewisse Neigung geben. Öffnen wir den Schützen bei b ein wenig, so wird eine gewisse Wassermenge abfließen, dadurch Halte das nachfließende nachzufüllen strebt. Dies hat zur Folge, daß sich der Wasserspiegel im Zuflußkanal etwa nach der Linie ab, stellt. Wegen dem nachfließenden Wasser wird sich der Spiegel bei c heben u. das Wasser sich nach c, d stellen. Fließt das Wasser nicht, so ist also das Gefälle $Hb = bc$ ist der Schützen hingegen geöffnet, so ist das Gefälle $= bc_1 = Hb - bb_1 - cc_1$ d.h. wir sind nicht im Stande das ganze Gefälle zwischen A u. B zu benützen, sondern um eine Bewegung des Wassers zu bewerkstelligen, müssen wir etwas verlieren, daß ist dieser Verlust nur sehr unbedeutend, selbst wenn die Kanäle lang sind. Weitere Angaben über Kanäle finden sich S. 121 u. 122 des Repetitoriums.

Querprofil des Kanals.

Zur Bestimmung des Querprofiles eines Kanals ist die Kenntniß der verschiedenen Geschwindigkeiten des Wassers in demselben nöthig.

Bei einem regelmäßigen Kanal ist die größte Geschwindigkeit in der Mitte, u. nimmt von da nach nach allen Seiten ab. Verbindet man alle die Punkte mit einander, in denen das Wasser einerlei Geschwindigkeit hat, so

erhält man ungefähr die oben verzeichneten Kurven.

Nennen wir die größte Geschwindigkeit des Wassers bei a: U die bei b: u & die mittlere Geschwindigkeit v, so erhalten wir wenn U bekannt ist:

$$u = \frac{U(U + 2{\cdot}37)}{U + 3{\cdot}15}$$

$$v = 2u - U$$

Das Näheres findet sich P. 122 Nr 182 d. Rapülkolo.

Zur Bestimmung des Querprofils ist ferner nöthig zu wissen, mit welcher Geschwindigkeit das Wasser möglicherweise fließen kann ohne ein Ausfressen des Gerinnebettes zu verursachen. Das Ausfressen entsteht weniger durch die fortschreitende Bewegung des Wassers, als durch Wirbel, deren Bildung man daher durch geeignete Mittel aufzugeben trachten muß. Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser mit verschiedenen Profilen fließen kann ohne ein Ausfressen d. Gerinnebettes zu verursachen findet sich P. 125 d. Rapülkolo.

Sei Ω der Querschnitt eines Kanals, Q die Wassermenge in Cub. Met. welche per 1" durch den Kanal abfließt, u die mittlere Geschwindigkeit, so ist:

$$\Omega u = Q \quad \text{woraus} \quad \Omega = \frac{Q}{u}$$

Die Form des Querprofils anbelangend, so kommen in Betracht:

1) die Größe des benetzten Umfanges, der zwischen dem Umfange & Wasser Berührung statt, welche die Geschwindigkeit des Wassers vermindert & eine stärkere Gefälle des Kanals nöthig macht um die verlorene Geschwindigkeit zu ersetzen. Ein Querprofil mit großem Perimeter ist daher wegen dem Gefällverlust unvortheilhaft, doch ist dasselbe in der Regel nicht sehr auszuschließen.

2) Der Kanal muß dicht genug & dicht erhalten werden, damit dieses nun mit wenig Kosten geschehen kann, ist ein bestimmtes Verhältniß Breite & Tiefe einzunehmen. Machen wir den Kanal schmal & tief, so wird der Kanalkörper eine geringe Horizontalausdehnung haben & die Erdarbeiten werden klein. Dagegen ist bei der großen Tiefe des Kanal sehr schwierig dicht zu halten, indem dann die Wassertheilchen einen großen hydrostatischen Druck erzeugen

sind & nach dem Profile des Kanals einwärtsdrängen müssen.
Theoretisch ist ein bestimmtes Wasserquantum zu schaffen Tiefe & Breite des Kanals nicht gut aufzustellen & wenn auf Grundlage der S. 125 Nr 154 d. Repertoriums stehenden Regeln auch empirischen Wege bestimmt. Das Verhältniß von $\frac{\text{Breite}}{\text{Tiefe}}$ $\frac{b}{t}$ ist keineswegs constant, sondern bei Kanälen mit kleinen Wasserquantum ist es klein.

Angenommen es sei $\Omega = 0{\cdot}2$ □ Met. so ist: $\frac{b}{t} = 2{\cdot}7 + 0{\cdot}9 . 0{\cdot}2 = \underline{2{\cdot}88}$

für $\Omega = 12$ □ Met. ist: $\frac{b}{t} = 2{\cdot}7 + 0{\cdot}9 . 12 = \underline{13{\cdot}5}$

Längenprofil des Kanals.

Wenn wir die Kanalsohle horizontal, so neigt sich der Wasserabfluß wie S. 15 schon bemerkt, der Wasserspiegel & es ist nicht mehr überall gleiche Tiefe vorhanden. Es ist daher das Beste wenn wir der Sohle eine solche Neigung geben, daß beim Abfließen des Wassers, sich der Spiegel mit

der Sohle parallel stellt, so daß überall gleiche Tiefe vorhanden ist. Das Wasser bewegt sich dann überall mehr mit gleicher Geschwindigkeit. Fragen wir wie es möglich ist, daß sich das Prisma aa_1bb_1 mit constanter Geschwindigkeit längs der schiefen Ebene abwärts bewegt. Ist Ω der Querschnitt des Kanals, so ist, wenn $bb_1 = \lambda$, $\Omega\lambda$ das Volumen des Wassers & $1000\,\Omega \sin\alpha$ ist die Kraft, welche auf der Richtung der schiefen Ebene wirkt. Dieser Kraft entgegen, wirkt die Reibung des Wassertheilchen am Rande u. Sohle, nennen wir S den benetzten Theil des Umfanges, so ist die Reibung dann $S\lambda$ proportional, & wir machen die Hypothese:

$$1000\,\Omega\lambda \sin\alpha = S\lambda(Au + Bu^2)$$

$$1000\,\Omega \sin\alpha = S(Au + Bu^2)$$

Wenn L die Kanallänge & G das totale Gefälle des Kanals ist, so ist:

$$\sin\alpha = \frac{G}{L}$$

$$1000\,\Omega = \frac{G}{L} = S(Au + Bu^2)$$

$$G = L\frac{S}{\Omega}(\alpha u + \beta u^2)$$

Die Werthe v. $\alpha u + \beta u^2$ d. h. verschiedene Werthe v. u sind S. 126 d. Repertoriums tabellarisch.

<u>Beispiel.</u> Das natürliche Gefälle eines Flusses zwischen A u. B sei = 3·5 M.
die Entfernung von A bis B = 3500 Met.

Wassermenge im Fluß { Minimum 3 Cub. Met.
Mittelwerth 4 " "
Maximum 5 " "

Zum Betrieb der vorgelagerten Fabrik sei eine Wasserkraft nöthig deren effectiver Effect N_n = 60 Pferden ist.

$1000\,QH = 75\,N_n$ Wassermenge $Q = \frac{75\,N_n}{1000\,H} = \frac{75 \cdot 60}{1000\,H} = \frac{4{\cdot}5}{H}$

Hiernach wird für: $H = 3{\cdot}5$ Met. 4 $4{\cdot}5$

$Q = 1{\cdot}3$ Cub. M. $1{\cdot}1$ $1{\cdot}0$

Um das Wasser regelmäßig in den Kanal zu leiten müßte man jedenfalls das ein Wehr bauen u. daher wird es hier vortheilhafter, wenn wir nicht nur das natürl. Gefälle 3·5 Met. benützen dann eine Wassermenge pro 1" von 1·3 Cub. Met. entspricht, sondern durch das Wehr noch 1 Met. Gefälle mehr hervorzubringen suchen u. dann unsern Kanal nur für 1 Cub. Met. Wasser pro 1" einzurichten haben, wir benützen dann nicht nur das Gefälle von A bis B, sondern auch das von A eine Strecke flußaufwärts mittelst des Wehres u. das ersten durch den Kanal, führt die Arbeit entsteht dadurch ein nutzbares Gefälle von 4·5 Met. Der Ort D wo die Arbeit producirt soll, wird nach den besonderen Umständen u. Localverhältnissen bestimmt. Vorl. 121 u. 122 d. Gefäll.

Die mittlere Geschwindigkeit des Wassers nehmen wir zu $u = 0{\cdot}3$ Met. an, es wird dann nach Tabelle S. 123: $U = \underline{0{\cdot}39}$ u. $w = 2u - U = \underline{0{\cdot}21}$

$\Omega = \frac{Q}{u} = \frac{1}{0{\cdot}3} = 3{\cdot}33$ □ Met. $\frac{b}{t} = 2{\cdot}7 + 0{\cdot}9 \cdot 3{\cdot}33 = 5{\cdot}7$ (S. 125 No 154)

$n = 45°$ $t = \sqrt{\left\{\frac{3{\cdot}33}{5{\cdot}7 + 1}\right\}} = 0{\cdot}707$ Met.

$b = 0{\cdot}707 \cdot 5{\cdot}7 = 4$ Met.

Den Untergraben dürfen wir kein starkes Gefälle zu geben weil er sehr lang wird u. wir daher keinen nachtheiligen Einfluß des Rückstaus zu befürchten haben.

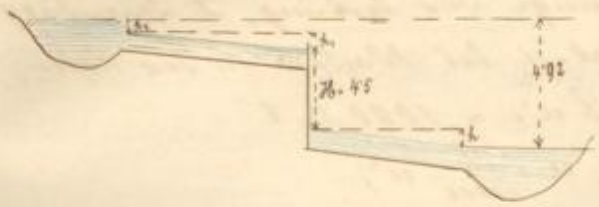
Gefällverlust $G = L \frac{S}{\Omega} (\alpha u + \beta u^2)$ (S. 126 d. Ref.)

$L = 3500$ Met. $\Omega = 3{\cdot}33$ □ Met. $S = 4 \cdot \frac{2 \cdot 0{\cdot}707}{0{\cdot}707} = 6$ ($\alpha = 45°$ $R = 0{\cdot}7$)

$u = 0{\cdot}3$ M. & nach S. Tabelle S. 126 S. Ref. : $\alpha u + \beta u^2 = 0{\cdot}0000412$

$$G = L \frac{S}{\Omega} (\alpha u + \beta u^2) = \frac{3500 \cdot 6}{3{\cdot}33} \cdot 0{\cdot}0000412 = 0{\cdot}26 \text{ Met.}$$

<u>Bestimmung des Wehres.</u> Wissen wir zu wie viel gestaut werden muß: Gefälle zwischen A & B $\begin{cases} \text{vor dem Einbau } 3{\cdot}5 \text{ M.} \\ \text{nach der Bauausführung } H + h + h_1 + h_2 \end{cases}$



$H = 4{\cdot}5$ Met — Die durch den
$h + h_1 = 0{\cdot}26$ " Wasserbau hervor-
$h_2 = 0{\cdot}16$ " zubringende
$4{\cdot}92$ Met. Stauung ist

hiernach: $(4{\cdot}92 - 3{\cdot}5) = 1{\cdot}42$ Met.

Weil das Wasserquantum nicht sehr veränderlich ist, so machen wir die Wehrbreite gleich der Flußbreite = 20 Met.

Mittlerer Wasserabfluß = 4 – 1 = 3 Cub. Met.

Nach S. 120 No 146 S. Tabellen ist hier zu setzen:

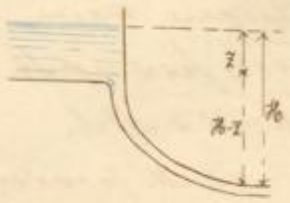
$$x = \left(\frac{Q}{0{\cdot}57 b \sqrt{2g}}\right)^{2/3} = \left(\frac{3}{0{\cdot}57 \cdot 20 \cdot 4{\cdot}43}\right)^{2/3} = 0{\cdot}16 \text{ Met.}$$

Wir haben somit alle Hauptdimensionen bestimmt.

Leitung des Wassers in Röhren.

Bei Anlage einer Wasserleitung sind hauptsächlich folgende Widerstände zu brechen: 1) die Reibung des Wassers an den Röhrenwänden, 2) die Kraftverluste durch plötzliche Bewegung der Wassertheilchen, 3) die Wasserverluste durch plötzliche Aenderung od. Undichtigkeit der Röhrenwände.

Fließt Wasser in Röhren, so entsteht es Widerstände, die man Wasserreibung zu nennen pflegt. Würden der Bewegung ~~gar~~ des Wassers gar keine Widerstände entgegenstehen, so wäre die Ausflußgeschwindigkeit von einer Höhe H so groß, als wenn ein Körper im luftleeren Raume durch eine Höhe H frei herabgefallen wäre, & wir könnten setzen: $v = \sqrt{2gH}$



Wegen der Widerstände ist aber in Wirklichkeit:

$$v = \sqrt{2g(H - z)}$$

wobei z die Höhe der Wassersäule ist, deren Gewicht im Stande ist, den Reibungswiderstand des Wassers an der Röhrenwand zu überwältigen.

Nennen wir wie S. 128 № 156 d. Ref. Ω den Querschnitt d. Röhre, C den Röhrenumfang, L die Länge der Leitung, D den Durchmesser d. Röhre, u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre, so erhalten wir:

$$L\,C\,(\alpha u + \beta u^2) = 1000\,\Omega\,z$$

woraus:

$$z = L\frac{C}{\Omega}\left(\frac{\alpha}{1000}u + \frac{\beta}{1000}u^2\right)$$

$$z = L\frac{C}{\Omega}\left(\alpha u + \beta u^2\right)$$

der Factor $(\alpha u + \beta u^2)$ tritt deswegen in der Gleichung, weil der Widerstand des Wassers auch hauptsächlich von der Geschwindigkeit des Fließens abhängt.

Handelt es sich um runde Röhren, so ist $C = D\pi$, $\Omega = D^2\frac{\pi}{4}$ und:

$$z = L\frac{4}{D}\left(\alpha u + \beta u^2\right) \qquad (1)$$

Zur Prüfung dieser Gleichung sind Versuche gemacht worden, welche mit der Gleichung nahe übereinstimmen, wenn man für α & β geeignete Werthe setzt. (S. 129 d. Resultat.)

Wenn die Wasserleitung keine große Ausdehnung hat, so ist dieser Reibungswiderstand sehr klein, daher nur im andern Falle eine Berechnung nöthig wird, wie z. B. bei einer langen Trinkwasserleitung für eine Stadt.

Wenn die Röhren weit sind & die Geschwindigkeit klein ist, so wird der Gefällverlust z gering, weil u klein ist, dagegen sind weite Röhren theuer & sind in dieser Beziehung also ungünstig. Die Gefällverluste sind bei kleinen Wasserleitungen groß weil D klein ist & bei großen Wasserleitungen klein, weil D groß ist, wie dies sich unmittelbar aus (1) hervorgeht.

<u>Beispiel.</u> Angenommen es sei: $L = 1000$ Met. $u = 1{\cdot}3$ Met.

$D =$	0·1	0·2	0·3	0·4	0·6	0·8	1·0 M. so wird:
$Q =$	0·01	0·04	0·09	0·16	0·36	0·64	1·00 Cub. Met.

$$z = L\frac{4}{D}(\alpha u + \beta u^2) = \frac{4000 \cdot 0{\cdot}0006111}{D} = \frac{2{\cdot}444}{D}$$

$z =$	24·44 M.	12·22	8·14	6·11	4·07	3·05	2·44 M.

die empirische Formel welche den Gefällverlust bei Krümmungen angibt findet sich S. 131 № 157 des Resultats. Dieser Verlust ist für eine einzelne Krümmung sehr gering, wohl aber kann er in Betracht zu ziehen, wenn deren viele vorkommen.

Gefällverluste durch Verengungen.

Bei Verengungen findet der Gefällverlust hauptsächlich durch die Wirbelungen statt, welche die in dem Wasser aufgehaufte lebendige Kraft verzehren.

Nennen wir u die Geschwindigkeit des Wassers im Querschnitt Ω — Ω den Querschnitt der Röhre, Ω_1 den Querschnitt der Verengung, k_1 den Contractionscoefficienten so finden wir den Gefällverlust z nach der Lehre vom Stoß unelastischer Körper. Es ist:

$$Q = \Omega u = k_1 \Omega_1 u_1 \; ; \quad u_1 = u \frac{\Omega}{\Omega_1 k_1}$$

Nach der Regel für den Stoß unelastischer Körper S. 93 d. Principien ist:

$$W = \frac{M M_1}{M + M_1} (v_1 - v)^2$$

wobei M die Masse des stoßenden, M_1 die des gestoßenen Körpers ist. Wir können für M_1 so groß nehmen wie erhalten dann:

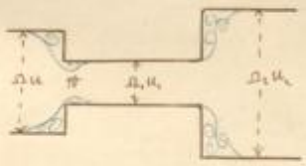
$$W = M (v_1 - v)^2$$

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

d. h. die stoßende Masse multiplicirt mit der Differenz der Geschwindigkeiten im Quadrat = dem in Kilogrammet. ausgedrückten Verlust. Daraus folgt:

$$z = \frac{(u_1 - u)^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} \left(\frac{\Omega}{\Omega_1 k_1} - 1 \right)^2$$

Ist die Verengung in der oben verzeichneten Weise, so haben wir: $Q = \Omega u = k_1 \Omega_1 w = \Omega_1 u_1 = \Omega_2 u_2$



$$\left.\begin{aligned} w &= u \frac{\Omega}{k_1 \Omega_1} \\ u_1 &= u \frac{\Omega}{\Omega_1} \\ u_2 &= u \frac{\Omega}{\Omega_2} \end{aligned}\right\} W = \frac{1000\,Q}{2g} (w - u_1)^2 + \frac{1000\,Q}{2g} (u_1 - u_2) = 1000\, Q\, z$$

$$z = \frac{(w - u_1)^2}{2g} + \frac{(u_1 - u_2)^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} \left\{ \left(\frac{\Omega}{k_1 \Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_1} \right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2} \right)^2 \right\}$$

$$z = \frac{u^2}{2g} \left\{ \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} \right)^2 \left(\frac{1}{k_1} - 1 \right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2} \right)^2 \right\}$$

Der Gefällverlust durch eine Röhre von nebigner Verzweigung, wird auf folgende Weise berechnet:

$$Q = \Omega u = \Omega_1 u_1 = k_2 \Omega_2 w = \Omega_2 u_2$$

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= u \frac{\Omega}{\Omega_1} \\ w &= u \frac{\Omega}{\Omega_2 k_2} \\ u_2 &= u \frac{\Omega}{\Omega_2} \end{aligned}\right\} \quad W = \frac{1000\,Q}{2g}(u-u_1)^2 + \frac{1000\,Q}{2g}(w-u_2)^2 = 1000\,Q\,Z$$

$$Z = \frac{(u-u_1)^2}{2g} + \frac{(w-u_2)^2}{2g} = \frac{u^2}{2g}\left\{\left(1-\frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_2 k_2} - \frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2\right\}$$

$$Z = \frac{u^2}{2g}\left\{\left(1-\frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2\left(\frac{1}{k_2}-1\right)^2\right\}$$

Sind die Querschnittsverhältnisse nicht zu abweichend, so sind diese Gefällverluste wenn sie bei einer Leitung nur einmal vorkommen, sehr unbedeutend, kommen sie öfter vor, wie dies bei fehlerhaften Leitungen der Fall ist, so können sie von großer Bedeutung sein. Es folgt daraus, daß bei Anlage größerer Leitungen alles zu vermeiden ist, was Anlaß zur Abnahme der Geschwindigkeit geben könnte, es muß also unumgänglich für eine gute Verbindung der einzelnen Röhren gesorgt werden.

Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus einer Röhrenleitung.

Nennen wir: H das totale Gefälle, d.h. die Höhe des Wasserspiegels im oberen Reservoir über dem Mittelpunkt der Ausflußöffnung, ΣZ die Summe der Gefällverluste welche durch irgend welche Ursachen entstehen, A den Querschnitt für eine Geschwindigkeit U, a den für eine Geschwindigkeit u, so ist also die wirklich nutzbare Druckhöhe $= H - \Sigma Z$ und: $U = \sqrt{2g(H-\Sigma Z)}$

$$Q = k A \sqrt{2g(H-\Sigma Z)}$$

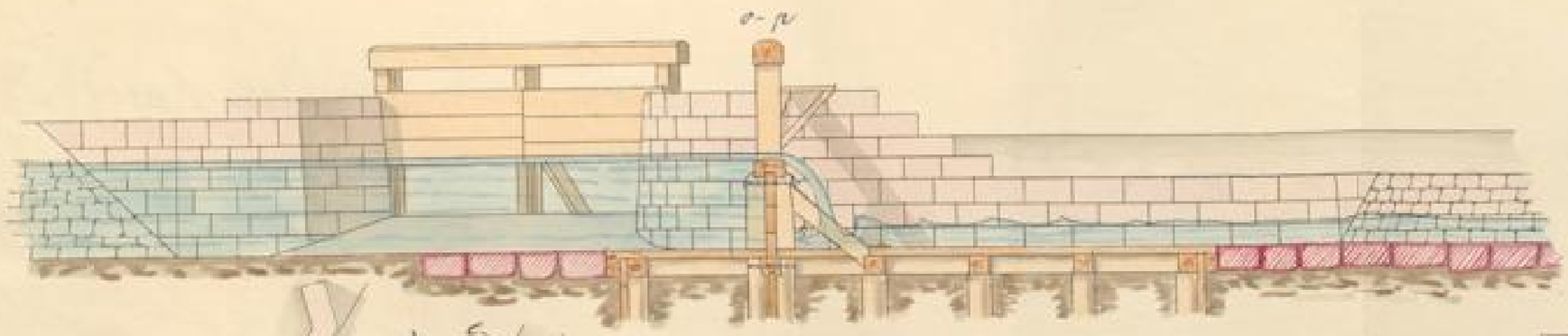
ΣZ nimmt jedenfalls die Form $\pm A u + B u^2$, so daß wir haben:

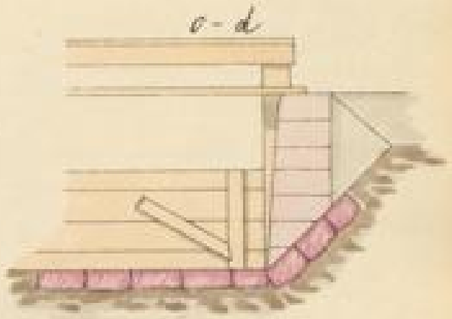
$$\frac{U^2}{2g} = H - (A u + B u^2)$$

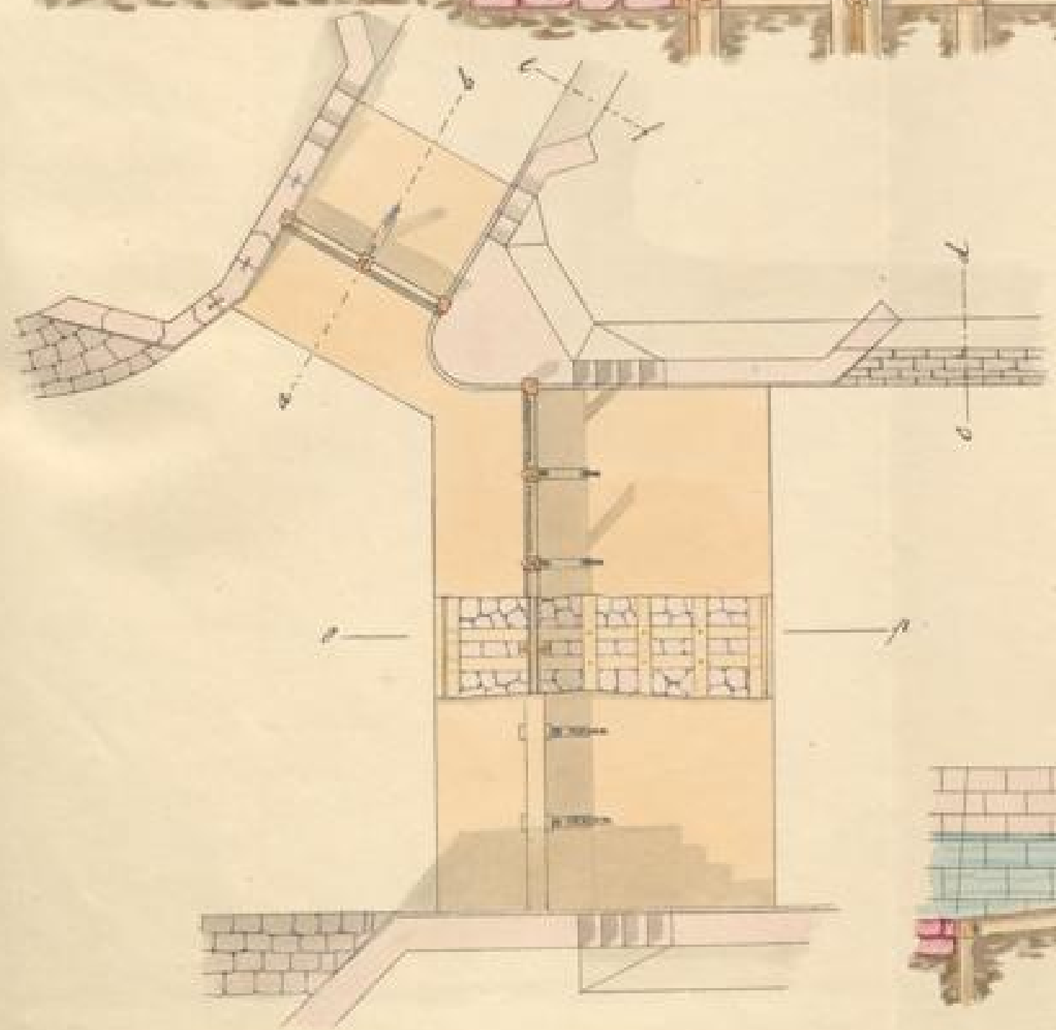
wobei A u. B als bekannt vorausgesetzt sind:

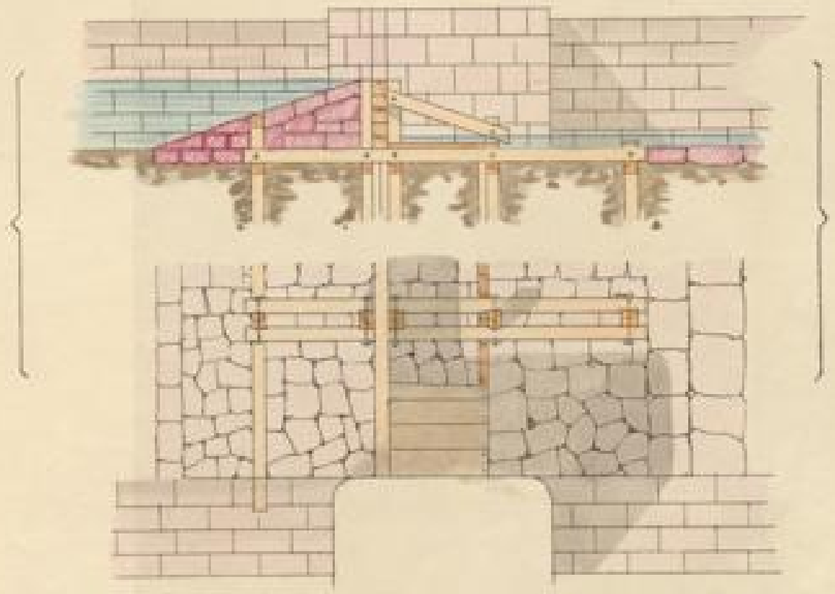
$$a u = k A U = Q.$$

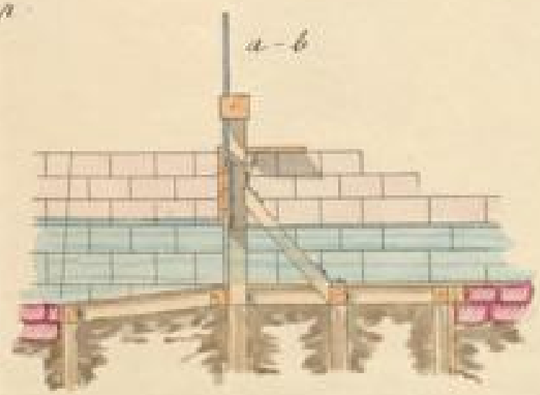
Weitere Beispiele finden sich in den Rapoll. P. 132 – 136.

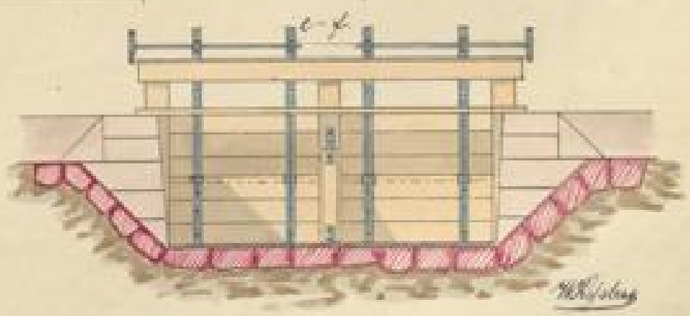

e-f


c-d


b
c
d
a
e
f




a-b


c-d

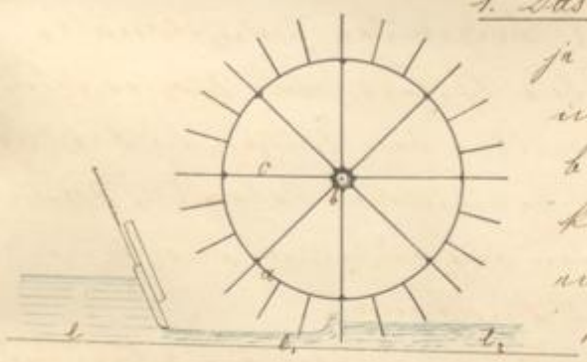
Hydraulische Kraftmaschinen.

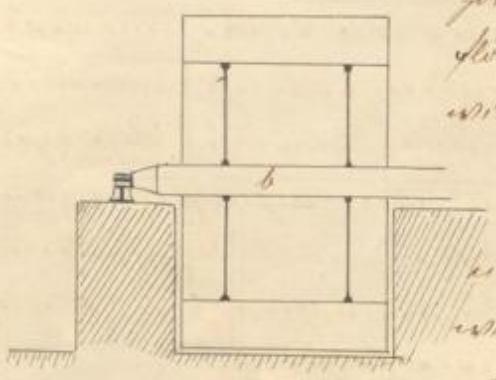
Die hydraulischen Kraftmaschinen haben die Bestimmung, die im Wasser enthaltene Wirkungsgröße in sich aufzusammeln & auf die Arbeitsmaschinen zu übertragen. Wir unterscheiden hauptsächlich drei Anordnungen welche für die Praxis von Werth sind & auch allgemeine Anwendung finden, nämlich: Wasserräder, Turbinen & Wassersäulenmaschinen, die wir der Reihe nach betrachten wollen.

Wasserräder.

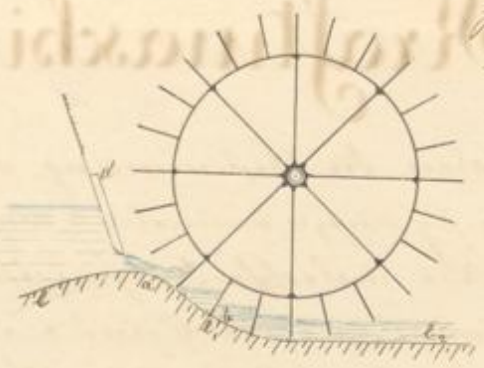
Es gibt verschiedene Anordnungen von Wasserrädern, die hauptsächlichsten sind jedoch die folgenden:

1. Das unterschlächtige Rad. Es besteht ja nach seiner Breite aus einer od. mehreren Radkränzen a, einer Welle b & den Radarmen c, an den Radkränzen sind die Schaufeln aufgeschraubt und eine Axe befestigt. Das Rad läuft in einem Kanal der durch eine horizontale od. schwach geneigte Bodenfläche & vertikale Seitenwände gebildet wird. Es zerfällt in den Zuflußkanal e_1 in den Radgerinne e_1 & in den Abflußkanal e_2. Vor dem Rad ist eine Schützenvorrichtung um mehr od. weniger Wasser auf das Rad lassen zu können.



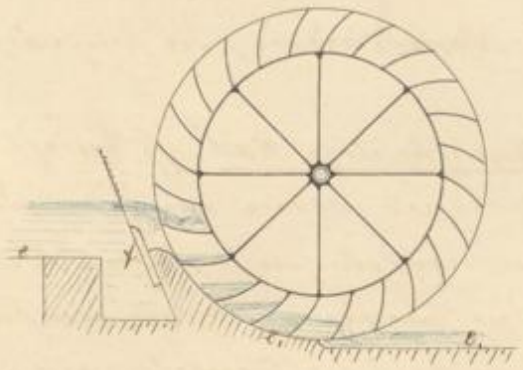


2. Das Kropfrad oder Schaufelrad mit Kropfgerinne. Das Rad hat im Wesentlichen die Einrichtung wie das frühere nur ist das Kanalbett hier anders. e ist der Boden des Zuflußkanals, e, der sog. Kropf das mit dem vorderen Teil a, dem Einlauf k dem Radgerinne b besteht, e_2 ist der Boden des Abflußkanals.

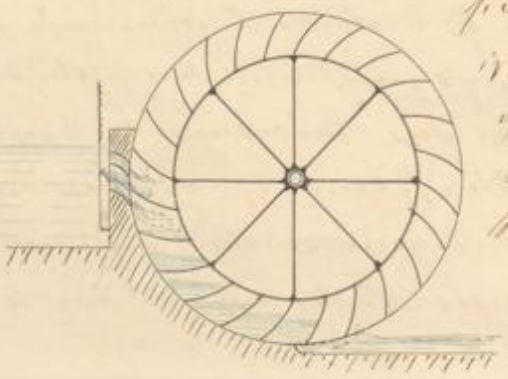


Das Wasser wird durch den Schützen in größeren od. kleineren Schaufelladen gegen das Rad geleitet, stößt gegen die Schaufeln k wirkt bis zum tiefsten Punkte durch sein Gewicht, von da gelangt es in den Abflußkanal.

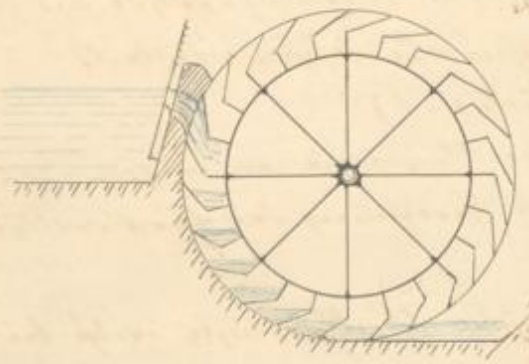
3. Das Schaufelrad mit Ueberfall Einlauf. Das Rad hat im Wesentlichen wieder die frühere Einrichtung, nur ist das Gerinne anders. e_2 ist der Abflußkanal, das Radgerinnegefälle das Radform, e ist der Boden des Zuflußkanals, f der Schützen. Das Wasser stürzt hier über den Schützen in das Rad wie bei einem Ueberfall, stößt gegen die Schaufeln, wirkt bis an den tiefsten Punkt durch sein Gewicht, k fällt dann ab in den Abflußkanal.



4. Das Schaufelrad mit Coulissen Einlauf. Das Rad k Gerinne sind hier wie früher, nur der Einlauf ist anders, er besteht aus einer Saugöffnung, in welche Blechflächen, sog. Coulissen eingesetzt sind um das Wasser dem Rade zuzuleiten. Die Wirkungsweise des Wassers ist wie früher.

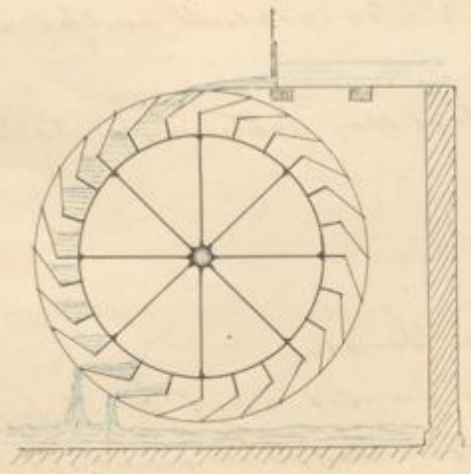


5. Das rückschlächtige Zellenrad mit Coulissen-Einlauf.

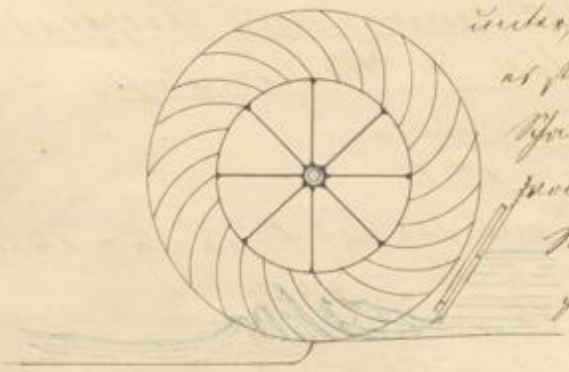


Das Gerinne ist im Wesentlichen wie früher, aber der Radbau ist eine neuere, denn statt der Schaufeln sind um den Umfang Zellen angebracht, die von 3 Seiten eingeschlossen & nur nach Außen offen sind. Diese drei Wände werden von den beiden Radkränzen & dem Radboden gebildet. Das Wasser gelangt durch die Coulissen in das Rad, übt zuerst einen Stoß aus & wirkt dann durch sein Gewicht bis an den tiefsten Punkt des Rades.

6. Das oberschlächtige Rad. Der Radbau ist wie vorhin, das Wasser gelangt durch einen Kanal auf dem Scheitel des Rades, strömt in die Zellen hinein, wobei es einen Stoß ausübt, & wirkt bis an den tiefsten Punkt durch sein Gewicht. Dieses Rad braucht keine Umfluthungsanlage.



7. Das Poncelet Rad. Dieses Rad, nach dem Namen seines Erfinders benannt, hat hauptsächlich seinen Zweck den Unterschlächtigen am nächsten, nur daß es statt der geraden radial gestellten Schaufeln gebogene, wie das Segel eines Schiffes hergestellte hat.



Seine Wirkungsweise ist aber eine ganz andere, denn das Wasser will hier nicht wie bei allen

vorhergehenden Rädern durch Stoß, sondern es springt an den krummen Flächen sich hinauf, gibt seine Wirkungsgröße an das Rad ab, u. verläßt dasselbe beinahe ohne alle Geschwindigkeit.
(Siehe Redtenbacher's Wasserräder Seite 1 – 6)
Vorläufige Untersuchungen über die Umstände von welchen der Nutzeffekt eines Wasserrades abhängt u. Berechnung der effectvollsten Wasserräder Seite 6 – 28.
Die darin abgehandelten hauptsächlichsten Effektverluste welche bei den Wasserrädern vorkommen, entstehen:
1) durch die Art wie das Wasser in die Räder eintritt.
2) durch die unregelmäßige Bewegung des Wassers während es im Rad verweilt.
3) durch das zu frühzeitige Ausströmen des Wassers aus dem Rade
4) durch die Art wie dasjenige Wasser ausströmt, welches den tiefsten Punkt des Rades erreicht.
5) durch die Reibung des Wassers am Gerinne bei Rädern die ein Gerinne haben.
6) durch Luftwiderstand
7) durch Zapfenreibung
8) durch Unvollkommenheiten des Baues.
Wir wollen nun die Regeln die wir von S. 6 – 28 d. Wasserräder kennen gelernt haben, in einigen Beispielen anwenden. Wir berechnen dabei die einzelnen Effektverluste u. ziehen dann diese Größe von dem absoluten Effekt der Wasserkraft ab.

Berechnung des Effectes u. Verzeichnung eines Kropfrades mit unveränderlichem Gefälle u. Wasserzufluß.

Hauptdaten zur Berechnung des Rades:
Gegeben: 1) das Gefälle $H = 1^m 2$
2) die Wassermenge die per 1" auf das Rad fließt: $Q = 14$ Cub. F.
daraus ist: $N_a = \frac{1000\, Q\, H}{75} = 22{\cdot}4 =$
absoluter Effekt in Pferdekräften.

Angenommen ist: 3) Umfangsgeschwindigkeit $v = 1.5$ Met.

4) Geschwindigkeit mit der das Wasser den Radumfang trifft: $V = 3^m$

5) Füllung der Schaufelräume $\frac{Q}{abv} = \frac{1}{2}$ Met.

6) Zwischenraum zwischen Rad & Gerinne $= 0.015$ Met. $= \varepsilon$

<u>Berechnete Theile</u>. 1) Radbreite & Radtiefenverhältniß $\frac{b}{a} = 1.75\sqrt{V_a} = 4.93$

2) Höhe welche V entspricht $= \frac{V^2}{2g} = 0.46$ m.

3) Radbreite: $b = \sqrt{\frac{Q}{v}\left(\frac{b}{a}\right)} = 3^m$

4) Radtiefe $a = \frac{b}{4.93} = 0.61^m$.

5) Halbmesser des Rades: $R = 2.5\,H = 3$ Met.

6) Schaufelentfernung $e = 0.2 + 0.7\,a = 0.627$ } unmöglich

7) Schaufelzahl $i = \frac{2R\pi}{e} = 30$

8) Radarmzahl $N = 2(1+R) = 8$

9) Richtige Schaufelzahl $= 3.2$ M.

10) Richtige Theilung $= 0.587$

11) Anzahl der Radumdrehungen pro Min. $n = 9.548\,\frac{v}{R}$

12) Angenäherte Höhe der Schützenöffnung $= 0.23$ m.

$H = 1.2^m$ $Q = 1.4$ Cub. m.

$N_e = 22.4$ Pferd.

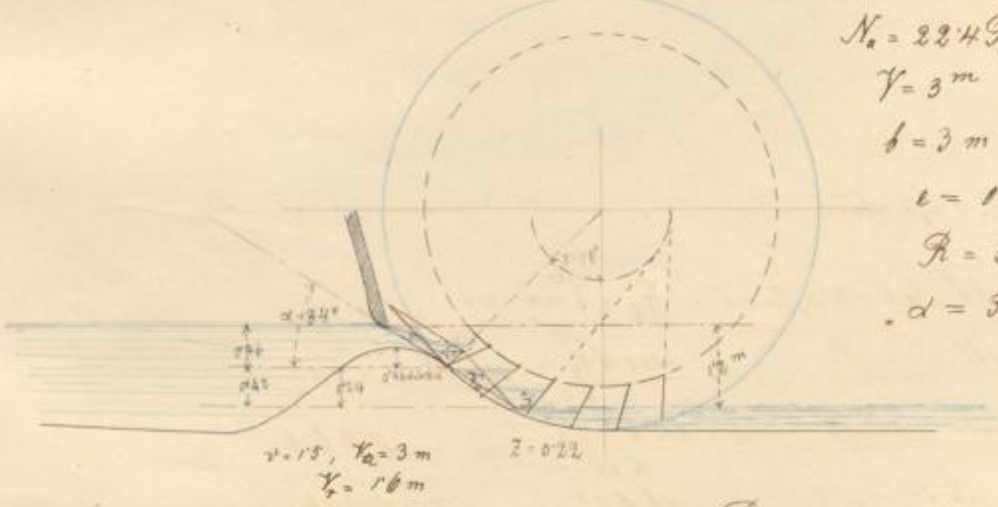
$V = 3^m$ $v = 1.5^m$

$b = 3$ m $a = 0.061^m$

$e = 1.587$, $i = 32$

$R = 3^m$

$\alpha = 34°$ $\gamma = 50°$



<u>Berechnung des Effectverlustes in Procenten des absoluten Effectes.</u>

1) Beim Eintritt: $\frac{\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2}mn - nc}{H} = 0.090$

2) Beim Austritt: $\frac{\frac{V^2}{2g}}{H} = 0.102 - 0.102$

Ueberhaupt 0.192

Verlustwerth: 0·192

3) durch Entweichen des Wassers $\frac{b\,\delta\sqrt{2gz}\,(H-0{\cdot}46)}{Q\,H}$ = 0·051

4) durch Reibung des Wassers ausserhalb — = 0·010

5) " Luftwiderstand — " — = 0·010

6) " Zapfenreibung — " — = 0·020

Summe d. Verluste 0·283

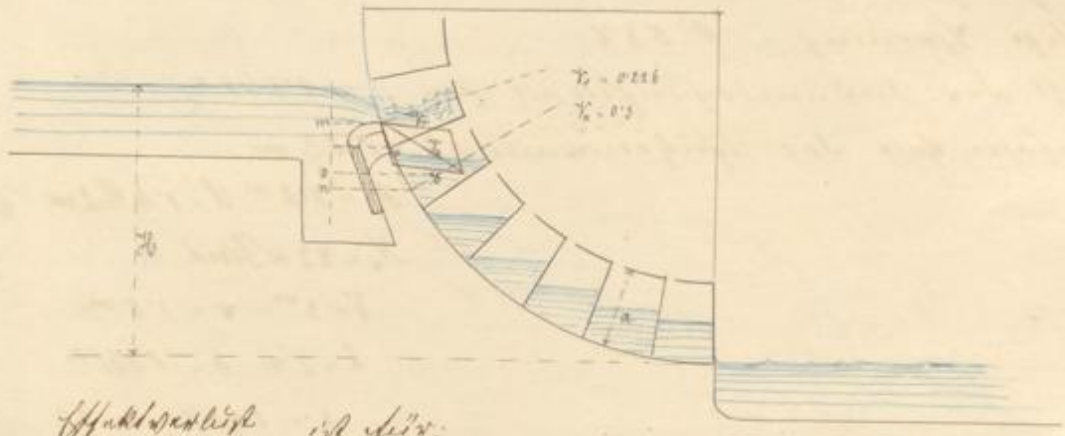
Absoluter Effekt 1·000

Nutzeffekt 0·717 = 72 %

2tes Beispiel. <u>Schaufelrad mit Ueberfall.</u>

Es sei: $H = 2{\cdot}4$ m $Q = 2{\cdot}5$ Cub. Met. $v = 1{\cdot}5$, $f = 0{\cdot}5$, $R = 3$ m $N = 80$

$\frac{b}{a} = 7{\cdot}525$, $b = 5{\cdot}008$, $a = 0{\cdot}665$, $e = 0{\cdot}665$, $l = 28{\cdot}48$, $n = 49$



$\frac{\text{Effektverlust}}{\text{absoluter Effekt}}$ ist hier:

Das Eintreten des Wassers $= \frac{\frac{v_1^2}{2g} + \frac{1}{2}mn - no}{H}$ = 0·104

Der Austritt " $= \frac{1000\,Q\frac{v_2^2}{2g} + 1000\,Q\,H}{75\,N_e}$ = 0·106

Das Entweichen " $= \frac{\varepsilon h\, b\sqrt{2gz}}{Q\,H}$ = 0·061

Reibung des " $= \frac{a\,b\,\delta\,v^3}{1000\,Q\,H}$ = 0·004

Luftwiderstand " $= \frac{0{\cdot}188\,a\,b\,v^3}{100\,Q\,H}$ = 0·011

Zapfenreibung " $= \frac{763\,\frac{r}{R}\,f\,N_e\,r}{1000\,Q\,H}$ = 0·040

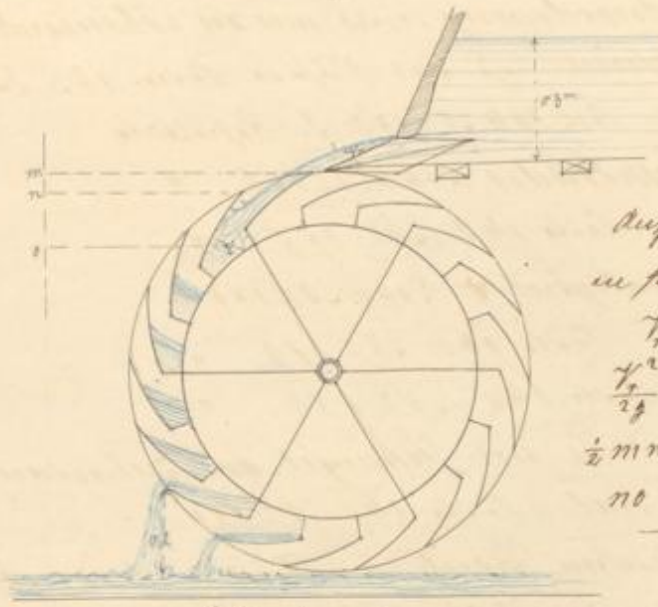
Summe 0·326

Der Nutzeffekt ist demnach: N_e = 68 %.

3tes Beispiel. Oberschlächtiges Rad. Das Gefälle sei = H = 3 m

Wassermenge $Q = 0.225$ Cub. Mt. $N_e = \frac{1000\,Q\,H}{75} = 9$ Pferd.

Umfangsgeschwindigkeit des Rades = 2 m. Radius $R = 1.09$ m



$\frac{b}{a} = 225\sqrt[3]{N_e} = 468$

$b = 1.25,\ a = 0.27$

$e = 0.39$ Zellenzahl = 18

$f = 0.8$

Anzahl der Umdrehungen in pro 1' = 17.5

$v_1 = 2$ m

$\frac{v_1^2}{2g} = 0.204$

$\frac{1}{2}mn = 0.024$

$no = 0.370$

0.598

Effectberechnung.

Verlust beim Eintritt des Wassers $= \frac{0.574}{3} = 0.191$

" " Austritt " " = . . = 0.068

" durch das Entleeren der Zellen . . = 0.060

" " Zapfenreibung . . . . . = 0.030

Summe d. Verl. = 0.349

Der Nutzeffect ist demnach = 65 %

Berechnung des Nutzeffectes der Wasserräder nach der Methode der französischen Schule.

Dieselbe ist von Seite 29 – 36 der Wasserräder aufgeführt und von keinem besonderen Werthe.

Die genaue Berechnung der Effectverluste welche bei älteren Wasserrädern vorkommen siehe Wasserräder Seite 37 – 86.

Analytische Theorie der Wasserräder siehe Seite 86 – 154.

Practische Regeln zur Bestimmung der Constructionselemente für neu zu erbauende Räder nach älterer Art sich Wasserräder Seite 155 – 186.

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades.

Wahl der Maschine siehe das Früher Seite 143 d. Rechtsbuch
Wahl des Rades Seite 144 № 175 d. Rechtsbuch
Nutzeffect der Wasserräder S. 144 № 176 "
Wassermenge Seite 145 № 177 "
Umfangsgeschwindigkeit v S. 146 № 178 "
Halbmesser R Seite 146 № 179 "
Füllung m. Seite 146 № 180 "
Wassermenge welche ein Schaufel od. Zellenraum aufzunehmen hat Seite 147 № 181
Verhältniss zwischen Breite b u. Tiefe a S. 147 № 182
Bestimmung der Breite b u. Tiefe a S. 148 № 183
Anzahl der Radarme S. 148 № 184
Anzahl der Schaufeln od. Zellen S. 148 № 185
Schaufel u. Zellentheilung S. 148 № 186
Spielraum des Rades im Gerinne S. 148 № 187.

<u>Anwendung dieser Regeln.</u>

1) Sei gegeben: $Q = 15$ Cub. Mt. $H = 3$ m
Daraus ergibt sich nach Tafel XXXIII d. Rechtsb. ein Schaufelrad mit Kröhl'schem Einlauf.

$\frac{N_n}{N_a} = 0{\cdot}70$ (vermuthlich) $N_a = \frac{1000\,Q\,H}{75} = \frac{1000 \cdot 15 \cdot 3}{75} = 60$ Pferd.

$N_n = 42$ " " Nehmen wir nach den Regeln für dieses Rad: $m = \frac{1}{2}$, $v = 1{\cdot}6$ Mt. $R = 3$ Mt. $\frac{b}{a} = 1{\cdot}75$ $\sqrt[3]{60} = 6{\cdot}8$

$b = \sqrt{\frac{15}{0{\cdot}5 \cdot 1{\cdot}6}\,6{\cdot}8} = 3{\cdot}57$ M. $a = \frac{3{\cdot}57}{6{\cdot}8} = 0{\cdot}525$ M.

Anzahl der Radarme $= 2(1 + R) = 8$.

Anzahl der Schaufeln $= \frac{2R\pi}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7a} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 3{\cdot}14}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7 \cdot 0{\cdot}525} = 33$ Ungefähr
Da aber die Anzahl d. Schaufeln durch die der Radarme theilbar sein muß, so nehmen wir 40 Schaufeln.

Schaufelstellung $= \frac{2.3.3'14}{40} = 0'471$ Met.

$n = 9'548 \frac{v}{R} = 5'09$ Umdrehungen per 1'

2) Es sei gegeben: $N_n = 50$ Pferdek. $H = 4^m$. Um die Wassermenge Q zu bestimmen, wollen wir eine Höhehöhe x annehmen. Unter den gegebenen Verhältnissen an das Rad sei ein Schaufelrad ohne mittl. Kranzeinlauf. Nach Nr 177 S. 145 d. Repertor. ist dann $Q = 0'105 \frac{N_n}{H} = 0'105 . \frac{50}{4} = 1'312$ Cub. Met. Sehen wir nun Tafel 33 nach, so finden wir unsere Vermuthung gerechtfertigt. $v = 1'6$ M. $R = 3$ M. 4 M. wäre etwas zu groß. $m = 0'5$

$N_a = \frac{50}{0'7} = 71$ (?) $\frac{b}{a} = 1'75 \sqrt[3]{71} = 7'3$; $b = \sqrt{\frac{1'312}{0'5.1'6}} 7'3 = 3'46$ M.

$a = \frac{3'46}{7'3} = 0'47$ Met. Schaufelzahl $= \frac{2.3.3'14}{0'2 + 0'7.0'47} = 35$ (vermuthl.)

Anzahl der Schaufeln genau $= 40$. $n = 5'09$.

3). Nehmen wir an: $Q = 0'5$, $H = 12$ Met. Die Tafel 33 führt uns hier nicht ein oberschlächtiges Rad.

$N_n = \frac{0'5.12.1000}{75} = 80$ Pferde $N_a = 80.0'75 = 60$ Pferde (?)

$v = 1'5$ $\frac{v^2}{2g} = 0'1147$; $\frac{4 v^2}{2g} = 0'459$ M. $R = \frac{1}{2}(12 - 0'459) =$

$R = 5'77$ Met. $m = \frac{1}{4}$; $\frac{b}{a} = 2'25 \sqrt[3]{80} = 9'7$

$b = \sqrt{\frac{0'5}{0'25.1'5}} 9'7 = 3'6$ Met. $a = \frac{3'6}{9'7} = 0'371$ Met.

$2(1 + R) = 2(1 + 5'77) = 13'5$ Anzahl der Radarme $= 14$

Anzahl der Zellen $= \frac{2.5'77.3'14}{0'2 + 0'7.0'371} = 80$ (vermuthl.) genau $= 84$.

Anzahl der Radumdrehungen per 1' $n = 9'548 \frac{1'5}{5'77} = 2'5$.

Die Verzeichnungsweise der Räder

ist von Seite 149 – 150 des Repertoriums in Kürzem angegeben.

Construction des Einlaufes & Gerinnes

siehe Wasserräder Seite 176 – 186.

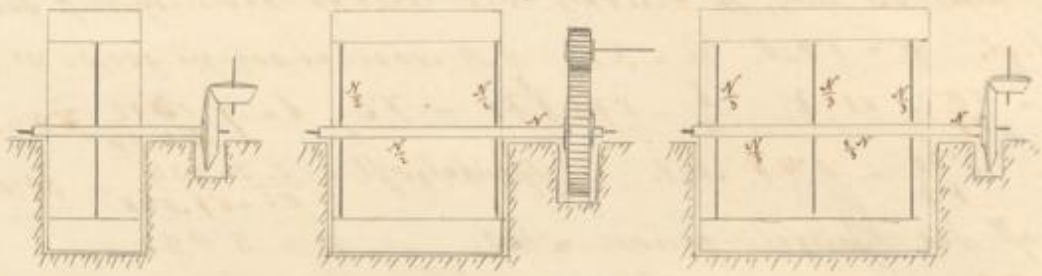
Es ist dort die zweckmäßigste Construktionsweise des Einlaufes & Gerinnes jedes einzelnen Rades ausführlich behandelt & die Repertoriumsbeweise die sich aus der genauen theoretischen Abhandlung ergeben.

Theorie des Baues der Wasserräder.

Die Wasserräder können nach ihrer Bauart in folgende drei Klassen eingetheilt werden:

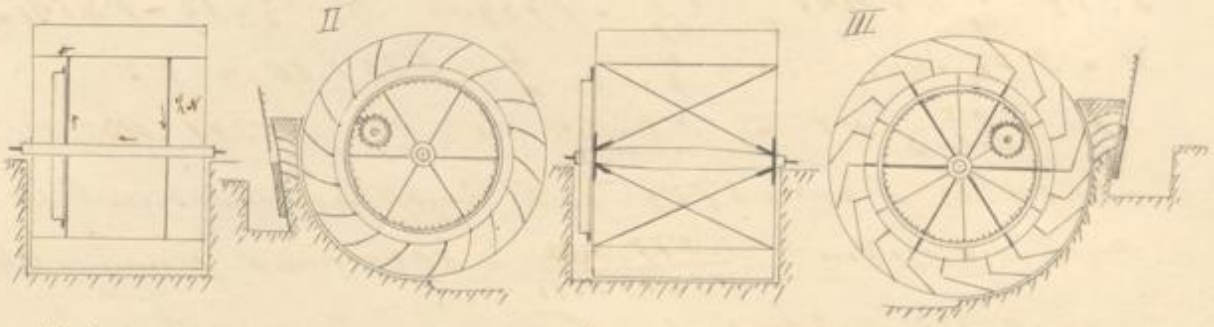
1) Räder mit steifen Armen, durch welche der dem Schaufeln od. Zellen mitgetheilte Effekt auf die Radwelle x durch diese auf die Transmissionsräder übertragen wird.

I



2) Räder mit steifen Armen x mit einem an die Radarme od. Radkränze befestigten Gestränge, von welchem aus der dem Rade mitgetheilte Effekt an die Transmission übertragen wird.

II III



3) Räder mit hölzernen schmiedeisernen stangenartigen Armen x mit einem an die Radkränze befestigten Gestränge, welches die Kraft an die Transmission abgibt.

In den beiden ersten Fällen geschieht die Uebertragung der Kraft an die Welle durch Torsion, im letzten Falle hingegen ist die Welle nur auf relative Festigkeit beansprucht, indem die Kraft durch Umfangsstangen direkt von der einen Seite des Rades auf die Gestängeseite übertragen wird. Die Umfangsstangen sind so gestellt, daß sie entweder nicht absolute od. rückwirkende Festigkeit beansprucht sind.

Das Nähere über diese 3 Konstruktionssysteme findet sich S. 153 u. 154

der Resultate u. von Seite 187 – 192 der Wasserräder.
Querschnittsdimensionen für den Kehrkranz siehe Resultate Seite 154 № 197 u. Wasserräder S. 194
Eiserne Wellen, Zapfen, hölzerne Wellen, Radarme, Rosetten, Kegelkränze siehe siehe Resultate S. 155 – 158 oder auf Wasserräder S. 194 – 207.

<u>Beispiel</u> Es soll ein Wasserrad construirt werden für:
$H = 4^m$ $Q = 1$ Cub. Met.
Nach Tafel XXXIII der Resultate müssen wir hier ein Schaufelrad mit Kreisstrahleneinlaufe nehmen.

$N_e = \frac{1000\,Q\,H}{75} = 53{\cdot}3$; $\frac{N_n}{N_e} = 0{\cdot}70$; $N_n = 37{\cdot}3$

$\varepsilon = 1{\cdot}6$; $R = 3$ Met. $m = 0{\cdot}5$, $\frac{b}{a} = 1{\cdot}75\sqrt[3]{53{\cdot}3} = 6{\cdot}6$

$b = \sqrt{\frac{1}{0{\cdot}5 \cdot 1{\cdot}6}\,6{\cdot}6} = 2{\cdot}9$ Met. $a = \frac{2{\cdot}9}{6{\cdot}6} = 0{\cdot}44$ Met.

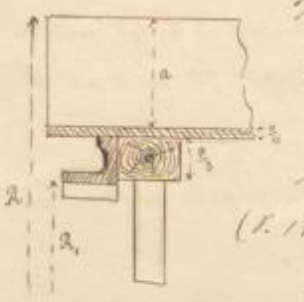
Anzahl der Radarme $= 2(1+R) = 8$

$\frac{2R\pi}{0{\cdot}2+0{\cdot}7a} = 37{\cdot}7$ Anzahl der Schaufeln $= 40$

Anzahl der Umdrehungen $n = 9{\cdot}548\,\frac{\varepsilon}{R} = 5$.

Für das erste Construktionsschema ist dieses Rad zu stark, wir wählen daher das zweite mit Kranzwellen & Zapfenkranz. Wegen der raschen Lagerung der Wellen ist es sehr bedenklich mehr als 2 Radwellen anzubringen, indem sie dann wegen der Belastung in der Mitte sehr stark in Anspruch genommen sind.

Die äusseren Wellen reichen wir mit 2 Querschnitten aus, & wollen nun dem Rade so viel wie möglich von Holz machen, wie die Radarme, Wellen, Kegelkränze, Radboden & Schaufeln.



Nach den Regeln in den Resultaten S. 155 – 158 finden wir: Dicke des Radbodens $= \frac{a}{17} = \frac{44}{17} = 4$

Dicke des Kegelkranzes $= \frac{a}{3} = 14$ c. m.

Daraus ergiebt sich: $R_1 = 300 - 62 = 238$ c. m.

(S. 154 d. Res.) & als Dimension des Zahnkranzes:

$z = 0{\cdot}086\sqrt{\frac{75 \cdot 37{\cdot}3}{1{\cdot}6}\,\frac{300}{238}} = 4$ c. m. = Zahndicke.

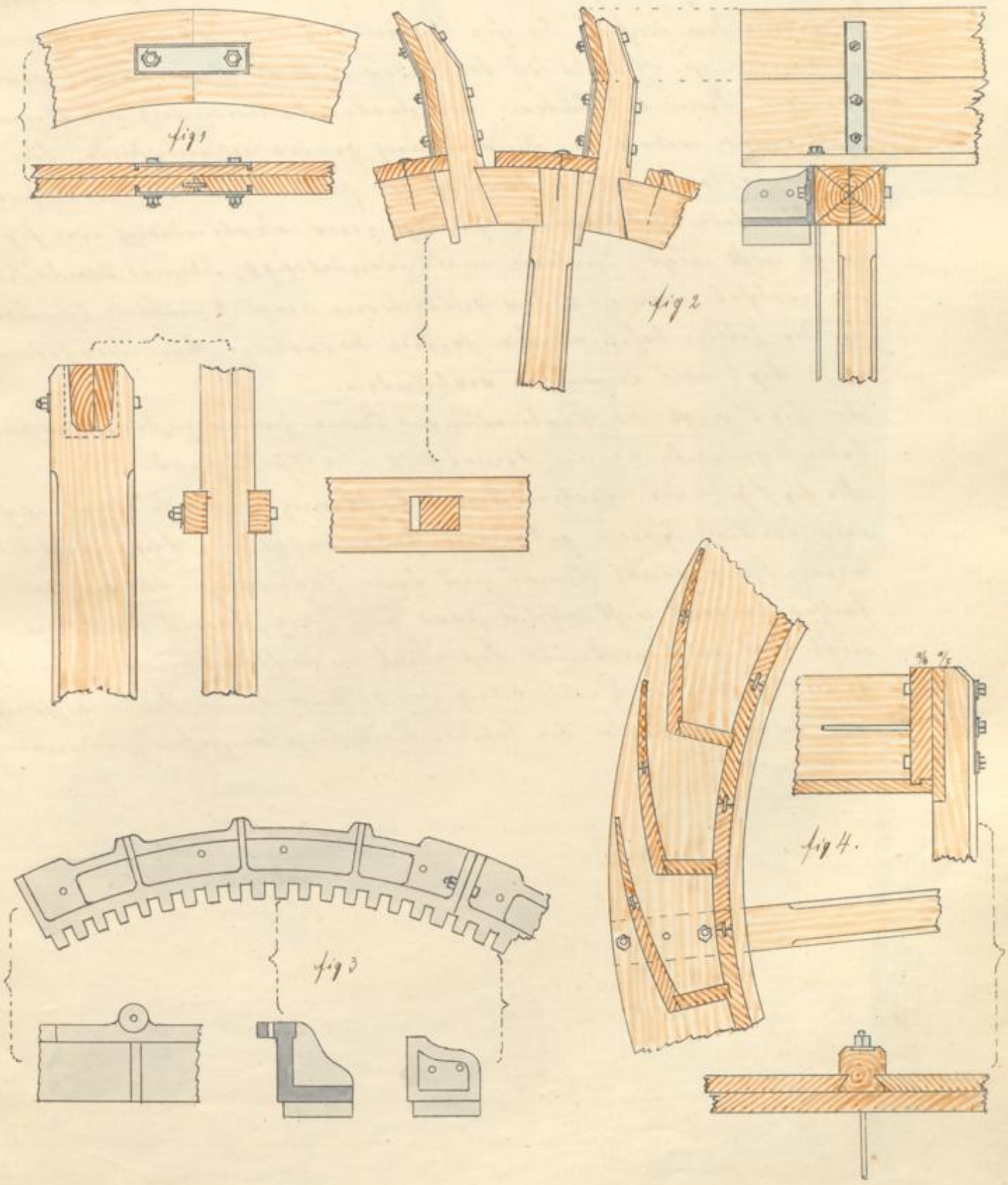
Breite des Kranzes = 5·5 = 22 c.m. Gesenkdicke = 1·5 = 6 c.m.
Zapfen (§ 155): $d = 3\sqrt{N_n} = 3\sqrt{37{\cdot}3} = 18$ c.m. (wahrscheinlich)
Wellendurchmesser = 5 . 18 = 90 c.m. (Holz)
Die Arme sind alle für ½ N zu rechnen.
Totale Welle für ½ N = $16\sqrt{\frac{37{\cdot}3}{5}} = 25$ c.m.

Armen { Höhe = 0·86 . 25 = 21 c.m
Breite = ⅔ 21 = 15 c.m.

Dicke des Kranzkranzes = ⅓ a = 14·7 c.m.
Schaufelboden = $\frac{a}{11}$ = 4 c.m. dicke.
Radboden = $\frac{a}{11}$ = 4 c.m. Gesammtbodendicke = 4·4 c.m.

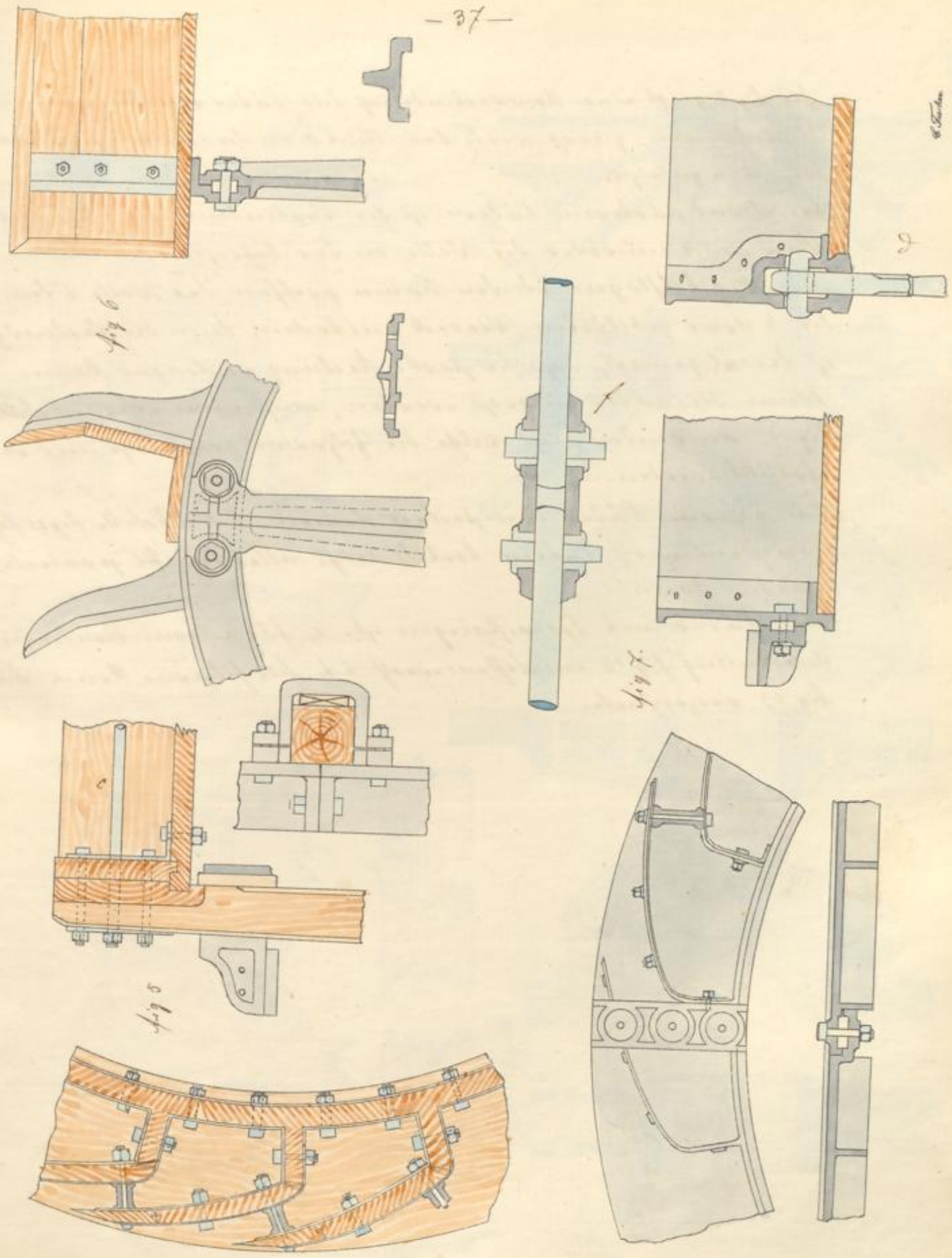
Constructive Details.

Wir haben jetzt die Verbindung der einzelnen Theile eines Rades zu einem Ganzen zu betrachten.
Die Verbindung der Segmentstücke mit denen der Radkränze bei einem hölzernen Schaufelrade besteht geschieht wie bei fig 1 ersichtlich.
Die fig 2 zeigt die Verbindung der Schaufeln mit den Kugelkränzen — die Art, wie letztere mit den Armen befestigt sind.
fig 3 gibt an, wie die einzelnen Segmente des Gesenkkranzes mit einander verbunden sind. Bei hölzernen Rädern genügt es nicht, den Gesenkkranz blos an die Radarme zu befestigen, indem bei dem nothwendig eintretenden Werfen des Holzes der Gesenkkranz nicht mehr rundwerfen bliebe; es gehen deßhalb von jedem Segmente 2 schmiedeisen. Klammern aus welche an der Schaufel befestigt sind, den Gesenkkranz seine rundwerfen Form erhalten. a in fig 2 ist eine solche radiale Klamme, die an dem Gesenkkranz so befestigt ist, wie es b in fig 3 zeigt.
fig 4 zeigt eine zweckmäßige Bildung der Felgen bei einem hölzernen Rade; die Verhältnisse sind aber nicht vorschriftlich.



H. v. Mengershausen

Gekrümmte Felgen soll man wo möglich, zumal bei hölzernen Rädern zu vermeiden suchen, da ihre Herstellung mit Schwierigkeiten verbunden ist. Es läßt sich dies aber nicht in allen Fällen vermeiden, denn bei Rädern von starker Krümmung, also kleinen Halbmesser, würde bei Anwendung gerader Felgenwände die Pflugseite zu eng u. dadurch der Eintritt des Wagens erschwert. Für breitere Felgenräder genügt eine Verbindung wie Fig 4 zeigt, nicht mehr, sondern man wendet (Fig 5) dünnes Bandeisen an, welches man nach der Felgenform biegt u. mittels Schrauben an die Felgen befestigt. Die beiden Radkränze sind durch Schrauben c Fig 5 mit einander verbunden.
Die Fig 6 zeigt die Verbindung u. Form zweier gußeiserner Radkranzsegmente u. eines Armes für ein Speichenrad.
Die Fig 7 gibt die Verbindung 2 Radkranzsegmente eines nach dem dritten System gebauten Felgenrades an. d Fig 7 zeigt die Verbindung eines Armes mit dem Radkranze, die wie schon früher bemerkt nicht absolut starr sein darf, damit die Arme nicht auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommen sind. f Fig 7 zeigt die Verbindung der 3 Speichen einer Umfangsstange an durch die Keile die beiden Radkränze zwischen z. klemmen.



Die Fig 8 zeigt eine Armverbindung für Räder von kleinen Dimensionen; zuerst wird das Stück a in die Welle eingesetzt, dann b & zuletzt c.
Bei stärker starkenen Rädern ist die Verbindung Fig 9 sehr gut. Man muß entweder die Welle an der betreffenden Stelle viereckig beschlagen, od. den Raum zwischen der Welle & dem durch die 4 Arme gebildeten Viereck auskeilen; dann die Verbindg. ist derart gemacht, daß sie starke Reibung vertragen kann.
Wenn die Räder zu groß werden, muß man eiserne Rosetten (Fig 10) anwenden, in welche die Holzarme eingelegt und verschraubt werden.
Für eiserne Räder mit steifen Armen ist die Rosette Fig 11 sehr empfehlenswerth, indem dort so leicht alles exakt gearbeitet werden kann.
Für Räder mit Spannstangen ist: a) für eiserne Arme die Anordnung Fig 12 empfehlenswerth & b) für hölzerne Arme die Fig 13 vorzeichnete.

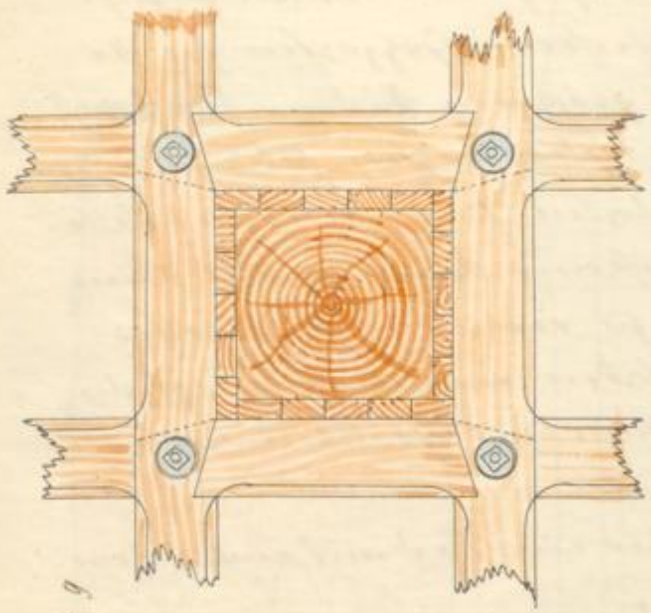


fig 9

a

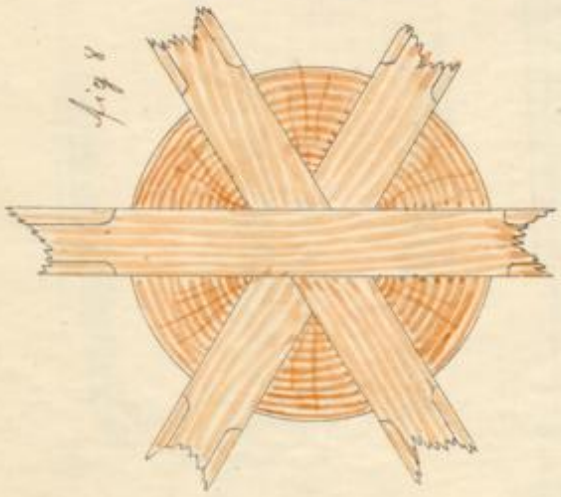
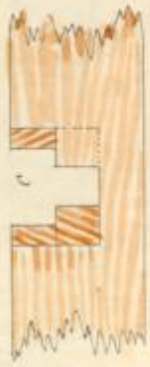


fig 8

b



c

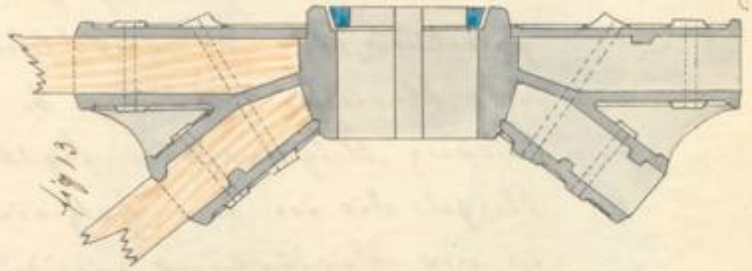


fig 13

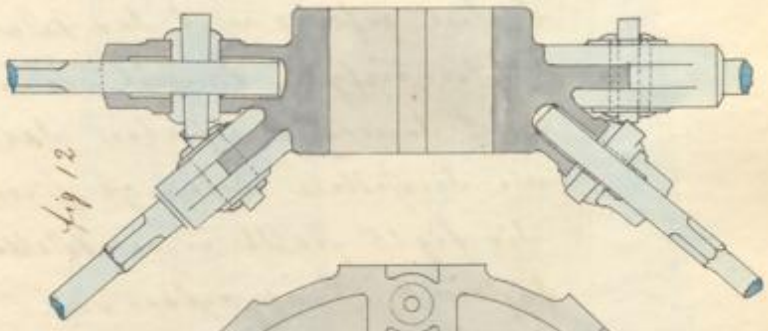
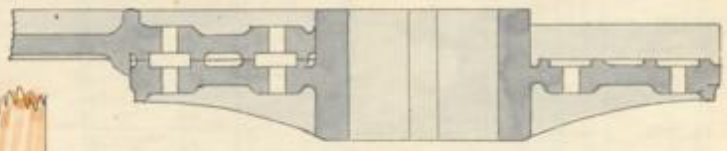


fig 12

fig 11



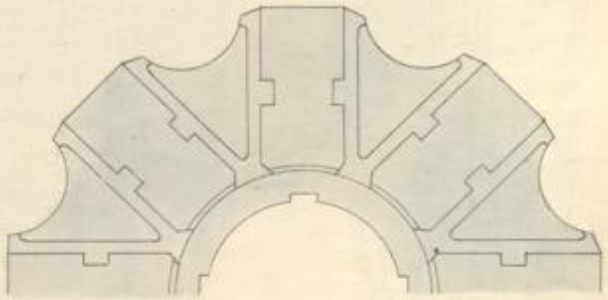


fig 10

Die Verbindung der Zapfen mit hölzernen Wellen geschieht praktischerweise: a) durch schmiedeisernen Schlitzzapfen fig 14a für kleinere Räder; b) bei größeren Rädern durch gußeisernen Flügelzapfen fig 14 b; dieser Zapfen hat 4 gußeiserne Flügel die in das Holz eingelassen sind. Unter die Welle ist zur Verstärkung ein gußeiserner Konsol gesetzt & um diesen gehörig mit der Welle zu verbinden, sind vorher 4 Schraubenbolzen e mit Widerhaken versehen eingelegt, die nach dem Unterschieben des Konsols mit Schraubenmuttern an denselben befestigt sind.
Die fig 15 stellt eine Welle für ein Rad mit einem Armsystem & Kreuzzapfen vor.
fig 16 & 17 sind Wellen für Räder nach dem dritten System die nur das Gewicht der Konstruktion zu tragen haben & deshalb nur auf exzentrische Festigkeit gewendet sind.

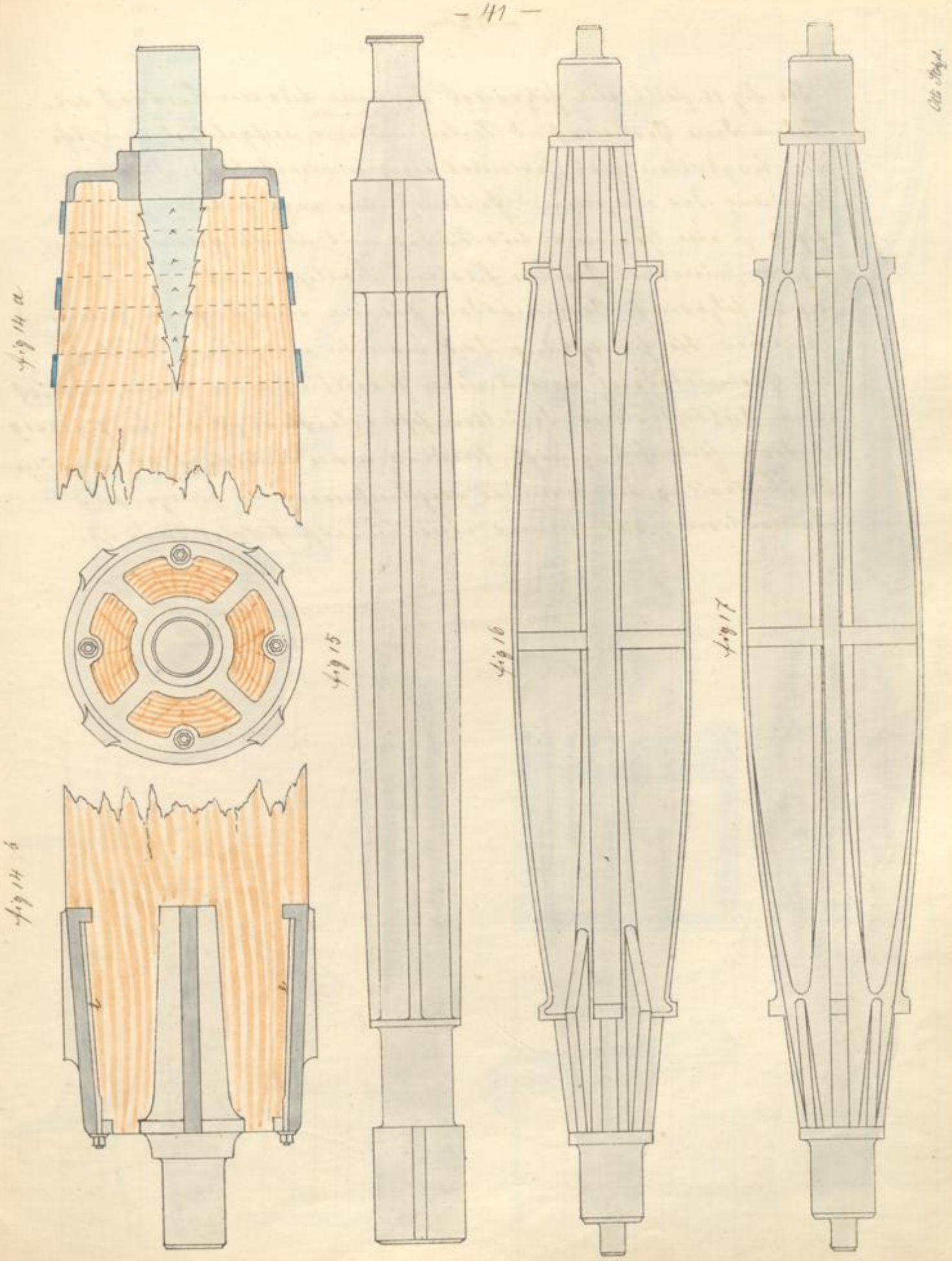


Fig 14 a
Fig 14 b
Fig 15
Fig 16
Fig 17
Otto Stegel

Die fig 18 stellt ein hölzernes Gerinne für ein Kropfrad vor. Neben dem Gerinne sind Seitenmauern aufgeführt, in welche die Querbalken des Gerinnes eingemauert sind. Die Verbindung der einzelnen Theile ist eine recht gute.
fig 19 ist ein Gerinne für Räder mit überschlächtigen Schützen.
fig 20, steinernes Gerinne für ein Kettenrad.
fig 21 hölzernes Gerinnebodenstück für ein rückschlächtiges Zellenrad. Es ist hier die Einrichtung daß man die einzelnen Bretter des Gerinnebodens von unten herausnehmen kann, wodurch eine Ausbesserung desselben sehr erleichtert wird. Bei fig 18 & 19 ist diese Einrichtung nicht, sondern man müßte das ganze Gerinne demontiren, was immer eine äußerst fatale Sache ist.

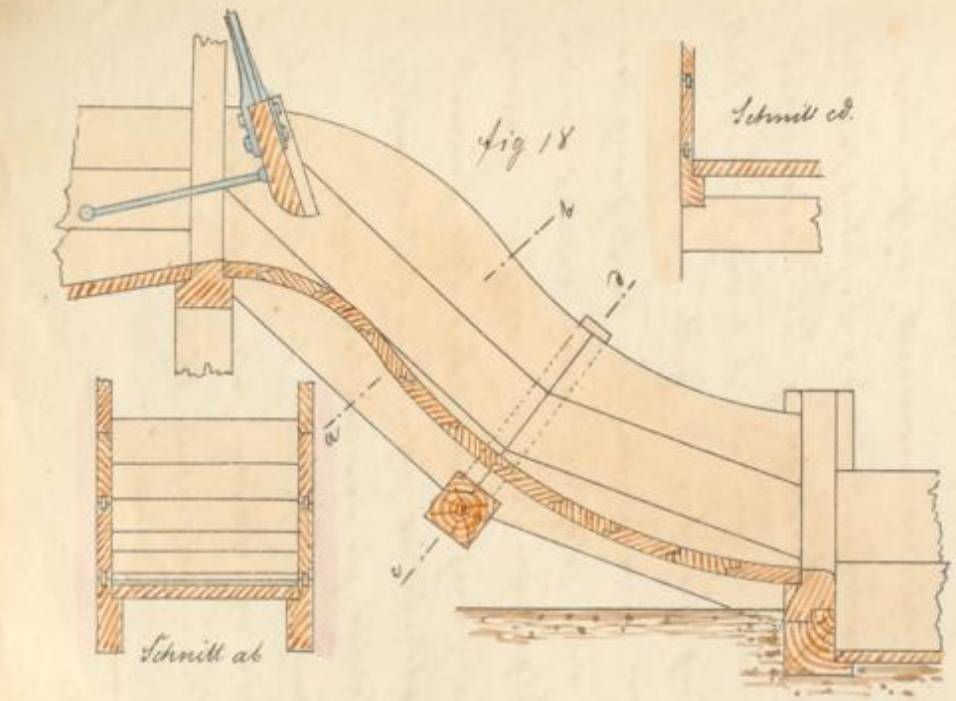
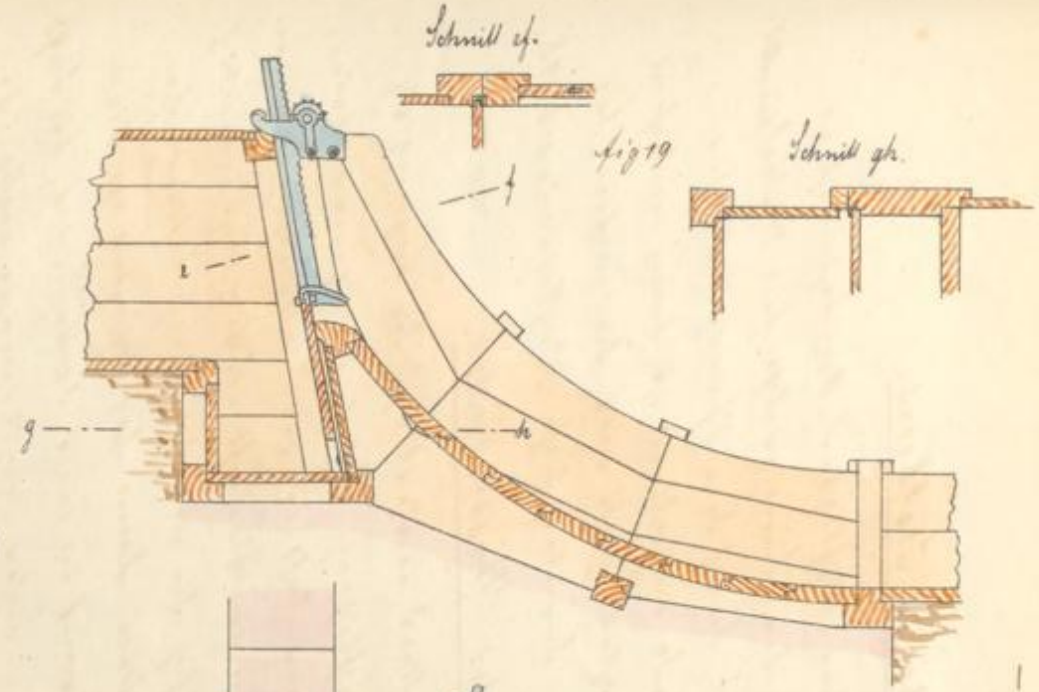


Fig 18
Schnitt cd.
Schnitt ab


Schnitt ef.
Fig 19
Schnitt gh.

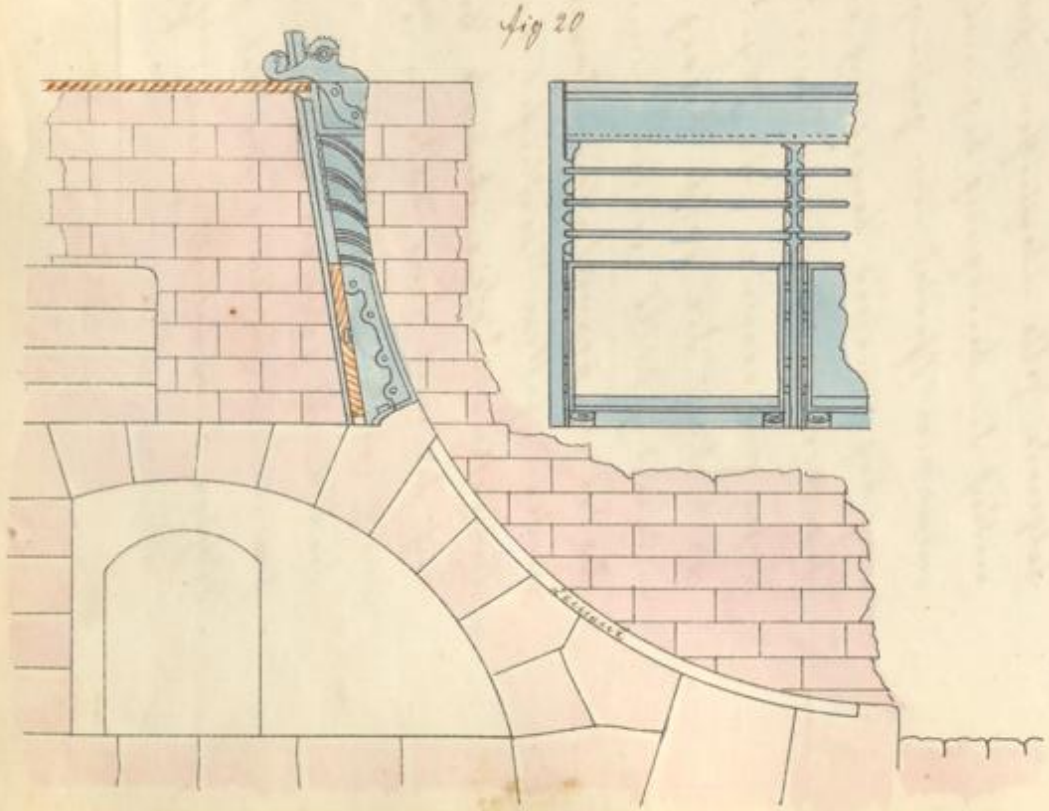


Fig 20

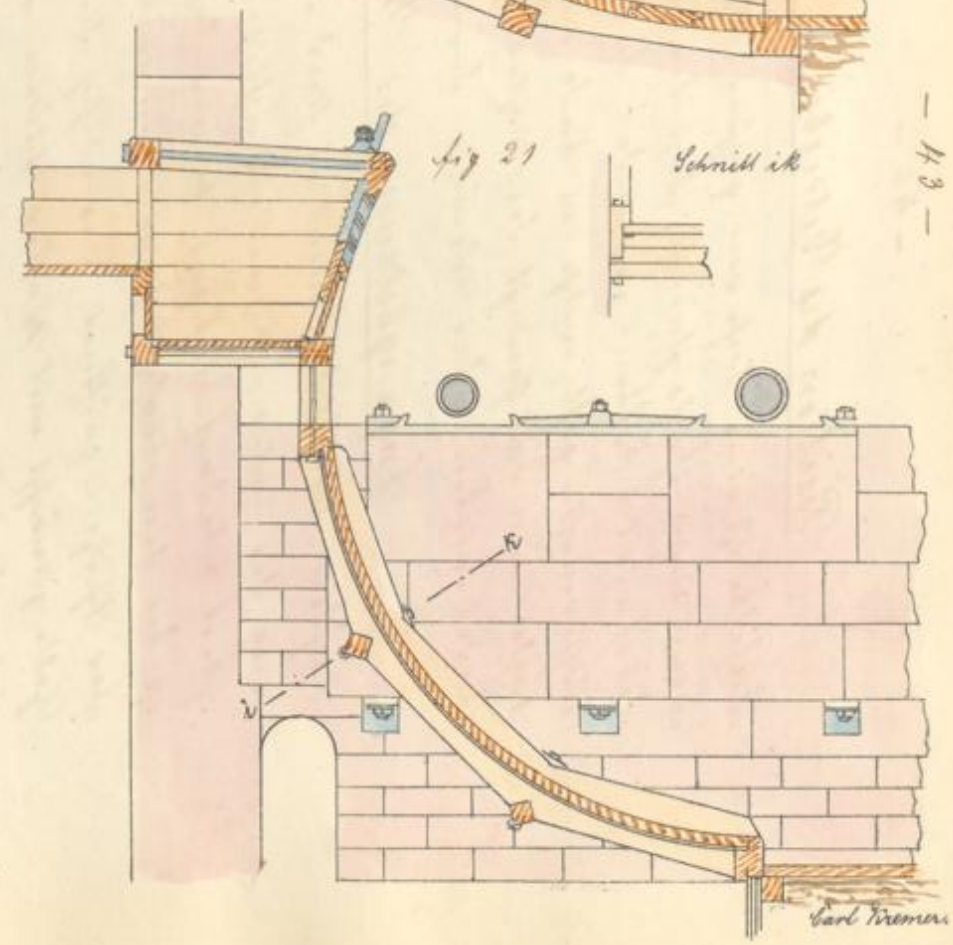


Fig 21
Schnitt ik
Carl Bremer

Position des Getriebes v. Kolbens.

Dieselbe ist eine Frage von großer Wichtigkeit. Am besten ist es, wenn man ihn so plaziert, daß die Linie welche den Mittelpunkt des Rades & Kolbens verbindet, durch den Schwerpunkt der Wassermasse geht, welche im Rade aufhalten ist, denn in diesem Falle kann das Gewicht des Wassers nicht auf die Speichen des Rades wirken. Das Weitere darüber siehe Wasserräder S. 196.

Ingangsetzung der Wasserräder.

Nachdem die Räder montirt sind, erfordert die Ingangsetzung der Unter- & mittelschlächtigen Räder keiner Schwierigkeit & bedarf auch gar keiner besonderen Vorsicht; dagegen ist bei den oberschlächtigen einige Vorsicht nöthig. Ist nämlich der Schützen geöffnet, so wird sich die am Einlauf befindliche Zelle zunächst mit Wasser füllen, dann das Wasser in die folgende Zelle überfließen, hierauf in eine dritte u.s.f. bis daß endlich die Bewegung beginnt. Dieser Wassermasse entspricht nun am Scheitel ein geringes Drehungsmoment, welches aber nach begonnener Bewegung rasch wächst & in der Richtung parallel der Axe ein Maximum wird. Die Bewegung des Rades wird daher auch einmal sehr rasch, nimmt wieder ab & wird gleich Null, weil durch die rasche Bewegung die oberen Zellen nicht genügend gefüllt werden können um weiter die Bewegung des Rades zu verursachen. Sowie das Wasser nun wieder in die unteren Zellen überfließt, erfolgt wieder ein Drehen & hierauf Stillstehen. Diese ruckweise Bewegung kann aber sehr störend auf die mit dem Rade in Verbindung stehenden Arbeitsmaschinen wirken, weshalb man dieselbe zu vermeiden sucht.
Dies kann geschehen indem man ein Rohr nach den Zellen leitet die in der Richtung parallel mit der Radaxe stehen & dieses das Wasser durch Oeffnung eines Hahnes gelangen läßt.

Das Poncelet-Rad.

Dieses Rad ist aus der Kritik der älteren Wasserräder hervorgegangen die an zwei Hauptfehlern leiden, nämlich 1) daß das Wasser dort meistens nur durch Stoß wirkt, & 2) auch eine beträchtliche Wirkungsfähigkeit besitzt, wenn es das Rad verläßt. Dem Poncelet-Rad & den Turbinen liegt der Gedanke zu Grunde, daß für die vortheilhafteste Benützung des Wasserquantums, das Wasser ohne Stoß in das Rad eintreten, mit continuirlichem Druck auf dasselbe einwirken, & zuletzt ohne Geschwindigkeit austreten solle.

Annäherungstheorie für das Poncelet-Rad.

Dieselbe ist Seite 34 der Wasserräder entwickelt.
Diese Theorie hat aber wesentliche Unvollkommenheiten, denn es ist eine große Differenz zwischen dem Rad & der geradlinigen Leiste 1) Weil das Rad eine drehende, die Leiste eine geradlinig fortschreitende Bewegung hat. Es muß derselbe die Bewegung jedes Wassertheilchens anders sein als bei der geradlinigen Bewegung, denn es kann beim Hinwegspringen des Centrifugalkraft nur Ziel welche der Richtung d. Bewegung entgegengesetzt wirkt & zur Folge hat, daß es nicht so hoch hinwegspringt, beim Herabspringen wirkt jene Kraft beschleunigend. 2) Folgt die Bewegung jedes Theilchens der Wasserwurfe ganz anders als die eines isolirten Kugelchens, indem die Bewegung jedes einzelnen Theilchens durch die Anwesenheit der übrigen mehr oder weniger modificirt wird. Diese Bewegung erfolgt sich wesentlich nach der Radconstruction & wir haben in dieser Hinsicht zu untersuchen ob das Volumen eines Schaufelraumes bedeutend größer ist als das Volumen der Wasserwurfe die in einem Schaufelraum gelangt, od. ob beide wenigstens gleich groß sind. Diese 2 Fälle sind N. 23 & 24 d. Wasserräder behandelt.

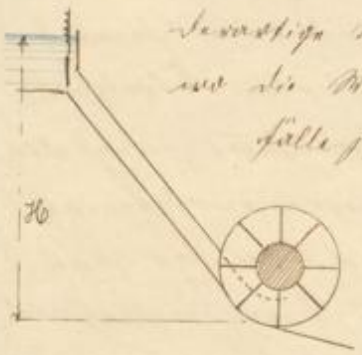
3) Kommt es nicht darauf an daß die Wasserschaufeln ohne Stoß in das Rad eintreten, & deßhalb ohne Geschwindigkeit verlassen, sondern daß sie auch an der gehörigen Stelle austreten. Der erste Nachtheil dabei ist daß jedes Wasserschaufelchen das, welches auf derselben Höhe liegt wo es eingetreten ist. Daß es nöthig daß die Entfernung der Schaufeln eine solche ist, daß die Zeit, die ein Wasserschaufelchen braucht um herauf & hinab zu schwingen gerade so groß ist als die Zeit die das Radumfang braucht um von dem Eintrittspunkt des Wasserschaufelchen bis zu einem Punkt zu kommen der in gleicher Höhe mit ersterem liegt.

4) Muß das Rad freiläufig gerüstet sein.

Mehreres über das Poncelet rad siehe P. 135 – 154 d. Wasserräder.

Regeln für die Berechnung & Verzeichnung des Poncelet rades siehe Repetitorium Seite 182. Nach diesen Regeln ist der Halbmesser R des Rades = 2 H während Poncelet ihn nur = H annahm, überhaupt sind die nach ihm ausgeführten Räder in der Regel zu klein.

Kleine unterschlächtige Räder für größere Gefälle.



Derartige Rädchen kommen häufig in Gebirgsgegenden vor, wo die Wassermenge in der Regel nicht groß ist, das Gefälle jedoch nach Belieben gesteigert werden kann.

Hinsichtlich der Wirkungsweise des Wassers sind diese Rädchen dieselben wie die unterschlächtigen Räder für normalen Wasserbetriebe, wegen des großen Gefälles & kleinen Radhalbmessers ringegen ist man im Stande, die günstigste Umdrehungszahl für die Werkzeuge unseres Rades direkt ihre Geschwindigkeit zu erhalten, die Effektleistung kann aber unmöglich sehr günstig

wirksamer wegen der grossen Geschwindigkeit, welche zur Folge hat, dass immer Wasser neu in die Höhe geschleudert wird.

Bestimmung der Dimensionen eines solchen Rades.

Beispiel. Die Anzahl der Umdrehungen nehmen wir = 80 an, ferner das Gefälle zu bestimmen. Der Halbmesser R sei 0·65 M. N_e = 3 Pferde. $n = 9548 \frac{v}{R}$ woraus sich die Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{nR}{9548} = 3·44$ M. ergibt.

Dieser gegebenen Umfangsgeschwindigkeit entsprechend, nehmen wir die vortheilhafteste Geschwindigkeit c des Wassers = 2v = 10·88 M. an. Hierauf bestimmt sich $H = \frac{c^2}{2g} = 6$ Met.

Wir nehmen ferner an: $\frac{N_e}{N_a} = \frac{1}{5}$ woraus: $1000\,Q\,H = 5.3.75$

$$Q = \frac{5.3.75}{1000.6} = 0·187 \text{ Cub. M.}$$

Das Rad müssen wir jedenfalls sehr gedrängt zu machen suchen & wir nehmen deshalb $\frac{Q}{abv} = m = \frac{1}{4} = 0·25$ an.

Der Wellendurchmesser sei = 0·4 Met. woraus sich die Länge a eines Schaufel nach radialer Richtung genommen = 0·45 Met. ergibt, weil 0·4 + 2.0·45 = 2R sein muss & wir R schon gleich 0·65 M. angenommen haben.

Die Breite b des Rades ist =

$$b = \frac{Q}{a\,v\,m} = \frac{0·187}{0·45.3·44.0·25} = 0·39 \text{ M.}$$

Wegen dem grossen Gefälle & der geringen Wassermenge erhalten wir trotz dem schwachen Füllungsgrad nur eine sehr geringe Radbreite.

Wenn wir die Sache recht betrachten, so ist der Nutzeffekt eines solchen Rädchens nicht einmal so ungünstig, denn es fallen für die Räderübersetzungen weg, welche bei der unregelmässigen Bewegungen wie sie auf dem Lande vorkommen, äusserst verlustbringend sind. (Wasserräder Seite 95 & 96)

Turbinen.

Entstehungsweise der Turbinen. Die neueren Erfindungen sind größtentheils mit einer Kritik der älteren hervorgegangen. So ist das Poncelet'sche Rad durch eine Beurtheilung der Effektleistungen der älteren Wasserräder, die Turbine mit dem Prinzip worauf der Bau des Poncelet'schen Rades beruht & das Bekanntwerden der guten Eigenschaften des vorhin beschriebenen kleinen überschlächtigen Rades (große Geschwindigkeit) ins Leben gerufen worden.

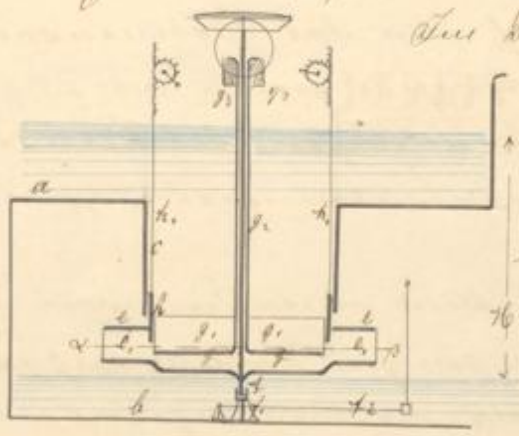
Die französische Akademie setzte nämlich einen Preis auf die Erfindung eines Rades bei dem das Wasser ohne Stoß eintritt, dasselbe ohne Geschwindigkeit verläßt & überdies eine sehr große Aufzugsgeschwindigkeit gestattet.

Fourneyron löste nicht nur diese Aufgabe auf glänzende Weise, er that noch mehr, indem er das erste war, welches das Wasser gleichzeitig auf den ganzen Radumfang wirken ließ. Die Verhältnisse setzte er gleich so gewählt, daß sie gar keiner Radbestimmung mehr bedürften. Seine Turbinen verbreiteten sich daher sehr rasch, verschwanden aber auch mit ihm wieder weil um diese Zeit ein anderer Franzose „Fonval" eine zweckmäßigere Anordnung erfand, die aber ganz auf dem gleichen Grundgedanken beruhte.

Es existiren nun von diesen beiden Turbinen eine Menge Modifikationen die aber keine Erfindungen genannt werden können.

Die hauptsächlichsten Anordnungen Fourneyron'scher Turbinen sind die folgenden:

a ist das Ende des Zuflußkanals, b Mündung des Abflußkanals.



Im Boden des Zuflußkanals ist eine große Öffnung an die sich ein senkrechter Cylinder c anschließt durch welchen das Wasser ausströmen kann. Darin befindet sich das Kreiselrad; der Radkörper hat die Form eines Ballons f; ist von seiner Außenseite mit krummen Schaufelflächen e, e, versehen. In der Mitte des Ballons ist eine Hülse durch die eine senkrechte Axe f geht, indem in einem Lager f_1 stehende f ist eine Ballonvorrichtung um die Axe f mehr oder weniger heben zu können.

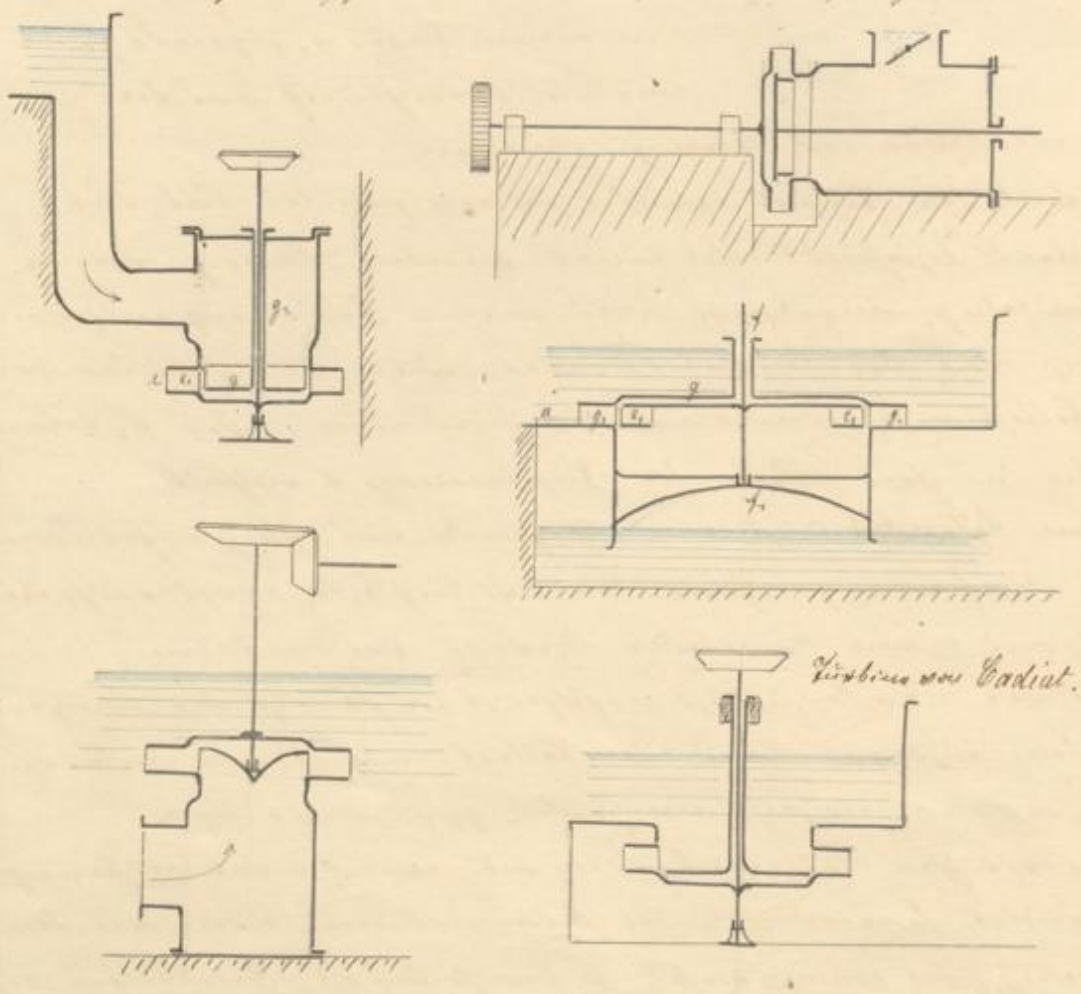
Innerhalb des Ballons befindet sich ein zweites Rad, das Leitrad, bestehend aus einer runden Platte g worauf Leitschaufeln g, angebracht sind deren Richtung entgegengesetzt ist der des Kreiselrades. Dieses 2te Rad bewegt den Ballon nicht, sondern wird durch eine Röhre g_2 gehalten die in ihrer Mitte die Kreiselaxe f umfaßt.

An dem Cylinder c ist ein Schützenrohr von cylindrischer Form welches durch eine gezahnte Vorrichtung h, h, vorwärts bewegt der Mund c auf h wieder bewegt werden kann.

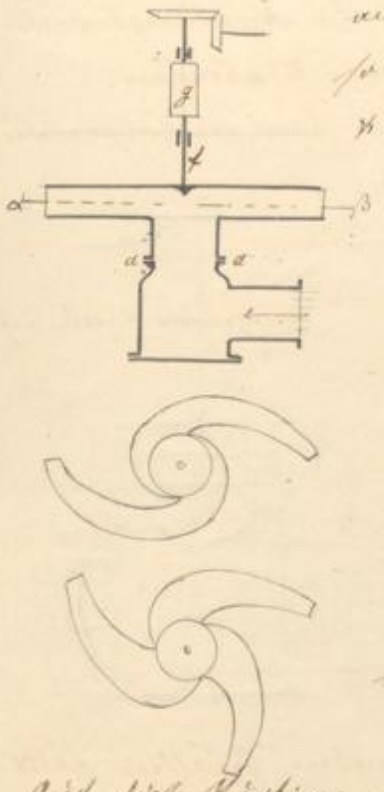
Wenn das Wasserzuflußrohr abgesperrt ist, so sitzt das Schützenrohr auf dem äußeren Rand des Ballons mit seinem unteren Rande auf h und verhindert ein unten geschlossenes Rad.

Zieht man das Schützenrohr h, so hat es nach wie vor das Bestreben angedrückt, so wird Wasser hervorströmen, welches mit den Schaufeln g, des Leitrades in Berührung ist, diesen folgen muß,

h nach der Richtung des Kanales entgegenströmen muß.
Diesem Wasserstrahl bietet sich nun das Turbinenrad dar, h indem es vermöge seiner Kräfte gerade mit so großer Gewalt, wird es gegen die Schaufelflächen des Turbinenrades treffen welches dadurch fortgetrieben wird, daß es dem Strahl entgegenweichen muß.
Die Turbinenräder müssen klein ausfallen, weil das Wasser gleichzeitig auf dem ganzen Umfang wirkt, h weil sie klein werden, fällt die Umfangsgeschwindigkeit groß aus. Die Leitschaufeln dienen dazu, das Wasser ohne Stoß in das Rad zu leiten.
Hauptsächlichen sind noch von Interesse Anordnungen von Fourneyron'schen Turbinen sind die folgenden:



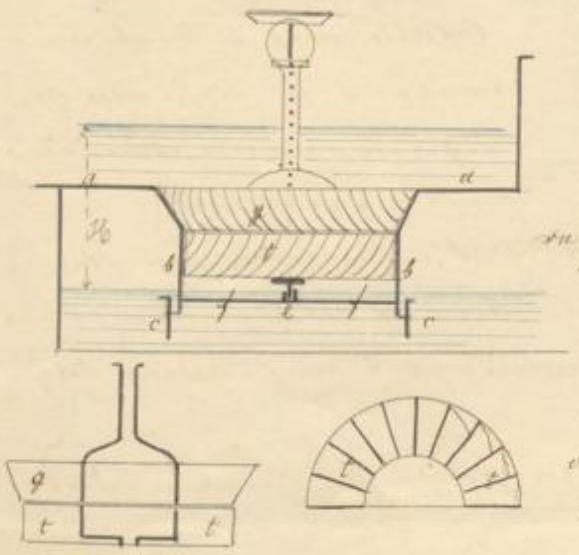
Die schottische Turbine. Dieselbe beruht auf dem gleichen Grundgedanken wie die von Fourneyron & hat im Wesentlichen die folgende Einrichtung: Das Wasser tritt von Unten ein; an der Axe A ist ein Gewicht g angebracht das so gewählt ist daß es, + dem Gewicht der Welle & der Räder, dem hydraulischen Druck von Unten das Gleichgewicht hält. Diese Construction ist aber nicht zweckmäßig weil dabei etwas Unwirksamkeit vorkommt. Es soll nämlich bei a eine Dichtung gemacht werden die einmal kein Wasser durchläßt & zweitens keine Reibung verursachen soll welche Bedingungen gleichzeitig nicht erfüllt werden können.



Diese Turbine ist deßhalb auch bald wieder verlassen worden.

Die Turbine von Tonval

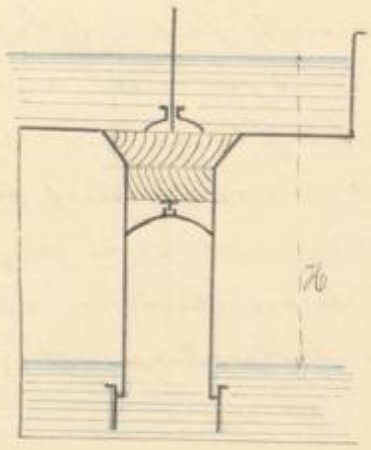
Auch diese Turbine beruht auf dem gleichen Grundgedanken wie die Fourneyron'sche, nur liegen die Räder hier nicht in einander, was bedeutende Schwierigkeiten beim Ausfallen verursacht, sondern übereinander. Die eigentliche Originalerfindung ist aber die Ausfallungsweise selbst.

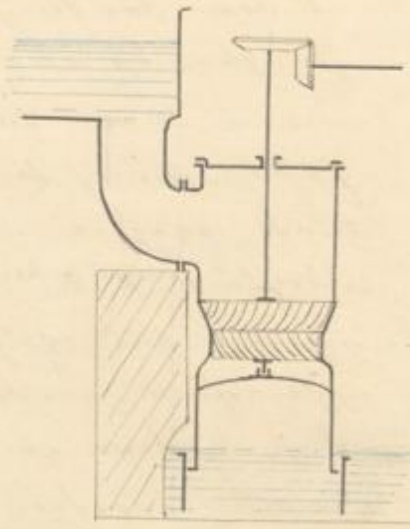


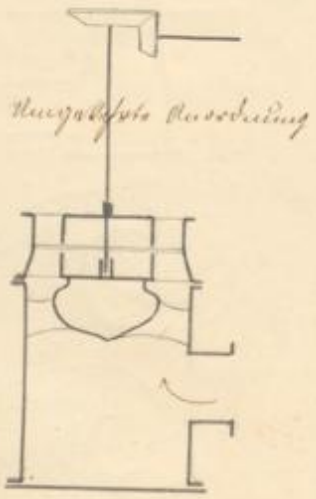
a ist das Ende des Zuleitungskanals mit einer cylindrischen Oeffnung am Boden, b Mantel, nicht bis auf den Boden des Ablaßkanals reichend, c cylindrisches Stück.

In dem Mantelblech 2 Räder, ein festhaltendes Gewicht g & das Turbinenrad t, versehen mit dem eigentlichen Radkörper, & darin befestigten Krümmen

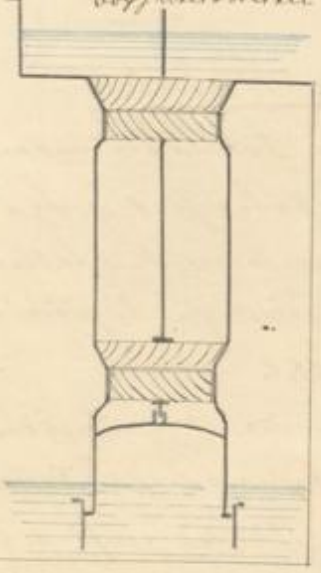
Schaufelflächen, deren Krümmung genau der Schaufeln des Leitrades entgegengesetzt ist. Das Wasser geht durch die Schaufeln des Leitrades in die des Turbinenrades & beschreibt dabei eine Reihe doppelter Krümmung. Die Wirkungsweise des Wassers ist eine bei den Fourneyron'schen Turbinen.
Andere Anordnungen Jonval'scher Turbinen sind die folgenden:

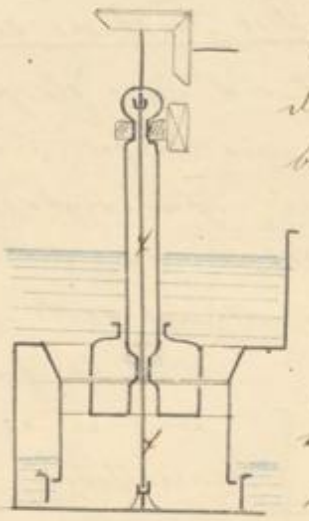






Doppelturbinen





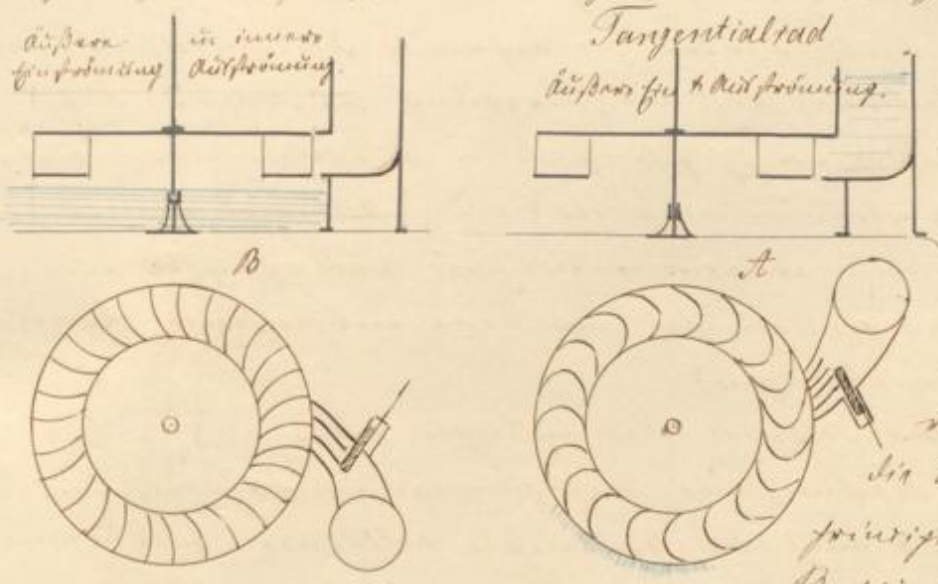
Bei großen Gefällen fällt die Geschwindigkeit öfters bedenklich groß & man kann in diesem Fall Doppelturbinen anwenden, indem man das Gefälle auf 2 Turbinen vertheilt & diese auf gemeinsamen Welle nebeneinander verbindet.

Bei der letzten Anordnung steht sich die Turbine über dem oberen Gerinne welches durch einen Deckel ef getragen wird, die in der Mitte einen Röhre fortsetzt & mit welcher das Turbinenrad verbunden ist.
Alle bisjetzt betrachteten Turbinen haben das Gemeinsame,

daß das Wasser gleichzeitig auf den ganzen Radumfang wirkt, sie heißen deswegen Vollturbinen. Man reicht jedoch mit denselben nicht in allen Fällen aus & hat deshalb eine Anordnung ausgedacht, bei welcher das Wasser nur auf einen Theil des Umfanges wirkt & die man Partialturbine nennt.

Partialturbinen.

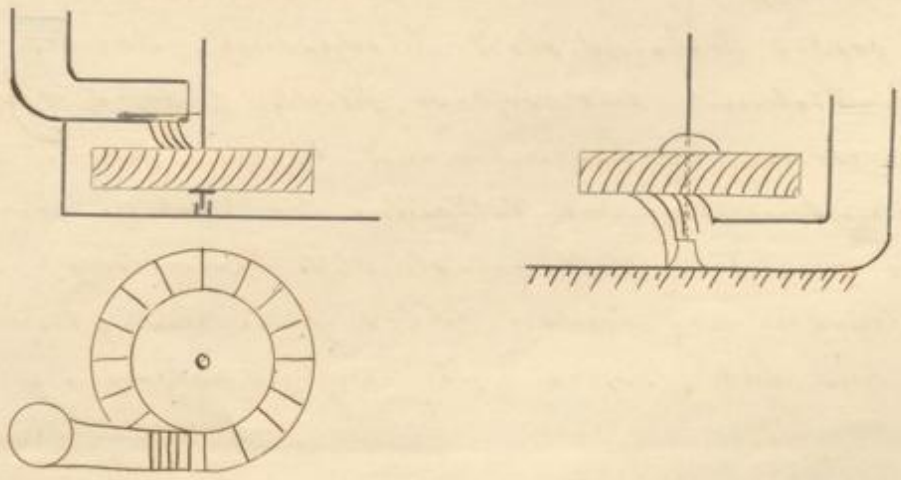
Denkt man bei den Fourneyron'schen & Jonval'schen Turbinen einen Theil der durch die Schaufelflächen gebildeten Oeffnungen zu, so wirkt also das Wasser nicht mehr zugleich auf den ganzen Radumfang, & wir erhalten eine Partialturbine.



Die Wirkungsweise des Wassers ist bei dieser beiden Anordnungen wie bei dem Jonvalrade.

Die Anordnung A ist principiell falsch, während B principiell richtig ist.

Modificationen Jonval'scher Turbinen.



Theorie der Turbinen.

Bei den Turbinen bilden alle, bei der Bewegung des Wasserfadens vorkommenden Erscheinungen im Zu- & Abfluß-Kanal eine zusammenhängende Kette; es unterscheiden sich also schon die Turbinen in dieser Hinsicht wesentlich von den Wasserrädern. Diese Bewegungen können wir aber auf praktischem Wege nicht verfolgen & wir sehen uns deßhalb auf die Theorie verwiesen.

Voraussetzungen unter denen die Theorie aufgestellt wird.

Diese Voraussetzungen haben eine doppelte Bedeutung, wir unterscheiden nämlich: 1) Voraussetzungen die wir machen müssen weil es sonst unmöglich wird die Rechnung durchzuführen, dahin gehört vor allem die, daß die Bewegung des Wassers durch die Räder regelmäßig vor sich gehe & keine Erscheinungen wirbelnder Bewegungen des Wassers vorkommen. 2) Voraussetzungen, welche mit denjenigen, welche wesentlichen Bedingungen eine Turbinenbau zu genügen hat, um eine entsprechende Kraftleistung hervorzubringen.

Wir stellen daher folgende Bedingungen auf:

1) Es sei ein regelmäßiger Bewegungszustand eingetreten.

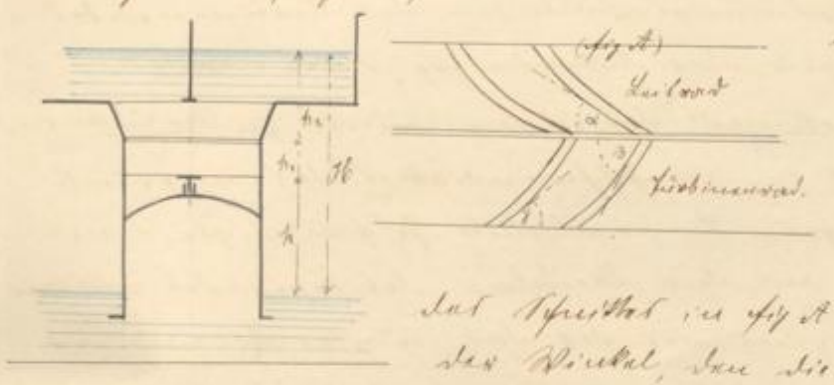
2) Das Wasser füllt die Radkanäle vollkommen aus, denn sonst ist kein regelmäßiges Durchströmen möglich. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, so entstehen Unregelmäßigkeiten in der Bewegung des Wassers, die dann sehr groß werden, wenn das Wasser mit großer Geschwindigkeit durchströmt. Das letztere ist der Fall bei Turbinen für größere Gefälle & daher werden diese Unregelmäßigkeiten bei Turbinen mit kleinem Gefälle nicht groß vorhanden können. Das Vollaufen der Turbine ist also eine, für einen günstigen Effekt unerläßliche Bedingung.

3) Die Radröhren der beiden Räder seien nicht zu stark gekrümmt, so daß das Wasser ihnen noch zu folgen im Stande ist.

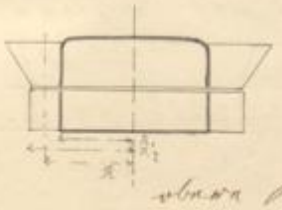
4) Die Anzahl der Leitradkränze sei so groß, daß die Bewegung aller Wasserteilchen stundlich angenommen werden kann. Die Reibung vernachlässigen wir, weil das dadurch entstehende Verlust gering ist gegen die Verluste die wir gar nicht zählen, an denen die Mühle leidet.

Die Turbine von Jonval.

Bezeichnungen. Wir nennen R_1 den inneren, R_2 den äußeren & $R = \frac{1}{2}(R_1 + R_2)$ den mittleren Halbmesser des Rades, & nehmen an, daß die Schnittfläche beim Leitrad- & Turbinenrad Kreisringflächen seien. Die beiden Räder denken wir



und durch einen punktierten Kreisbogen, der einen Halbmesser R durchschneiden, & stellen die Abwickelung des Schnittes in Sitzt dar. Dabei sei α der Winkel, den die mittlere Richtung eines Wasserteilchens mit dem Leitkranzes, und der Tangentenebene des Leitrad, es bildet; β der Winkel den eine durch die obere Kante der Radschaufeln gelegte tangierende Ebene mit der Fläche des oberen Randes bildet, & γ Winkel, unter welchem die Schaufeln des Turbinenrades die untere Ebene dieses Randes schneiden. Wir nehmen nun an daß für alle Wasserteilchen die entsprechenden α, β, γ dieselben Werte haben, & daß ferner jedes Wasserteilchen während es sich durch das Turbinenrad bewegt in der Oberfläche des Cylinders bleibt, die durch den Anfangspunkt des Teilchens in das Rad gelegt werden kann, es ändere also seine Entfernung von der Axe nicht. Dieselbe Bewegung ist aber in der Praxis nicht vorhanden, & ist diese Annahme für die Wirkung der Kraft zu günstig.



Wir nehmen auch an, daß sich die Wassertheilchen in ihrer Bewegung nicht wechselseitig stören. Wir machen hier eigentlich die Annahme, daß jedes Wassertheilchen für sich gelenkt werde & die Leitflächen des Rechteckes einer Seiten Gitters hätten durch daßen Ablenkungen die Wassertheilchen wieder geräumt. Es erhellt hieraus, daß eine große Schaufelzahl für den Effekt günstig ist.

Bei seinem i die Anzahl der Leitkörper des Einlaufrades, i_1 die Anzahl der Radkörper, Ω die Summe der Querschnitte aller Ausströmungsöffnungen des Leitrades, Ω_2 Summe der Querschnitte aller Einströmungsöffnungen des Turbinenrades, Ω_1 Summe d. Querschnitte aller Ausström. öffg. dieses Rades.

v sei die Geschwindigkeit mit der sich ein Punkt in der Entfernung R bewegt, v_2 & v_1 die Geschwindigkeit des inneren & äußeren Radumfanges, U die absolute Geschwindigkeit mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades ausfließt. u, relative Geschwindigkeit mit der das Wasser das Ende der Radschaufeln erreicht, u absolute Geschwindigkeit des Wassers unmittelbar nach dem Rade.

H = totales Gefälle, h h_1 h_2 haben die in der Abh. S. 55 angegebene Bedeutung.

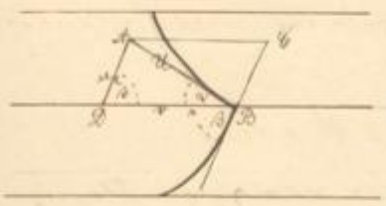
a = Druck der Atmosphäre auf 1 □ M., P Druck des Wassers auf 1 □ M. der in dem Spielraume zwischen den beiden Rädern herrscht; k k_1 Leitradkoeffizienten, Q Druck des Wassers unterhalb des Rades auf 1 □ Met.

Aufstellung der Bedingungen unter denen die Turbine einen guten Effect geben kann —.

Bedingung welche ausdrückt, daß das Wasser alle Kanäle des Rades erfüllt: $U = \Omega\, U k = \Omega_2 u_2 = \Omega_1 u_1 k_1$ (1)

u_2 = relative Geschwindigkeit mit der das Wasser seine Bewegung durch das Turbinenrad beginnt. Durch die Gleich. (1) ist schon ausgedrückt, daß alle Wassertheilchen gleiche Geschwindigkeit haben.

Damit der Uebertritt des Wassers von einem Rade ins andere ohne Stoß geschieht, muß sein:



$AB = U$ $\qquad \frac{v}{U} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$ (2)

$BD = v$

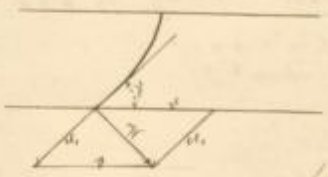
$BC = u_1$ $\qquad \frac{u_1}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$ (3)

Fragen wir welche Geschwindigkeit das Wasser erreicht wenn es durch das Kürbisrad hinabgeht:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_0^2}{2g} + h_1 + \frac{P}{1000} - \frac{Q}{1000} \quad (4)$$

Die absolute Geschwindigkeit mit welcher das Wasser unten austritt:

$$W^2 = u_1^2 + v^2 - 2u_1 v \cos\gamma \quad (5)$$



Nehmen wir an daß die Oeffnungen unten so groß seien, daß das Wasser ohne fortwährend keine größere Geschwindigkeit anzunehmen braucht als es beim Austritt hat, so muß sein:

$$\frac{Q}{1000} = \frac{a}{1000} - h \quad (6)$$

Geschwindigkeit mit welcher das Wasser aus dem Leitrad austritt: $\frac{U^2}{2g} = \frac{a}{1000} + h_2 - \frac{P}{1000}$ (7)

Für einen günstigen Effekt muß $W = 0$ werden, d. h. das ist der Fall, wenn in (5) $u_1 = v$ u. $\gamma = 0$ wird. (8)

Mit den bis jetzt aufgestellten 8 Gleichungen läßt sich unmittelbar noch nichts schon machen wir wollen sie deßhalb derart transformiren, daß sie auflösbar werden.

Aus der Gleichung (7) folgt: $\frac{P}{1000} = \frac{a}{1000} + h_2 - \frac{U^2}{2g}$

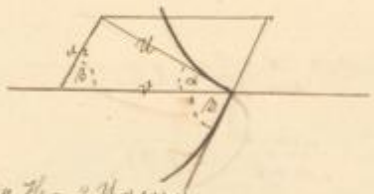
die Gleichung (6) heißt: $\frac{Q}{1000} = \frac{a}{1000} - h$ u. vermöge (8) ist $u_1 = v$.

diese Werthe von P, Q, u_1 in (4) eingesetzt, so erhalten wir folgende Gleichung:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{u_0^2}{2g} + \frac{a}{1000} + h_2 - \frac{U^2}{2g} + h_1 - \frac{a}{1000} + h$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{u_0^2}{2g} + h + h_1 + h_2 - \frac{U^2}{2g}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} + H - \frac{U^2}{2g} \; ; \quad v^2 = u_1^2 - U^2 + 2gH$$



$2gH = 2Uv\cos\alpha$

Betrachten wir hierfür auch das die Gleichungen (2) & (3) hergeleitet sind; nemlich derselben ist:

$$u_1^2 = U^2 + v^2 - 2Uv\cos\alpha$$

wie wenn man u_1^2 durch seinen Werth aus der vorletzten Gleichung ersetzt:

$$v^2 = U^2 + v^2 - 2Uv\cos\alpha - U^2 + 2gH.$$

Für v seinen Werth aus (2) eingesetzt:

$$gH = U.\,U\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}\cos\alpha$$

$$\underline{U} = \sqrt{gH\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}}$$

Nun nun (2) ist: $v = U\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$ für U seinen Werth gesetzt:

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

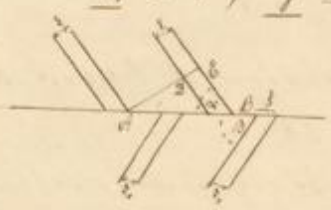
$$\underline{v} = \sqrt{gH\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\,\sin\beta}}$$

Aus (3) folgt: $u_1 = U\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \sqrt{gH\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}}\;\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} =$

$$\underline{u_1} = \sqrt{gH\frac{\sin\alpha}{\sin\beta\,\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}}$$

Nach (7) ist: $\frac{Q}{1000} = \frac{a}{1000} + h_2 - \frac{U^2}{2g} = \frac{a}{1000} + h_2 - \frac{H}{2}\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}$

$$\underline{u_1} = v \; ; \quad \underline{\gamma} = 0 \; ; \quad \frac{Q}{1000} = \frac{a}{1000} - h$$



Um Ω zu bestimmen machen wir folgendes: Bei $i = AB$ der Spaltung, so ist:

$\frac{2R\pi}{i}\sin\alpha - \varepsilon = s$ die Normalweite.

$\Omega = \left(\frac{2R\pi}{i}\sin\alpha - \varepsilon\right)(R_1 - R_2)\,i$ = Raum des Querschnitts aller Oeffnungen des Leitrades wenn das Turbinenrad nicht darunter wäre. Nun verschwinden aber die Querschnitte des Turbinenrades durch ihre Metalldicke einen Raum der von Obigem abgezogen werden muß. Es ist: $\xi\sin\beta = \varepsilon_1$; $\xi = \frac{\varepsilon_1}{\sin\beta}$

$\xi\sin\alpha = \varepsilon_1\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$. Alle Querschnitte des Turbinenrades verschwinden mithin einen Raum $= \varepsilon_1\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}(R_1 - R_2)\,i$

und daher wird nun:

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

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

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

wenn ist: $2R = R_1 + R_2$ und daher:

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

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

$$\Omega_1 = s_1\,(R_1 \pm R_2)\,i_1$$

Die Gleichg. (1) können wir jetzt in folgender Weise transformiren:

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

daraus folgt:

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

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

Mit (1) folgt auch noch: $\Omega\, U k = \Omega_1\, U_1 k_1$

wenn ist: $U_1 = v = U\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$ u. dieses Wasserquantum.

$$\Omega\, U k = \Omega_1\, U \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \quad \text{oder:}$$

$$\Omega\, k = \Omega_1 \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$$

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

$$= s_1\,(R_1 - R_2)\left(i_1 k_1 \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}\right)$$

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

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

durch Umformungen erhält man endlich:

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

Würde allen diesen Bedingungen entsprochen, so wäre der Nutzeffekt einer Turbine gleich dem absoluten Effekt. Diesen Gleichungen genügen alle die Werthe von α & β welche Theilen dieser Ausdrücke durchgeführt werden.

Es wäre demnach für jeden Gefälle der Nutzeffekt einer Turbine gleich dem absoluten, was in der Wirklichkeit

nicht der Fall ist, & daher sind alle diese Folgerungen nur eine Annäherung an die Wahrheit. Wir müssen daher jedes Resultat erst wie aus diesen Formeln ziehen, nach den gemachten Voraussetzungen in der Praxis modifiziren, wie es eben mehr od. weniger stark von der Wahrheit abweichen. Sehen wir zu was aus den gemachten Bedingungen für Schlüsse gezogen werden können:

Zunächst ist klar, daß diesen Anforderungen durch jedes H entsprochen werden kann, ebenso sind dieselben unabhängig von dem Ort, wo die Turbine aufgestellt wird, ob dasselbe hoch oben, in der Mitte od. Unten ist.

Die Annahme daß die Turbine immer voll laufe setzt voraus, daß $h \leq \frac{a}{1000}$ & deshalb ist der Ort der Aufstellung doch nicht so ganz willkürlich. Wäre nämlich $h > \frac{a}{1000}$ so würde der Druck unter dem Turbinenrad $= 0$, am dem oberen Wasserspiegel wäre er $= a$ & die Verhältnisse würden nicht mehr mit den Voraussetzungen wornach die Gleichungen gegründet sind im Einklang stehen. In den aufgestellten Gleichungen ist ferner nicht enthalten von der Höhe des Rades, auch die Schaufel-form ist nicht charakteristisch & selbst die Schaufelzahl ist ziemlich gleichgültig.

Als Hauptdaten zur Erbauung einer Turbine können gegeben sein: die Wassermenge & das Gefälle oder das Nutzgefälle & das Gefälle; in letzterem Falle muß man zur Bestimmung der Wassermenge das Güterverhältniß der Turbine kennen, dabei läßt uns aber die aufgestellte Rechnung im Stich, denn gibt unter den gemachten Voraussetzungen $\frac{N_n}{N_a} = 1$ was natürlich in der Wirklichkeit nicht der Fall ist. Zu diesem Zwecke ist übrigens keine so genaue Kenntniß des Güterverhältnisses nöthig & es ist vorsichtiger es eher züngunstig als zu günstig anzunehmen. $1000\, Q H_n = 75\, N_n$; $Q = \frac{75}{1000\, \eta} \frac{N_n}{H}$

Nach den Versuchen ist: $\frac{75}{1000p} = 0{\cdot}107$ woraus: $f_1 = \frac{N_1}{N_0} = 0{\cdot}70$.
Es ist angemessen, den Nutzeffekt unter besonderen Umständen etwas größer od. kleiner anzunehmen als 70 %. Er ist größer anzunehmen, wenn alle Verhältnisse sehr günstig sind, also eine angemessene Schaufelform & eine ausserordentlich große Wassermenge vorhanden ist, & kleiner im andern Falle. Mehr als 75 % anzunehmen ist nicht rathlich; selbst den ungünstigen Fall kann man 55 – 65 % in Rechnung bringen.
Die Winkel α & β sind innerhalb gewisser Grenzen beliebig, doch soll α nicht zu groß genommen werden weil sonst den Anforderungen widerstreitet, nicht weil einem sehr kleinen α mehr genügt werden kann. Für gewöhnliche Verhältnisse kann man nehmen $\alpha = 24^0$ $\beta = 66^0$; für Ausnahmen, namentlich wenn das Gefälle sehr groß & die Wassermenge sehr klein ist, ist es angemessen, α kleiner anzunehmen, größer soll man es nie nehmen. Es wird hier das kleine α das Rad groß, was unbequem erscheint, damit es einen langsameren Gang erhält, & die Schaufeln nicht so stark gekrümmt werden müssen. Für den Fall $\alpha + \beta = 90^0$ wird:

$$U = \sqrt{gH} = \sqrt{\frac{2gH}{2}} = 0{\cdot}707\sqrt{2gH}; \quad s = \sqrt{\frac{2gH}{\cos\alpha\sqrt{2}}}$$

Für den Fall $2\alpha + \beta = 180^0$ wird $\beta = 180^0 - 2\alpha$; $\alpha + \beta = 180 - \alpha$

$$U = \sqrt{gH\frac{\sin 2\alpha}{\cos\alpha}} = \sqrt{2gH\frac{\sin\alpha\cos\beta}{\sin\alpha\cos\beta}} = \sqrt{2gH}$$

Für $2\alpha + \beta > 180^0$ findet man: $U > \sqrt{2gH}$
" $2\alpha + \beta = 180^0$ fanden wir: $U = \sqrt{2gH}$ und
" $2\alpha + \beta < 180^0$ " " $U < \sqrt{2gH}$.
Es ist zur Vermeidung von schädlichen Räumen angemessen, das andere Ende der Leitschaufeln geradlinig zu machen

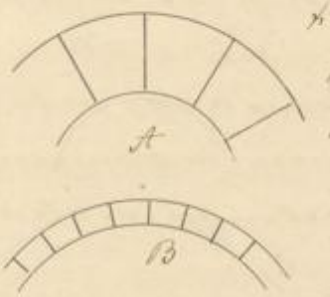
dann ist wird dann $k = 1$, im andern Falle entstehen beim Vorübergehen des Rades luftleere Räume wodurch den Wasserfäden

Gelegenheit gegeben wird sich zu großerer & Wirbel zu bilden. Mit dem Kreisumfang darf das Wasser mit stetiger Konvergenz ausströmen so daß wenn $k_1 = 0{,}9$ setzen darf. Das Wasser erlaubt überhaupt in dem Rade so viele Größe, daß es spätest & wenn daher die äußere Oeffnung lieber etwas größer macht, was dadurch geschieht daß wir $k_1 < 1$ setzen.

Die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers mit den Kanälen des Leitrades stimmt mit der Wirklichkeit überein, wenn wir für U den Werth setzen, der sich bei der Theorie ergab;

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

Das Verhältniß zwischen R_1 & R_2 müssen wir so einrichten suchen, daß den Vorausetzungen so gut als möglich genügt wird. Konstruiren wir nach A, so wird das Rad klein, & im Falle B wird es groß. Es ist aber leicht einzusehen daß wenn das Wasser in Form A nach einer in Form B gut fern kann, dann beibt wird in diesem Falle das Wasser nicht mehr gehörig geleitet. Bei B wird dadurch die Schaufelzahl sehr groß, daraus Kanäle großen Wiederstand verursachen, & dann ist auch die Reibungsfläche während das Wasser durch Rad geht sehr groß. Für gewöhnliche Verhältnisse dürfen wir nehmen:



$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$$

Bei großeren Wassermassen nehmen wir das mehr $\frac{1}{2}$ & bei großen Gefällen & kleinen Wassermengen mehr das Einfache.

Außer die Anzahl der Leitschaufeln geben uns die vorgehaltenen Formeln keinen Aufschluß, wohl aber dieses Verhältniß zwischen leitenden Gedanken. Es ist nämlich durch die Gedrücktheit, daß die Wasserfäden sich bei Bewegung durch die Räder nicht zerschlagen sollen; machen wir nun viele Schaufeln, so entsteht

durch die Dicke einer jeden beim Durchströmen des Wassers am lufthaltigen Raum durch welchen dem Wasser Gelegenheit gegeben wird sich zu zerschlagen, dann verursachen viele Schaufeln eine große Reibungsfläche. In der Regel kann man sehr normale Verhältnisse nehmen: Anzahl der Leitschaufeln $i = 16$ & Anzahl der Turbinenradschaufeln $i_1 = 24$; es ist aber besser eher mehr als weniger anzunehmen.

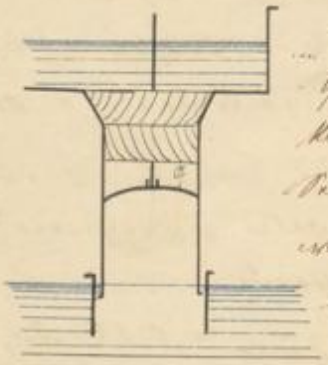
Die Metalldicke der Schaufeln kommt in der Berechnung nicht als absoluter Werth vor, sondern nur das Verhältniß $\frac{\varepsilon}{R}$; es ist nun angenommen zu nehmen: $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40} R = 0{\cdot}025\, R$.

Demnach entscheidet es sich ob man die Schaufeln von Blech macht od. ob man sie gießt.

Der äußere Halbmesser R_1 ist nach der Formel $R_1 = \sqrt{\frac{Q}{\pi k (1-(\frac{r}{R})^2)}}$ ..... Seite 59 zu nehmen.

Die Weite der Leit- & Radkanäle, die vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Rades aus Umfang des Kreises R, die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen, sowie verschiedene empirische Regeln sind S. 164 & 165 d. Broschüre angegeben.

Die Höhe des Turbinenrades ist dort $= 0{\cdot}5\, R$ angegeben; machen wir das Rad zu niedrig, so müßten die Schaufeln zu stark gekrümmt werden & das Wasser wird zu sehr abgelenkt, dagegen ist hier die Reibungsfläche klein; machen wir das Rad sehr hoch, so wird die Reibungsfläche sehr groß, dagegen werden die Schaufeln nicht sehr gekrümmt. Die Radradhöhe $= 0{\cdot}6\, R$.



Unterhalb des Rades wird eine gewisse Stauung η stattfinden die bei einem guten Gang der Turbine klein, bei einem schlechten Gang groß sein muß. Denken wir den Schützen unten etwas herab, heben wir also den Wasserausfluß, so muß das Wasser mit größerer Geschwindigkeit unten ausströmen & dies ist nicht anders möglich, als daß η größer wird.

dadurch entsteht aber notwendig ein stärkerer Gang der Turbine, dieser kann durch Schützen nicht zur Regulirung gebraucht werden. Die Erfahrungen haben auch gezeigt, daß wenn man nur die Hälfte der Wassermenge zuströmen läßt, die Effektleistung nicht 1/2 wird, sondern nur 1/8.

Spezielle Formeln zur Berechnung Fonval'scher Turbinen für gewöhnliche Wasserkräfte.

Für normalere Wasserkräfte, wenn also das Gefälle nicht zu groß, d. h. die Wassermenge nicht zu klein ist, kann man für die in den vorhergehenden Formeln rechts vom Gleichheitszeichen stehenden Größen mittlere Werthe annehmen, wodurch sich diese Gleichungen sehr vereinfachen. Es ergeben sich dann die speziellen Formeln Seite 165 u. 166 des Repertoriums.

Für außergewöhnliche Wasserkräfte muß man sich der Formeln Seite 167 u. 168 d. Repert. bedienen.

Partialturbinen siehe Seite 169 des Repertoriums.

Berechnung einer Fonval'schen Turbine.

Es sei gegeben: $Q = 1.8$ Cub. M. $H = 4$ Met.

Wir können in diesem Falle nach den Regeln für normale Wasserkräfte S. 165 u. 166 d. Repertoriums rechnen.

$\sqrt{2gH} = 8.86$ M. $\alpha = 24°$, $\beta = 66°$ $k = 1$, $k_1 = 0.9$

$u = 0.707\sqrt{2gH} = 0.707 . 8.86 = 6.26$ M. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ $i = 16$, $i_1 = 24$

$\frac{\varepsilon}{R} = \frac{\varepsilon_1}{R_1} = \frac{1}{40}$, $R_1 = 1.330\sqrt{\frac{1.8}{6.26}} = 0.674$ M. $R_2 = \frac{2}{3}\,0.674 = 0.448$

$R = \frac{1}{2}(R_1 + R_2) = 0.561$; $s = 0.1372 . 0.561 = 0.07$ M.

$s_1 = 0.08 \,\pi.\, 0.561 = 0.045$. $v = 0.6\sqrt{2gH} = 0.6 . 8.86 = 5.32$

$n = 9.548\,\frac{5.32}{0.561} = 90$ Umdrehungen. Schaufelstärke $= \frac{1}{40}R = 0.014$.

2ter Beispiel. Nehmen wir an: $Q = 0.2$ Cub. M. $H = 50$ M. Es verlohnt sich nach den gemöhnlichen Regeln zu rechnen:

$N_0 = 133$ Pferdekr. $\frac{N_n}{N_0} = 0.65$, $N_n = 86$ Pferde.

$\sqrt{2gH} = \sqrt{2g.50} = 31.35$ M. $R_1 = 1.38\sqrt{\frac{0.2}{0.707 . 31.35}} = 0.138$ Met.

$R_2 = \frac{2}{3} R_1 = \frac{2}{3}\, 0{\cdot}138 = 0{\cdot}092$ M. $\quad R = \frac{1}{2}(R_1 + R_2) = \frac{5}{6} R_1 = 0{\cdot}115$ M.

$s_1 = 0{\cdot}081\, R = 0{\cdot}009$ M., $\quad v = 0{\cdot}6 \,.\, 31{\cdot}35 = 18{\cdot}8$ M.

$$n = 9{\cdot}548 \frac{18{\cdot}8}{0{\cdot}115} = 1560 \text{ Umdrehungen.}$$

Weil diese Umdrehungsgeschwindigkeit zu groß ausfällt so müssen wir nach den Regeln für ungünstige Fälle T. 167 & 168 des Pfeilers rechnen, & erhalten dadurch:

$U = 0{\cdot}692 \sqrt{29{\cdot}76} = 0{\cdot}692 \,.\, 31{\cdot}35 = 21{\cdot}7$ M.

$R_1 = 1{\cdot}966 \sqrt{\frac{0{\cdot}2}{21{\cdot}7}} = 0{\cdot}191. \quad R_2 = \frac{5}{6}\, 0{\cdot}191 = 0{\cdot}136$ M.

$R = 0{\cdot}163$, $\quad v = 0{\cdot}579 \,.\, 31{\cdot}35 = 18{\cdot}15$.

$$n = 9{\cdot}548 \frac{18{\cdot}15}{0{\cdot}163} = 1060 \text{ Umdrehungen.}$$

Daß die Effektleistung bei so großen Geschwindigkeiten keine sehr glänzende sein ist leicht begreiflich, denn es ist nicht denkbar daß das Wasser in der unendlich kleinen Zeit die es zu seinem Durchströmen braucht alle Geschwindig. Mit verlieren & dann wird das Laufrad im Rad ebenfalls keine sehr wichtige sein.

Innerhalb der Grenzen der Anwendbarkeit der Wasserräder sind daher dieselben bei großen Gefällen den Turbinen vorzuziehen, während bei kleineren Gefällen die Turbinen den Wasserrädern vorzuziehen sind. Für mittlere Gefälle sind beide Anordnungen gleich gut.

Graphisch dargestellt erscheinen die Kurven welche das Gefällverhältniß des Wasserrades & Turbinen ausdrücken ungefähr in der hier verzeichneten Weise, wenn man als Abszisse das Gefälle & als Ordinate das Gefällverhältniß $\frac{v_1}{v_2} = k$ aufträgt.

Die Konizität des Laufrades hat den Zweck die Ausfüllung zu erleichtern, indem man dasselbe gewöhnlich in der Tiefe der Wasserzuleitungsröhre einsetzt ohne es weiter mit befestigen zu müssen. Durch dieselbe wird aber auch das Wasser gegen die Axe geschleudert, wodurch es die Centrifugalkraft

gewicht gleichkommen soll. Es wird also eine Wasserstellung
Platz der Einwirkung dieser beiden Kräfte bei einer gewissen
Geschwindigkeit der Turbine seine Beseitigung durch die beiden
Räder so vollbringen, daß es seine Entfernung von der Axe
während es einfangen nicht beendet.

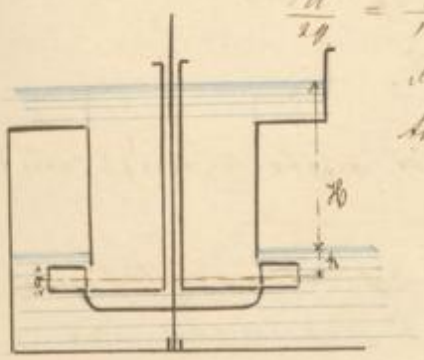
Die Turbine von Fourneyron mit zwei in einander liegenden Rädern.

Es ist hier nöthig die Centrifugalkraft bei der Bewegung des
Wassers durch die Räder mit in Rechnung zu bringen & die
Theorie dieser Turbine unterscheidet sich nur hierdurch von der
Theorie der Fourneyron'schen Turbine.
Wir nennen hier: α, den Winkel unter welchem die Leitschaufeln
den inneren Umfang des Schutzcylinders durchschneiden, α_1,
β, γ, k, k_1, U, R_2, R_1, i, i_1, s, s_1, δ, v_2, n haben die
Seite 172 der Pfeifferschen angegebenen Bedeutung, v, v_1 sind die
absoluten Geschwindigkeiten am inneren & äußeren Umfang des
Turbinenrades, u, u_1 die relativen Geschwindigkeiten am inneren
& äußeren Umfang des Turbinenrades genommen, W = absolute
Geschwindigkeit mit welcher das Wasser das Rad verläßt.
A drückt den Atmosphäre auf 10 M., P drückt das Wasser
auf 10 M. in der ringförmigen Spalte zwischen Rad & Turbinen-
rad, Q Pressung auf 10 M. innerhalb des Rades am äußeren
Umfang; Ω, Ω_1, Ω_2 haben die bei der Theorie der Fourneyron-
schen Turbine angegebene Bedeutung.
Wir gehen nun hier wieder darauf aus die Bedingungen aus-
findig zu machen, unter denen ein solches Rad einen günstigen
Effekt verspricht. Wir machen hier wieder dieselben Voraussetzu-
ungen wie bei der Theorie der Fourneyron'schen Turbine.
1) Bedingung welche ausdrückt, daß das Wasser überall die

Kanäle erfüllt: $Q = \Omega U k = \Omega_2 u_2 = \Omega_1 u_1 k_1$ (1)

Geschwindigkeit mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt:

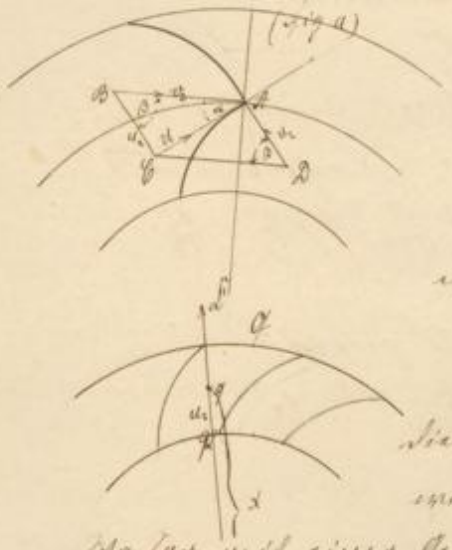
$$\frac{U^2}{2g} = \frac{Q}{1000} + H + h - \frac{P}{1000} \quad (2)$$



damit das Wasser ohne Stoß ins Rad treten muß sein nach Fig 1:

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

$$\frac{u_1}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad (4)$$



und als Folgerung aus (3) & (4) folgt nun: $u_1^2 = U^2 + v^2 - 2Uv\cos\alpha$ (5)

Wenn das Rad sich bewegt, so wird das Wasser hinausgeschleudert, sowohl wir nun wie die relative Bewegung des Wassers ist, wenn das Rad in Bewegung ist:

Man kann nachweisen, daß die relative Bewegung des Wassers durch die Kanäle ganz genau so erfolgt, wie wenn das Rad sich nicht bewegt, das Wasser mit einer Geschwindigkeit u_1 eintritt, wenn ein Stück Ω, wieder ein Stück Ω stattfindet & jedes Wassertheilchen in jedem Moment seiner Bewegung nach auswärts getrieben wird mit einer gewissen Kraft L die so groß ist als die Centrifugalkraft.

Bei g das Volumen eines Wassertheilchens, x seine Entfernung von der Radaxe so ist die Centrifugalkraft =

$$L = \frac{1000\gamma}{g}\frac{\left(\frac{v_1}{R_1}x\right)^2}{x} = \frac{1000\gamma}{g}\frac{v_1^2}{R_1^2}x$$

Die Arbeitung der lebendigen Kraft welche dem Gewichtstheilchen aufgeprägt ist:

$$\int_{R_2}^{R_1} L = \frac{1000\gamma}{g}\frac{v_1^2}{R_1^2}\int x\,dx$$

$$= \frac{1000\gamma}{g}\frac{v_1^2}{R_1^2}\,\frac{1}{2}\left(R_1^2 - R_2^2\right)$$

oder endlich: $\int_{R_1}^{R_2} L = \frac{1000 q}{2g}(v_2^2 - v_1^2)$

Wir haben daher aufzuschreiben für das Hinausbewegen:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{P}{1000} - \frac{Q}{1000} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (6)$$

der Druck am äußeren Radumfang:

$$\frac{Q}{1000} = \frac{a}{1000} + h \quad (7)$$

somit das Wasser ohne Geschwindigkeit austritt, muß sein:

$$v_1 = u_1 \quad (8) \qquad \delta = 0. \quad (9)$$

Die Theorie dieser Turbine unterscheidet sich wesentlich nur dadurch von der der Fourneyron'schen, daß hier in (6) das Glied wegen der Centrifugalkraft vorkommt.

Aus (2) folgt: $\frac{P}{1000} = \frac{a}{1000} + H + h - \frac{U^2}{2g}$

Die Gleichg. (7) faßt: $\frac{Q}{1000} = \frac{a}{1000} + h$ und vermöge (8) ist: $v_1 = u_1$. Diese Werthe in (6) eingesetzt, so erhalten wir:

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{a}{1000} + H + h - \frac{U^2}{2g} - \frac{a}{1000} - h + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$$

$$0 = u_1^2 + 2gH - U^2 - v_2^2$$

oder für u_1 seinen Werth aus (5) gesetzt:

$$0 = U^2 + v_2^2 - 2Uv_2\cos\alpha + 2gH - U^2 - v_2^2$$

$$2gH = 2Uv_2\cos\alpha$$

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

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

Es ist dies ganz dasselbe Resultat wie wir es bei der Fonval'schen Turbine erhalten; ebenso finden wir ebenso:

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

Aus einer Folgerung aus (1) wird fer ebenso ersichtlich:

$\Omega = i s \delta$, $\Omega_1 = i_1 s_1 \delta$ vorausgesetzt daß das Schöpfen ganz aufgegeben ist. $\Omega u k = \Omega_1 u_1 k_1$

$$\frac{\Omega k}{\Omega_1 k_1} = \frac{u_1}{U} = \frac{v_1}{U} = \frac{v_2\frac{R_1}{R_2}}{U} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}\frac{R_1}{R_2}$$

letztere vermöge der Gleichg. (3).

$$\frac{i\,s\,\delta}{i_1 s_1 \delta}\,\frac{k}{k_1} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}\,\frac{R_2}{R_1}$$

$$s_1 = s\,\frac{k}{k_1}\,\frac{i}{i_1}\,\frac{R_2}{R_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$

In dieser Gleichung kommt das Verhältniß $\frac{R_2}{R_1}$ vor, was bei der Fourneyron'schen Turbine nicht der Fall ist.

Die Regeln zur Berechnung der Geschwindigkeiten einer zu construirenden Fourneyron'schen Turbine sind Seite 173 der Resultate angegeben. Dieselben folgen so aufeinander, wie man sie beim Vorzeichnen gebraucht.

Die Turbine von Cadiat.

Versteht man in der vorhin aufgestellten Theorie der Fourneyron'schen Turbine $\alpha = 90°$ zu setzen, so wird:

$$U = \sqrt{gH}\,\frac{\sin\beta}{\cos 90°\,\sin(90°+\beta)}$$

da $\cos 90° = 0$ ist, so erscheint für U Unendlichen Werth.

$$U = \sqrt{gH}\,\frac{\sin\beta}{\cos 90°\,\cos\beta} = \sqrt{gH}\,\frac{\operatorname{tg}\beta}{\cos 90°}$$

Machen wir auch $\beta = 0$, so erscheint U unter einer unbestimmten Form, dies ist aber nicht realisirbar ($\beta = 0$), deshalb können wir es klein machen.

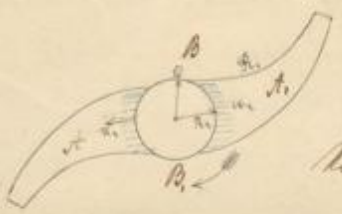
Für v seinen Werth erhalten wir:

$$v = 0{\cdot}707\sqrt{gH}\,\frac{\sin(90°+\beta)}{\sin\beta\,\cos 90°} = 0{\cdot}707\sqrt{gH}\,\frac{\cos\beta}{\cos 90°}$$

Mit dieser Gleichung geht hervor, daß den Bedingungen des Effektes eines Leitschaufeln nicht genügt werden kann & daß

Die schottische Turbine

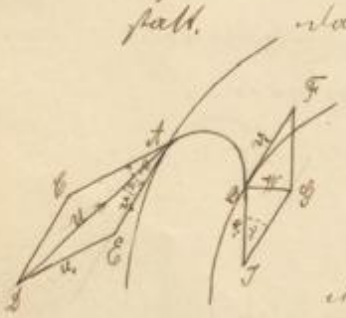
dasselbe ebenfalls nicht entsprechen kann. Bei derselben ist es eine Unmöglichkeit, daß das Wasser ohne Störung vom Gerinnekanal in die Turbine gelangen kann, denn während sie in der vorgeschriebenen Stellung bei A & A_1 = U_2 ist, ist sie bei B & B_1 (Geschwindigkeit) = 0; wenn nun die Ausströmungsöffnungen in der Lage $B\,B_1$ kommen, so muß diese Geschwindigkeit augenblickliche



die Geschwindigkeit u_2 verwandelt werden & die bei $A A_1$ vorhandene Geschwindigkeit u_2 muß $= 0$ werden. Diese Geschwindigkeitsänderungen sind immer mit Stößen verbunden welche die lebendige Kraft erschöpfen & Unregelmäßigkeiten in der Bewegung des Wassers verursachen. Diesem Uebelstande kann allerdings abgeholfen werden wenn wir veranlassen daß die innere Radöffnung sehr langsam geht & dies können wir thun indem wir $v_1 = \lambda \sqrt{2gH}$ d.h. v_1 dem $\sqrt{2gH}$ proportional machen. Wir müssen dann die äußere Radöffnung gegen die innere sehr groß machen, d.h. $\frac{R_1}{R}$ klein machen.
Das Wichtigste zur Vergleichung neuer hydraulischer Turbinen ist S. 176 & 177 d. Resultate angegeben, übrigens ist zu bemerken, daß sie nur sehr selten angewandt wird.

Theorie der Tangentialräder

Nehmen wir an es finde äußere Einströmung & innere Ausströmung statt.



Das Wasser trete nach der Richtung DA mit einer Geschwindigkeit U in das Rad & den Radöffnungen ghe mit einer Geschwindigkeit AB, so ist CA die relative Anfangsgeschwindigkeit des Wassers.
Bedingungen unter daß das Wasser ohne Stoß in das Rad übertreten soll:

$$\frac{u_1}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin(\pi-\beta)} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad (1)$$

$$\frac{v_1}{U} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin(\pi-\beta)} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} \quad (2)$$

$$U = \sqrt{2gH} \quad (3) \quad \text{(annähernd)}$$

Bewegungsgröße und das Wasser im Rade:

$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} - \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}\right) \quad (4)$$

und die Centrifugalkraft der Bewegung des Wassers aufgegeben wird. Damit das Wasser ohne Geschwindigkeit austreten muß sein: $v_2 = u_2 \quad \gamma = 0 \quad (5)$

Annähernd ist: $\frac{2R_1\pi}{t_1}\sin\alpha = s$.

ebenso ist: $\frac{2R_2\pi}{i_1}\sin\gamma = s_2$ annähernd.

Damit die Kanäle gegenseitig Wasserhöhen nicht beeinflussen, muß sein:

$s_1\,\delta_1\,u_1 = s_2\,u_2\,\delta_2$ wobei δ_1 die Wasserhöhe:

$s_1\,u_1 = s_2\,u_2$ wobei die s ihren Werthe

gesetzt: $\frac{2R_1\pi}{i_1}\sin\alpha\,u_1 = \frac{2R_2\pi}{i_1}\sin\gamma\,u_2$

$$R_1\sin\alpha\,u_1 = R_2\sin\gamma\,u_2 \quad (6)$$

Bei der Bogenlänge MN durch welche das Einström. ein Stattfindet $= S$ so ist annähernd $S\sin\alpha$ die Breite aller Kanalseiten.

$$S\sin\alpha\,\delta_1 U = Q$$

$$S\sin\alpha\,\frac{\delta_1^2}{\delta_1}\,U = Q$$

$$\delta_1 = \sqrt{\left(\frac{\delta_1}{g}\right)\frac{Q}{U\sin\alpha}} \quad (7)$$

Führen wir in (4) die Beziehung (3) ein, so kommt:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{od.:} \quad u_1 = v_1 \quad (a)$$

Vermöge (1) & (2) muß sein: $\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta}$ od. $\alpha = \beta - \alpha$ (b)

$2\alpha = \beta$, ist dies der Fall, so ergibt sich wenn man (a) & (b) in (2) einsetzt: $v_1 = \frac{\sin(2\alpha-\alpha)}{\sin 2\alpha}\,U$

$$v_1 = \frac{\sin\alpha}{2\sin\alpha\cos\alpha}\,U = \frac{U}{2\cos\alpha} \quad (c)$$

die Gleichg. (6) können wir vermöge (5) & (a) in folgender Weise schreiben: $R_1\,v_1\sin\alpha = R_2\,v_2\sin\gamma$

$$\frac{R_1}{R_2}\,\frac{v_1}{v_2} = \frac{\sin\gamma}{\sin\alpha}$$

$$\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 = \frac{\sin\gamma}{\sin\alpha} \quad (d)$$

Stellt man gleich sämtliche von (1) bis (7) können wir folgendes aufschreiben:

$U = 2g\,H$ (I)

$u_1 = v_1 = \frac{U}{2\cos\alpha}$ (II)

$\beta = 2\alpha$ (III)

$u_2 = v_2 = \frac{R_2}{R_1}\,\frac{U}{2\cos\alpha}$ (IV)

$\sin\alpha = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\sin\gamma$ (V)

$\delta_1 = \sqrt{\left(\frac{\delta_1}{g}\right)\frac{Q}{U\sin\alpha}}$ (VI)

γ soll klein gehalten werden; aber es werden dann auch α & β klein, & darum ist es gut bei Richtungsänderungen des γ nicht zu klein zu nehmen, damit α & β doch eine gewisse Größe erhalten. $\frac{R_2}{R_1}$ ist wegen (5) möglichst nahe gleich der Einheit zu nehmen.

was aber die übrige Folge hat, daß die Schaufeln sehr stark gekrümmt werden müssen.

Zur Bestimmung von δ_1 nehme man das Verhältniß $\frac{\delta_1}{y}$ an, und wenn es bei kleinen Wassermengen klein, bei großen groß.

<u>Beispiel.</u> Bei $\gamma = 15°$, $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$ so ist: $\sin\alpha = \sin 15° \left(\frac{3}{4}\right)^2 = 0{\cdot}1456$ mithin $\alpha = 9°$; $\beta - 2\alpha = 18°$, $s_1 = \frac{U}{2}$

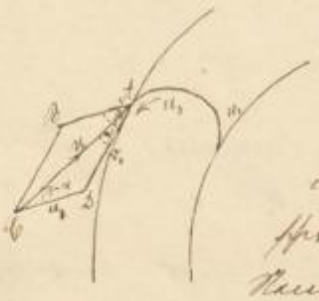
$\frac{\delta_1}{y} = 1$ gesetzt, so wird: $\delta_1 = \sqrt{\frac{Q}{U\,0{\cdot}1456}}$

Diese Annahme mögen sehr normalere Verhältnisse halten.

II) Nehmen wir an das Wasser strome von außen nach innen, so ist:

$$\frac{w}{U} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta} \quad (1)$$

$$\frac{u_1}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad (2)$$



$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} - \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}\right) = 0 \quad (3)$$

weil die Wasserfäden freier Bewegung frei ausspringen sollen.

Nennen wir u_3 die Geschwindigkeit mit der das Wasser außen wieder abkommt, so ist:

$$\frac{u_3^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} \quad (4)$$

damit das Wasser außen die absolute Geschwindigkeit abkommt, müssen wir machen daß:

$$\beta = 0 \quad (5) \quad \text{u.} \quad u_3 = v_1 \quad (6) \quad \text{wird.}$$

Vergleichen wir (3) mit (4) so folgt daraus:

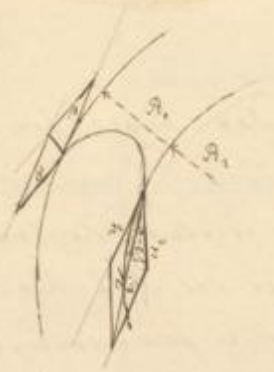
$$u_3 = u_1 \quad (7) \quad \text{u. diese Gleich. mit (6)}$$

verbunden gibt: $u_3 = u_1 = v_1$

Ist dem so, so folgt auch mit (5) $v_2 = 0$.

Die in diesen Gleich. ausgesprochenen Bedingungen sind aber in Wirklichkeit nicht realisirbar u. deßhalb diese Turbine prinzipiell unrichtig.

III. Lassen wir das Wasser von innen eintreten u. nach außen austreten u. schon zu, was wir durch diese Bemerkungen die Resultate erhalten:



Es wird dann:

$$\frac{u_2}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad (1)$$

$$\frac{v_2}{U} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} \quad (2)$$

$$\frac{u_1^2}{U} = \frac{u_2^2}{2g} + \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}\right) \quad (3)$$

$$u_1 = v_1 \quad (4) \qquad \gamma = 0 \quad (5)$$

ferner ist: $\delta_1 \frac{2R_2\pi}{i} \sin\beta\, u_2 = \delta_1 \frac{2R_1\pi}{i} \sin\gamma\, u_1 = Q \quad (6)$

Wegen der Gleichg. (4) folgt aus (3): $u_2 = v_2$

u. durch Combination von (1) u. (2):

$$\sin\alpha = \sin(\beta-\alpha) \quad ; \quad \alpha = \beta - \alpha \qquad \beta = 2\alpha \quad (7)$$

Aus (2) folgt: $v_1 = \frac{U}{2\cos\alpha}$ (8) wobei: $U = \sqrt{2gH}$

die Gleichg. (6) heißt auch noch:

$$R_2 \sin\beta\, u_2 = R_1 \sin\gamma\, u_1$$

Vermöge (7) u. (4) können wir aber auch schreiben:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{\sin\gamma}{\sin\beta}$$

$$\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 = \frac{\sin\gamma}{\sin\beta} \quad ; \quad \sin\beta = \sin\gamma \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2$$

Bei der Theorie für äußere Einströmung u. innere Ausströmung des Wassers hatten wir das Verhältniß $\left(\frac{R_2}{R_1}\right)$ in Betracht, während hier $\left(\frac{R_1}{R_2}\right)$ in Betracht kommt.
Diese Anordnung ist allerdings in theoretischer Hinsicht fehlerhaft, also dem Prinzip nach gut, aber für die Ausführung mit vielfachen Schwierigkeiten verbunden, indem nämlich die Leitung des Wassers nach dem innern Radumfang wo es in das Rad einströmen soll, schwer. Man findet deßhalb eine derartige Anordnung in der Wirklichkeit gar nicht od. doch nur äußerst selten, während man das zuerst besprochene Tangentialrad gewöhnlich angewendet sieht.

Constructive Details.

Für Niederdruckturbinen wählt man in der Regel die neben angezeigte sog. offene Aufstellung.
Es ist gut, wenn die Turbine beträchtlich tief unter Wasser geht weil durch die Bewegung des Wassers in das Rad eine wirbelnde Bewegung im ganzen Bassin hervorruft, so daß die Regelmäßigkeit des Zuflusses stört.
Diese Wirbel können sich indessen nur dann bilden, wenn die Turbine hoch oben aufgestellt wird; bei einer bis zwei Meter Tiefe unter der Oberfläche des Wassers im Zuflußkanal kommt das schon nicht mehr vor.
Der hölzerne Kasten a welcher die Turbine umgibt muß sehr gut gedichtet werden, damit keine Wasserverluste entstehen können.
Es ist eine schlechte Anordnung das Lager für unteren Zapfen nicht dem Boden anzubringen, sondern es soll derselbe immer in dem die Turbine umgebenden Mantel befestigt sein, damit bei etwaigem Wibriren der Turbine kein Ausspringen desselben aus dem Mantel, & dadurch eine Zerstörung entstehen kann. Dies ist bei der letzteren Anordnung nicht möglich, indem der Turbinenmantel die Wibrationen der Turbine selbst mitmachen muß.
Wenn das Wasser das Turbinenrad verläßt, so kommt es keineswegs so ruhig heraus wie wir es bei der Theorie annehmen, sondern es bilden sich Wirbel welche das Grundbett aufwühlen & das Fundament mit der Zeit zerstören.
Es muß daher vor Allem dafür gesorgt werden, daß das Grundbett unmittelbar unter der Turbine auf das sicherste hergestellt werde. Die nebige Figur zeigt dafür eine recht gute Anordnung mittelst eines Schachtrohres.

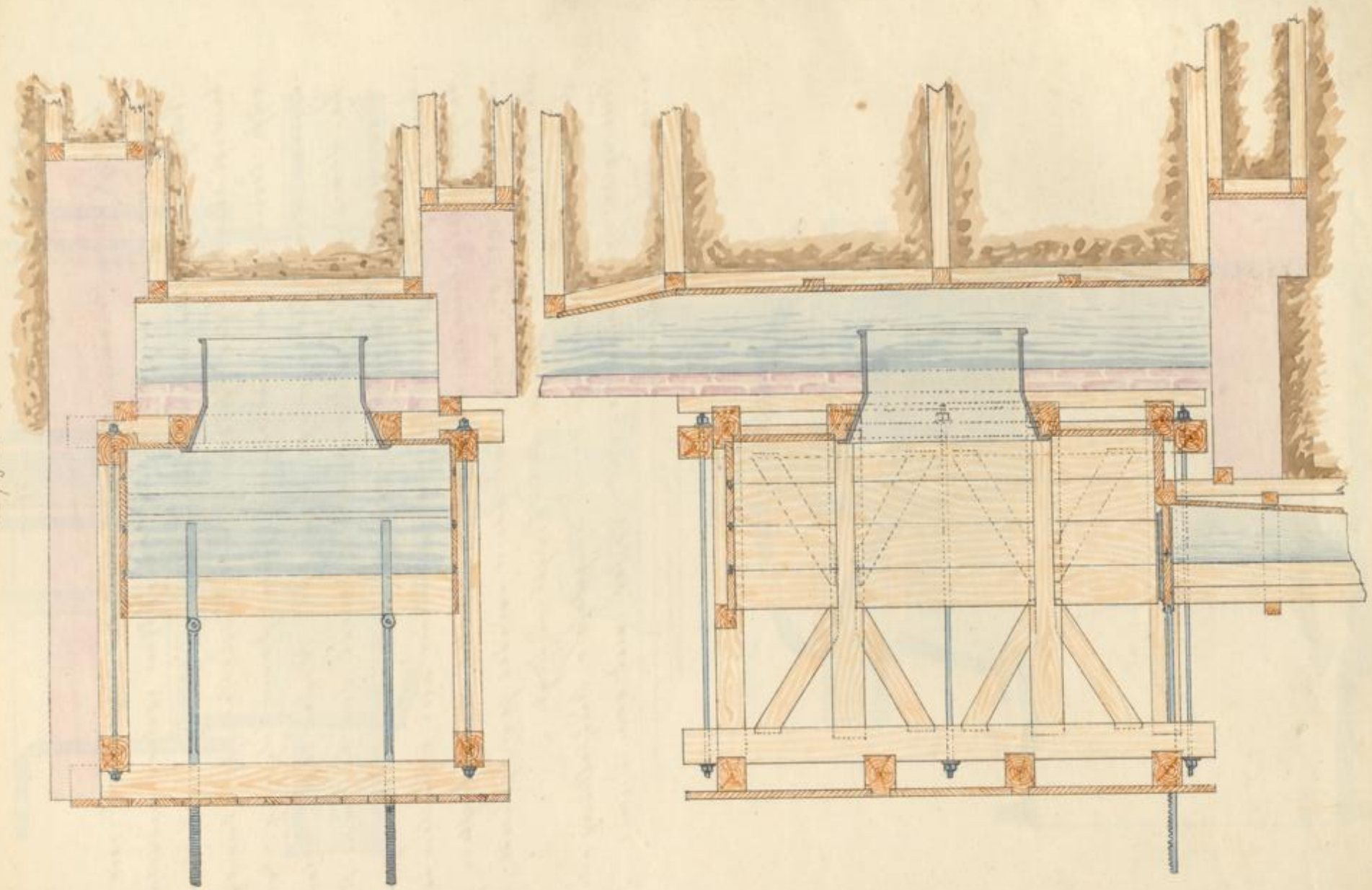
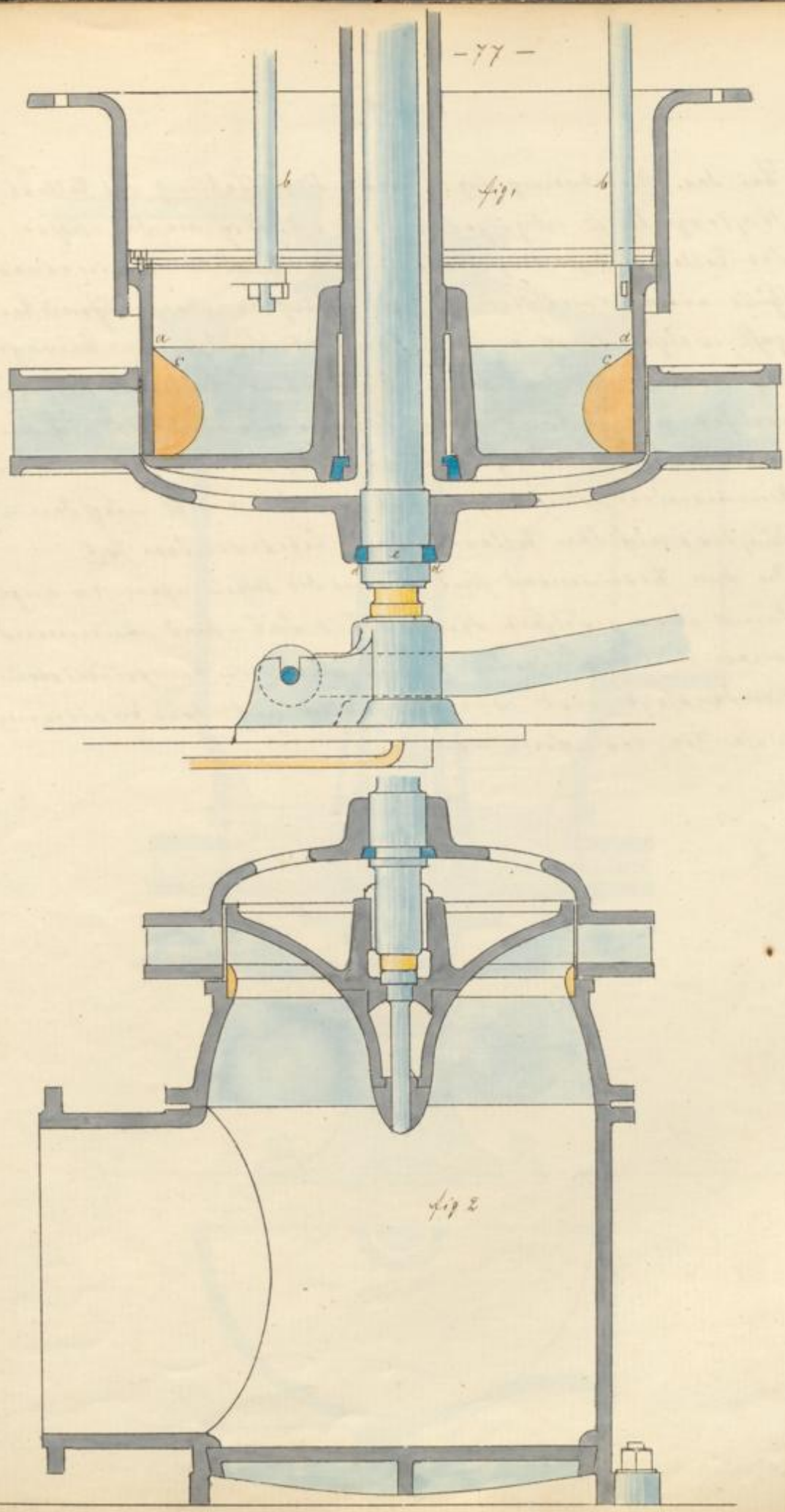
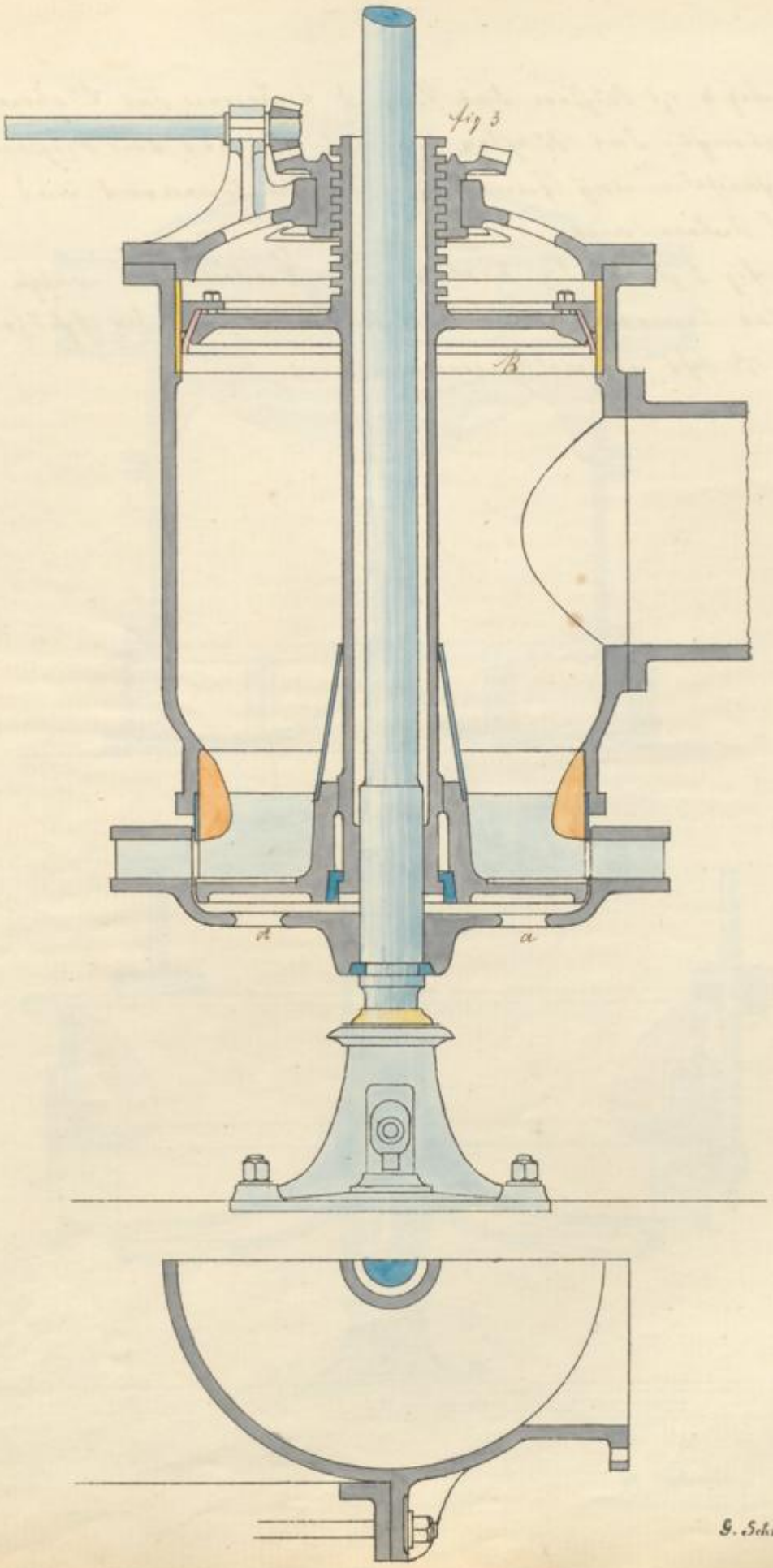


fig 1 ist eine Fourneyron'sche Turbine so angeordnet, wie es Fourneyron selbst angab. aa ist der Schützen welcher mittelst der Kurbel bb durch eine geeignete Vorrichtung auf und nieder bewegt wird. Dieser Schützen ist von Gußeisen, hat eine cylindrische Form u. an seinem Unterende hat ein Holzring c von einer solchen Form, gelegt, daß er das Wasser leicht leitet.
Bei der Aufstellung der Turbine wird das Rad von Metall über die Welle geschoben u. zwar etwas über seine eigentliche Befestigungsort hinauf, dann wird ein mit 2 Fächern versehener keilförmiger Ring d in den etwas stärker ausgedrehten Theil e der Welle gelegt u. das Rad dann wieder herabgezogen bis es auf der konischen Fläche des Ringes aufsitzt.
Die Anordnung fig 2 ist eine einfachste Aufstellung einer Fourneyron'schen Turbine, das Wasser wird von Unten durch eine Röhre eingeleitet.



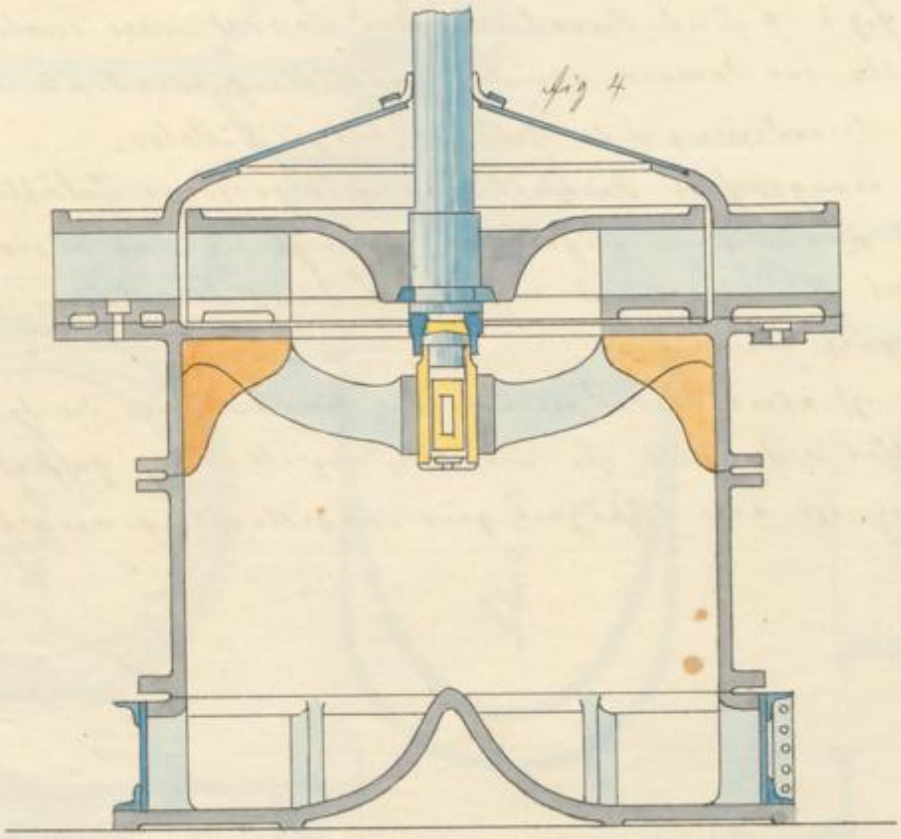
B. Ulrich

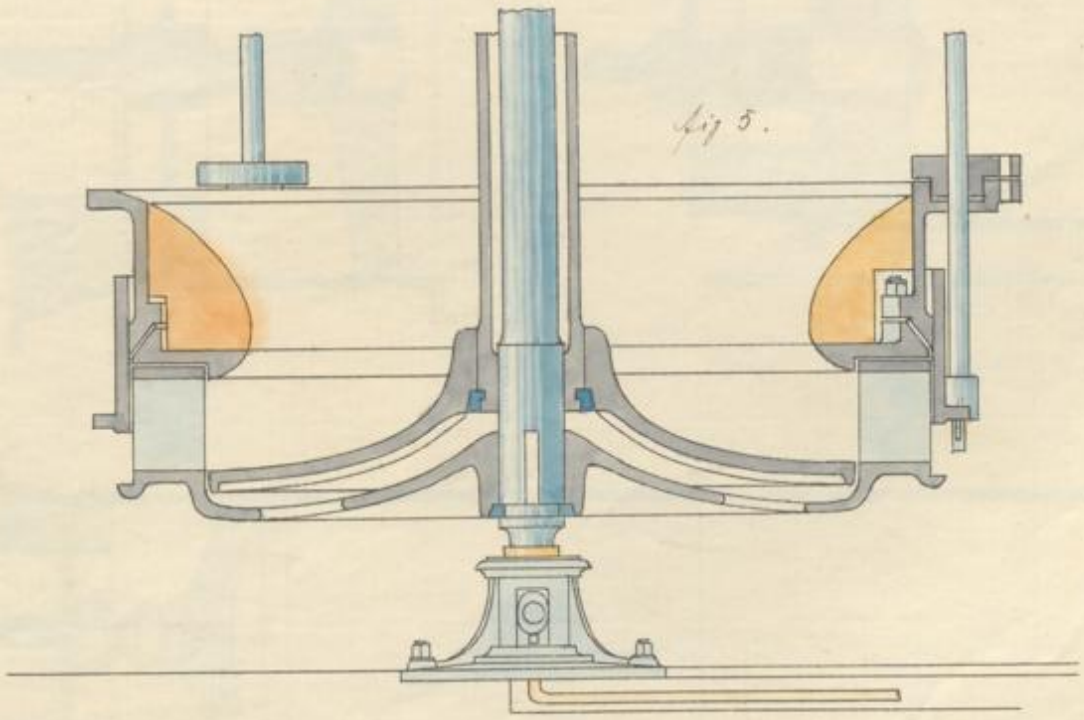
Bei der Anordnung fig 3 wird durch Hebung des Ventils der Wasserzufluß abgesperrt. Es ist nämlich an der Röhre an der das Ventil befestigt ist, oben eine Schraube die in einer in der Hülse eines conischen Röhrchens angebrachten Schraubenmutter geht, welches durch ein 2 tes conisches Röhrchen in Bewegung gesetzt wird. An der Röhre ist noch ein Kolben k angebracht, welcher zur Balancirung des Wasserdruckes auf das Ventil dient, so daß man zur Bewegung des Schützen nur die verkommenden Reibungswiderstände x nicht mehr den Druck des Wassers auf das Ventil noch zu überwinden hat.
An dem Turbinenrad sind unten die Oeffnungen a a angebracht damit etwa zwischen dem Ventil x das Rad kommendes Wasser einen Ausweg finde x nicht etwa in comprimirtem Zustande versetzt wird, was den Druck auf das Turbinenzapfen wesentlich vermehren würde.



G. Schmidt.

Bei fig 4 ist außen das Leitrad & innen das Turbinenrad angebracht. Das Wasser strömt also hier von außen durch die Leitschaufeln nach innen in das Turbinenrad und strömt nach unten aus.
Die fig 5 stellt die Turbine von Cadiat vor welche wie leicht bemerkt keine Leitschaufeln hat. Die Schützenregulirung ist sehr unvollkommen.





G. Schmidt.

Die fig 6–9 sind Anordnungen Jonval'scher Turbinen für Gefälle bei denen eine Aufstellung wie S. 75 unzulässig ist.
fig 6 Anordnung für Gefälle bis zu 8 Meter.
fig 8 ungünstigste Aufstellung für größere Gefälle. Das Wasser wird von Unten zugeleitet, gelangt in das Leitrad, von da in das Turbinenrad u. hierauf durch die obenen Schachtöffnungen hinaus.
fig 9 ist eine Anordnung, wo die Turbine in der Mitte des Gefälles aufgestellt ist. Die Wasserzuleitung geschieht von Oben, unten ist eine Schütze zur Regulirung angebracht.

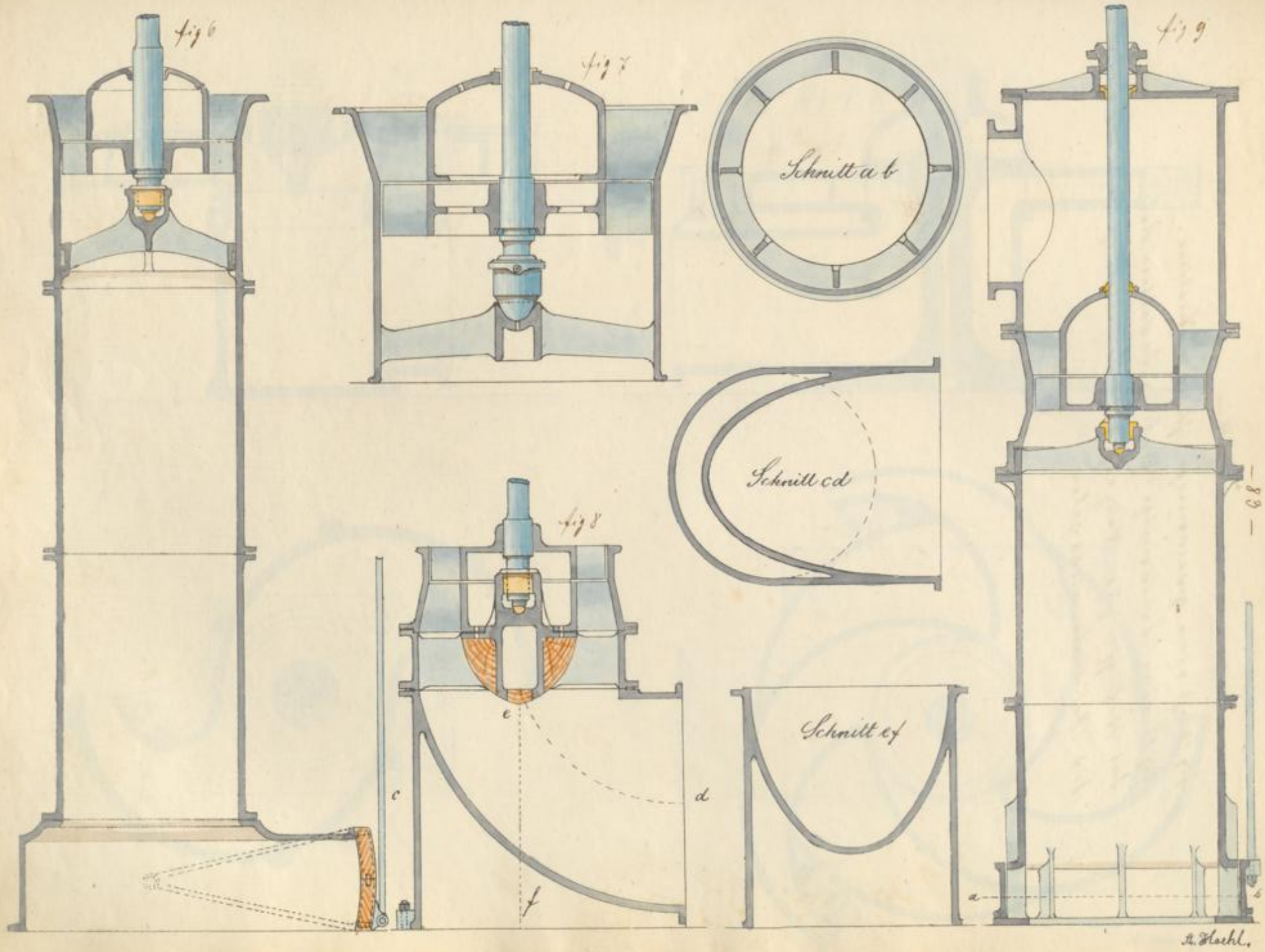
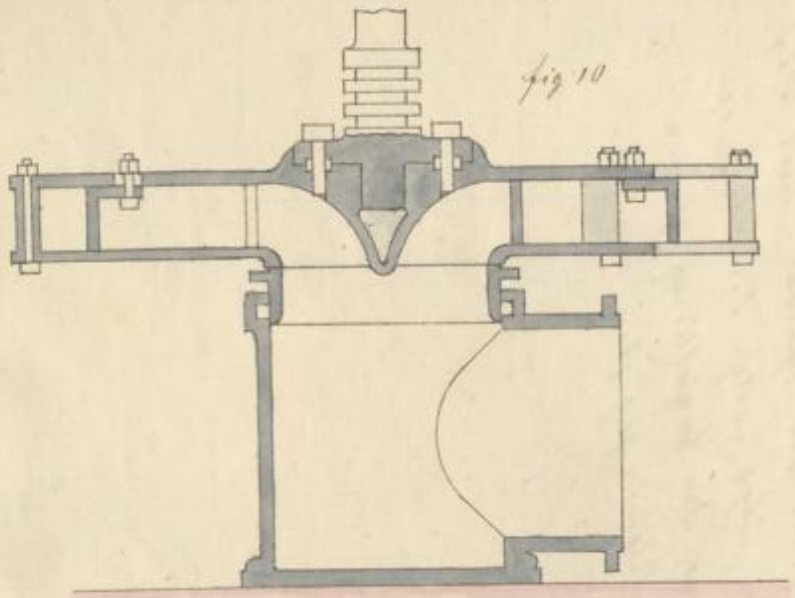
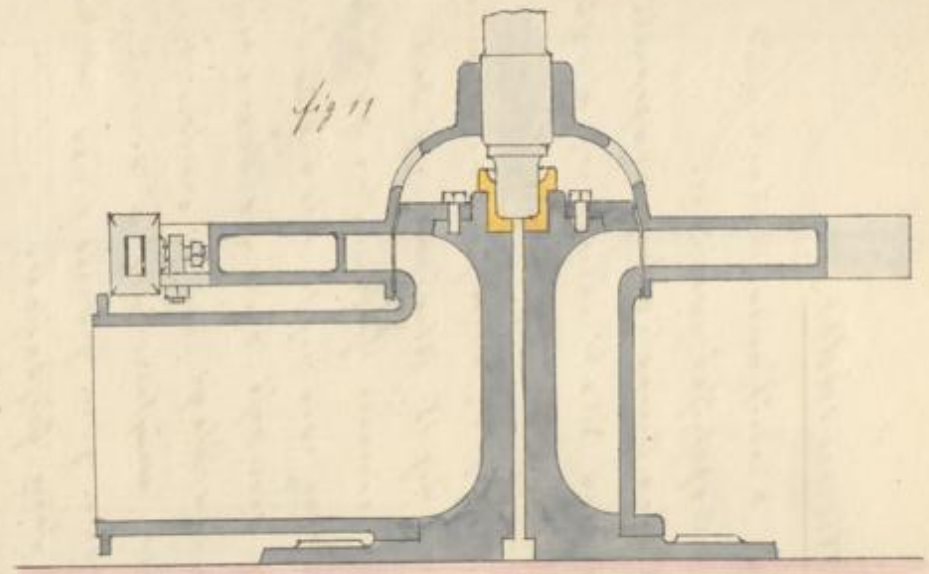
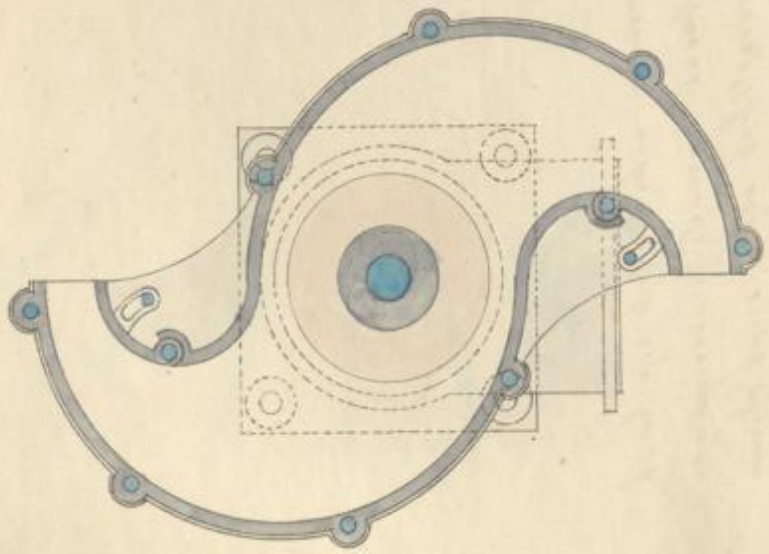
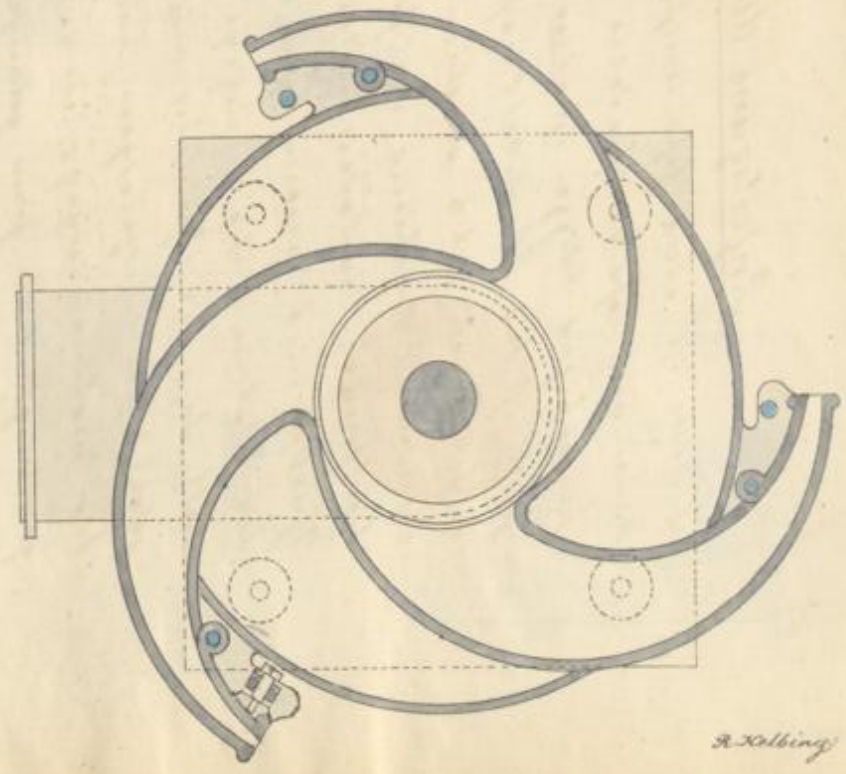


Fig 10 ist eine zweiarmige schottische Turbine.
Fig 11 eine dreiarmige Turbine desselben Art.
Das Wichtigste zur Anzeichnung derselben ist Seite 176 + 177
der Publikation angegeben.



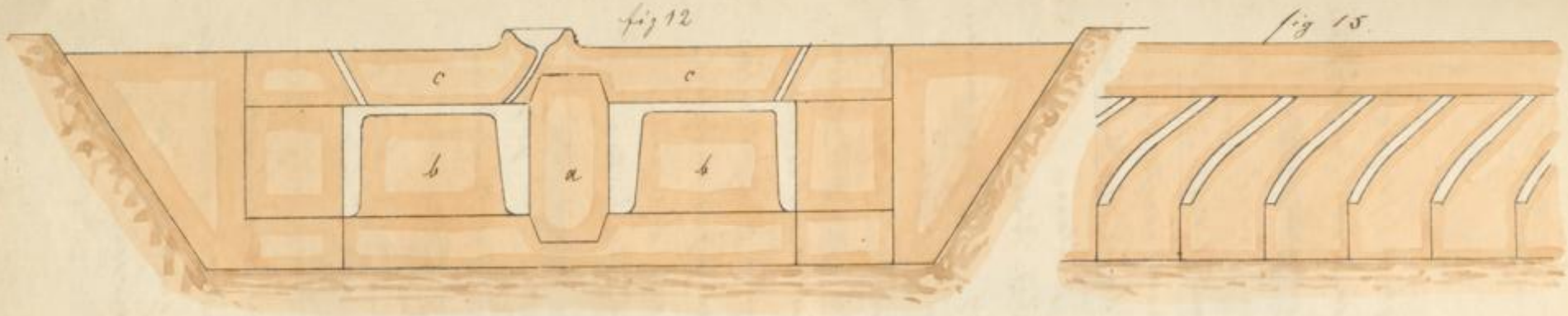


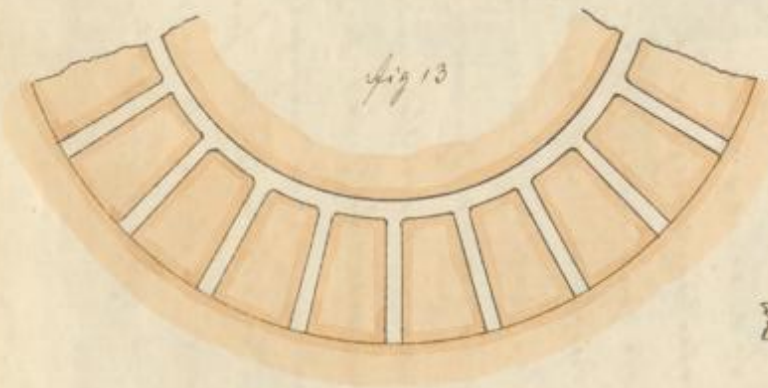


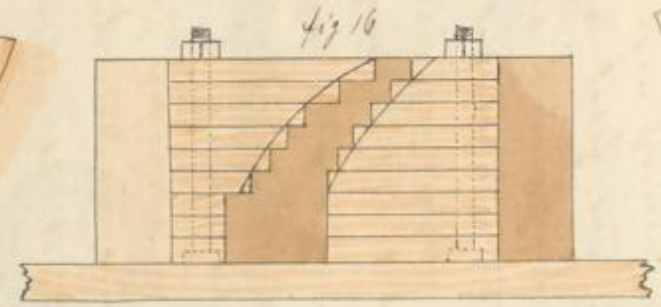


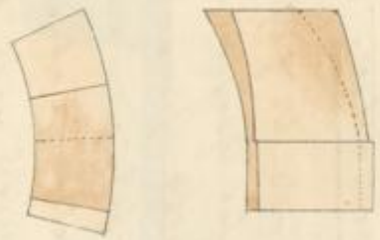
Anfertigung der Turbinenräder.

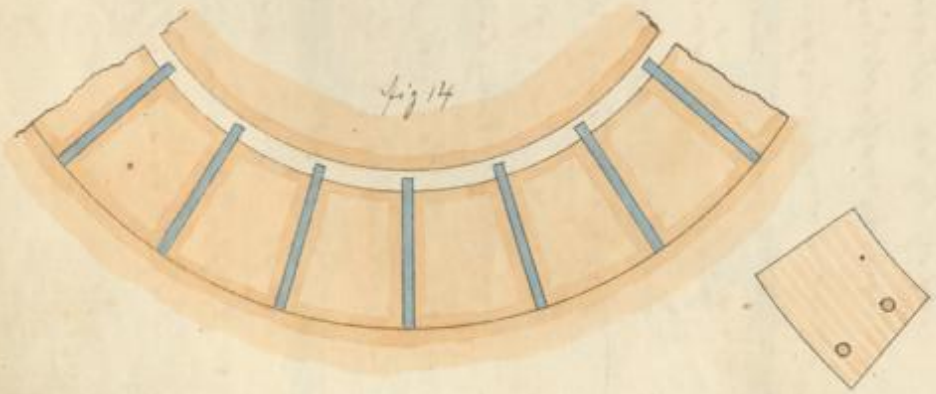
Dieselbe ist eine sehr umständliche & mühsame Arbeit und kann auf sehr verschiedene Art ausgeführt werden.
In nebiger Skizze ist eine Art der Ausführung dargestellt.
Fig 12 ist der Vertikalschnitt des Turbinenkorpus, a eigtlich. eisernes Kern, b b eingeformiger Körper. Fig 13 Aufsicht von Oben nach Abhebung des Theils CC fig 12; erst hier angenommen die Schaufeln wurden aufgegossen. Fig 15 Abwickelung des Schnittes mit einem Cylinder von einem Halbmesser gleich dem der Turbine. Fig 14 Aufsicht von Oben wie fig 13 aber hier der Fall daß die Schaufeln aus Blech gemacht, & in die Form eingesetzt sind. Diejenigen Ränder des Blechs welche in den Korpus der Turbine eingegossen werden, müssen vorher von Rost gereinigt & in Zinn getaucht werden zum Zwecke einer festen Verbindung zwischen dem Blechen & dem Gußeisen.
Fig 16 & fig 16' zeigen die Herstellung der Kernstücke um die Schaufelform bilden zu können. Sind die Schaufeln aus Blech, so muß eine Lehre gegossen werden, über welche die Bleche in warmem Zustande gebogen werden; die Herstellung ist aber sonst ganz die gleiche wie wenn die Schaufeln gegossen werden.

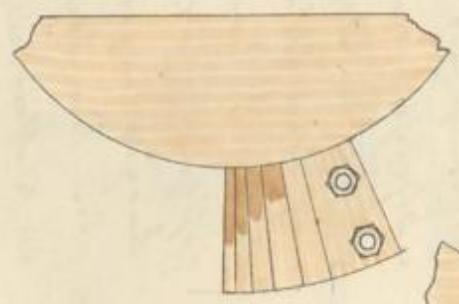


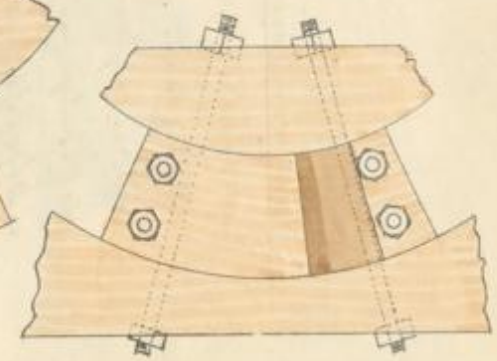








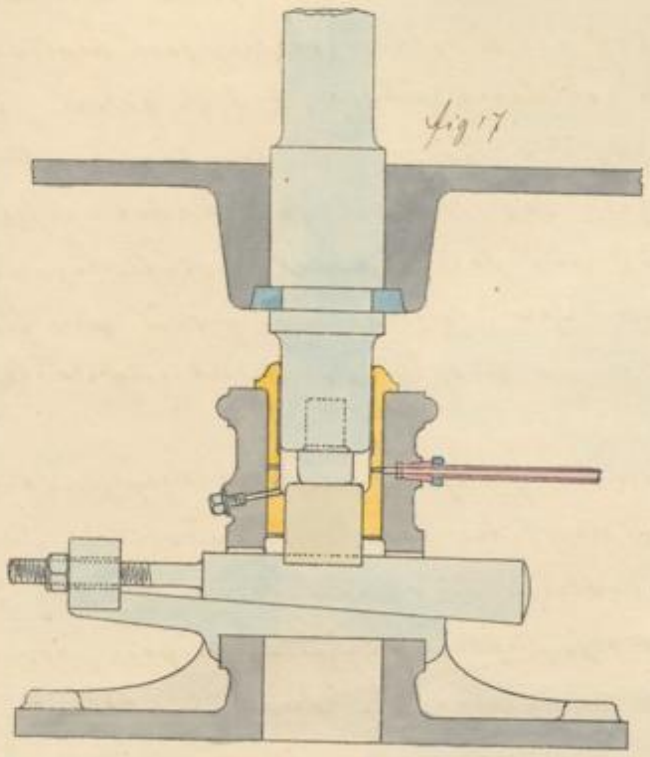


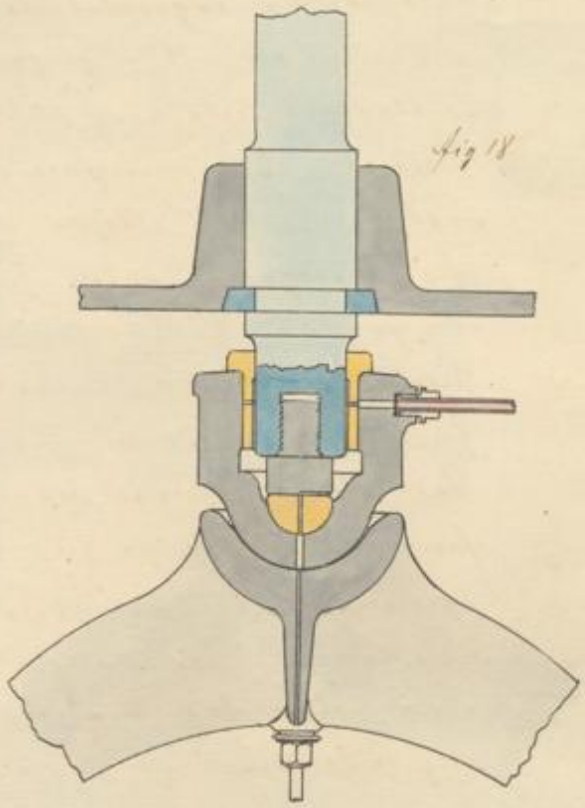


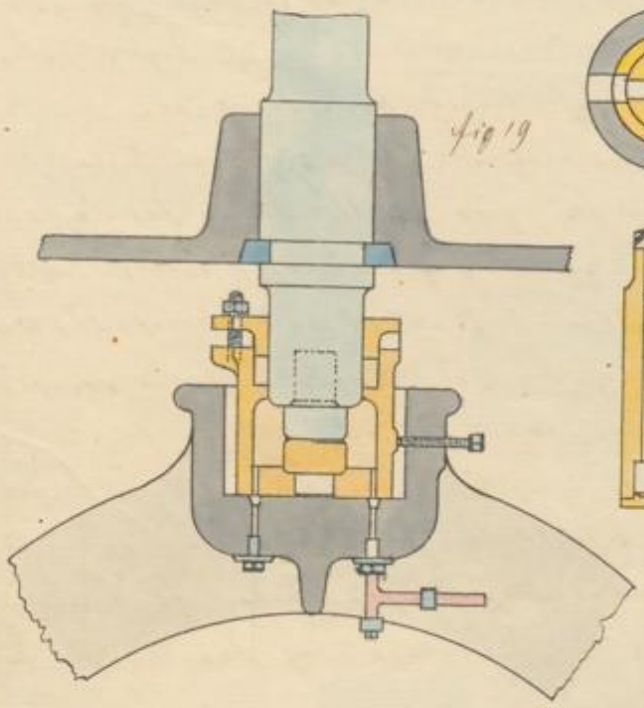
J. Dunn.

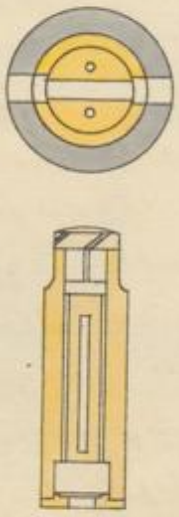
Die Turbinenzapfen.

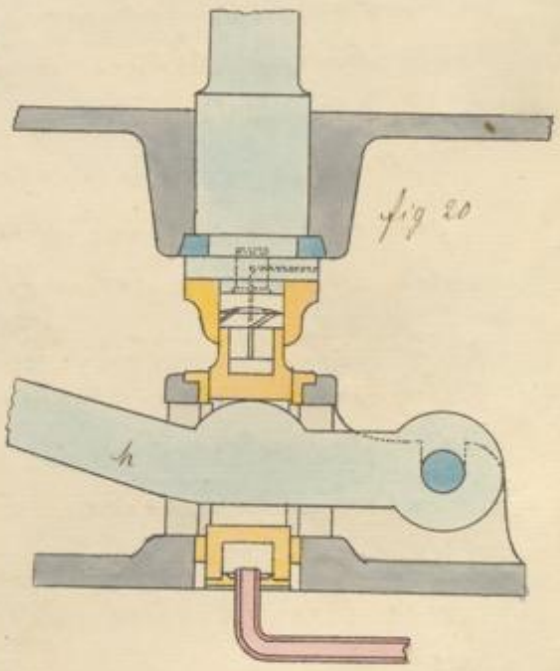
Bei großen Gefällen, wo also die Geschwindigkeit sehr groß ausfällt, ist die Erhaltung des Zapfens eine Sache von der größten Wichtigkeit. Es sind dazu selbst schon von Fourneyron die raffinirtesten Schmiervorrichtungen ausgedacht worden, wie die welche Fig 20 zeigt. Dieselbe ist aber zu complicirt und entspricht ihrem Zweck dennoch nicht genügend, weshalb man sie auch verlassen hat. Der Hebel h dient dazu, die Turbine nach dem Wasserstand höher oder tiefer zu stellen.
Die Regeln welche sich als Schutzmittel gegen das Warmlaufen, Fressen & die darauf entstehende Abnützung der sich reibenden Körper ergeben, sind S. 177 d. Principien angeführt.
Um den Druck auf den Zapfen nicht zu groß zu machen, sollen die Wellen nicht zu hoch sein & außerdem stärker gemacht werden als absolut nöthig ist, die gehörige Festigkeit soll man lieber durch bestes Material zu erreichen suchen. Eine gleichförmige Druckvertheilung ist nur bei dem Kugellager Fig 18 möglich; die Anordnungen Fig 17, 19, 20 entsprechen zwar der einen Bedingung, nämlich der einer guten Bildung, sind aber in Hinsicht der Druckvertheilung nicht gut.
Der Grund weshalb die Turbinenzapfen so heftig sind gegen Zapfen die sich dem Geschmeidigen noch weiter identischen Umständen befinden, wie z. B. der Zapfen einer durch 7 Werkwerke gehenden Transmission einer Spinnerei, wo also das Gewicht der Welle mit den darauf befindlichen Rädern nie sehr bedeutend ist, liegt darin, daß bei den Turbinen noch Vibrationen vorkommen durch welche nothwendig ein Warmlaufen entsteht. Diese Vibrationen röhren her von der unvollkommenen Kraftaufsammlung der Turbine, denn angenommen ihr Nutzeffekt sei 75% so gehen also 25% verloren, welche











Carl Wagner

wir daher regend einer Kraft wirksamen nützen Effekt wir nun an, 15% gingen durch die Wasserwirbelungen verloren, so bleiben uns noch 10% zu erklären übrig, d. h. gehen, so können wir annehmen, durch die Größe des Blattendes Rad verloren. Diese Größe verursacht das Metall des Rades in heftige Schwingungen, welche sich auch auf das Material fortpflanzen. Ein großer Theil geht auch auf das Walla und zwar zur Hälfte hinauf auf der Transmission, d. zur Hälfte hinab auf den Zapfen d. respektive ihn.

Bei Wellbäumen die sich daher ganz identischen Umständen befinden, wie solche zur Transmission auf Reibrädl in den Dimensionen, beträgt der Verlust durch Reibung 2–3% und diese können unbedenklich keine sehr starken Erschütterungen hervorrufen.

Da nun bei Turbinen von großen Kräften der Verlust nicht bedeutend ist, so ist viel Grund zum Massenbau des Zapfens vorhanden (weil ja uns die verlorene gehenden Kräfte der Turbinen verdienstlich d. man muß daher besonders in diesem Fallen auf seine Erhaltung bedacht sein.

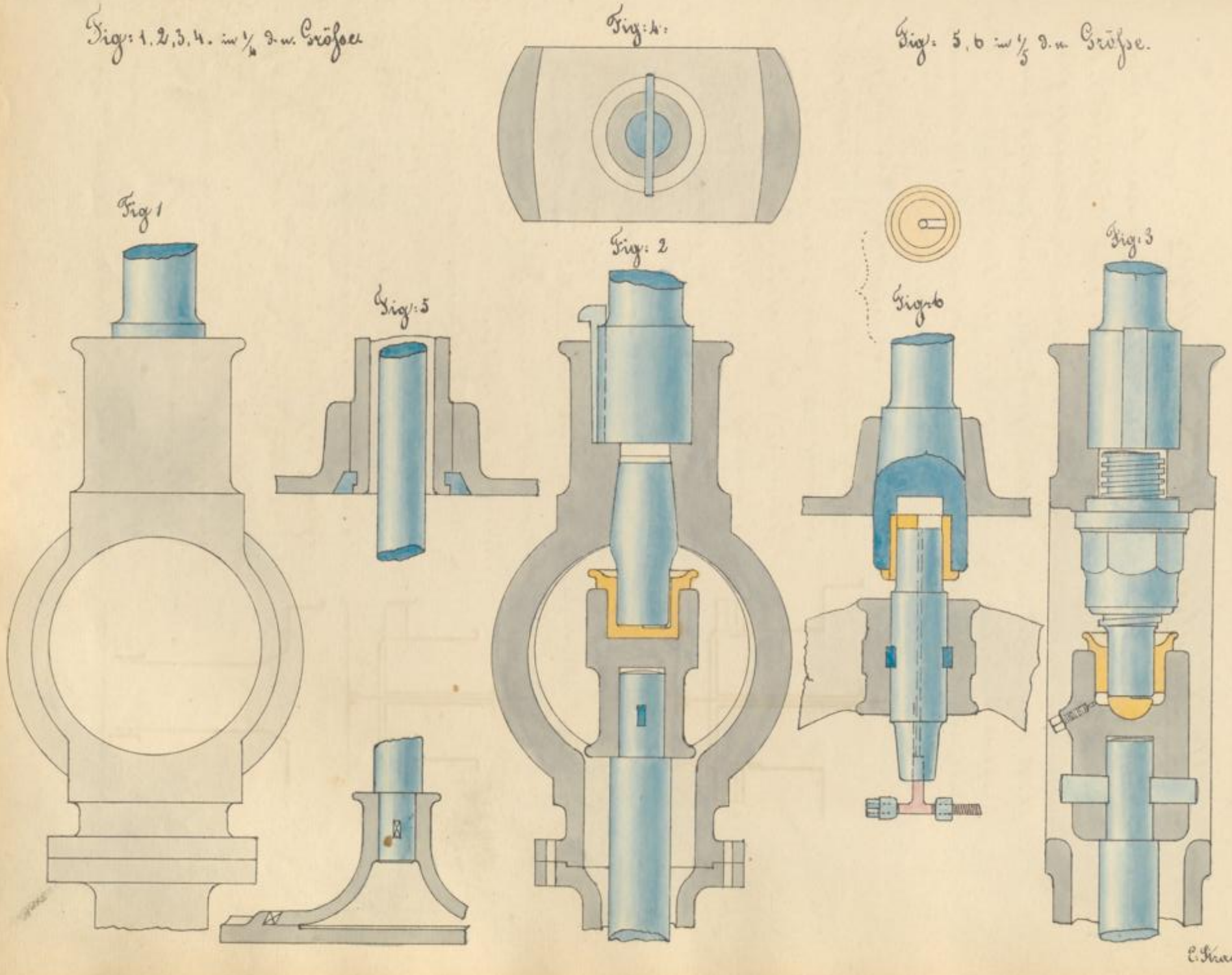
Betreffend das Metall worauf die Lagerschalen bestehen sollen sind schon viele Versuche zur Auffindung des besten gemacht worden, ohne bis jetzt noch zu einem über einstimmenden Resultate gelangt zu sein, doch wird es jedenfalls gut sein, wenn man keine schmiedbaren Metalle dazu verwendet. Gußstahl wäre immerhin recht geeignet dazu.

Bei der Anordnung fig 1, 2, 4 ist der Zapfen oben angebracht d. wird durch eine unten befestigte Platte getragen, die Turbine ist an der sich umgebenden Röhre befestigt d. am unteren Ende oben ist eine Walla zur Transmittirung der Kraft aufgestellt.

Fig 3 ist eine ähnliche Anordnung wie die soeben beschriebene,

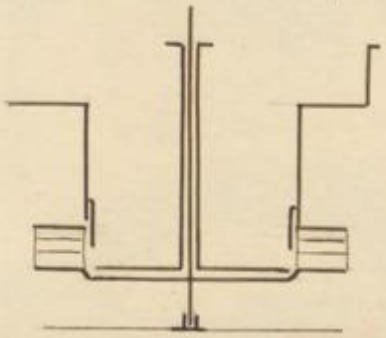
Fig: 1, 2, 3, 4. in 1/4 d. n. Größe

Fig: 5, 6 in 1/5 d. n. Größe.

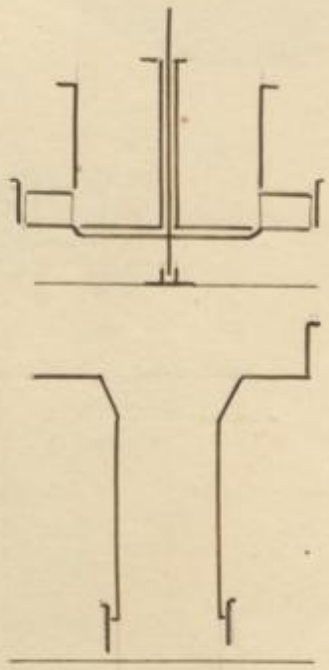


Die Regulirung des Wasserzuflusses.

Die Partialturbinen haben den Vorteil, daß man bei ihnen sehr gut einen Schützen zur Regulirung des Wasserzuflusses anbringen kann, so daß bei der halben Wassermenge der Effekt auch nahezu die Hälfte wird. Bei den Vollturbinen hingegen lassen sich solche regulirende Vorrichtungen gutes Resultat nicht wohl anbringen, sobald aber die Turbine nicht voll geht, ist der Effekt ungemein schlecht.



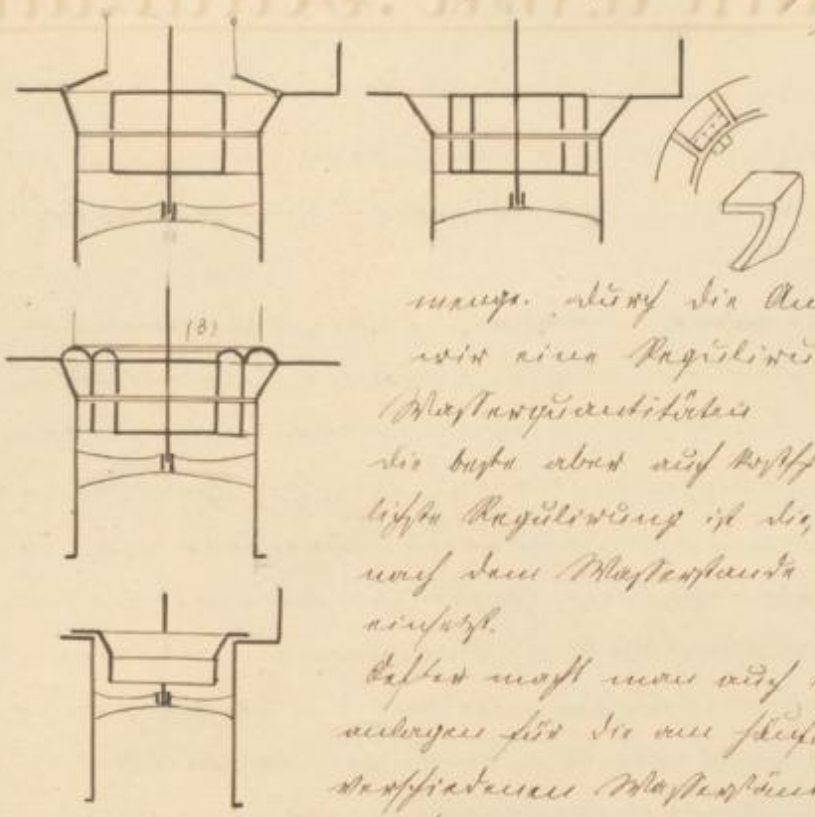
Die bei der Fourneyron'schen Turbine gewöhnlich angebrachte Schützenregulirung ist aber wohl nicht ihrem Zweck entsprechend. Fourneyron selbst sah dies bald ein & suchte es dadurch zu verbessern, daß er die Scheitelwände des Turbinenrades in drei Abtheilungen theilte, & den Schützen so stellte, daß er eine, zwei od. alle drei Öffnungen verschloß. Die Herstellung des Rades verwickelt aber in diesem Falle sehr viele Arbeit und der Zweck wird dadurch doch nicht vollständig erreicht.



Cadiat brachte eine noch schlechtere Regulirung an, indem er den Schützen vor die Ausströmungsöffnungen des Turbinenrades stellte.

Bei Jonval'schen Turbinen ist die Probe noch weniger gut zu machen, nehmen wir nun der Meinung mit dem unten angebrachten Schützen recht gut regulieren zu können, so daß man bei halber Wassermenge den halben Effekt erhielte. Die Erfahrung zeigte aber bald, daß dann der Effektleistung nur 1/8 wird. Eine andere versuchsweise angebrachte Regulirung ist die T. 83 Fig 6 verzeichnete, sie ist aber im Wesentlichen wie die oben besprochene & hat daher dieselben Nachtheile.

Es würde auch möglich sein die Regulirung am Rade selbst anzubringen, indem man beliebig viele Oeffnungen des Leitrades schloße, dieselbe ist aber auch nicht brauchbar.

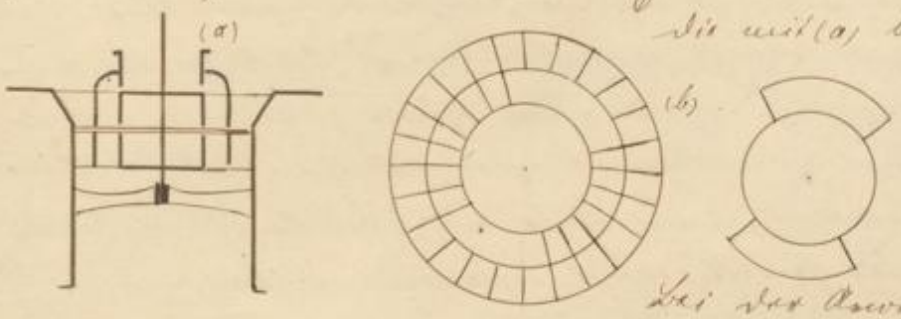


Die untere Anordng. ist sehr umständlich & entspricht wieder. um nur einer bestimmten Wasserm.

Durch die Anordnung (β) haben wir eine Regulirung für verschiedi Wasserquantitäten

die beste aber auf kostspielige & umständlichste Regulirung ist die, wenn man je nach dem Wasserstande entsprechende Räder einsetzt.

Daher macht man auch mehrfachen Turbinen, anlagen für die am häufigsten vorkommenden verschiedenen Wasserstände & setzt je nachdem die eine od andere Turbine in Gang. Diese Anordnung ist aber jedenfalls auch sehr kostspielig & verursacht viele Unbequemlichkeiten wegen der Construction. Eine weitere Regulirung ist die mit (α) bezeichnete. Das Schützen ist dabei oben an dem Leitrad angebracht.



Bei der Anordnung (b) geschieht die Regulirung durch eine Drehscheibe, vermittels deren man beliebig viele Oeffnungen des inneren Theiles des Turbinenrades verschließen kann. Maßanstreben zum Aufziehen des Schützen siehe Maschinenbau I S. 177 & 178. Vergleichung des Wasserrades mit den Turbinen siehe Wasserräder Seite 309 – 314.

Die Wärme u. ihre Benutzung.

Die Lehre von der Wärme ist für die Technik von der größten & umfassendsten Wichtigkeit; auf dem Wege der Erforschung ist man bis jetzt dahin noch zu keinem bemerkenswerthen Resultate gelangt.

Die spezifische Wärme eines Körpers ist die Wärmemenge, welche ein Körper von der Masse 1 braucht, damit seine Temperatur um 1° steigt. Als Einheit braucht man dabei die Wärmemenge, welche ein Kilogr. Wasser braucht, um seine Temperatur um 1° der hundertheiligen Thermometerskala zu erhöhen. Man unterscheidet: spezifische Wärme bei constantem Druck & bei constantem Volumen, die dabei gebrauchten Wärmequantitäten sind aber nicht gleich groß. Die bis jetzt darüber angestellten Versuche beschränken sich hauptsächlich auf die Wärmeverhältnisse bei constantem Druck, da die Untersuchungen desselben bei constantem Volumen zu schwierig sind.

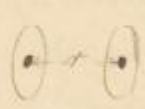
Die Arbeit welche nöthig ist um die Temperatur von 1 Kilogr. Wasser um 1° zu erhöhen, beträgt nach Versuchen 424 Kilogr.-Met. & diese muß dem Wasser auf irgend eine Weise zugeführt werden. Die lebendige Kraft eines Körpers wird gemessen durch die lebendige Kraft eines Pfundes, & die Größe durch die Anzahl der Atome welche in der Gewichtseinheit desselben enthalten sind.

Die Wärmemenge ist die Anzahl von Wärmeeinheiten welche der Erwärmung des Körpers entspricht & die in Kilogr. met. ausgedrückte Wärmemenge wird gefunden, wenn man die in Wärmeeinheiten ausgedrückte mit 424 Kilogr. met. multiplizirt.

Weiteres siehe Resultate S. 179 – 180.

Ausdehnung fester Körper durch die Wärme.

Stellen wir uns die Frage nach welchen Gesetzen die Ausdehnung erfolgt & welchen Grund sie hat.



Denken wir uns 2 ruhende Körper, so ist also der sie umgebende Aether kalt & es werden zwischen den einzelnen Atomen gewisse Wechselwirkungen stattfinden welche sich aber das Gleichgewicht halten. Geben wir nun dem Aether Veranlassung rasche Radialschwingungen zu machen (welche der Wärme entsprechen) so werden die beiden Körper auseinanderfallen & das Gleichgewicht wird gestört sein.

Die Kraft mit der sich 2 Dynamiden anziehen od. abstoßen ist abhängig von ihrer Entfernung & kann ausgerechnet werden.

Nehmen wir eine andere Schwingungsweise an als die radiale, z. B. eine rotirende Bewegung welche der Elastizität entspricht, so wäre kein Grund zu einer Ausdehnung vorhanden, welche auch in diesem Falle nicht stattfindet.

Die Ausdehnung des Körpers ist der Temperaturänderung proportional, so lange die Temperatur dasjenigen nicht übersteigt, bei welcher eine Aenderung des Aggregatzustandes eintritt.

Die Ausdehnung von Stäben, Flächen & Körpern bei 1° Temperaturänderung ist Tabelle 181 des Resultate angegeben.

Man nahm früher an daß alle Gase sich gleich stark ausdehnen, nach den Versuchen von Regnault ist dies aber nicht der Fall, doch sind diese Unterschiede außerordentlich gering. Diese Ausdehnungscoefficienten für Gase sind nach Regnault S. 182 der Resultate angeführt.

Das Thermometer d. h. die lineare Fortbewegung der Metalle beim Uebergange aus dem flüssigen Zustande in den festen ist S. 182 d. Resultat. angegeben, sie ist für Quecksilber 1/6 d. h. wenn man einen Körper von 96 c.m. Länge giessen will, so muß das Modell 97 c.m. lang sein.

Wärmeleitung.

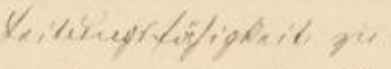
Das wahre Maß der Wärmeleitung ist die Wärmemenge, welche in 1 Sekunde durch einen Stab geleitet wird dessen Länge = 1 u. Querschnitt = 1 ist bei einer Temperaturdifferenz

von 1° an Ende des Stabes vorausgesetzt, daß die Umfassungsfläche des Stabes keine Wärme mitnimmt u. keine abgibt.

Wenn wir uns die Frage stellen wie viel Wärmeeinheiten in einer Sekunde von A nach B, so führen wir also die Leitungsfähigkeit zu bestimmen, welche für jeden Stoff eine andere ist. Das Leitungsvermögen fester Körper ist Seite 185 des Lehrbuches angegeben.

Der Grund der Wärmeleitung ist der folgende:

Denken wir uns eine Reihe von Molekülen u. der ersten



davon einen Schlag derart erteilt, daß das Molekül in Radialschwingungen gerät welche als Wärme auftreten, diese Bewegung wird sich der Reihe nach allen Molekülen mitteilen aber immer in einem kleineren Maße, so daß als in jedes existierende Bewegungen vorhanden sein werden u. vermöge deren sie eine gewisse Temperatur verursachen die aber von der Wärmequelle an abnehmen wird. Denken wir uns die Schläge unendlich groß fortgesetzt, so wird ein Gleichgewichtszustand entstehen wobei die Wärme fortgeleitet wird u. die einzelnen Teilchen ihre Temperatur verlieren.

Wärmestrahlung

ist eine Wärmefortpflanzung die äußerlich wie das Licht mit einer ungeheuren Geschwindigkeit erfolgt. Die Intensität der Wärmestrahlen nimmt wie die der Lichtstrahlen im Verhältnis des Quadrates der Entfernung von der Wärme- etc. Lichtquelle ab.

Aenderung des Aggregatzustandes.

Die Aenderung des Aggregatzustandes ist in der anorganischen Natur die wichtigste Erscheinung u. zugleich diejenige, welche sich am wenigsten erklären läßt, weil die statischen Gleichgewichtsverhältnisse hier so schwer zu behandeln sind.
Der Aenderung des Aggregatzustandes eines Körpers entspricht jedesmal eine bestimmte Temperatur die sich nach seiner Beschaffenheit richtet. Dieselbe ist für verschiedene Substanzen p. 183 der Resultate angegeben.

Wärmemenge welche nöthig ist eine Aenderung des Aggregatzustandes hervorzubringen.

Watt glaubte durch seine Versuche zu der Annahme berechtigt zu sein daß stets die nämliche Wärmemenge erforderlich sei, um aus einem Kilogr. von 0° gesättigten Wasserdampf von irgend einer beliebigen Temperatur zu bilden. Diese Annahme kann man auch in der Praxis gelten lassen, weil der Fehler den man dadurch begeht gering ist gegen die Fehler welche bei der Theorie gar nicht vermieden kann & die von der Ungenauigkeit der Versuchsergebnisse herrühren indes kann man überhaupt nur im Mittel ist die Regnault durchzuführen. Nach den neueren Untersuchungen von Regnault sind nämlich z. B. zur Bildung von 1 Kilogr. Dampf von 100° 637 Wärmeeinheiten nöthig, & zur Bildung von 1 Kilogr. Dampf von 195° sind 666 Wärmeeinheiten nöthig.
Bei Aenderung des Aggregatzustandes kommt es darauf an, das stabile Gleichgewichtsverhältniß eines Körpers zu zerstören & in ein anderes zu verwandeln das seiner Aenderung entspricht. Jeder schmelzbare Körper fängt bei einer bestimmten ihm eigenthümlichen Temperatur zu schmelzen an. Hat er diese erreicht, so steigt seine Temperatur nicht mehr, indem alle Wärme zur Schmelzung seines übrigen Theile verwendet wird. Ohne Verminderung der ihm zugeführten Wärmemenge hat also nur

eine Erhöhung der Schmelzung zur Folge. Da die Temperatur des geschmolzenen Körpers nicht höher ist als die des schmelzenden & doch Wärme nöthig ist um den ungeschmolzenen Theil gleichfalls flüssig zu machen, so muß der geschmolzene Theil sog. gebundene Wärme enthalten.

Soll ein Wasser dampf entstehen, so muß in einem jeden Wassertheilchen ein gewisser Zustand herbeigeführt werden in welchem es seinen tropfbar flüssigen Zustand verläßt & in den ausdehnsamen übergeht, wozu eine ganz bestimmte Arbeitsgröße nöthig ist, & Mischungen sowohl produzirt als auch rückgängig werden. Nach sehr genauen Versuchen von Regnault ist die Wärmemenge, welche erforderlich ist um 1 Kilogr. Wasser von 0° Temperatur in Dampf von t° Temperatur zu verwandeln

gleich $606{,}5 + 0{,}305\,t$

Nach Watt, Pambour & Parkes ist für unabhängig von der Spannkraft & Temperatur der mit dem Wasser entstandenen Dampfes & beträgt 650 Wärmeeinheiten.

Wärmequellen.

Wärmeerscheinungen können auf die verschiedenste Weise hervorgerufen werden & es können die mannichfaltigsten Zustände vorhanden sein vermöge deren Wärmequellen auftreten. Wir unterscheiden wir:

1) Wärmeentwicklung durch mechanische Prozesse, wie durch Reib & Schlag, durch Luftkompression, Reibung u. s. w.

Es ist sehr schwer mechanische Thätigkeiten in Wärme umzusetzen & zudem muß man sie mit großen Opfern erkaufen.

2) Wärmeentwicklung durch chemische Prozesse. Bei jedem chemischen Prozeß können Wärmephänomene vor & zwar oft solche von sehr energischer Art wie z. B. beim Verbrennungsprozeß welcher bekanntlich eine chemische Verbindung von Kohlenstoff mit irgend einem Stoffe ist wobei bedeutende

Wärmequellen unterscheidet werden. Wir kennen besonders 2 Stoffe welche bedeutende Wärmeentwickelungsvermögen besitzen, der Wasserstoff u. der Kohlenstoff.
Die am häufigsten angewendeten Wärmequellen sind die Brennstoffe, worunter besonders die Kohle hervorzuheben ist wegen ihrem häufigen Vorkommen. Wasserstoff findet als Wärmequelle wenig Anwendung, weil er nur gebunden vorkommt.
Die in der Technik am häufigsten vorkommenden Brennstoffe sind: Holzkohlen, Steinkohlen, Torf u. Torf.
Verhältniß zwischen Holz u. Kohle siehe S. 340 N. 405 d. Resultate
Verkohlung der Steinkohlen od. Torfbereitung siehe S. 341 N. 407.
Nach gemachten Analysen enthalten 100 Gewichtstheile Steinkohlen 83.7 Kohle, 3.83 Wasserstoff, 12.7 Sauerstoff u. 0.965 Asche.
Die Heizkraft einer Brennstoffes ist die Wärmemenge welche der Verbrennung des Kohlenstoffs entspricht, mehr diejenigen, welche dem Verbrennen des freien Wasserstoffes entspricht u. der $= H - \frac{O}{8}$ ist.
Bezeichnen wir daher mit W die Heizkraft einer Brennstoffes, so ist

$$W = 7050\,C + 22125\left(H - \frac{O}{8}\right)$$

Die chemische Zusammensetzung verschiedener Brennstoffe ist S. 185 der Resultate angegeben. Luftmenge, welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilogr. Brennstoff nöthig ist, siehe S. 186 u. 187 d. Result.
Die Verbrennung ist unvollständig, wenn nicht alles Kohlenstoff zu Kohlensäure u. alles Wasserstoff zu Wasser verbrennt.
Es ist dies der Fall, wenn der Brennstoff nicht vollständig bis auf seine letzten chemischen Bestandtheile verbrennt resp. verflüchtigt wird, sondern ein Theil als Ruß entweicht, eine zweiter Theil zwar eine gewisse Veränderung erleidet, aber nicht vollständig verbrennt u. chemische Verbindungen eingeht wobei Kohlen oder sehr wenig Wärme entsteht, ferner kann der Theil viel Wasser enthalten, welches verdampft werden muß u. dadurch einen bedeutenden Wärmeverlust verursacht.

Bei der unvollständigen Verbrennung entstehen also Rauchgase, d. h. die unwirksamen Stoffe die mit Kohlenstoff d. Wasserstoff gebildet werden können, es wird freier Wasserstoff, Schwefel, Wassergas etc. vorhanden sein was alles zur Folge hat, daß die Temperatur der Verbrennungsgase eine sehr niedere sein wird.

Die Temperatur der Verbrennungsgase.

Nehmen wir an es werde 1 Kilogr. Brennstoff verbrannt, d. dabei eine Wärmemenge H entwickelt. Ist die Verbrennung eine vollständige, so ist H die absolute Heizkraft des Brennstoffes, im andern Falle ist H kleiner als dieses Maximum.
Die Verbrennung geht vor sich unter Anwesenheit anderer Gase z. B. der Luft, die wir mit L bezeichnen wollen, die Verbrennungsprodukte werden daher ein Gewicht $1 + L$ haben. Diese Verbrennung entspricht einer Wärmekapacität C welche als constant angenommen werden kann; es heißt dies soviel, als wir brauchen ebensoviel Wärme um die Temperatur von 0° auf 1° als von 20° auf 21° oder von 100° auf 101° zu bringen. Heißen wir ferner die Temperatur der Luft die entwickelt d. h. die der Verbrennungsgase T, so haben wir annähernd:

$$H = C(1 + L)(T - t)$$

woraus:

$$T = t + \frac{H}{C(1 + L)}$$

Lassen wir nun die Luftmenge zutreten, welche zur Verbrennung absolut nöthig ist, so wird doch die höchste Temperatur entwickelt. Nun geschieht es aber bei der Verbrennung immer eine die doppelte Luftmenge vorhanden als die welche eigentlich nöthig wäre d. h. dies hat eine niedrigere Temperatur der Verbrennungsgase zur Folge was aber an sich für sich kein Schaden ist.
Wir können der Wahrheit sehr nahe, wenn wir $C = 0{\cdot}237$ setzen,

vorausgesetzt, daß die Verbrennung mit atmosphärischer Luft geschieht. Nehmen wir beispielsweise eine vollständige Verbrennung an, zwar mit 1 Kilog. Steinkohlen, so wird $H = 7000$. Dazu ist eine Luftmenge $L = 12$ Kilog. erforderlich; $d = 0{\cdot}237$ Kernwärmi angenommen: $t = 300°$ so wird:

$$T = 300 + \frac{7000}{0{\cdot}237 . 13} = 2633°$$

Es ist dies das Maximum von Heizkraft das wir aber, bezogen mit Steinkohlen zu leisten im Stande sind.
Nehmen wir einen praktischen Fall an, so setzen $H = \frac{5}{7} 7000 = 5000$
$L = 24$, $d = 0{\cdot}237$, $t = 10°$ so ist:

$$T = 10° + \frac{5000}{0{\cdot}237 . 25} = 854°$$

Sollen wir nun die Frage wohl zu lösen ist, bei einem Brennstoff gut zu verbrennen. Eine scharfe Beantwortung dieser Frage ist man bis jetzt noch nicht im Stande gewesen zu geben; die Versuche haben zu den widersprechendsten Resultaten geführt, die Sache auf rationellem Wege zu verfolgen ist bis jetzt ebenfalls noch nicht gelungen.
Das Beste ist hier jedenfalls wenn man über das Ganze eine Kritik ausübt, die richtigen Thatsachen ausscheidet, u. die wahren ausfindig zu machen sucht.

Anlage von Heitzungen.

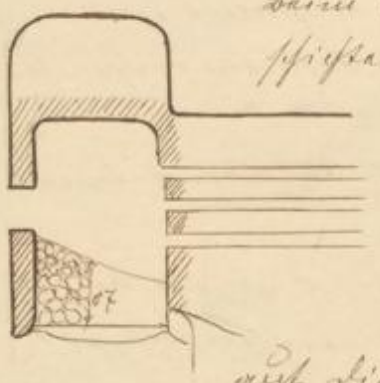
Die erste Bedingung der guten Verbrennung eines Brennstoffes ist der trockene Zustand desselben, denn sonst geht zuviel Wärme verloren um das Wasser zu verdampfen.
Die zweite Bedingung betrifft die Größe der Brennstoffstücke. Nach Versuchen schweizischer Ingenieure soll sie wie man sich im gewöhnlichen Leben auszudrücken pflegt, Faustgröße nicht überschreiten, doch kann dies keine allgemein giltige Regel sein, sondern es richtet die Größe der Brennstoffstücke sich nach der Feuerungsanlage überhaupt. Für Kostheizungen

mag die obige Regel gelten, während sie bei Öfen z. B. offenbar nicht giltig sein kann, wenigstens nicht im Hinblick auf eine vollkommene Verbrennung.
Die Verbrennung der Brennstoffe kann nur an der Oberfläche & bis zu einer gewissen Tiefe in das Innere dringen; durch die dabei entwickelte Wärme entsteht nun im Innern die Gasentwickelungstemperatur hervorgerufen, die Gase treten an der Oberfläche des Brennstoffs zurück um zur Verbrennung zu gelangen, die aber bei der sehr rasch erfolgenden Gasentwickelung nur unvollständig geschehen kann, wenn die Brennstoffschichte nicht eine entsprechende Höhe hat & daraus folgt, daß die Dicke der Brennstoffschichte von Einfluß ist auf die Größe der Rauchs.
Die dritte Bedingung betrifft die Temperatur der Verbrennungsgase die eine Funktion des Luftzutritts der Verbrennung ist. Einer Verbrennung mit viel Luft entspricht eine geringe Temperatur der Verbrennungsgase & einer solchen mit wenig Luft eine hohe Temperatur derselben.
Eine hohe Temperatur der Verbrennungsgase ist für den Verbrennungsraum von Wichtigkeit, denn bei einer geringen geht der ganze Akt nur sehr langsam vor sich.

Die Dicke der Brennstoffschichte

Nach Versuchen schweizerischer Ingenieure soll dieselbe sehr niedrig höchstens 12 – 14 c.m. sein, was aber mit der Erfahrung im allgemeinen Widerspruch steht.
Bei gewöhnlichen Kesselfeuerungen ist allerdings die Dicke der Brennstoffschichte je nach der Kohlenbeschaffenheit nicht über 8 – 14 c.m. Die Kohlen lassen sich hinsichtlich des Aktes der Verbrennung in 2 Klassen einteilen: in Backkohlen & in Sinterkohlen, erstere bilden bei der Verbrennung eine schaumige Masse, während die letzteren

wirkig am Feuer liegen bleiben u. durch die Verbrennung eine immer kleiner werdende Wolkenmasse annehmen.
Bei den gewöhnlichen Kostenberechnungen erhält man mit 1 Kilg. Brennstoff 7–8 Kilogr. Dampf, also ein ziemlich günstiges Resultat wenn man bedenkt daß bei vollständiger Benützung der Heizkraft jeder Kohlen $\frac{7000}{650} = 10$ Kilogr. Dampf von 1 Kilg. Kohlen erhalten werden. Es ist also eine Ersparniß daß mit dünnen Brennstoffschichten gute Resultate erhalten werden.
Gehen wir zu den Locomotiven über, so finden wir dort als allgemeine Regel bei der Heizung die folgende:



Beim Abfahren werden die Brennstoffe so geschichtet, daß sie an der Thür eine Höhe von 1 Met., an der entgegengesetzten Wand eine Höhe von 0.5 u. im Mittel Zugehöhe eine von 0.7 Met. haben. Dann läßt man die Schichte bis auf 0.4 Met. abbrennen, u. sucht sie wieder auf diese Höhe zu erhalten.

Diese Kostenberechnungen leisten mehr als die der Fabriken u. doch steht die Ersparniß hier mit den gefundenen Versuchsresultaten im Widerspruch.
Bei den Fabrikkesseln geschieht die Aufsaugung der Gase durch hohe Kamine, die aber hinsichtlich ihrer Wirkung doch sehr unwirksam sind; bei den Locomotiven aber geschieht die Aufsaugung durch den Dampf selbst, den man, nachdem er auf den Kolben im Cylinder gewirkt hat, mit seiner vollen Kraft durch das Blasrohr welches in das Kamin einmündet, ausströmen läßt.
In den Kupolöfen geschieht die Verbrennung ebenfalls sehr vollständig u. dort ist die Brennstoffschichte 2–3 Met. hoch, aber hier ist auch die Aufsaugung durch das Gebläse noch stärker als bei den Locomotiven.

Bei Gasöfen endlich ist die Verbrennung ebenfalls sehr vollständig, obgleich die Brennstoffschichte 7–8' Mt. hoch ist; dafür ist aber auch die Anfachung eine ungemein intensive.
Aus diesen Thatsachen folgt, daß die Intensität der Anfachung eine Rolle von hoher Wichtigkeit ist, u. es läßt sich daraus folgendes instinktives Gesetz ableiten:
Die Dicke der Brennstoffschichte soll der Geschwindigkeit mit der die Luft durch den Brennstoff geht, direkt proportional seyn. Wir erhalten daher: dicke d. Brennstoffschichte:

$$\Delta = \alpha v$$

wobei v die Geschwindigkeit der Luft, α eine Constante ist.
Wir können ferner folgende theoretischen Formeln aufstellen:

$$W = R \Delta$$

wobei W das Volumen des Brennstoffs u. R die Rostfläche bedeutet.
Ferner:

$$\alpha m R = \beta B$$

wobei $m R$ die Verdrehung von verschiedenen; B ist die Brennstoffmenge die in jeder Sekunde verbrannt werden soll, β eine Constante, u. m die Zahl mit der man die Rostfläche multipliciren muß, um die Summe der Querschnitte aller Spalten zwischen den Roststäben zu erhalten.
Aus obigen 3 Beziehungen folgt leicht:

$$W = \frac{\alpha\beta}{m} B \quad (1)$$

$$\Delta = \frac{\alpha\beta}{m} \frac{B}{R} \; ; (2) \qquad v = \frac{\beta}{m} \frac{B}{R} \quad (3)$$

Die Gleichg. (1) lehrt daß die Brennstoffmenge die auf dem Roste liegen muß, der Brennstoffmenge die per Sekunde verbrannt werden soll, proportional ist; d. h. bei einer 100 pferdigen Maschine muß 100 mal Brennstoff auf dem Rost liegen als bei einer einpferdigen.
Die Dicke der Brennstoffschichte ist proportional der Brennstoffmenge die auf 1 □ Mt. der Rostfläche fallen, wie dies aus (2) folgt. Bei Lokomotivkesseln rechnet man 1 □' Heizfläche auf die

Pferdekraft; bei Locomotive ist die Heizfläche ungefähr nur 1/10 davon.
Die Gleich(3) bestimmt die Intensität der Aufsaugung.
Auf dem Wege der Erfahrung hat man gefunden daß für unsere 3 Gleich. die folgenden gesetzt werden können:

$$W = 1{,}9 \frac{B}{m} \quad ; \quad d = 1{,}9 \frac{B}{m\,R} \quad ; \quad v = 12 \frac{B}{m\,R}$$

Aus dem Vorhergehenden folgt, daß eine sorgfältige Regulirung des Luftzugs bei den Kostenersparungen sehr nöthig ist, denn bei zu viel Zug kann große Brennstoffvergeudung stattfinden, weil die entwickelte Wärme sich einem sehr großen Luftquantum mittheilt.
Wir unterscheiden hauptsächlich 2 Feuerungsweisen: entweder geht die Luft zuerst durch die Brennstoffschichte & dann durch den Rost oder umgekehrt.

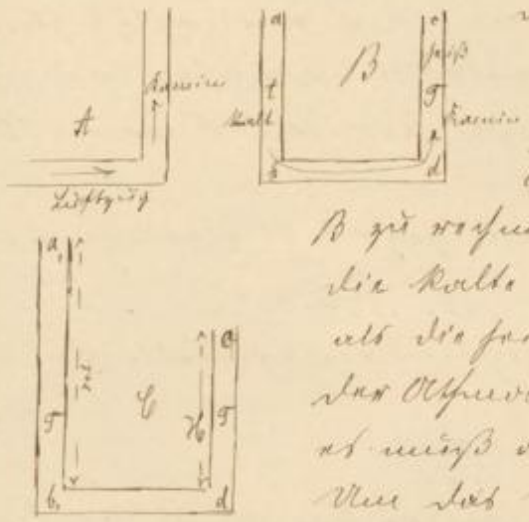
Wenn die Brennstoffschichte ziemlich dick ist, so ist B besser als A; bei kleiner großen Dicke der Brennstoffschichte aber sind beide Anordnungen ungefähr gleichwerthig.
Für Locomotive wäre daher B besser als A, aber die Einrichtung ist dort sehr fatal.
Eine weitere Bedingung einer guten Heizung ist die Bedienung der Feuerung selbst, daß die Brennstoffschichte die angemessene Dicke stets behalte, der Zug gehörig regulirt wird etc.
Um den bei der unvollständigen Verbrennung sich bildenden Rauch zu verzehren, muß eine 2te kleinere aber auch intensivere Feuerung hergestellt werden über welche der Rauch der ersteren hingeleitet & verzehrt wird.
Es wäre besser wenn man sich statt der Anfertigung guter Rauchverzehrer damit behelfte, Feuerungen zu vermeiden bei denen sich gar kein Rauch bildet, dann fielen die Rauchverzehrer von selbst weg.

Theorie der Kamine.

Die einfachste Einrichtung einer Kachelfeuerung ist die folgende: a Rost, b leerer Raum zur Aschenfall, c Oeffnung zum Entfernen der Asche, d Oeffnung die mit einer Thüre geschlossen wird & wodurch der Brennstoff auf den Rost gebracht wird. Der Kachel ist von Mauerwerk umschlossen & in einem Kanal befindlich durch den die Verbrennungsgase strömen. Diesen Gasen bieten sich die Kachelwände dar & absorbiren einen großen Theil ihrer Wärme die sie dem im Kachel befindlichen Wasser mittheilen wo dadurch nach einiger Zeit in Dampf verwandelt wird. Die Verbrennungsgase erreichen daher das Kamin mit einer mäßigen Temperatur, die & zwar je geringer dieselbe ist, desto besser ist die Feuerung. Ist die Temperatur bei a z. B. 1200° & am der Kaminmündung 300° so gibt die Anlage einen Nutzeffekt von 75%.

Es entsteht nun die Frage welche Einrichtung & Dimensionen wir einem Kamine geben sollen. Um diese Frage beantworten zu können, machen wir folgende Voraussetzungen: Die Luft erleide keine Widerstände während sie vom Rost bis zum unteren Punkt des Kamins gelangt & mit anderen Worten es herrsche in dem Luftzug eine Spannung gleich dem äußeren atmosphärischen Druck; 2, es habe die Luft während des Aufsteigens durch das Kamin

keine Temperaturänderung zu erleiden & keine Reibung zu überwinden.



Der Vorgang des Durchströmens beim wird genau so sein wie der bei B; sind wir daher im Stande die Ausströmungsgeschwindigkeit für B zu rechnen, so haben wir auch die für A. Die kalte Säule a b (in B) hat mehr Gewicht als die heiße c d, während aber der Druck der Atmosphäre auf jede gleich groß ist, & es muß also Zug entstehen.

Um das Strömen zu bestimmen können wir eine dritte Anordnung C nehmen, die wieder so ist daß das Strömen wie in B & folglich auch wie in A erfolgt. Wir nehmen 2 Röhren mit ungleichlangen Schenkeln & in jeder Luft von derselben Temperatur, nicht. in aber die Länge $a_1 b_1$ so ein, daß das Gewicht der heißen Luftsäule $a_1 b_1$ so groß ist als das der kalten ab in B. Es ist dann Geschwindigkeit der Luft bei c:

$$W = \sqrt{2g(z - H)}$$

Sei γ_0 das Gewicht von 1 Cub. Met. Luft bei 0° Temp. & unter dem Druck der Atmosphäre, γ das Gewicht von 1 Cub. Met. Luft bei t° Temp. & unter dem Druck der Atmosphäre, so ist:

$$\gamma = \frac{\gamma_0}{1+\alpha t}$$

wo α der Ausdehnungskoeffizient bei 1° Temperaturänderung ist. Sei Ω der Querschnitt des Kamines, so ist das Gewicht der

Luftsäule ab $= \Omega H \frac{\gamma_0}{1+\alpha t}$

& das von $a_1 b_1$ $= \Omega z \frac{\gamma_0}{1+\alpha T}$

weil aber beide Säulen einerlei Gewicht haben sollen, so ist:

$$\Omega H \frac{\gamma_0}{1+\alpha t} = \Omega z \frac{\gamma_0}{1+\alpha T}$$

$$z = H \frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}; \qquad W = \sqrt{2g\left[H\left(\frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}\right) - H\right]}$$

$$U = \sqrt{2gH\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}}$$

Dieser Ausdruck ist eine Annäherung, wenn U zu groß wird wie die Reibung im Kamin u. s. w. vernachlässigten. U wird groß wenn T-t groß ausfällt und aber bei einer guten Anlage wie der Zoll sein soll, wenn H groß genommen wird.

Das Gewicht wird (in Kilogr.) ausgedrückt durch eine Luftmenge: $L = \Omega\sqrt{2gH\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}\frac{\delta_1}{1+\alpha T}}$

die Geschwindigkeit der Luft innerhalb einer Stelle die sie passirt ist:

$$v = \frac{\Omega}{\omega}\sqrt{2g\,H\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}}$$

wobei ω der Querschnitt irgend eines Kanals ist den die Luft durchströmt.

Aus dieser Gleichung folgt, daß die Luftmenge welche der Kamin herbeischafft, jeder linearen Dimension des Querschnittes proportional ist, während sie nur mit der √H wächst. Aus einem praktischen Nebengrund ist es nicht zulässig dem Kamin einen zu großen Querschnitt zu geben, namentlich doch wegen dem Wind der obere Querschnitt nicht zu groß sein u. desshalb ist es nothwendig die Luft auch durch ein größeres H herbeizuführen welch letzteres überhaupt nie unter gewissen Grenzen sein darf. Die Geschwindigkeit der herbeizuführenden Luft ist ferner abhängig von der Differenz der inneren u. äußeren Temperatur; ist nämlich α(T-t) groß so kann dadurch die Luftzuführung bedeutend vergrößert werden, es würde aber dann die ganze Anlage zu umfangreich.

Für alle praktischen Fälle können die Glieder welche von Tab. fängen, als constant angesehen werden, weil man die Heizung doch immer so gut als möglich zu machen sucht u. dann können wir schreiben:

$$U = \alpha\sqrt{H} \quad (1)$$

$$L = \beta\,\Omega\sqrt{H} \quad (2)$$

$$v = \delta\,\frac{\Omega}{\omega}\sqrt{H} \quad (3)$$

Sei N die Pferdekraft einer Maschine das ein Kastel zu treiben soll, so können wir schreiben:

$$N = \frac{T}{6} = \frac{G}{12} = \frac{L}{102} \quad (4)$$

wobei T bedeutet die Steinkohlenmenge in kilogr. welche per Stunde auf einem Feuerherd verbrannt wird, G entsprechend die Holzmenge in kilogr. & L die Luftmenge in kilogr. welche stündlich durch das Kamin aufsteigt.

Wird T = 6 so ist $\frac{6}{6} = 1$ d.h. wir brauchen für 1 Pferdekraft 6 kilogr. Steinkohlen per 1 Stunde.

Aus (1) finden wir mit Berücksichtigung von (4):

$$\Omega = v\frac{L}{136} = f\frac{T}{136} = g\frac{G}{136} = c\frac{N}{136}$$

Daraus kann der Querschnitt bestimmt werden wenn bekannt ist die erforderliche Luftmenge, die Steinkohlenmenge welche per Stunde verbrannt wird & H, & die Coefficienten.

Es ist meistens angemessen das H anzunehmen, oft aber auch ein bestimmtes Verhältniß zwischen Ω & H anzunehmen, & danach die Dimensionen zu bestimmen. Man hat, wenn d die Weite, d₁ die obere Kaminweite ist:

$$\Omega = d^2 = \left(\frac{d^2}{H}\right)H^2 = v\frac{L}{136}$$

$$H^{2/5} = v\,L\left(\frac{H}{d^2}\right)^2 ; \quad H = K(L)^{2/5} = M(N)^{2/5}$$

$$= R(T)^{2/5} = P(G)^{2/5}$$

Resultate S. 192 & 193 sind für die Coefficienten K, M ... Erfahrungscoefficienten angegeben.

Die Kamine sind oben bedeutend enger, damit der Wind an der Mündung nicht so leicht schädlich einwirken kann & damit das ganze Werk dadurch eine mehr pyramidale Form erhält & stabiler wird. Nach angiebigen Regeln sollte die obere Weite d₁ des Kamines = d − 0·013 H sein. Die Stabilität des Werkes erfordert, daß die Mauerdicke unten bedeutender ist als oben. Weitere Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Kamine sind Seite 193 & in der Tabelle S. 194 d. Resultate vorhanden.

Form der Kamine.

Wir haben jetzt den Horizontalquerschnitt der Kamine zu betrachten & unterscheiden hauptsächlich folgende 3 Formen:

Für den Zug ist die Form A die beste, denn es ist dort die Umfangslänge gegen den Querschnitt am kleinsten was zur Folge hat, daß dadurch die Reibungsfläche am Minimum wird; doch ist dieser Umstand nicht von besonderem Belang. Die Ausführung betrachtet, so ist wohl am besten B vorzuziehen, sagegen bietet es weniger Bequemlichkeit, weil die Eckverbindungen immer mangelhaften Verband haben & ist deßhalb A vorzuziehen wobei aber die Backsteine der Krümmung entsprechend geformt sein müßten.

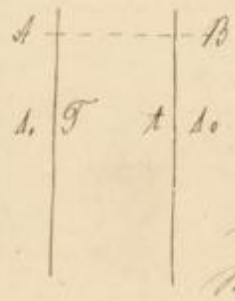
Hinsichtlich des äußeren Ansehens ist zu sagen, daß die einfache Oblongform die schönste ist & zwar ohne alle Verzierung nur gut ausgeführt. Dem Ansehen nach macht sich C am besten.

Das Material für die Kamine ist gewöhnlich Backsteine, zuweilen auch Blech. Die Backsteinkamine sind ihrer Wirkung nach sehr gut, weil die Backsteine schlechte Wärmeleiter sind, & daher die Gase nicht so abgekühlt werden. Die Blechkamine entbehren dieses Vorzuges, weil die Wände dünn & gute Wärmeleiter sind, es ist dies aber auch nur der einzige Nachtheil den sie gegen die Backsteinkamine haben.

Bewegung der Wärme in festen Körpern.

Es entsteht nun die Frage was dazu beiträgt, daß die von den Brennstoffen entwickelte Wärme in die Kessel hineingeht. Nehmen wir eine ebene Wand aus irgend einem Material an, die auf jeder Seite mit einem Medium in Berührung steht; in dem einen herrsche eine Temperatur t_1, in dem andern eine $= t_0$ wobei $t_1 > t_0$. Auf der ganzen Ausdehnung der

Fläche sei dieselbe Temperatur dauernd vorhanden, so wird also vom Medium t_1 Wärme nach t_0 übergehen, t ist die Zeit nach welcher Effekte. Nehmen wir an daß die Wärmemenge welche aus dem Medium t_1 durch die Berührungsfläche in das Innere der Wand übergeht, proportional ist der Temperaturdifferenz die zu beiden Seiten stattfindet t proportional der Größe der Fläche durch die die Wärme geht.



Die Wärmemenge welche per 1 Sek. durchgeht sei W, t F die Fläche durch die sie geht, so ist:

$$W = \gamma_1 F (t_1 - T)$$

γ_1 ist ein Erfahrungskoeffizient der sich richtet nach der Natur des Mediums, dem Stoffe aus dem die Wand besteht t der Beschaffenheit ihrer Oberfläche; es ist also γ_1 die Wärmemenge welche durch die Flächeneinheit geht bei einer Temperaturdifferenz von 1°, wir wollen ihn Wärmeaustrittskoeffizient nennen. Wir nehmen ferner an daß der Austritt der Wärme aus der Wand in das zweite Medium nach demselben Gesetze erfolgt wie der Eintritt, t schreiben deshalb für den Austritt der Wärme folgendes an:

$$W = \gamma_0 F (t - t_0)$$

wobei γ_0 der Wärmeaustrittskoeffizient ist.

Wir setzen nun voraus daß die Wärmemenge welche welche von einem Ort im Innern nach dem andern geht, proportional sei der Temperatur welche an diesem Orte herrscht t umgekehrt proportional der Entfernung der Orte.

Ist e die Wanddicke in Metern, so können wir schreiben:

$$W = \lambda F \frac{(T - t)}{e}$$

es wird dadurch ausgesagt, daß die Temperatur im Beharrungszustande gleichmäßig von einem Medium nach dem andern abnimmt. λ ist der wahre Wärmeleitungskoeffizient t drückt die Wärmemenge aus, welche durch eine Flächeneinheit eines

Zeiteinheit geht W zwar zwischen 2 Orten der Entfernung $= 1$ W in welchem eine Temperaturdifferenz von $1°$ stattfindet. Unter Voraussetzung des Beharrungszustandes sind die W der letzten 3 Gleichungen gleich groß.

Diese 3 Hypothesen sind nur insofern für absolut wahr, sie sind aber in Wirklichkeit nur Annäherungen, die jedoch für praktische Zwecke genügende Genauigkeit bieten.

Zur Bestimmung der 3 Größen W, T u. t haben wir:

aus der ersten der 3 Gleich. folgend: $t_1 - T = \frac{W}{\gamma_1 F}$

" " der zweiten " " " $t - t_0 = \frac{W}{\gamma_0 F}$

" " der dritten " " " $T - t = \frac{l W}{\lambda F}$

durch Addition dieser 3 Gleich. findet man:

$$t_1 - t_0 = \frac{W}{F}\left(\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_0} + \frac{l}{\lambda}\right) \text{ woraus:}$$

$$W = \frac{F(t_1 - t_0)}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_0} + \frac{l}{\lambda}}$$

daraus folgt, daß W proportional ist der Temperaturdifferenz der beiden Medien, aber auch abhängt von dem Einheitsabstrahlungsvermögen γ der Dicke der Wand. Wenn λ sehr groß ist, so wird der Nenner klein also ganze Bruchsatz groß, d.h. es geht viel Wärme durch.

Für einige Zwecke ist es gut wenn die Wärme leicht durchgeht, wie bei Dampfkesseln, für andere ist es gut wenn die Wärme schlecht durchgeht, wie bei den Umhüllungsmauern eines Ofens. Wenn das Wasser welches erwärmt werden soll sich in einem ruhigen Zustande befindet, so ist annähernd:

$$W = \frac{F(t_1 - t_0)}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_0}}$$

d.h. in diesem Falle ist die Wanddicke u. λ ganz gleichgiltig.

Für bewegtes Wasser ist ebenfalls annähernd:

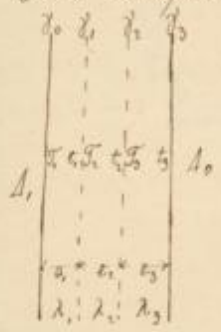
$$W = \frac{\lambda F(t_1 - t_0)}{l}$$

Es wäre also für einen Dampfkessel besser, wenn das Wasser

befindliche Wasser im heftigen Siedende wäre. Daß im andern Falle weniger Wärme durchgeht, erklärt sich aus einfachster Ursache, daß sich im Innern des Kessels gleichsam ein Dampfpolster bildet, es setzen sich Dampfblächen in die Poren des Materials, & diese erschweren der Wärme den Eintritt.

Die aufgestellten Regeln gelten allerdings für reine Kessel, aber bei allen hat die Wärme durch Materialien von verschiedener Leitungsfähigkeit zu gehen, dann reihen sich Rost & Blech an & im Innern der sog. Kesselstein, der den Eintritt der Wärme ungemein erschwert.

Für diesen Fall haben wir bei den nebigen Bezeichnungen nach der vorhin entwickelten Theorie die folgenden Gleichungen:



$$W = F\gamma_0(t_1 - \tau_1)$$
$$W = F\lambda_1 \frac{\tau_1 - t_1}{l_1}$$
$$W = F\gamma_1 (t_1 - \tau_2)$$
$$W = F\lambda_2 \left(\frac{\tau_2 - t_2}{l_2}\right)$$
$$W = F\gamma_2 (t_2 - \tau_3)$$
$$W = F\lambda_3 \left(\frac{\tau_3 - t_3}{l_3}\right)$$
$$W = F\gamma_3 (t_3 - t_0)$$

daraus folgt:

$$t_1 - \tau_1 = \frac{W}{F}\frac{1}{\gamma_0}; \qquad \tau_1 - t_1 = \frac{W}{F}\frac{l_1}{\lambda_1}$$
$$t_1 - \tau_2 = \frac{W}{F}\frac{1}{\gamma_1}; \qquad \tau_2 - t_2 = \frac{W}{F}\frac{l_2}{\lambda_2}$$
$$t_2 - \tau_3 = \frac{W}{F}\frac{1}{\gamma_2}; \qquad \tau_3 - t_3 = \frac{W}{F}\frac{l_3}{\lambda_3}$$
$$t_3 - t_0 = \frac{W}{F}\frac{1}{\gamma_3}$$

durch Addition dieser Gleichungen ergibt sich:

$$t_1 - t_0 = \frac{W}{F}\left\{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{1}{\gamma_3} + \frac{1}{\gamma_0} + \frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3}\right\}$$

$$W = \frac{F(t_1 - t_0)}{\frac{1}{\gamma_0} + \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{1}{\gamma_3} + \frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3}}$$

Aus dieser Gleichung folgt, daß der Durchgang der Wärme sehr erschwert wird, wenn die verschiedenen Schichten aus denen eine Wand z. B. Kesselwand im gebräuchlichen Siedende besteht, von einem,

die Wärme sehr schlecht durchlassendes Material besteht. Es muß also bei einem Dampfkessel besonders auf seine Beschaffenheit gesehen werden, wenn er einen guten Effekt geben soll. Es ist schon vorgekommen daß die Kesselwände glühend waren & doch kein Dampf erzeugt wurde, weil der Kesselstein sich in zu großen Quantitäten angesetzt hatte, der Kessel von Außen aber ziemlich kühl war.

<u>Wärmedurchgang durch cylindrische Gefäße.</u>

Wir nehmen an, die Wärme strömt von Außen nach Innen, in einer Entfernung x vom Mittelpunkt sei die Temperatur = u & in einer Entfernung dx wird x gleich u + du

Ist γ der Winkel welcher der Bogenlänge AB entspricht, l die Länge des Cylinders in Metern, so ist die Wärmemenge welche durch die Fläche γxl die dem Winkel γ entspricht:

$$W = \lambda x \gamma l \frac{du}{dx}$$

& durch den ganzen Cylinder geht:

$$W = 2\pi \lambda l x \frac{du}{dx}$$

$$W = \delta_0 \, 2 r_0 \pi l \, (t_0 - t)$$

$$W = \delta_1 \, 2 r_1 \pi l \, (T - t_1)$$

Wenn das Verhältniß zwischen der Dicke & innern Höhlung ungefähr wie bei Dampfkesseln ist, so kann die Wand als eben angesehen & daher nach den früheren Regeln gerechnet werden.

Unter sonst gleichen Umständen ist es einerlei, ob die Wärme von Innen heraus, oder Außen hineingeht; es gelten dieselben Regeln. Der Theil des Kessels durch den die Wärme eintritt, nennt man die Heizfläche, & Allgemein diejenige Fläche die Abkühlungsfläche, durch welche Wärme abgeleitet wird. Bei Kesseln mit Siederöhren ist die Heizfläche gegen die Dimensionen des Kessels sehr groß.

Setzen wir den Ausdruck: $\frac{1}{\frac{1}{\delta_0}+\frac{1}{\delta_1}+\frac{1}{\delta_2}+\cdots+\frac{\varepsilon_1}{\lambda_1}+\frac{\varepsilon_2}{\lambda_2}+\cdots} = k$

so wird nach S. 113: $W = k F (t_1 - t_0)$

Für Dampfkessel die sich im verticalen Zustande befinden, kann man $k = \frac{1}{155}$ setzen, dagegen für Luftverdichtungsapparate ist $k = \frac{1}{250}$. Bei einem Dampfkessel gehen also durch jeden Quadratmeter Heizfläche $\frac{424}{155} = 2{\cdot}7$ Kilogrammet. lebendiges Kraft in denselben hinein bei einer Temperaturdifferenz von 1°.

Erwärmung einer Flüssigkeit durch einen heißen Gasstrom.

Es sei ein rechteckiges, die Wärme nicht durchlassendes Gefäß theilweise mit Wasser gefüllt. Für den Boden sei

Heizfläche x längs desselben geht durch einen Kanal eine Menge heißer Gase. Das bei C ein, am Austritt eine Temperatur T & bei seinem Austritt aus mehr eine Temperatur t hat & es ist unsere Aufgabe die Temperatur t zu berechnen mit welcher das Gasgemisch bei D austritt; die Wärmemenge welche $T-t$ entspricht, ist offenbar durch den Boden in das Gefäß gegangen.

Wir machen zur Berechnung dieser Temperatur t folgende Annahmen: 1) das Wasser habe im Innern des Kastens überall Temperatur. 2) der Beharrungszustand der Wärmevertheilung sei eingetreten, so daß also die Temperatur an irgend einem Ort mit der Zeit sich nicht ändert; 3) die Luftmenge welche eingeleitet wird sei constant. 4) die Wärmecapacität der Luft & Gase sei unabhängig von der Temperatur. 5) der Wärmedurchgangscoefficient k habe für jede Stelle der Heizfläche denselben Werth; 6) es sei die Temperatur der Gastheilchen in einem bestimmten Querschnitt des Kanals unveränderlich constant. In irgend einer Entfernung x lege man einen Querschnitt, diese

denselben herrschende Temperatur sei u, während in einem in sehr kleiner Entfernung gelegten zweiten Querschnitt eine Temperatur $u + du$ vorhanden sei. Wenn Ω bis zum ersten Querschnitt M hat die Heizfläche eine gewisse Größe Ω & vorüber N eine um $d\Omega$ größere. Während die Luft von N nach M geht, verliert sie eine Wärme du & diese dringt durch die Fläche $d\Omega$ in den Kessel ein.

Legen wir die S. 195 der Resultate angegebene Bedeutung der in der Rechnung vorkommenden Buchstaben zu Grunde, wornach $s = 0{\cdot}237$ die Wärmemenge bedeutet der atmosphärischen Luft, w die Temperatur des Wassers im Kessel & L die Luftmenge in Kilogr. ist, welche die Verbrennung von 1 Kilogr. Brennstoff bewirkt, so ist:

$$L s\, du = k\, d\Omega\, (u - w)$$

$$\frac{du}{u-w} = \frac{k}{Ls}\, d\Omega \quad \text{durch Integration:}$$

$$\log. \text{nat.}\, (u - w) = \frac{k}{Ls}\, \Omega + \text{Const.}$$

Für $\Omega = 0$ wird $u = t$. & für $\Omega = F$ wird $u = T$, so daß wir haben:

$$\log. \text{nat.}\, (t - w) = 0 + \text{Const.}$$

$$\log. \text{nat}\, (T - w) = \frac{k}{Ls}\, F + \text{Const.}$$

$$\frac{k}{Ls}\, F = \log. \text{nat}\, \left(\frac{T-w}{t-w}\right)$$

$$\frac{T-w}{t-w} = e^{\frac{k}{Ls}F} \quad ; \quad t - w = (T-w)\, e^{-\frac{kF}{Ls}}$$

$$t = w + (T-w)\, e^{-\frac{kF}{Ls}}$$

$$T - t = (T-w) \left\{ 1 - e^{-\frac{kF}{Ls}} \right\}$$

Die Wärmemenge W_1 die in den Kessel eindringt, ist:

$$W_1 = L s (T - t) = L s (T - w) \left\{ 1 - e^{-\frac{kF}{Ls}} \right\}$$

Die Wärmemenge welche der Brennstoff entwickelt:

$$W_2 = B\, G.$$

wo B die Brennstoffmenge in Kilogr. ist, welche in jeder Sekunde auf dem Rost verbrannt wird & G die Heizkraft von 1 Kilogr. Brennstoff ist. Ist η das Güteverhältniß der Kesselheizung, so haben wir: $\eta = \frac{W_1}{W_2} = \frac{Ls}{BG}(T - w) \left\{ 1 - e^{-\frac{kF}{Ls}} \right\}$

Die atmosphärische Luft strömt mit einer Temperatur u_0 durch den Heizkörper ein und hat bei ihrem Austritt in den Kanal eine Temperatur T angenommen; es ist deshalb:

$$B\,\mathfrak{Y} = s\,\mathfrak{L}\,(T - u_0)$$

wir finden sowohl: $T = \frac{\mathfrak{Y} B}{s \mathfrak{L}} + u_0$; $T - w = \frac{\mathfrak{Y} B}{s \mathfrak{L}} + u_0 - w$

$$\mathfrak{Z} = \frac{\mathfrak{L} s}{B \mathfrak{Y}} \left[\frac{B \mathfrak{Y}}{s \mathfrak{L}} + u_0 - w \right] \left[1 - e^{-\frac{k T}{s \mathfrak{L}}} \right]$$

$$\mathfrak{Z} = \left[1 - \frac{\mathfrak{L} s}{B \mathfrak{Y}} (u_0 - w) \right] \left[1 - e^{-\frac{k T}{s \mathfrak{L}}} \right] \quad (A)$$

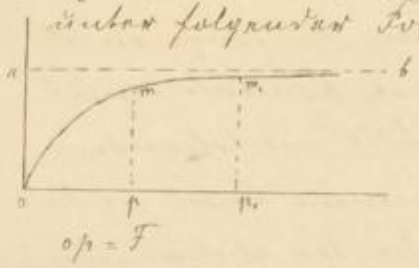
Diese Theorie findet auch ihre Anwendung auf Dampfkessel. Das Heizwasserhältniß ist, wie sich aus der Rechnung ergibt, von der Form der Kanäle unabhängig.

Daß wir annehmen im Kessel überall dieselbe Temperatur herrsche, ist nicht absolut exact; doch ist der Unterschied verschwindend klein. Den Werth rohr nehmen wir als constant an; er richtet sich in Wirklichkeit nach dem Grade der Reinhaltung des Kessels & kann bei in ordentlichem Zustande befindlichen Kesseln als constant angenommen werden. Daß die Temperatur der Luftheilchen in einem & demselben Querschnitt constant sei, ist nur unter gewissen Umständen bei Dampfkesseln richtig, & zwar wird diese Bedingung unter folgenden Voraussetzungen zur Wahrheit: 1) Wenn die normale Kanalbreite klein ist, & 2) die Luftheilchen nicht geradlinig fortziehen, sondern durcheinanderwirbeln. Ist bei einem Kessel die Normalweite groß (von den Kanälen) so gilt also obige Rechnung nicht; die Anlage ist aber auch in diesem Falle eine verfehlte, denn es geht dann durch den Kanal viel Wärme fort die mit dem Kessel gar nicht in Berührung kommt. Der zweiten Bedingung wird bei jeder Feuerungsanlage beinahe vollständig entsprochen.

Setzen wir: $\mathfrak{L} = m\,\mathfrak{L}_1$ so wird $\frac{\mathfrak{L}}{\mathfrak{L}_1} = m$ wo unter $\mathfrak{L}_1$ die Kleinste Luftmenge (mechanisch) ist, welche zur Verbrennung von B Kilogr.

Brennstoff in 1 Sek. nöthig ist, m ist in der Regel 15 – 2; geschieht die Verbrennung mit dem Minimum von Luft, so wird $L = L_1$ und $\frac{L}{L_1} = 1$, d.h. $m = 1$.
In Gleich. (A) Seite 117 können wir unter folgender Form schreiben: $\gamma = \left[1 - \frac{sm}{\eta}\frac{L_1}{\beta}(w - u_0)\right]\left(1 - \frac{1}{e^{\frac{\beta}{L_1}\frac{F}{m}}}\right)$
Das γ ist immer kleiner als 1, & es handelt sich darum, es nahe als möglich diesem Maximalwerthe zu bringen.
Es wird = 1, wenn $w = u_0$ & $F = \infty$ wird; es wird groß, wenn $\frac{sm}{\eta}\frac{L_1}{\beta}(w - u_0)$ sehr klein, hingegen der Exponentiale sehr groß wird. Das erste Glied ist in der Regel etwas sehr überwiegend; die Exponentialgröße anbelangend, so wird sie groß wenn sich der Kessel in einem verhältnißmäßig großen befindet, ferner ist noch, abgesehen von geringem Einfluß, die Leitungsfähigkeit des Materials & die Wanddicke.
Auch k hat weiter noch Einfluß der Zustand in dem sich das Wasser im Kessel befindet. Der Wärmedurchgang wird erleichtert wenn das Wasser bei seinem Eintritt in den Kessel gleich mit den Wänden desselben in Berührung kommt, & es wird erschwert, wenn sich dadurch zwischen die Kesselwand & das Wasser einschiebt, indem erstere die Wärme nicht leicht durchläßt. Daher ist bei der Construktion des Kessel zu bewirken, daß das sich entwickelnde Dampf gleich nach seinem Entstehungsorte gebracht & das Wasser so in den Kessel gelangt, daß es gleich mit dessen Wänden in Berührung kommt & in bewegtem Zustande bleibt. Damit γ groß wird ist es ferner gut daß die Verbrennung mit dem Minimum von Luft vor sich geht & die Heizfläche des Kessels möglichst groß ist.
Es ist sehr leicht möglich ein vortheilhaftes Heizverhältniß zu erzielen; will man aber den Wirkungsgrad höher als 70 – 80% treiben, so muß namentlich die Heizfläche ungeheuer groß gemacht werden, denn graphisch dargestellt erscheint die Kurve welche

den Einfluß der Heizfläche auf das Gütevorhältniß veranschaulicht, unter folgender Form:



Es wächst also dasselbe anfangs mit der Heizfläche sehr stark u. ist bei einer Größe op der letzteren z. B. schon 80 %, während es bei einer doppelt so großen Heizfläche op₁ im Verhältniß höchstens 87–90 % ist u. wird zu einer Asymptote an die Horizontallinie ab.

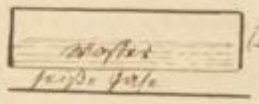
Auf die absolute Größe der Heizfläche kommt es aber weniger an, sondern auf das Verhältniß derselben zu der per Sekunde zur Verbrennung kommenden Brennstoffmenge, u. dieses letztere soll möglichst groß ausfallen.

Wir können mit der letzten Gleichung auch noch schließen, daß, da von der Form u. Länge der Kanäle nichts darin steht, es gleichgültig sein muß, ob die Luftzüge lang od. kurz sind u. ebenso, ob die Geschwindigkeit der einströmenden Luft groß od. klein ist.

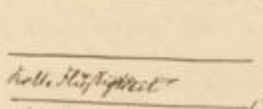
Diese Rechnungsresultate stehen mit der jetzigen Praxis im durchaus keinen Widerspruch, sondern im schönsten Einklang.

Wir unterscheiden folgende Erwärmungsapparate:

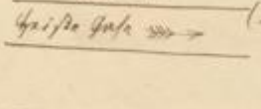
1) Rostapparate, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit an allen Punkten des Rauchs dieselbe Temperatur hat; dergleichen Apparate sind unsere Rostheizungen.



2) Oberwellenrohrapparate, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit längs der Wandung nach einer Richtung fortgeleitet wird, die mit jener des heißen Rauches übereinstimmt.



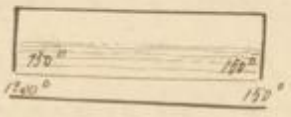
3) Gegenstromapparate, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit längs der Wandung nach einer Richtung fortgeleitet wird, die jener des heißen Rauches entgegengesetzt ist.



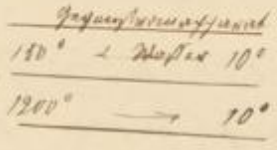
Diese drei Anordnungen sind für die Dampferzeugung nicht gleichwertig; sie geben bei einerlei Heizfläche nicht dieselben Resultate,

sondern die Anordnung (III) ist die beste, dann kommt (I) und zuletzt (II); im übrigen gelten ganz dieselben Ausführungen wie für (I). Doch mit dem Gegenstromapparat besseres Resultate erzielt werden als mit den Kostelapparaten, erhellt aus folgendem:

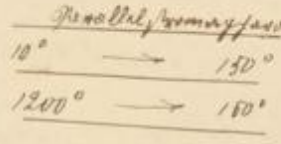
(1)



(2)



(3)



Nehmen wir an in einem Kostel sei die Temperatur 150° & die der einströmenden Gase 1200°, so werden sie höchstens bis zu 150° abgekühlt; bei einem Gegenstromapparat aber können sie, wenn die Temperatur des Wassers sinken 10° ist möglicherweise bis zu 10° abgekühlt werden.

Bei einem Parallelstromapparat kann die Luft auch höchstens bei 150° abgekühlt werden.

Bei gewöhnlichen Kostelfeuerungen ist aber die Leistung von (2) nur sehr wenig von der von (1) verschieden & zwar deshalb weil die Temperatur im Kostel selbst nicht sehr groß ist. Ähnlich wird die Leistung von (2) bei den Lufterhitzungsapparaten, denn angenommen die Luft werde in einem

Kostelapparat bis zu 300° erhitzt, so ist die Temperatur der abziehenden Gase noch 300°, während bei einem Gegenstromapparat, wenn die Luft welche eintritt 10° hat, die Abkühlung der Gase bis auf 10° geschehen kann.

Hieraus ist ersichtlich, daß das Prinzip des Gegenstroms in einem solchen Falle von entschiedener Wichtigkeit ist. Näheres über derartige Einrichtungen ist S. 205 & 206 der Tabellate angegeben.

Wir haben jetzt die Form der Dampfkessel hinsichtlich ihrer Dampferzeugung zu betrachten & werden dabei finden daß die ältesten & neuesten Konstruktionen in dieser Hinsicht sehr gute, hingegen die im Mittelalter der Dampfkessel in Gebrauch gekommenen Konstruktionen äußerst mangelhafte waren.

Dampfkessel.

Beurtheilung derselben hinsichtlich ihrer Dampf-Erzeugung & Festigkeit.

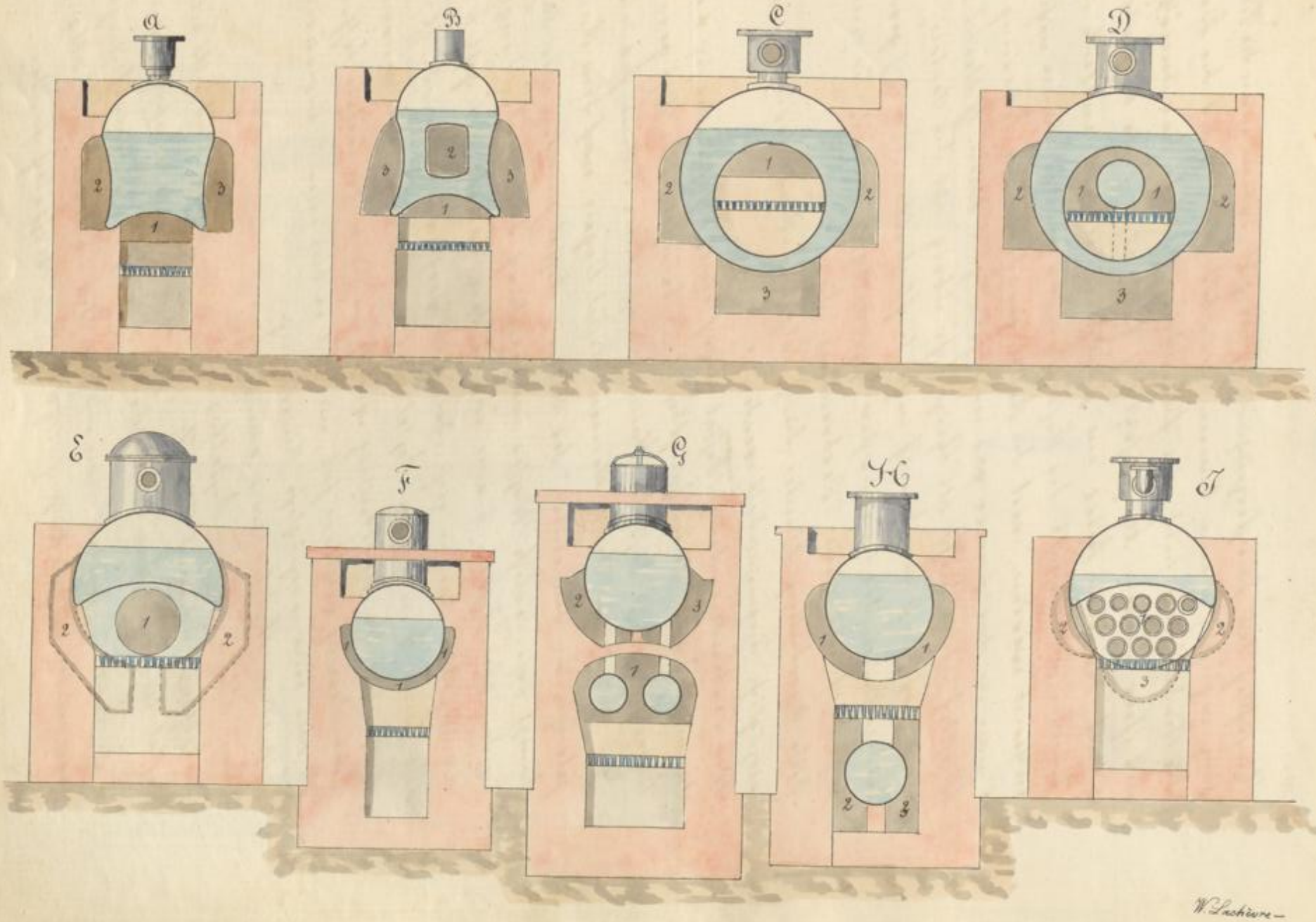
Die Anordnung A Tafel 123 ist ein von Watt selbst construirter Kessel; derselbe ist ziemlich kurz & hat ebenen Herdboden. Die Flamme geht vom Rost durch den Kanal 1 bis zu Ende des Kessels, kehrt durch den Zug 2 zurück, geht an der vorderen Stirnfläche des Kessels vorbei & durch 3 nach dem Kamine. Für die Dampferzeugung ist dieser Kessel ganz bedeutend, denn man kann ihn leicht reinigen & der Dampf kann gut nach seinem Bestimmungsorte gelangen, seine einzige Fehler ist, daß er keine Festigkeit hat & deshalb nur zu Niederdruckmaschinen zu gebrauchen ist.

Die Anordnung B ist ähnlich wie die vorige; die Gase gehen durch den Zug 1 auf dem hinteren Ende des Kessels, dann durch im Kessel befindliche Röhre 2 wieder nach vorne, dort theilen sie sich & gehen durch die Züge 3, 3 nach dem Kamine. Bei gleicher Heizfläche mit A ist B hinsichtlich der Dampferzeugung schlechter, weil der Dampf unter der Röhre 2 nur schwer verdampfen kann & die von der Heizfläche kommende Wärme nicht gut durchläßt. Seine Festigkeit ist auch geringer als die von A.

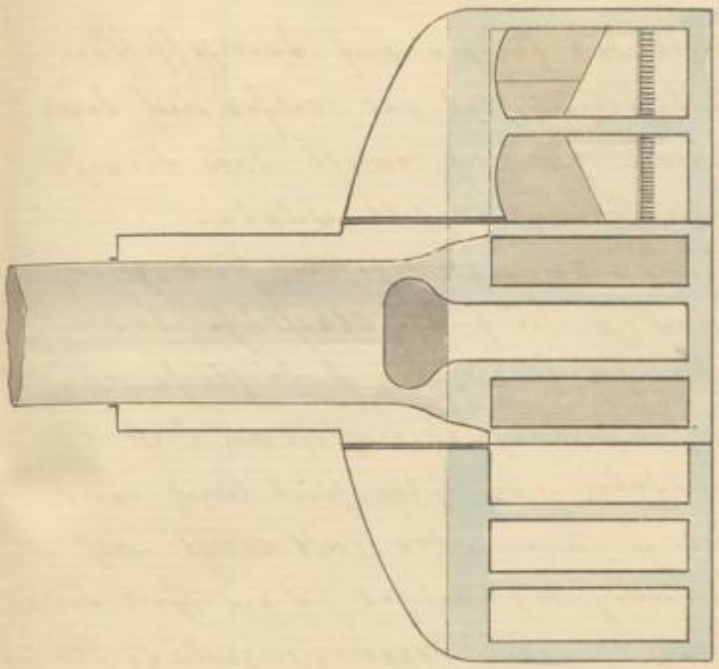
C unterscheidet sich von A & B dadurch daß das Heizgewölbe & die innere Röhre cylindrisch sind; auch ist die Einmauerung etwas anders. Der Rost liegt im Rohr selbst & die Gase gehen zuerst durch dieselbe, dann theilen sie sich hinten in 2 Ströme, gehen durch die Züge 2, 2 nach vorne, vereinigen sich dort wieder & gehen durch 3 nach dem Kamine.

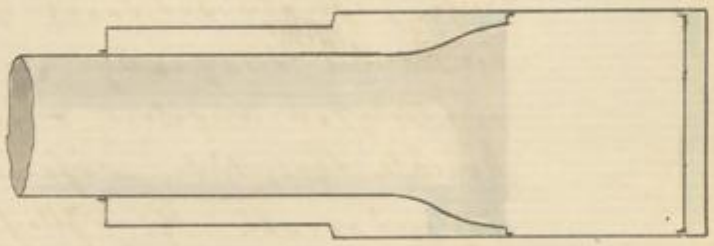
Bei gleicher Heizfläche mit A ist C weniger gut weil unter einer Platte ist, wo der Dampf schlecht verdampft. Wegen dem vorderen Rohrtheil Kessel ist er auch gefährlicher als B.

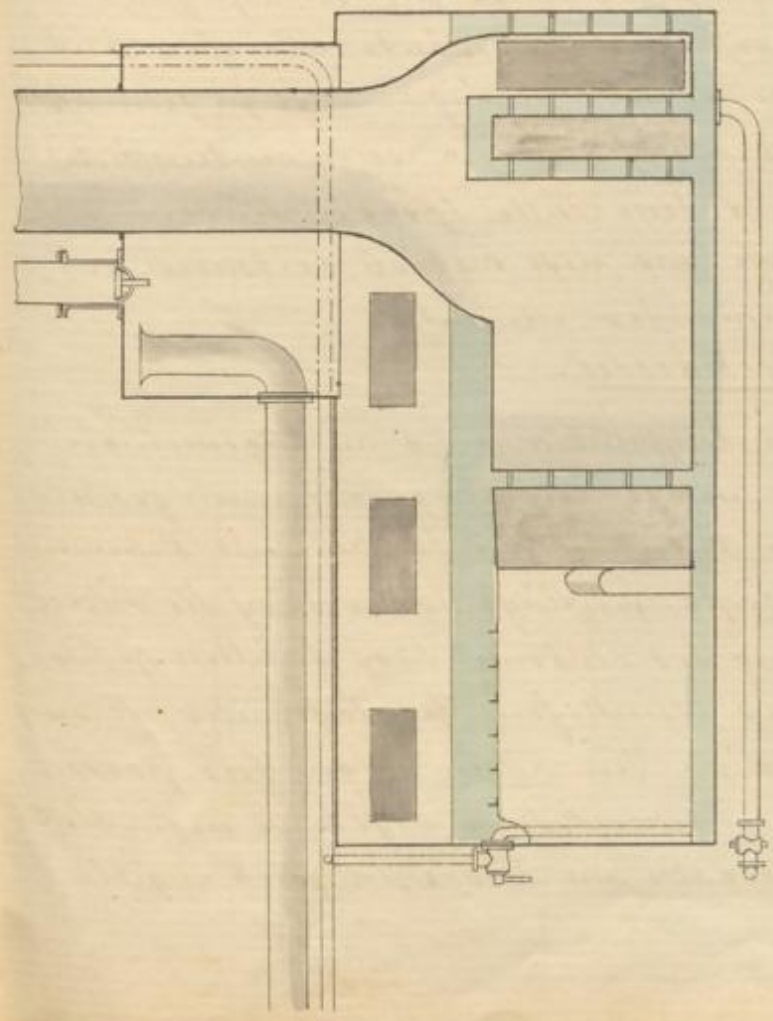
D ist der seiner Zeit so berühmte Cornwall'sche Kessel & eine Modifikation des vorigen, von dem er sich nur dadurch unterscheidet, daß im Innern noch eine kleine Röhre steckt, welche aber gar keinen Zweck hat. Sie ist nämlich der intensiven Hitze ausgesetzt & der Dampf kann nur schwer mit derselben perciskriren, es setzt sich ferner leicht Kesselstein an welcher nicht leicht entfernt werden kann weil die Röhre sehr eng ist & überdies noch im steckt. Sie ist daher im eigentlichen Sinne das Wortlein zum Wortbrunnen da & hat durchaus keinen Zweck. Zweckmäßigkeit hat dieser Kessel auch keine.
E unterscheidet sich nur dadurch von C daß der Kessel so zu sagen ein Vorhof hat worunter sich der Rost befindet. Für die Dampferzeugung ist E so gut als C, aber hinsichtlich der Zweckmäßigkeit ist E besser.
Alle diese Kessel können nur bei Niederdruckmaschinen angewendet werden weil sie keine Festigkeit haben.
F ist ein einfacher cylindrischer Kessel mit halbkugelförmigen Endflächen, an demselben sind gußeiserne Vorsprünge angenietet mit denen er auf dem Mauerwerk aufliegt. Die Gase streichen durch den Zug 1 & gehen direkt in den Kamin. Dieser Kessel ist für die Dampferzeugung so gut wie A & hinsichtlich der Festigkeit das absolut beste, auch kann der Dampf leicht nach seinem Bestimmungsorte gelangen. Sein einziger Fehler ist seine große Länge.
G ist ein französischer Kessel mit Siederöhren, früher die verbreitetste Art von Kesseln. Oben ist ein großer Kessel & unten 2 kleine die mit Röhren mit dem Hauptkessel in Verbindung stehen, die Einmauerung ist derart, daß das Gehäuse ein Bad mit 2 Vorderwänden vorstellt.
Die Gase umflammen die Siederöhren, gehen hinten nach dem Zug 2, dann wieder über die Einrißfläche nach 3 & von da nach dem Kamin.

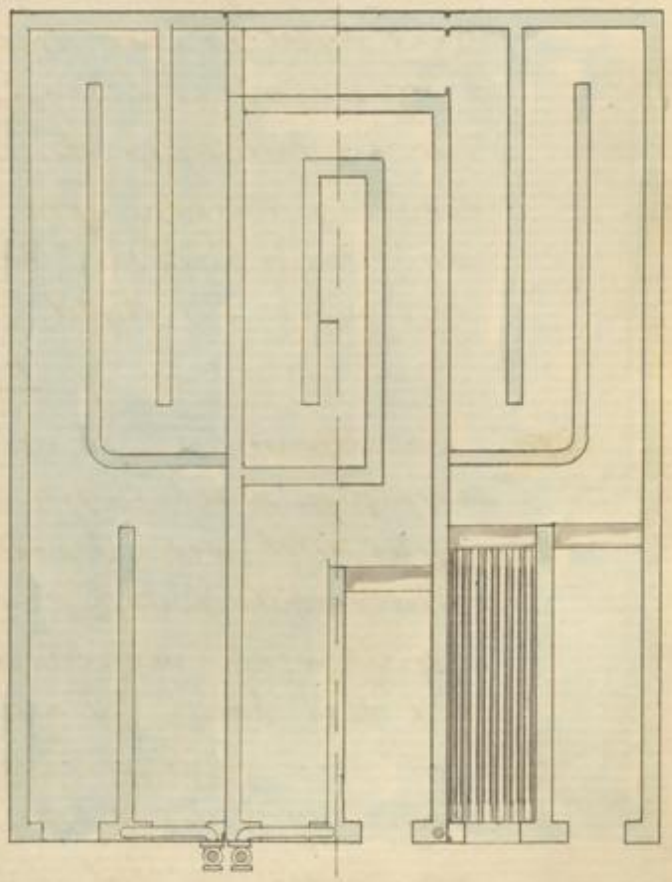


Hinsichtlich der Dampferzeugung ist es gut, wenn man die Röhrenöfen ganz weglässt, dann können wir aber wieder auf die Form F.
Die Röhrenöfen sind aus folgenden Gründen hier unnötig:
auf ihrer oberen Fläche setzt sich bald eine dicke Asschenkruste an, & auf der dem Feuer am stärksten ausgesetzten Seite im Innern des Kastens der Kesselsteine & bindet kann nicht leicht entfernt werden, weil die Röhren gerade in der Feuerung liegen, & man in das Innere gar nicht gelangen kann. Es bleibt also schließlich nichts mehr als Heizfläche übrig als die Seiten; dazu kommt noch, daß der Dampf nicht leicht fortkommen & daß gerade diese beiden Kessel der intensivsten Hitze ausgesetzt sind. Sie sind also eigentlich nur zum Verbrennen da.
Diese Anordnung könnte durch folgende Veränderung in eine vorzügliche umgewandelt werden:
Wir verbinden die 2 kleinen Kessel durch eine Röhre unter sich & einen davon auch mit dem Heizkessel, & bringen den Rost gerade unter letzterem an, so daß die Flamme zuerst unter diesem her & durch den Raum wo die 2 kleinen Kessel liegen nach dem Kamine gelangt. In den einen der kleinen Kessel pumpen wir das zum Dampf erforderliche Wasser welches durch das Verbindungsrohr in den 2ten Kessel & von da in den Heizkessel geht & durch die nach dem Kamin ziehende Hitze vorgewärmt wird. Es wird also dann G in einen Kessel mit 2 Vorwärmern verwandelt.
H ist dieselbe Anordnung wie G wenn er die soeben besprochene Veränderung erlitten hat, nur hat er blos einen Vorwärmer, es ist also eine vorzügliche Anordnung.
I ist eine Modification von E.
Von allen diesen Kesselformen & Anlagen sind also nur zwei tadelfrei, nämlich F & H d.h. es sind die einfach cylindrischen Kessel mit ev. einem Vorwärmer vorzügliche Einrichtungen.
Diese Formen findet man nicht in der neueren Zeit allgemein angewendet, obschon sie anfangs viel Widerspruch fanden.





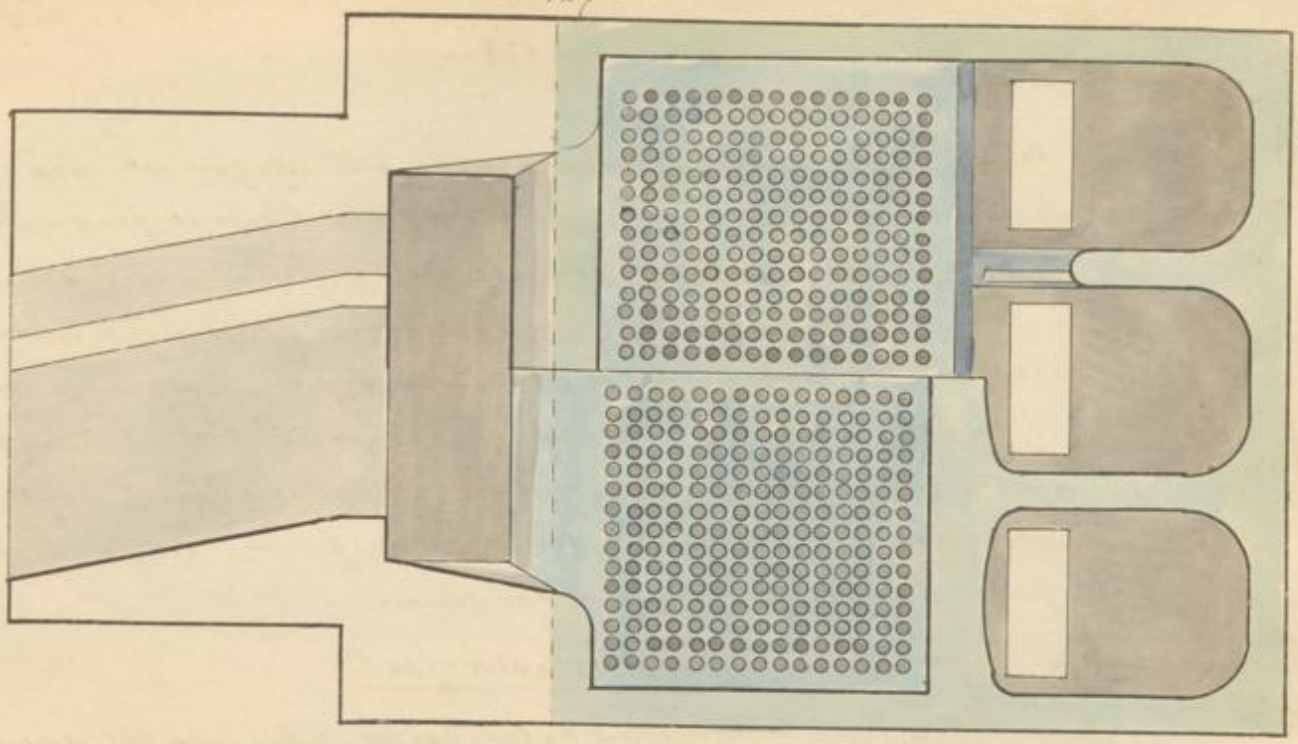


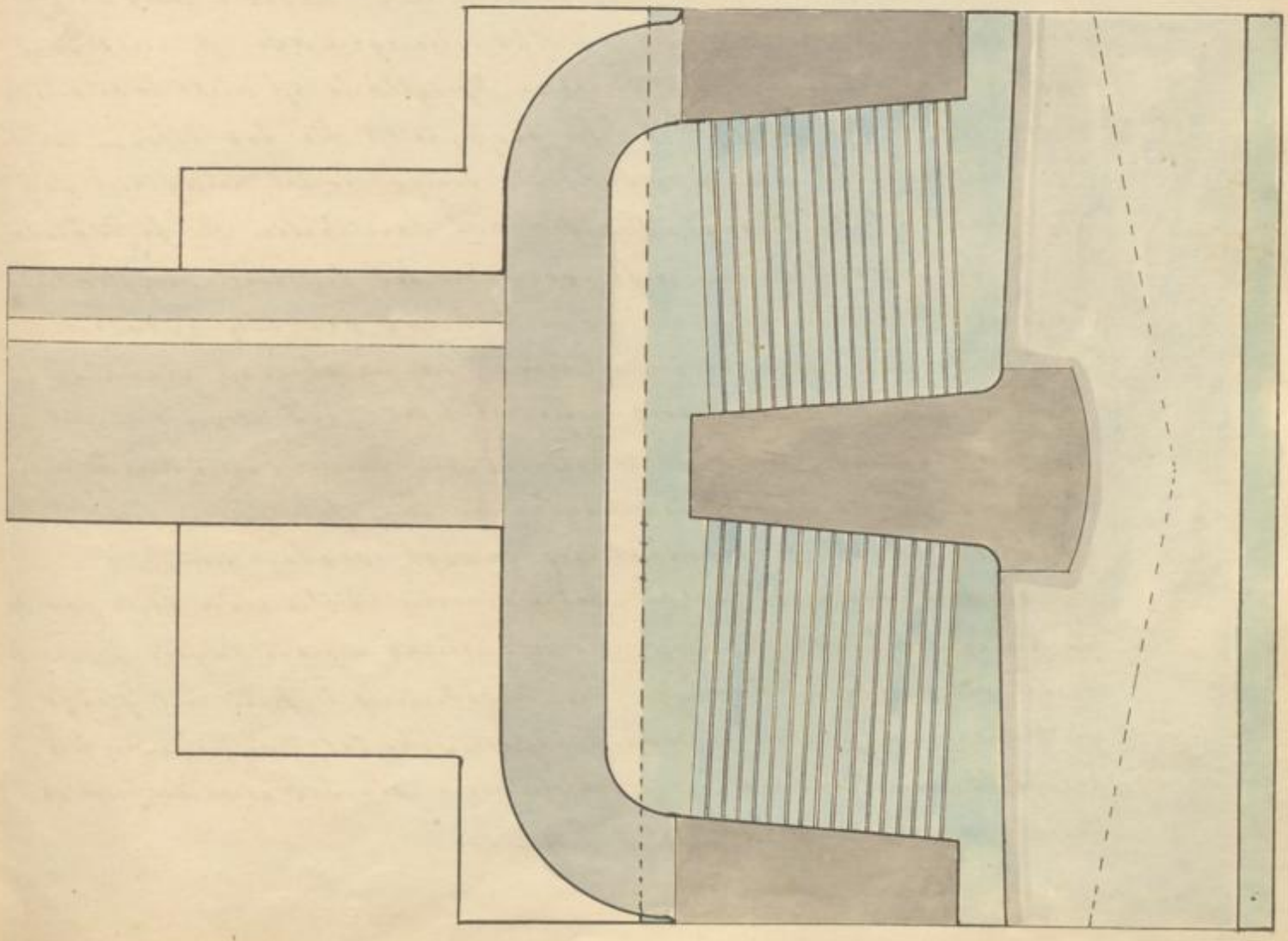


Die nebenstehende Zeichnung stellt den früher auf Dampfschiffen allgemein angewendeten sog. Labyrinthkessel vor, welcher auf dem von uns als falsch nachgewiesenen Prinzip beruht, daß durch lange Züge ein größeres Güteverhältniß erzielt würde.
Die Kanäle durch welche die Verbrennungsgase gehen, sind ganz von Wasser umgeben, u. demnach ist die ganze Oberfläche der Kanäle Heizfläche, während die ganze äußere Kesselfläche abkühlend wirkt. Hinsichtlich der Dampferzeugung ist an diesem Kessel nichts Wesentliches zu tadeln, die Züge sind lang, was wieder gut nachsteht. Der Dampf kann aber nicht leicht nach seinem Entstehungsorte, nämlich der Wasserfläche zwischen dem Boden der Kanäle u. der äußeren unteren Begrenzungsfläche des Kessels bildet, ferner kann der Dampf durch die Ventile schwer gewinnen. Der Kesselstein setzt sich unten am Boden an, was verhältnißmäßig ist, da der Boden Abkühlungsfläche ist. Die Festigkeit dieses Kessel ist aber nicht groß weil die Wände alle eben sind u. daher sind sie für größere Dampfspannungen nicht zu gebrauchen. Ihre Reinhaltung ist ebenfalls sehr schwierig u. wenn an dem Kessel etwas in Unordnung ist, so ist diese Stelle schwer zu finden u. man kann überdies beinahe gar nicht anders beikommen, als daß man den Kessel auseinander nimmt.

Röhrenkessel.

Die Röhrenkessel sind neuere Konstruktionen u. im Allgemeinen vorzügliche Anordnungen. Die nebige Zeichnung stellt einen großen Schiffskessel vor. Derartige Kessel besitzen bei kleinem Volumen eine verhältnißmäßig sehr große Heizfläche welche durch die Röhren erzielt wird. Der Durchgang der Wärme durch dieselben ist sehr gut u. es kann sich an der eigentlichen Heizfläche nur sehr wenig Kesselstein ansetzen, so er an den Röhren wegen ihrer starken Krümmung u. der Vibrationen beim Fahren nicht leicht liegen bleibt. Die Reinigung läßt sich ebenfalls gut bewerkstelligen u. es gibt





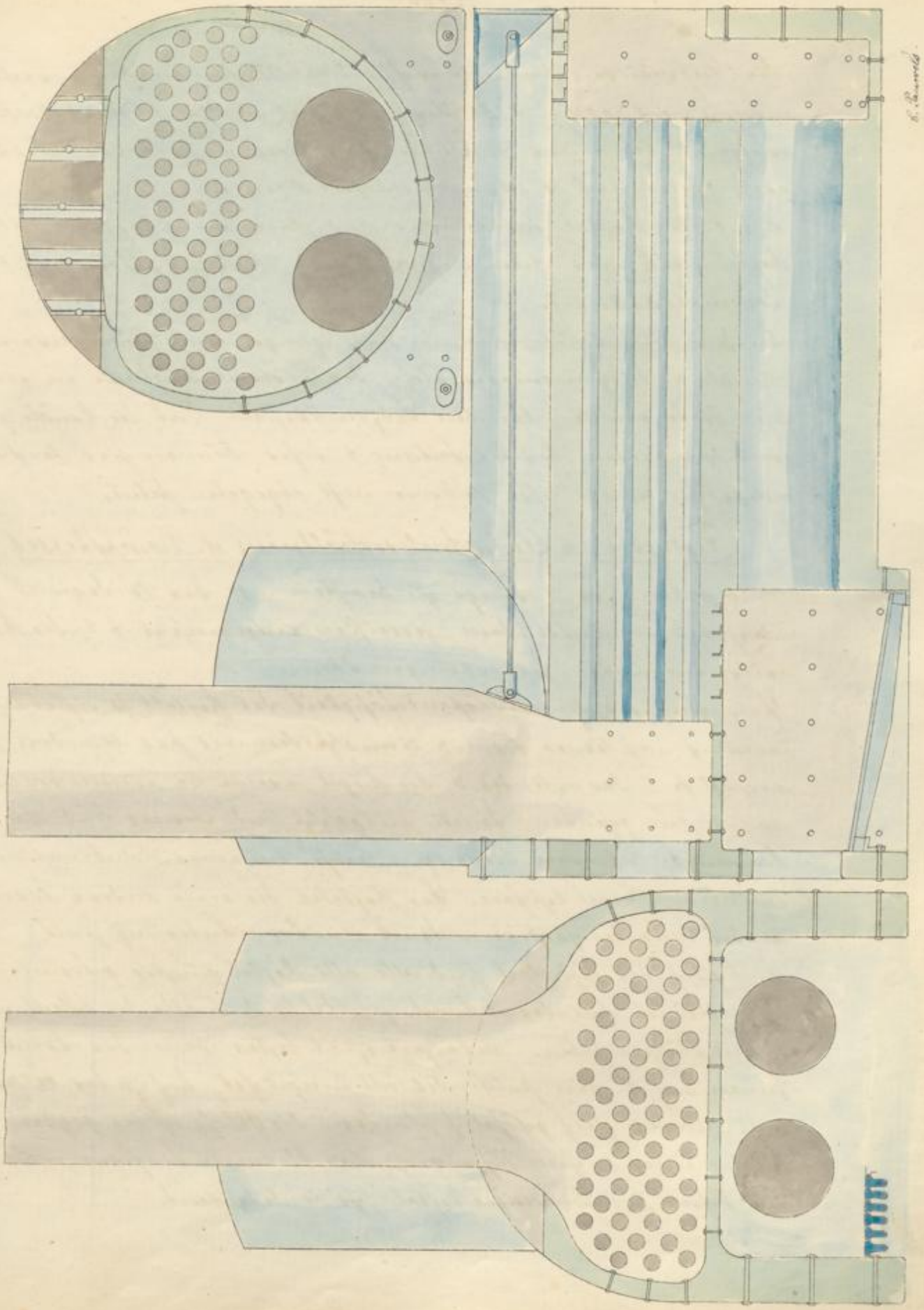
keine Falle wo der Dampf nicht gut wegkommt. Der innere Feuerbau hat eine große Festigkeit, der äußere hier allerdings nicht. Doch liegt dies nicht im Prinzip dieser Kessel, sondern man kann ihnen auch Festigkeitsformen geben. Es ist dies aber in der Regel nicht nöthig, weil die Dampfspannung eine so bei der Marine gebräuchliche, nicht große, höchstens 1¾ – 2 Atmosphären ist.

Die jetzigen Flußschiffe haben meistens Kessel der S. 129 verzeichneten Konstruktion, die auch schon mehr Festigkeit haben als die vorher besprochenen.

Locomotivekessel.

Dieselben sind bekanntlich cylindrische Röhrenkessel von äußerst einfacher Form. Durch die Vibrationen beim Fahren setzt sich an den Röhren keine Kesselstein an, sondern nur auf dem Boden, was aber, da er Abkühlungsfläche ist, nur von Vortheil sein kann. Die innere Heizfläche ist recht bequem zugänglich & die Festigkeit sehr groß, selbst die der Röhren weil sie dünnwandig. Die schwache Seite dieser Kessel hinsichtlich der Festigkeit ist die Feuerbüchse die auf den Seiten flache Wände hat; da aber dieselben nicht weit von der äußeren Umfassung entfernt sind, so können sie mit dieser verbolzt werden. Die Decke der Feuerbüchse ist aber, da sie oben ist, gewölbt weit von der Umfassung entfernt & bei ihrer etwa 1 □ Met. großen Oberfläche einem ungeheuren Dampfdruck ausgesetzt, den die Platte allein unmöglich widerstehen kann weshalb hier stets festende Verstärkung gesorgt werden muß.

Wird von einem Kessel bei kleinem Volumen eine große Leistung gefordert, so muß man immer einen solchen Röhrenkessel anwenden. Um z. B. mit Anordnung F S. 123 das gleiche zu leisten wie mit einem Locomotivekessel, müßte man ungefähr 15 Kessel von gleichem Volumen wie der eine Locomotivekessel haben.



Die Locomotiven sind die vorteilhafteste Maschinen, denn rechnet man sie zu f. 30000 u. x 150 Pferd. so kostet sie per 1 Pferdekraft f. 200 u. während bei einer Maschine für eine Fabrik die Pferdekraft wenigstens auf f. 500 u. zu stehen kommt.
Als gute Kessel haben wir also kennen gelernt: cylindrische Kessel mit oder ohne Röhrenwärmer, Röhrenkessel und Locomotivekessel.
Bei den Röhrenkesseln sind die Bedingungen: enge Normalweite der Kanäle u. durcheinanderwirbeln der Verbrennungsgase in einem hohen Grade erfüllt; bei den Labyrinthkesseln sind die Kanäle gleichzeitig zwar schon wegen der Reinhaltung u. daher können hier leichte Gase entweichen welche ihre Wärme nicht abgegeben haben.

Festigkeit u. Sicherheitsverhältnisse d. Dampfkessel.

Wir haben hier 2 Dinge zu betrachten: 1) der Widerstand den überhaupt ein Kessel dem Zerreißen entgegensetzt; u. 2) die Kräfte welche ein Bersten hervorbringen können.
Betrachten wir die Widerstandsfähigkeit des Kessels, so richtet sich diese wesentlich nach seiner Form u. unterscheiden wir hier besonders zwei vorzügliche: der Cylinder u. die Kugel, wenn sie einem von Innen nach Außen gehenden Drucke ausgesetzt sind. Ferner sind als gute Formen für betrachten diejenigen, welche mit einer Combination von Cylinder u. Kugel bestehen. Bei Kesseln die eine andere Form haben findet unter bei größerem Druck eine Formveränderung statt.
Hinsichtlich der Festigkeit sind also alle Kessel günstig gebaut, die aus Cylindern od. Cylinder u. Kugel gebildet sind u. alle die schlecht, welche ebene Flächen haben. Jedenfalls ist es besser, wenn der Druck von Innen nach Außen stattfindet als umgekehrt, doch ist das letztere nicht immer gleich gefährlich, sondern die Gefahr ist bei großem Durchmesser einer solchen Röhre groß, bei kleinem hingegen, wie z. B. bei den Röhren des Locomotivekessel, sehr unbedeutend.

Die <u>Blechdicke</u> kann man verläßlich nur bei Cylinder und Kugel bestimmen (siehe T. 23 d. Resultate). Hiernach ist die Metalldicke:

$$\delta = \frac{\alpha n}{\beta - n} D$$

(nach T. 199 der Resultate) wobei α & β Konstanten & n die Anzahl der Atmosphären ist welche der Dampfspannung entspricht. Wegen der ungünstigen Verhältnisse unter denen sich die Kessel befinden, überhaupt besser zu setzen:

$$\delta = \frac{\gamma + \alpha n}{\beta - n} D$$

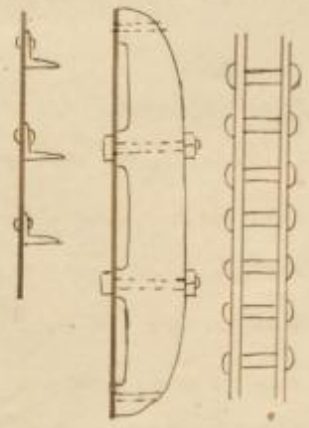
die Koeffizienten γ, α, β sind durch die Erfahrung bestimmt & man erhält für cylindrische Kessel:

$$\delta = \frac{1{,}315 + 0{,}495\, n}{363 - n} D$$

Für kugelförmige Kessel: $\delta = \frac{3{,}125 + 0{,}495}{725 - n}$ (T. 199 d. Resultate)

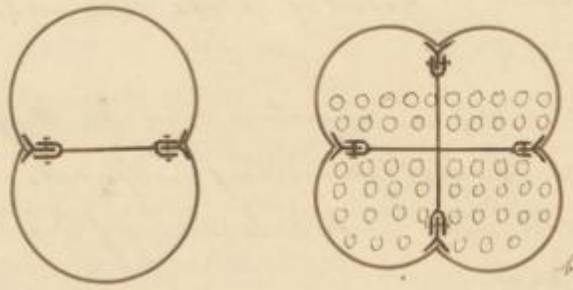
Nach französischer Regel ist δ so bestimmt, daß alle Kessel noch bei 10facher Dampfspannung bestehen. Dadurch werden aber Niederdruckkessel zu schwach, Hochdruckkessel zu stark & dieser ist obige Regel besser. Nehmen wir nämlich Dampf von 1 Atmosphäre an, so kann durch ungünstige Umstände leicht eine Spannung von 10 Atmosphären entstehen, & dann sind diese Kessel sehr gefährlich, während bei Dampf von 5 Atmosphären nicht leicht eine Spannung von 50 Atmosphären eintreten wird.

<u>Verstärkungen für Kessel mit ebenen Wänden.</u>



Die häufig angewendeten Verstärkungen für solche Kessel sind: eine Verstärkung mit Winkeleisen, od. eine wie sie an dem Deckel der Feuerbüchse bei Locomotive vorkommt, od. wenn 2 Wände nahe an einander sind, eine Verbolzung derselben wie bei den Wänden der Feuerbüchse mit der äußeren Umhüllungsfläche an den Locomotiven.

Bei allen nicht stabilen Formen muß eine Verbindung der Stäbe unter einander durch Spannen stattfinden. Es hängt daher bei solchen Kuppeln viel von der Genauigkeit der Ausführung bezüglich der Richtigkeit ab.



Die Berechnung der Glieder ist S. 42 – 44 u. S. 199 d. Resultate angegeben. Zur Kuppel soll nur gutes Eisen verwendet werden u. die Theile welche der größten Hitze der Verbrennungsgase u. dem Wasserdampfe ausgesetzt sind können gewöhnlich stärker genommen werden als es die Regeln angeben.

Ein Glühendwerden des Kessels kann eintreten, wenn die äußere Wand eines Kessels mit sehr heißen Verbrennungsgasen in Berührung ist, innen aber nicht Wasser, sondern Dampf vorhanden ist. Daher soll der Theil des Kessels welcher dem Feuerraume begrenzt mit den Verbrennungsgasen nicht in Kontakt sein u. deshalb geht auch die Einmauerung etwas tiefer herab als der Wasserstand im Kessel ist.

Es folgt auch hieraus der Gebrauch, wenn man den Wasserstand im Kessel zuweilen sinken läßt.

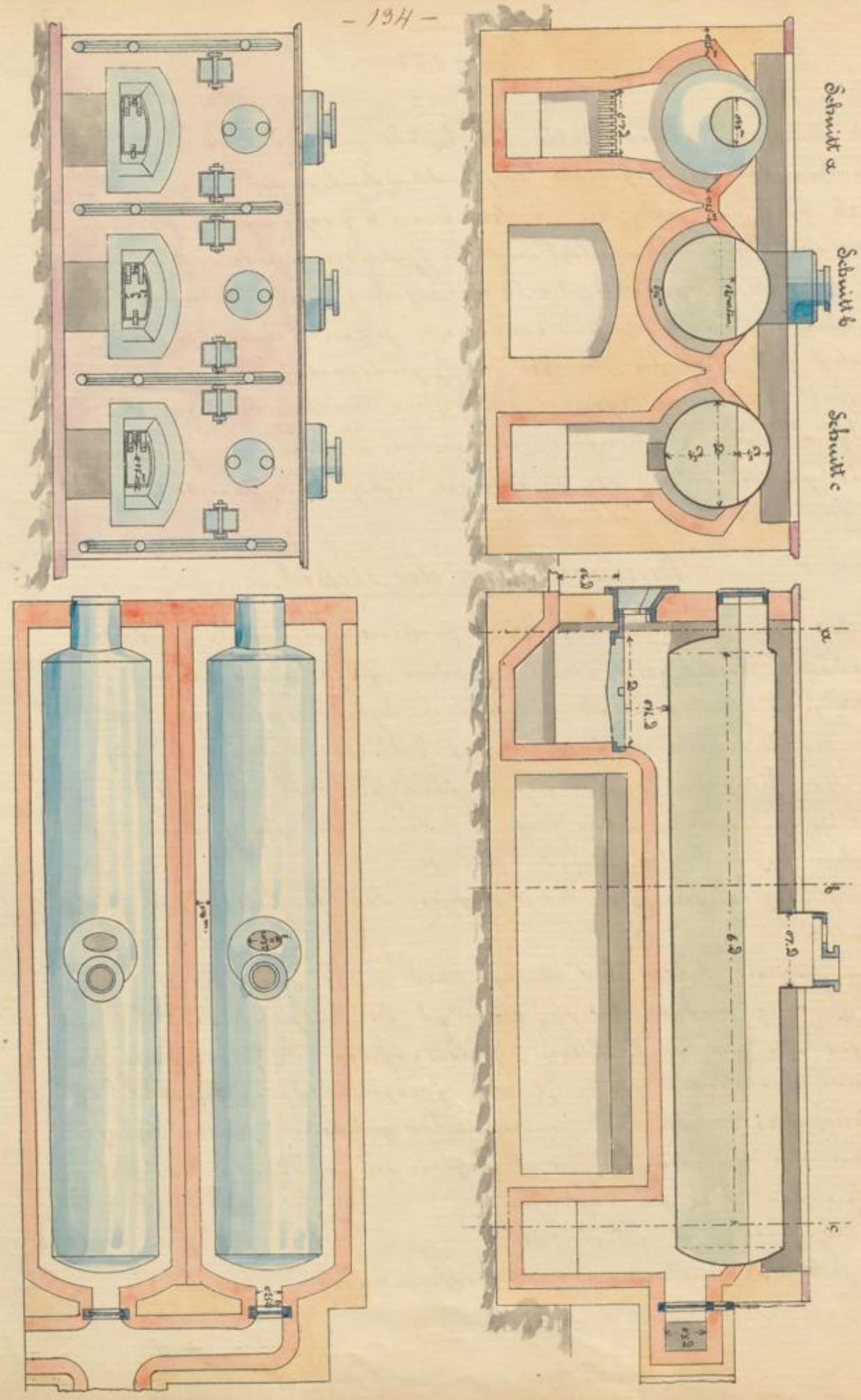
Weiter kann ein Glühendwerden des Kessels vermieden werden durch den Kesselstein u. das Rosten bei schlechter Unterhaltung desselben.

Die Kräfte welche das Widerstandsvermögen eines Kessels bewältigen wollen, sind die Dampfspannungen. Da aber eine Dampfspannung erst bei 10facher Spannung von der erfolgt die eigentlich im Kessel herrschen soll, so haben die wenigsten Explosionen auch hierin ihren Grund. Statt mehr Belastung dazu mögen die dynamischen Druckkräfte die im Kessel vorkommen u. die wir gar nicht alle kennen gebracht

Tritt an irgend einer Stelle des Kessels z. B. in Folge von Glühspanbildung plötzlich eine große Dampfentwickelung ein, so ist diese von den heftigsten Vibrationen u. Erschütterungen begleitet welche somit eher Veranlassung zu Explosionen geben können. Alle Dispositionsgrundsätze die man an den Kesseln anwendet sind meistens auf statische Verhältnisse gegründet welche wahrscheinlich gar nicht die Ursache der Explosionen der Kessel sind, u. deshalb auch keine Sicherheit zu leisten im Stande sind, da die dynamischen Wirkungen unmittelbar einwirken u. schon vielfach gewirkt haben ehe zu einem Sicherheitsgrunde auch nur das Mindeste gelangt ist.

Einmauerung der Kessel.

Auf der folgenden Seite ist eine Einmauerung für einfache cylindrische Kessel mit einem gradem Zuge angegeben.
Da sich das Mauerwerk bei solchen Kesseln unter sehr ungünstigen Umständen befindet, indem es bald der intensivsten Hitze, bald der Einwirkung der atmosphärischen Luft ausgesetzt sind ist, so ist eine Verankerung desselben sehr nöthig u. wichtig für den Bestand der ganzen Anlage.
Die sorgfältige Einrichtung ist dann Aufsicht der Entzündung von selbst verständlich.
Die wichtigsten Details der Anlage sind S. 135 verzeichnet.
Fig 1 ist eine vordere Ansicht, a a sind die Ausgußthüren, b b die Auflager für die Siederöhren, f Feuerthür, c Thür welche den Aschenfall verschließt. Fig 2 ist ein Horizontalschnitt durch die Feuerthür, welche mit 2 ineinander gebolzten Platten versehen zwischen die Feuerthür Thür eingeschoben wird, um das Glühen, werden der Thür zu verhüten.
Fig 3 Rostbarren mit Auflager.
Fig 4 zeigt das Auflager der Siederöhren u. ihren Verschluß.


Schnitt a
Schnitt b
Schnitt c

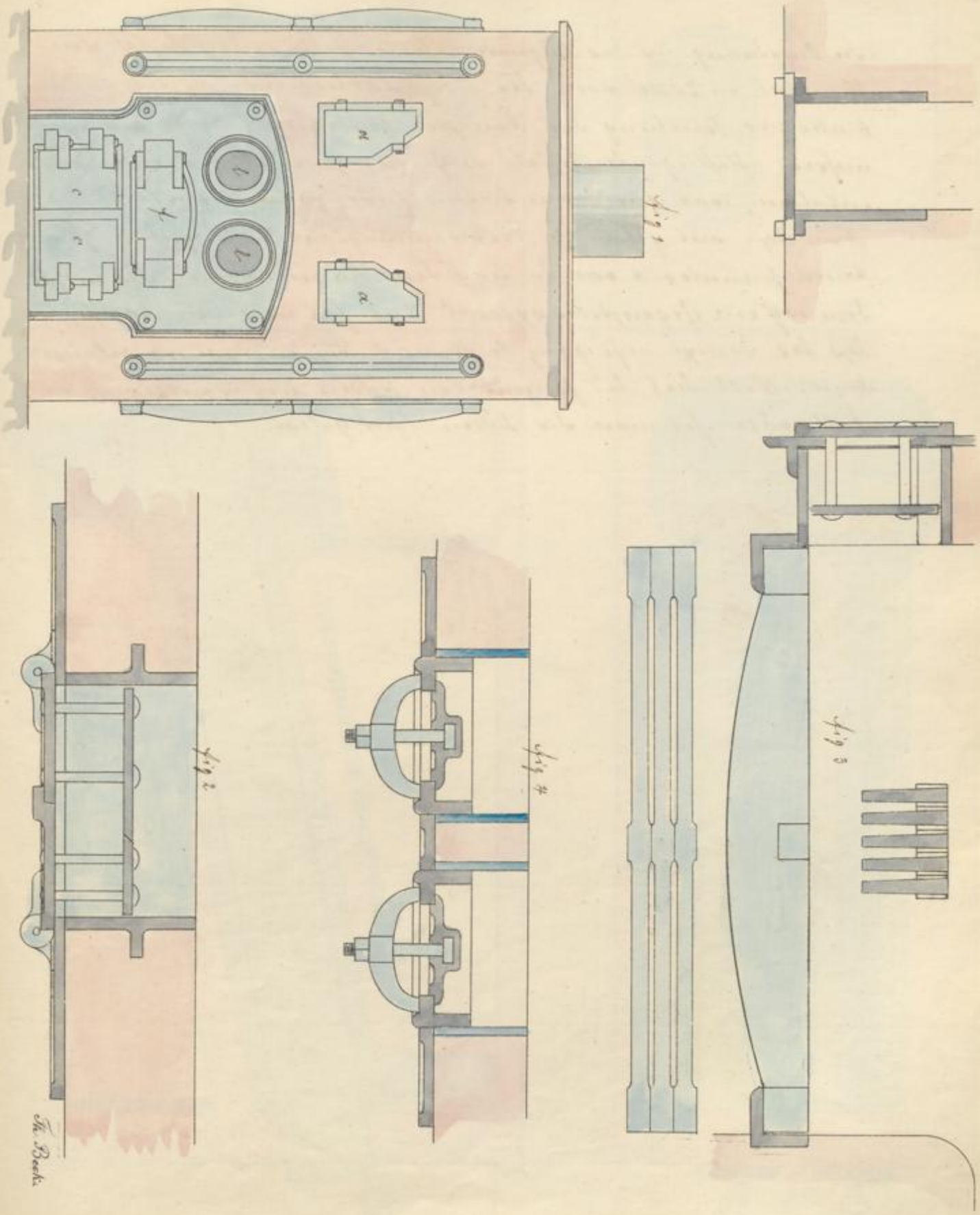
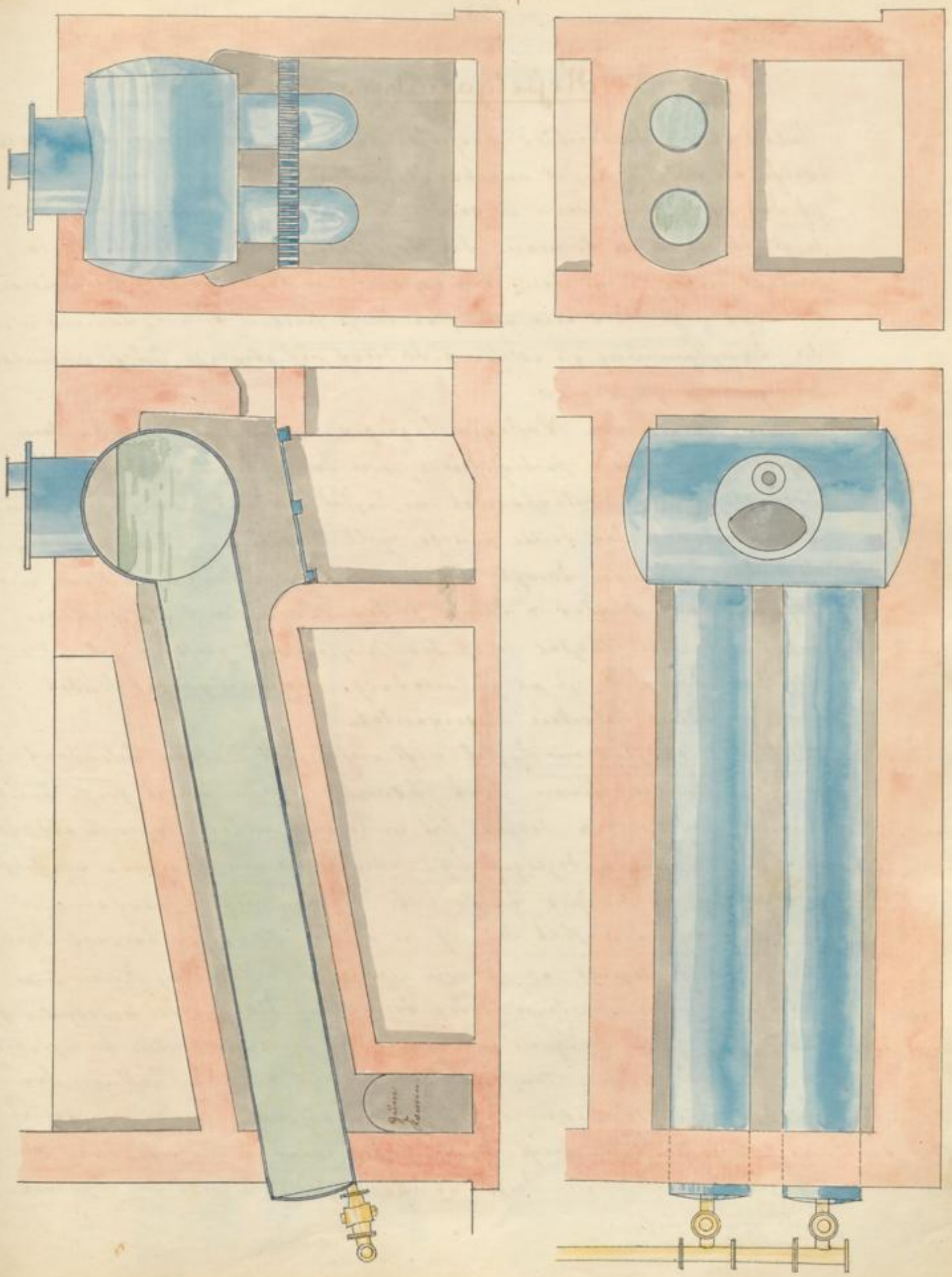


Fig. 1
Fig. 2
Fig. 3
Fig. 4
Th. Beck.

Die Anordnung auf der folgenden Seite stellt einen Kessel von Henschel in Cassel vor. Der horizontalliegende Kessel ist Röhrenkessel nur zur Verteilung des Dampfes bestimmt; in ihn münden mehrere schrägliegende Kessel welche das zu verdampfende Wasser aufnehmen, was ihnen aus tiefen Feuerzügen zugeführt wird.
Vom Rost aus gehen die Verbrennungsgase den schrägen Zugkanal hinunter & von da nach dem Kamine; die Anlage ist demnach ein Gegenstromapparat und hat nur den Nachteil, daß der Dampf nicht ganz leicht nach Bestimmungsort gelangen kann. Weil dies bei horizontalen Röhren noch weniger der Fall wäre, hat man die Röhren schräg gelegt.



Kesselgarnitur.

Unter Kesselgarnitur verstehen wir die sog. Sicherheitsapparate welche an jedem Kessel angebracht sind, um den Zustand in dem sich der Kessel in jedem Augenblicke in seinem Innern befindet, leicht übersehen zu können. Die Sicherheitsapparate sind daher besonders nöthig, um den Wasserstand im Kessel genau zu kennen damit er nicht über ein gewisses Maß sinken kann; ferner um die Dampfspannung zu ersehen & dadurch auf etwaige Gefahr aufmerksam gemacht zu werden.

Die Fig 1 ist ein sog. Wasserstandszeiger; er besteht in drei an dem Kessel angebrachten Probierhähnen, von denen der mittlere in der Normalhöhe des Wasserstandes im Kessel befindet, der zweite einige Zoll darüber & der dritte einige Zoll darunter. Gibt beim Oeffnen der obere Hahn Dampf, der untere Wasser & der mittlere ein Gemischel von Wasser & Dampf, so ist der Wasserstand der richtige; geben alle drei Wasser so ist der Wasserstand zu hoch & geben sie alle drei Dampf, so ist er zu niedrig. Diesen Apparat findet man in allen Fabriken angewendet.

Weil das Wasser im Kessel nicht ruhig steht, sondern, besonders bei Hochdruckmaschinen stark spritzt, so können oft große Täuschungen stattfinden & deshalb hat man noch andere Apparate erdacht wie den Wasserstandszeiger Fig 2. Dieser ist ein Schwimmer von solchem Gewicht, daß er bis zur Hälfte ins Wasser taucht & durch einen noch oben gehenden Stab der sich in einer Glasröhre bewegt den Wasserstand anzeigt, er ist von einem durchlöcherten Kasten umgeben um eine Minderung der Bewegung des Wassers hervorzubringen.

Bei Fig 3 gehen 2 Röhren in den Kessel, die eine in den Dampfraum, die andere in den Wasserraum, & stellt sich durch Oeffnen der Hähnen der Wasserstand in der Glasröhre g wie der im Kessel. Weil das Glas oben leicht undurchsichtig wird & zerbricht durch die Dampfatmosphärenpressung dann es ausgesetzt ist, so wird der Apparat bald unbrauchbar.

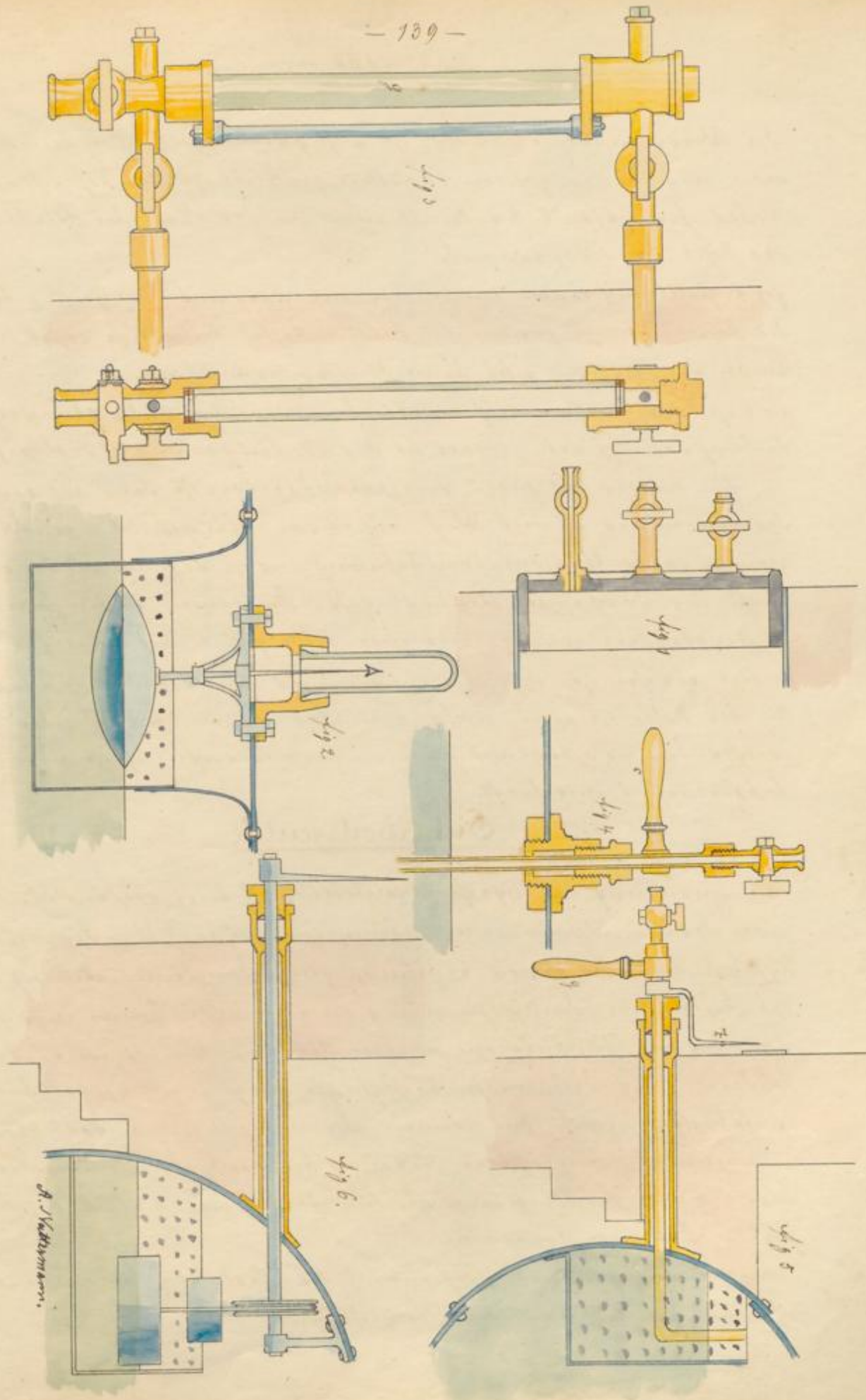


Fig. 1
Fig. 2
Fig. 3
Fig. 4
Fig. 5
Fig. 6.
A. Vettermann.

Die Vorrichtung fig 4 (S. 139) ist recht zweckmäßig. Mit dem Griff c fasst man, nachdem der Schieber derselben geöffnet ist, die Röhre fest bis Wasser herausfließt & erkennt man an der Länge des Eintauchens der Röhre den Wasserstand.

fig 5 stellt auch einen guten Apparat dar; mit dem Griff g drückt man die Röhre so lange herein bis das am Kopfe befindliche Ventil in Wasser taucht, der Zeiger z gibt dann den Wasserstand an.

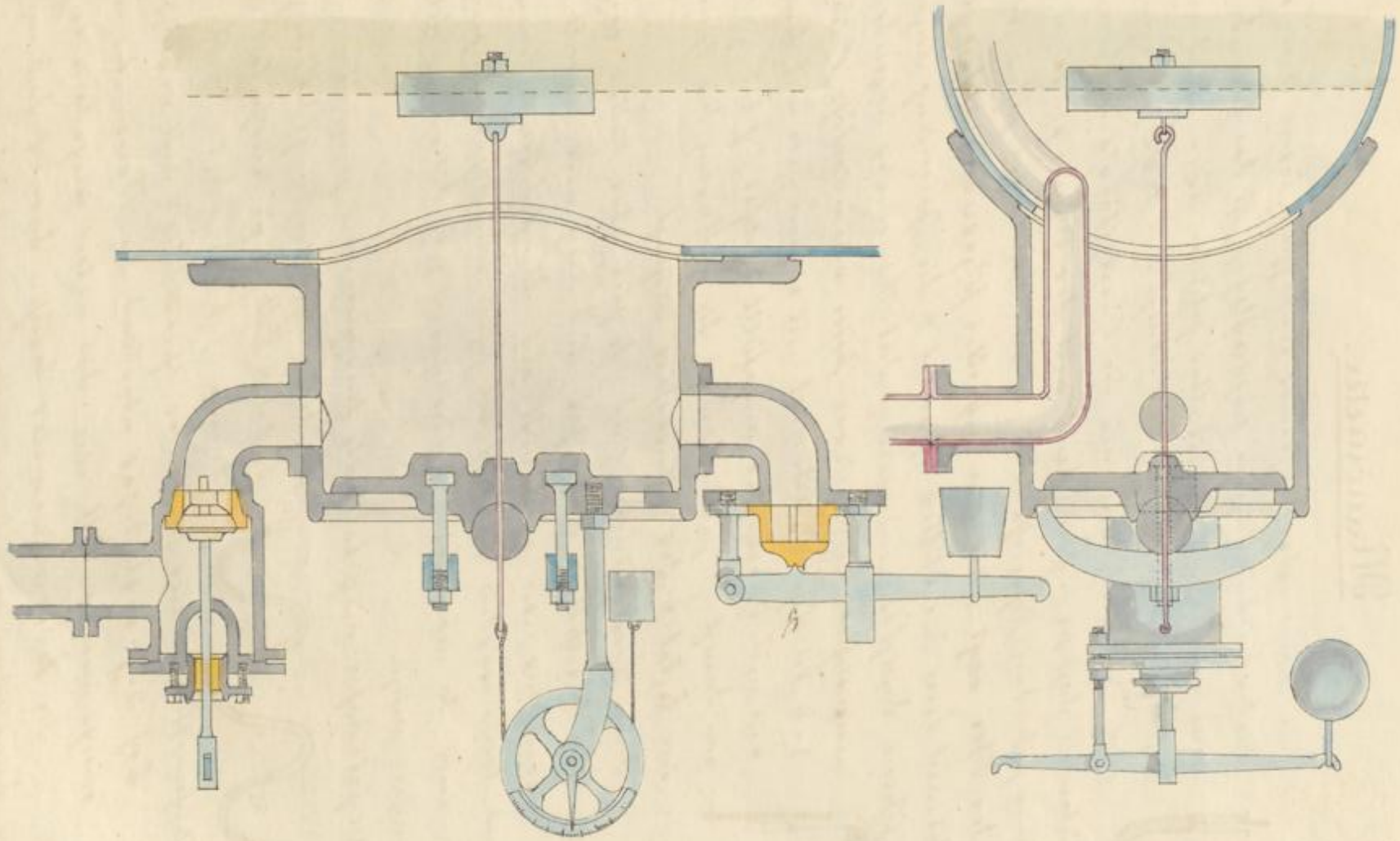
fig 6 ist eine automatisch wirkende Vorrichtung, die aber wegen der Reibung der Axe des Zeigers in der Stopfbüchse nicht zuverlässig ist.

Ein älterer sehr guter Wasserstandszeiger ist der S. 141 verzeichnete. Der Schwimmer ist aus Blech, mit etwas Blei gefüllt & besitzt eine ziemlich große Horizontalausdehnung; er ist befestigt an einem Kupferdraht der durch eine Stopfbüchse geht. An seinem andern Ende ist eine Messingrollenkette welche über eine Rolle geht & mit einem so bestimmten Gewicht versehen ist, daß der Schwimmer halb in das Wasser taucht. An der Rolle ist eine Trommel & an der Axe ein drehbarer Zeiger, welcher den Wasserstand angibt. Diese Vorrichtung ist an jedem Locomotivkessel angebracht.

Sicherheitsventile.

Die Einrichtung des Sicherheitsventils S ist leicht verständlich. Wenn man der Ventilfläche eine angemessene Größe gibt, so verhütet dieser Apparat daß bei einer regelmäßigen Dampfentwickelung im Innern des Kessels die Dampfspannung eine gewisse Grenze nicht überschreitet. Da aber die Zustände im Innern des Kessels nicht immer derart sind sondern durch dynamische Wechselwirkungen plötzlich z. B. große Dampfentwickelungen stattfinden können, die mit heftigen Vibrationen begleitet auch einmal ihre schädliche Wirkung äußern, ehe noch das mindeste davon zum Ventil gelangt ist. Für dergleichen Zustände gibt es bis jetzt noch keine Apparate.

Die Ventilfläche muß proportional der Pferdekraft d. Maschine sein, richtet sich aber auch nach der Dampfspannung.



Manometer.

Ein Manometer in seiner einfachsten Form so wie es bei Niederdruckmaschinen gebräuchlich ist, ist das folgende: eine eiserne mit Quecksilber gefüllte Röhre wird von dem Kessel belastigt so daß der Dampf mit derselben kommuniziert, es wird dann auch die Quecksilbersäule einen Druck ausüben so daß sie sich in dem mit der Atmosphäre in Verbindung stehenden Röhrenschenkel um ein bestimmtes höher stellt. Auf der Röhre steht nun ein gefeilltes folgendes Stäbchen hervor welches auf dem Quecksilber schwimmt & die Spannung anzeigt.

Bei höheren Dampfspannungen ist das Manometer folgendermaßen eingerichtet: ein eiserne Röhre von ungefähr 1" Weite und 3–4 Met. Höhe kommunizirt mit einem Gefäß mit dem Kessel & ist mit Quecksilber angefüllt welches sich bei Gebrauch von Dampf so stellt, daß es die Differenz der Spannungen im Kessel & der Atmosphäre anzeigt.

Diese Vorrichtungen sind sehr gut, aber theuer weil man viel Quecksilber nöthig hat, und auch nicht überall anwendbar, wie z. B. nicht auf Dampfschiffen & Locomotiven. Dann werden sie auch bei hohen Dampfspannungen sehr voluminös, da man bei 5 Atmosphären z. B. die eine Röhre 5. 28" hochmachen müßte.

Man hat daher noch folgende Einrichtungen gemacht:

Luft. Die ganze Spannungsdifferenz zwischen Kessel & Luft ist zu berechnen nach der Formel: $h + h_1 + h_2 + \dots = H$

Dergleichen Manometer sind aber schwerfällig & nicht verlässlich.

Noch zuverlässiger aber sind die Manometer mit comprimirter Luft, wie das oben angedeutete.

Die Federmanometer beruhen darauf, daß man durch die Dampfspannung einen Metallgegenstand deformirt und damit

die Deformirung sowohl in gleichem Verhältnisse mit den spannenden Kräften steht, wonach dann auch letztere zu berechnen sind. Darauf gründet sich folgendes Manometer:

a Röhrchen mit einem Schenkel verschließbar & an den Kessel angeschraubt, b Röhrchen aus Blech gebogen & von ellipsischem Querschnitt, letzteres durch gelöthete & innen 2 bewegliche Klemmschen ee angebracht und die mit einem leicht drehbaren Hebel f in Verbindung stehen, der in einem Zeiger endet. Wenn der Druck eingeschlossen wird so deformirt er das Röhrchen b & bewegt den Zeiger längs einer Scala welche die Spannung angibt. Ist dieselbe groß so wird das Röhrchen ausgedehnt, ist sie klein so findet Zusammenziehung statt. Derartige Apparate sind dann zu empfehlen, wenn die sonst besprochenen Quecksilbermanometer nicht mehr angewendet werden können, doch geben sie keine so große Genauigkeit als letztere.

In den Resultaten sind Regeln über das Gütenverhältniß & die Heizfläche eines Dampfkessels angegeben.

Unter Gütenverhältniß einer Dampfkesselheizung ist das Verhältniß aus der in den Kessel eindringenden, & der im Brennstoff enthaltenen Wärmemenge verstanden. Bei den Seite 195 der Resultate angegebenen Bezeichnungen sind die für das Gütenverhältniß entwickelten Formeln sowie die für das Verhältniß zwischen Heizfläche & Dampfmenge, & zwischen Heizfläche & Brennstoffmenge S. 195 & S. 196 hergeleitet. Die Gesetze welche diese Formeln liefern sind unter den Normalbedingungen S. 196 am Ende derselben in einer Tabelle zusammengestellt. Vorausgesetzt nun das Gütenverhältniß angenommen, kann man aus derselben die Heizfläche leicht finden.

Regeln für die Rostfläche, die Einmauerung des Kessels & ihre Wandstärke & für die Größe des Querschnittes sind S. 198–200 d. Resultate angegeben.

Der Wasserdampf.

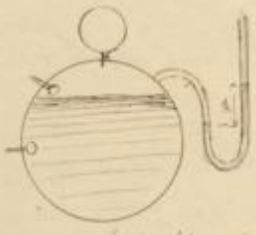
Die Natur des Wasserdampfes ist bis jetzt noch nicht erforscht. Theoretisch kennt man nur einige Verhältnisse & diese wollen wir jetzt näher betrachten. Wir unterscheiden 2 Gattungen von Dämpfen, Kesseldämpfe, & sog. überhitzte Dämpfe; unter ersteren verstehen wir solche, wie sie sich in Kesseln bilden & unter überhitzten Dämpfen diejenigen, welche man erhält wenn man ein leeres Gefäß mit Kesseldampf füllt & dieses noch erhitzt.

Eigenschaften der Kesseldämpfe.

Die Wärmemenge welche erforderlich ist, um 1 Kilogr. Wasser von 0° Temperatur in Dampf von einer beliebig hohen Temperatur zu verwandeln, ist nach Watt unabhängig von der Spannkraft und Temperatur des mit dem Wasser entstandenen Dampfes und beträgt 650 Wärmeeinheiten. Nach Verhöhnen Element ist sie = 550 + t & nach Regnault 606·5 + 0·305 t.

Die Regel von Regnault kann als die Genauere angesehen werden, allein wir nehmen für diesen Betrachtungen die Watt'sche Regel an, denn sie ist für technische Zwecke hinreichend genau.

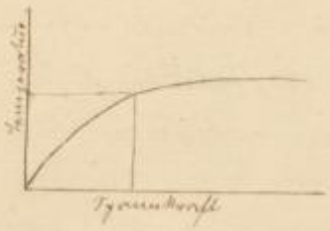
Wir können dieses sagen: Kesseldampf ist solcher Dampf, der zu seinem Bestehen eine ganz bestimmte, veränderte Temperatur besitzt & nicht mehr bestehen kann, wenn man ihm von dieser Wärme entzieht. Die Spannkraft des Dampfes ist der Druck in Kilogr. auf einen Quadratmeter, t sei die Temperatur gemessen auf dem 100-theiligen Thermometer, S die Dichte des Dampfes, d.h. das Gewicht von 1 Cub. Met. Dampf.



Machen wir vorläufig einen idealen Versuch: Wir nehmen einen Dampfkessel und bringen an ihm ein Manometer, 2 Thermometer, von denen das eine in den Dampfraum, das andere in den Wasserraum taucht, & einen Cylinder von 1 Cub. Met. Inhalt an, dessen Gewicht

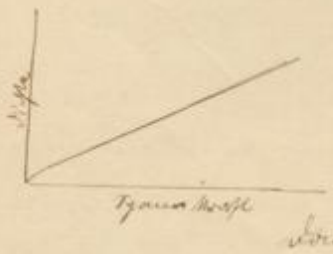
genau bekannt ist. Wir zeigen nun den Kessel, lassen durch Oeffnen eines Hahnes vorher die Luft aus, & beginnen mit den Versuchen. Wir können nun die Zusammenpressung & die Temperatur leicht ablesen & indem wir den Ballon von Zeit zu Zeit mit Dampf füllen & wägen, das Gewicht von 1 Cub. Met. Dampf in den verschiedenen Spannungen zu finden suchen. Es zeigt sich dann daß die beiden Thermometer einerlei Temperatur angeben, die mit der Verdampfung des Luftvorrat fast wächst, die Quecksilbersäule des Manometers wird schon steigen & das Gewicht des Dampfes im Ballon steigen. In der Tabelle N. 189 der Rapildate sind die vorerwähnten Werthe von p, t, h, s angegeben, h ist die Niveaudifferenz des Quecksilbers in der Manometerröhre.

Es ist darnach ersichtlich, daß die Zahlen für h & p in einem andern Verhältniß wachsen als t, so daß wenn man die Spannkraft p als Abszisse, die Temperatur als Ordinate aufträgt, man nebenstehende Kurve erhält.



Anfangs ändert sich die Spannkraft mit der Temperatur sehr stark, später nur mehr sehr wenig. Man suchte die Abhängigkeit zwischen p & t durch eine Formel auszudrücken, weil dies aber nicht gelang, so wurden beinahe von jedem Laboratorium empirische Regeln aufgestellt. Nach Biot ist: $p = 1033(0{\cdot}2847 + 0{\cdot}0071531\,t)^5$.

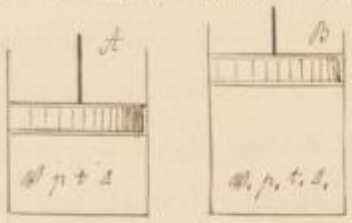
Trägt man, um die Abhängigkeit zwischen p & h zu finden die Spannkraft als Abszisse, die Höhe als Ordinate auf, so erhält man eine Linie, die nur in der Nähe des Coordinatenanfangs eine schwache Krümmung zeigt. Da wir es aber nicht mit Dampf von ganz geringer Spannung zu thun haben, so haben wir uns nur hier das gerade Stück zu interessiren & können daher annähernd schreiben: $h = \alpha + \beta p$



die Werthe von α & β sind allerdings nicht für jede Spannkraft gleich groß.

Nach der Tabelle S. 189 der Resultate kann man die Dichte des Dampfes für verschiedene Spannungszustände so genau als es nöthig ist, bestimmen.

Fragen wir nach dem Verhalten des Kohlendampfes wenn wir ein Gefäß damit füllen u. das Volumen des Gefäßes vergrößern, dabei aber weder Wärme zu noch ablassen.



Wir benehmen uns bei dieser Betrachtung so, als wenn das Mariotte'sche Gesetz absolut wahr wäre, u. nehmen also an ein Gefäß dessen Volumen = V, sei mit Kohlendampf gefüllt, dessen Spannung = p, Temperatur = t u. Dichte = δ sei.

Wir vergrößern nun das Volumen bis es zu V₁ wird u. die übrigen correspondirenden Werthe p₁ t₁ δ₁ sind, u. fragen wie sich die drei letzteren Größen jetzt verhalten wenn V in V₁ übergegangen ist. Da nach unserer Annahme weder Wärme dazu noch davon genommen, so wird der Dampf wieder Kohlendampf sein, d. h. p₁ t₁ δ₁ stehen in der Beziehung zu einander, wie es die Tabellenwerthe S. 189 d. Res. angeben.

Bei fest ist unveränderl. $\delta = \alpha + \beta p$ u. das Gewicht des eingeschlossenen Dampfes $= V(\alpha + \beta p)$. Bei B ist: $\delta_1 = \alpha + \beta p_1$ u. das Gewicht des Dampfes $= V_1(\alpha + \beta p_1)$.

Da nun Wärme weder aus- noch eingetreten, so ist:

$$V(\alpha + \beta p) = V_1(\alpha + \beta p_1)$$

woraus:

$$\alpha + \beta p_1 = \frac{V}{V_1}(\alpha + \beta p)$$

$$p_1 = \frac{V}{V_1}\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) - \frac{\alpha}{\beta}$$

Diese Formel wollen wir die Dampfformel nennen; sie ist unveränderl. das Mariotte'sche Gesetz, wenn es haarscharf wahr wäre, so müßte man haben:

$$p_1 = \frac{V}{V_1} p.$$

Dieses Gesetz ist besonders wichtig bei der Theorie der Expansionsdampfmaschinen. Bei allen in gesättigtem Zustande sich befindenden Dampfmaschinen sind nämlich die genauesten Wechselbeziehungen

bezüglich des Erhaltens der Wärme keinesweges vollkommen gemäß erfüllt, denn die Cylinder sind immer sehr gut gegen Abkühlung geschützt, & die Kolben gehen ziemlich rasch & deshalb kann die vorhin entwickelte Formel darauf angewendet werden.

Entziehen wir dem Kessel Dampf auch nur einen kleinen Theil seiner Wärme, so wird sich ein entsprechendes Quantum (unsere Voraussetzung gemäß) condensiren.

Nehmen wir ein Gefäß mit S Kilogr. Dampf, & geben q Kilogr. Wasser von einer Temperatur t_0 hinzu, so wird das Wasser dem Dampf von seiner Wärme entziehen, bis beide sich condensiren, & es werden sich auf dem Boden außer den q Kilogr. Wasser noch soviel befinden als dem Gewicht des condensirten Dampfes entspricht & zwar Wasser von einer Temperatur t_1.

Das Wasser hatte ursprünglich eine Temperatur t_0 & um ihm eine Temperatur t_1 zu geben, war eine Wärmemenge $q(t_1 - t_0)$ nöthig; diese Wärme mußte der Dampf abgeben & sich daher zu Wasser von t_1 Temperatur condensirt haben.

Dieser Dampf hat bei seinem Uebergang in Wasser gerade so viel Wärme verloren, als nöthig ist, um Wasser von $t_1°$ und S Kilogr. Gewicht in Dampf zu verwandeln.

Um Wasser von 0° in Dampf zu verwandeln, sind 650 Wärmeeinheiten nöthig & um Wasser von $t_1°$ in Dampf zu verwandeln $650 - t_1°$ & um S Kilogr. in Dampf überzuführen $(650 - t_1)S$

Es muß daher sein: $q(t_1 - t_0) = S(650 - t_1)$

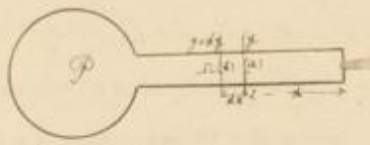
$$q = S\,\frac{650 - t_1}{t_1 - t_0}$$

Ueberhitzte Dämpfe.

Das Verhalten der Dämpfe so lange sie in überhitztem Zustande bleiben, ist eine durch Versuchen bis jetzt noch nicht ergründetes. Man glaubte sich verpflichtet sich eine Zeit & neue Mühe das Mariotte'sche & Gay-Lussac'sche Gesetz auch für sie anzuwenden. Diese

dies annähernd auch wirklich wahr. Bei der Theorie der gewöhnlichen Dampfmaschinen kommen wir aber nicht in den Fall, die Eigenschaften des überhitzten Dampfes kennen zu müssen, sondern wir haben es lediglich mit Sattelдampfen zu thun. Indessen hat man es doch in neuerer Zeit versucht bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen überhitzte Dämpfe anzuwenden.

Ausströmung des Dampfes aus einem Gefäße.



In einem Gefäß herrsche eine constante Spannung P & der Dampf strömen in einen Raum wo eine Spannung p vorhanden ist. In einer Entfernung x sei die Spannung y & in $x+dx$ Entfernung $y+dy$. Wenn die Geschwindigkeit bei (b) $= v$ ist, so ist sie bei (a) $v + dv$ & wenn Ω der Querschnitt der Ausströmungsröhre ist, so ist die Spannung bei (b) im ganzen Querschnitt $= \Omega(y+dy)$; vermöge dieses Druckes beharrt sich die Dampfmasse zwischen ab vorwärts & wird (a) aus wirkt ein Druck Ωy der Bewegung entgegen, es bleibt also ein Druck

$$\Omega(y+dy) - \Omega y = \Omega\, dy \qquad \text{nach vorwärts.}$$

Wir können also schreiben: $\frac{dv}{dt} = -g\,\frac{\Omega\, dy}{\Omega\, dx(\alpha+\beta y)}$

Hat dx ist willkürlich & kann so angenommen werden daß es gleich dem Weg ist den ein Dampftheilchen in der Zeit t zurücklegt, es ist also $dx = v\,dt$ und wir haben:

$$\frac{dv}{dt} = -g\,\frac{\Omega\, dy}{\Omega\, v\,dt\,(\alpha+\beta y)} \;;\quad v\,dv = -g\,\frac{dy}{\alpha+\beta y}$$

Integrirt: $\frac{1}{2}v^2 = -\frac{g}{\beta}\log\text{nat}(\alpha+\beta y) + \text{Const.}$

Bei U die Geschwindigkeit mit welcher der Dampf ausströmt, so wird für $y = P$ $v = 0$ & wir haben: $0 = -\frac{g}{\beta}\log(\alpha+\beta P) + \text{Const.}$ (A)

für $y = p$ wird $v = U$; $\frac{1}{2}U^2 = -\frac{g}{\beta}\log(\alpha+\beta p) + \text{Const.}$ (B)

Subtrahirt: $U = \sqrt{\frac{2g}{\beta}\log\text{nat}\,\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}}$ (Siehe S. 191 d. Anhänge)

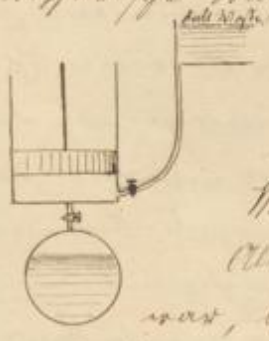
Die Dampfmenge welche ausströmt:

$$Q = k\,\Omega\,(\alpha+\beta p)\sqrt{\frac{2g}{\beta}\log\text{nat}\,\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}} \qquad k = \text{Contractionscoeff.}$$

Die Werthe von U für verschied. Werthe von $\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$ siehe Tabelle S. 191 d. Anhänge.

Dampfmaschinen.

Die Dampfmaschinen sind aus den Luftpumpen hervorgegangen, denn aus letzteren lernte man kennen, daß die Atmosphäre einen beträchtlichen Druck auf die Körper ausübt & wurde dadurch auf die Idee gebracht, diesen Luftdruck als Triebmittel zu benützen. Nun mit der Luftpumpe leere Räume zu erzeugen, war zu viel Kraft nöthig, & man suchte daher nach anderen Mitteln.
Durch die Physik wurde man mittlerweile mit dem Dampf und seiner Condensation bekannt & so entstand der erste Versuch zu einer Maschine bei der Dampf angewendet wurde & die darauf beruhte, daß man innerhalb des Dampfes auf. durch dessen Condensation einen luftleeren Raum erzeugte & so den Druck der Atmosphäre auf die mit ihr in Berührung stehende Kolbenfläche benützte. Die erste Idee zu einer derartigen Maschine tauchte gleichzeitig in England bei Worchester & in Frankreich bei Papin auf. Die Wirkungsweise des Dampfes bei ihnen hat aber mit der in unsere jetzigen Dampfmaschinen durchaus keine Aehnlichkeit, & man nannte sie auch damals in England atmosphärische Maschinen. Eben dort wurde auch 1698 von

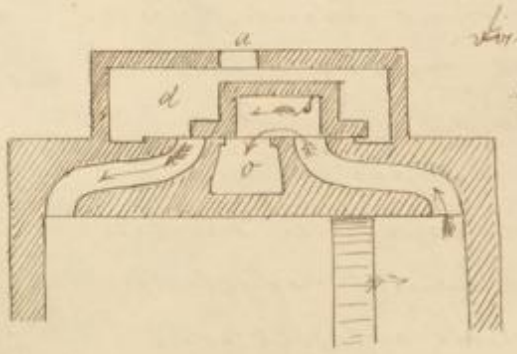


Savery die erste atmosphärische Maschine gebaut & von Newcomen verbessert.
Die erste eigentliche Dampfmaschine wurde von Watt, einem Schottländer, erbaut. –
Als er noch Universitätsmechaniker in Glasgow war, brachte man ihm einstmal das Modell einer solchen Maschine zum reparieren, er wurde dadurch auf deren Mängel aufmerksam gemacht, & faßte sich zu einem genauen Studium des Dampfes & seiner Eigenschaften veranlaßt.

die wesentlichsten Verbesserungen die Watt in der Folge an der atmosphärischen Maschine machte, bestanden darin, daß er die Erkältung des Cylinders durch das eingespritzte Wasser beseitigte, indem er die Verdichtung des Dampfes in einem besonderen Gefäße, dem Condensator vornahm, & eine das Wasser aus demselben entfernende, die Luftpumpe anwandte. Diese Maschine war aber erstens noch nichts als die verbesserte Newcomen'sche Maschine.

Endlich hob Watt den Luftdruck ganz aus dem Spiele, indem er den Cylinder mit einem Deckel verschloß & den Kolben dadurch Bewegung setzte, daß er den Druck auf den Kolben jagte der lauter Raum durch den Dampf selbst bewirkte. Dadurch wurde es möglich, den Druck durch Dampf von jeder beliebigen Spannung und Expansivkraft zu bewirken & es entstanden so die eigentlichen Dampfmaschinen.

Hochdruckmaschinen ohne Expansion & ohne Condensation.



Damit der Dampf sich so gut wirken kann, muß abwechselnd der eine Raum mit dem Dampf, der andere mit der Atmosphäre kommuniziren, & dies wird bewirkt durch eine Vorrichtung welche die Steuerung heißt.

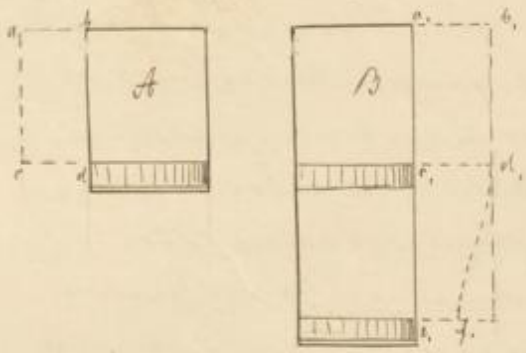
Ein mit dem Kessel verbundener Rohr mündet durch die Oeffnung a in die Dampfkammer d worin sich ein Schieber s bewegt, der bald die eine bald die andere von den beiden Enden des Cylinders führenden Oeffnungen mit dem Dampf od. der Atmosphäre in Kommunikation setzt. Durch die Oeffnung o wird der Dampf in ein Rohr geführt welches in die Luft mündet, sobald er im Cylinder gewirkt hat. Diese hin & hergehende Bewegung des Kolbens ist in der Regel durch passende Mechanismen in eine drehende zu verwandeln, auch muß bei Dampfmaschinen immer ein Schwungrad vorhanden sein. Zu einer guten Wirkung

dieser Maschinen ist es nöthig, daß die Dampfspannung beträchtlich größer als der atmosphärische Druck ist, & daher nennt man sie Hochdruckmaschinen. Während seiner ganzen Bewegung durch den Cylinder erleidet der Dampf dieselbe keine Spannungsänderung & ist noch abgesehen wie im Anfang wenn er den Cylinder verläßt & in die Atmosphäre hinausgetrieben wird.
Diese Maschinen können also nur dann einen befriedigenden Effekt geben, wenn die Dampfspannung eine sehr große ist, denn ist sie 1 Atmosphäre, so wird die Wirkung = 0, bei 2 wird sie 1/2 bei 3 zwei Drittel, bei 10 Atmosphären 9/10; die Leistung wird also um so besser, je höher die Dampfspannung.

Hochdruckmaschinen mit Expansion & ohne Condensation.

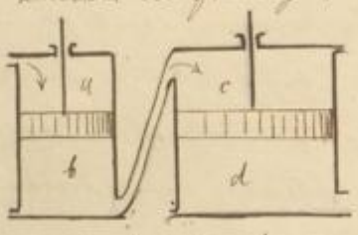
Trotz die Unvollkommenheit, daß der Dampf die Maschine verläßt wenn er noch abgespannt ist wie vorher, kann man auch den Gebrauch kommen, ihn erst in einem solchen Zustande aus der Maschine zu entlassen, wenn seine Spannkraft beinahe der der Atmosphäre gleich ist, & dies kann dadurch geschehen, daß man den Dampf durch Expansion wirken läßt. Es faßt in diesem Falle die eigentliche Dampfkraft nicht mehr in unmittelbarer Verbindung mit dem Kolben, sondern es ist zwischen beiden noch eine Vorkammer angebracht die einerseits mit dem Kessel, andererseits mit der Dampfkammer communicirt, die Verbindung mit letzterer kann durch einen Schieber unterbrochen und wieder hergestellt werden, d.h. wir können bald Dampf in die Kammer eintreten lassen, bald nicht, und ebenso den Cylinder bald Dampf hinüberlassen, bald nicht, d.h. wir können eine gewisse Quantität Dampf in den Cylinder eintreten & ihn sodann durch Expansion weiter wirken lassen. Unter solchen Umständen wird der Dampf begreiflich besser wirken als im ersten Falle, wo ja seine Kraft nur vollständiger benützt wird.
Um sich die Vortheile der Expansion klarer vorzustellen,

nehmen wir 2 Cylinder, wo der eine das doppelte Volumen des andern hat & lassen bei A den Dampf zirkuliren & bis zum Ende des Kolben-Schubes drücken, so wird er eine gewisse Wirkung ausgeübt haben, die durch das Rechteck abcd graphisch dargestellt werden kann. Lassen wir nun bei B ebenfalls dampf zirkuliren, aber nur soviel wie bei A expandiren dann ab, so wird vermöge seiner Expansivkraft der Dampf den Kolben bis an das Ende des Schubes hinaus und dabei eine Wirkung a, b, c, d, = abcd, + c, d, e, f, ausüben.
Die Dampfmenge war in Cylin. B dieselbe wie bei A, & doch ist die Wirkung um c, d, e, f, größer. Bei mehrfacher Expansion wird die Leistung noch besser sein, doch erreicht sie bald eine Grenze, worauf sie bei noch größerer Expansion nur noch sehr unbedeutend wächst.



Woolf'sche Dampfmaschinen.

Man könnte auch auf den Gedanken kommen den Dampf, nachdem er in der Maschine gewirkt, & dieselbe verlassen aber bemerkt gewesen gut verlässt wie er hineingekommen, auf eine zweite Maschine wirken zu lassen & da er diese wieder in demselben guten Zustande verlässt auf eine dritte u. s. w. allein es ist leicht einzusehen daß, so lange man die Cylinder gleich groß macht, nur der letzte wirksam, alle übrigen vorhergehenden aber wirkungslos sind indem bei denselben die Spannung vor & hinter dem Kolben gleich groß ist, folglich der Druck von der einen Richtung durch den Gegendruck aufgehoben wird.



Machen wir aber die Cylinder ungleich groß & zwar den zweiten größer als den ersten, so wird der Dampf schon im ersten Cylinder wirken, da der Druck auf a größer ist als auf b denn der Dampf hat Gelegenheit sich in einen größeren Raum auszudehnen & dadurch seine Spannung zu.

Auf diesem Prinzip beruhen die Woolf'schen Maschinen. Der Auspuff des Schiebers wirkt der kleinen Cylinder nicht, da der Druck nach Abzug so groß ist als der Gegendruck, der durch wirkt aber jetzt im großen Cylinder mit voller Kraft. Beim Wiedergang der Kolben verreist der Dampf in b u c eine kleinere Spannung als im Auspuff a es wirken beide Cylinder, die Kraft des kleinen nimmt zu, die des großen nimmt ab a kann gleich Null werden wenn der Dampf im Raum c dieselbe Spannung hat die in dem Raum f herrscht mit dem d communicirt, a wenn auch also der Dampf ausströmt. Die Wirkung des Dampfes ist also auch für die mit Expansion.

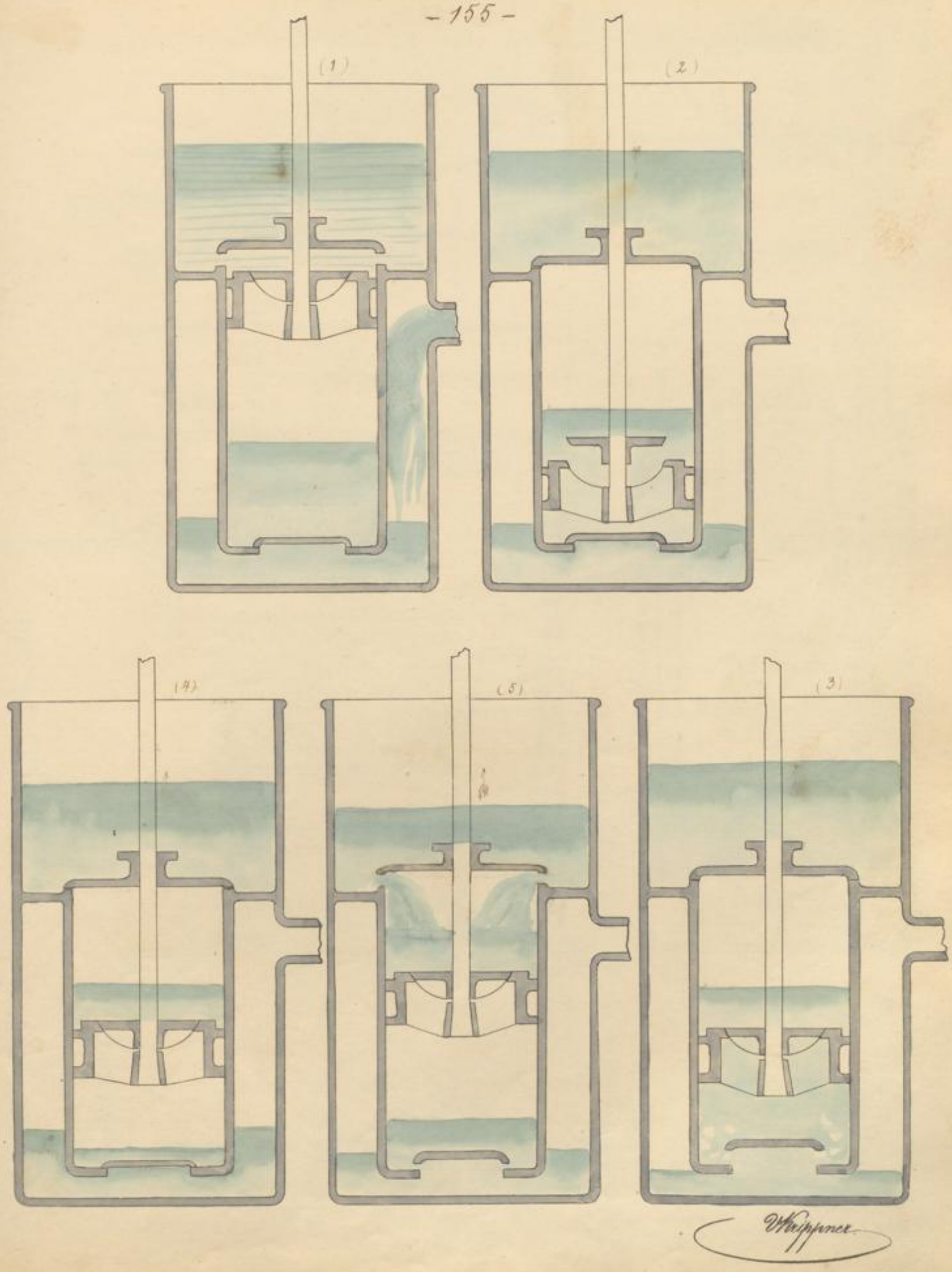
Condensationsmaschinen.

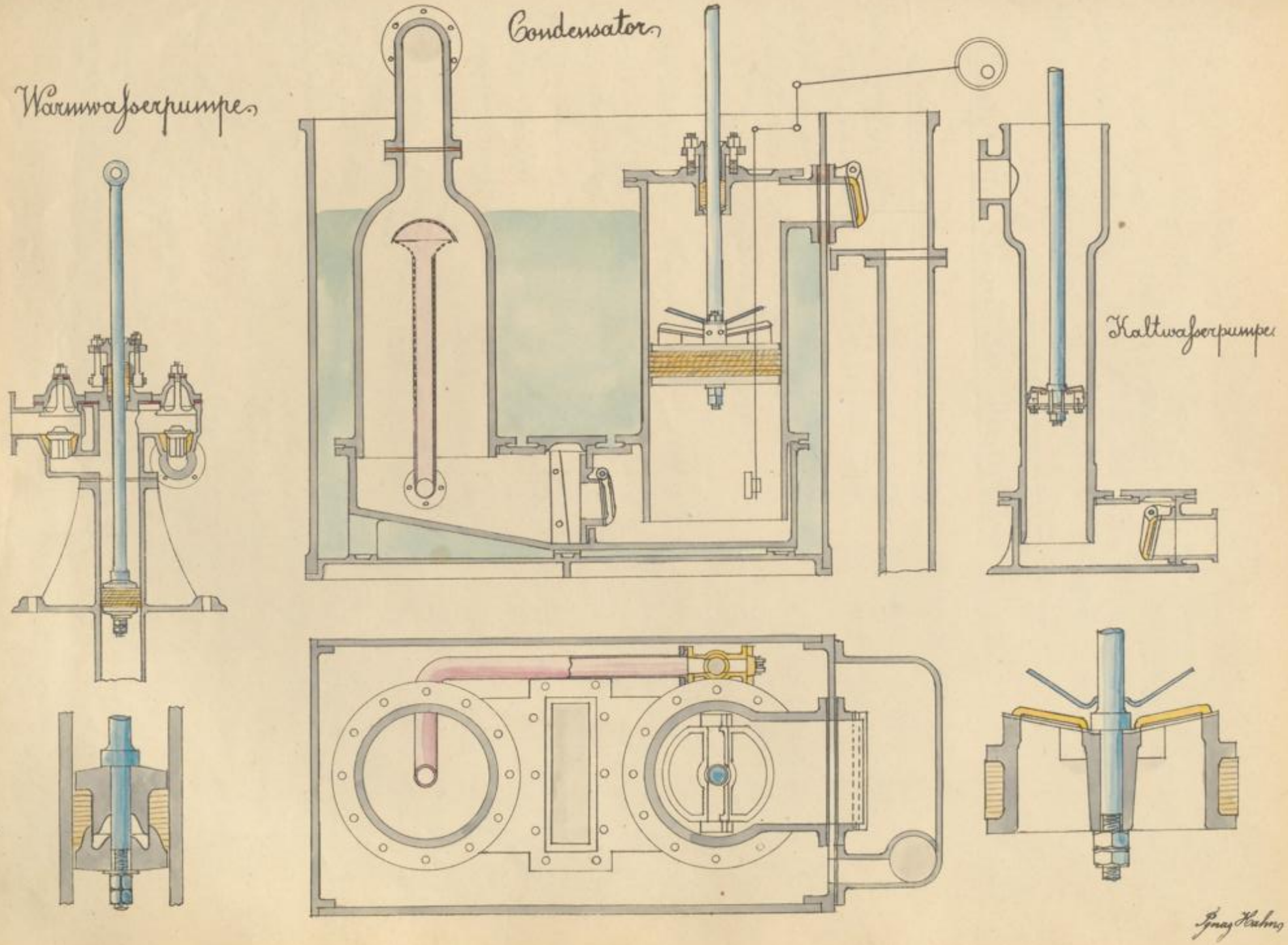
Bei den bis jetzt betrachteten Maschinen konnten wir annehmen daß vor dem Kolben immer noch eine starke, der Bewegung hindernliche Gegendruck vorhanden ist a auf den Gedanken kommen, diesen schädlichen Druck wegzubringen.
Hierzu bietet uns die Condensationsfähigkeit des Dampfes ein Mittel die wir in einem, vom Cylinder abgesonderten, aber damit in Verbindung stehenden Gefäße, dem sog. Condensator vornehmen können.
In einem mit Wasser gefüllten Trog steht der Condensator a die Luftpumpe n wird durch den sog. Kaltwasserpumpe fortwährend kaltes Wasser zugepumpt so daß der Trog immer voll bleibt. Im Innern des Condensators ist eine durchlöcherte Röhre von Kupferblech die mit einem Hahnen verschließbar ist a durch diesen Hahnen das Wasser eintreten kann. Außen ist also beständige Abkühlung durch das im Trog befindliche kalte Wasser, im Innern ist sie ebenfalls durch das mit den Löchern der Röhre austretende Wasser a der eingeleitete Dampf muß daher condensirt werden, dadurch entsteht aber ein luftleerer Raum da das Wasserquantum das mit dem Cylinder verbundene Dampfes kleiner ist. Das eingespritzte a das durch die

Condensationswasser sammelt sich nun in dem Gefäße A soll mit dem geringsten Kraftaufwand entfernt werden, dazu dient nun die Luftpumpe, die öfters einer gewöhnlichen Brunnenpumpe eingerichtet ist. Man nennt sie Luftpumpe, weil er fand daß sie nicht nur Wasser, sondern auch eine beträchtliche Luftmenge mit fortbringt. Diese Erscheinung kann ihr entstehen von, sie erklärt sich aber einfach dadurch, daß die im Condenswasser enthaltene Luft bei dem im Condensator herrschenden Schwachen Druck sich entbindet.

Der Gegenstand bei der Bewegung der Luftpumpe. erfolgt dadurch, daß gegen das Ende des Hubes sich das obere Ventil hebt & nun der äußere atmosphärische Druck einwirken werden muß. Es viel Wasser zu heben, so öffnet sich das Ventil früh & es ist viel Kraft nöthig.

Spritzen wir in den Condensator reichlich Wasser, so werden wir den Gegenstand im Cylinder verhindert weil dann vor dem Kolben durch die rasche Condensation eine schwache Spannung herrscht, aber die zum Betrieb der Luftpumpe erforderliche Kraft wird in diesem Falle groß sein & es muß daher einen gewissen Grad der Condensation geben, bei dem das Verhältniß zwischen dem Vortheil durch die Dampfersparung vor dem Kolben & der zum Betrieb der Luftpumpe erforderlichen Kraft am Kleinsten wird sein. Um das zur Condensation nöthige Wasser herbeizuführen welches für 1 Kilog. Dampf 16 – 24 Kilog. beträgt, dient die oben erwähnte Kaltwasserpumpe & um das im Kessel verdampfende Wasser wieder zu ersetzen ist eine weitere Pumpe nöthig. Es ist zweckmäßig, dazu das mit dem Condensator kommende Wasser welches eine Temperatur von 35° hat, zu benützen, es genügt dazu aber etwa der 20te Theil des Condensationswassers & das übrige muß fort abgeleitet werden, die darin enthaltene Wärme geht also verloren.


(1)
(2)
(4)
(5)
(3)
Wuippner



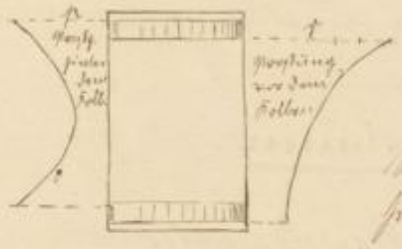
Nehmen wir alle gütigen Eigenschaften der bis jetzt betrachteten Maschinen zusammen, so erhalten wir die Watt'sche Maschine mit Expansion und Condensation, die also, vorausgesetzt daß zum Betrieb der Hilfsmaschinen nicht zuviel Kraft erforderlich ist, wohl die beste Anordnung sein muß.

Analytische Theorie der Dampfmaschinen.

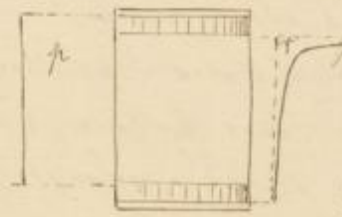
Maschinen ohne Expansion & ohne Condensation.

Wir wählen die Bezeichnungen N. 221 des Repertoriums & nennen
x den Druck des Dampfes gegen einen Quadratzoll der Kolbenfläche um zu überwinden: 1) die Pressung vor dem Kolben, 2) die mannichfaltigen Reibungswiderstände welche der Maschine entgegen wirken, 3) die Widerstände welche die verschiedenen Pumpen zu überwinden. Dieses x kann dann gemessen werden.
Wir machen die Rechnung unter folgenden Voraussetzungen:
1) der Beharrungszustand der Bewegung sei eingetreten;
2) die Spannung des Dampfes hinter dem Kolben sei während der ganzen Dauer des Schubes dieselbe;
3) der schädliche Widerstand x habe während der Dauer eines Schubes einerlei Werth.
4) es finden keine Wärmeverluste statt, & auch keine Dampfverluste.
Die Bedingung des Beharrungszustandes erfüllt sich bei jeder Maschine von selbst. Die Bedingung (2) ist nur dann genau erfüllt, wenn der Kolben sich sehr langsam bewegt, & der Dampf beim einen Ueberspringen von Kessel in den Cylinder keine Widerstände zu überwinden hat, die Kanäle durch die er strömt also nicht zu eng sind, 4) 5), daß ist unmöglich diese Voraussetzung bei allen Fabrikmaschinen zu erfüllen. Daß der schädliche Widerstand constant angenommen werde, ist nur annähernd richtig, denn der Schieber, der die größte Reibung verursacht, geht nicht mit constanter Geschwindigkeit.
Wenn der Kolben sich mit mäßiger Geschwindigkeit bewegt, kann

man annehmen, daß das Dampfdruck vor dem Kolben constant, d. h. daß das Atmosphäre beinahe gleich ist.



Für einen schnellen Gang der Maschine und enge Dampfzuströmungskanäle werden die Kurven welche den Dampfdruck ausdrücken, diejenige Form haben, während sie bei einer absolut voll. kommen wirkenden Maschine die folgende Gestalt haben werden:



Weite Kanäle werden also stets durch eine gute Abschließung bedingt.

Die Voraussetzung wegen der Wärmeverluste ist bei den Maschinen wie man sie jetzt macht, vollkommen erfüllt. Die Dampfverluste könnten möglicherweise groß sein, denn es kann Dampf zwischen Kolben & Cylinder entweichen vorzüglich bei dem Schieber. Die Richtigkeit dieser Voraussetzung richtet sich also nach der Genauigkeit der Ausführung.

Die Voraussetzung daß ein Beharrungszustand vorhanden, ist dann erfüllt wenn: 1) die ganze Wirkung die durch den Dampfdruck während eines Schubes produzirt wird, durch die Widerstände vollständig verzehrt wird; 2) Menge alles Dampfes der während eines Schubes im Kessel produzirt wird, auch in demselben Zeit verbraucht wird.

Die Kraft mit welcher der Kolben gehoben wird $= O(p-t)$ & mit l multiplizirt die nützliche Arbeit bei einem Kolbenschub. $\frac{l}{v} =$ Zeit eines Kolbenschubes & daher ist: $\frac{O(p-t)\,l}{\frac{l}{v}} = 75\,N$ die nützliche Wirkung in Kilogr. Met. welche in 1 Sekunde entwickelt wird.

Daraus folgt: $Ov(p-t) = 75\,N$ (1)

Das Dampfvolumen welches bei einem Kolbenschub verzehrt wird $= Ol + mOl$ & die Dampfmenge welche die verzehrt wird $= (Ol + mOl)(\alpha + \beta p)$, durch $\frac{l}{v}$ dividirt = Dampfmenge die

einer Stunde vorkommt wird, so haben wir:

$$\frac{(Ol + mlO)(\alpha + \beta p)}{\frac{1}{v}} = S \text{ oder:}$$

$$Ov(1+m)(\alpha+\beta p) = S \quad (2)$$

Bei R den auf den Kolben reducirten mittleren Widerstand den die Maschine überwindet, so ist:

$$O(p-r)\,l = Rl \text{ oder}$$

$$R = O(p-r) \quad (3)$$

Die in diesen 3 Gleich. auftretenden Größen die möglicherweise veränderlich sein können, sind: O, v, p, r, N, S, R
Es müssen also von diesen sieben noch 4 gegeben sein, um mit den 3 Gleich. die 3 letzten bestimmen zu können.
Um v zu berechnen muß man berücksichtigen den atmosphärischen Druck, da der Raum vor dem Kolben mit der Atmosphäre communicirt, ferner die Art v, Weise der Dampfeinströmung, um daraus den Druck vor dem Kolben berechnen zu können, sowie die Totalität der Reibungswiderstände. Dies alles führt aber zu weitläufigen Rechnungen, wenn man durch die S. 223 d. Publik. aufgestellten Daten entgehen kann.
Für $p = 20000$ (2 Atmosphären) haben wir für v zuerst das constante Glied 10632, welches die Pumme allein in der gewünschten Richtung vorkommenden Constanten ist, v wovon der atmosphärische Druck den größten Theil bildet.
Das zweite Glied $12\frac{O}{\Omega}v$ drückt das allmälige Anwachsen des Dampfes aus, geschähe dasselbe plötzlich, so wäre dieses Glied nicht vorhanden.
Dasselbe ist das Verhältniß zwischen dem Querschnitt des Cylinders v dem Querschnitt der Dampfkanäle. Sind letztere weit, so ist der Einfluß des zweiten Gliedes klein, vorausgesetzt, daß der Kolben nicht schnell geht, denn es ist dessen Geschwindigkeit proportional.
Das dritte Glied $531D$ enthält die Glieder der weitläufigen Rechnung, welche von D abhängen; der Hauptbestandtheil aber bildet die Spannungsverdoppelung.

das letzte Glied $\frac{414}{D}$ bezieht sich hauptsächlich auf die Kolbenreibung, & da D im Nenner steht, so folgt, daß die Reibungswiderstände bei großen Maschinen kleiner sind, bei kleinen Eingängen sehr groß ausfallen.

Bei der Herleitung unserer 3 Formeln abstrahirten wir von allen Dampfverlusten, dieselben sind aber bei noch gewisser Ausführung dennoch vorhanden, & zum Durchmesser des Cylinders proportional. Die Dampfmenge welche nützlich wirkt, ist dem Quadrat des Durchmessers proportional. Der verhältnißmäßige Dampfverlust ist daher umgekehrt proportional der Größe der Maschinen & daher sind auch in dieser Hinsicht große Maschinen besser als kleine.

<u>Beispiel</u> Eine Dampfmaschine befinde sich in arbeitendem Zustande & es sei uns gestattet, einige Beobachtungen machen zu können. Wir messen z. B. die Dampfspannung (Dichte des Manometers), den Querschnitt des Kolbens, das s, & die Geschwindigkeit d. Bewegung, ist wir nehmen als bekannt an: p, O, r, v & suchen: R, N, S. Mit den abgeleiteten 3 Gleich. finden wir:

$$R = (p-r)O \quad ; \quad S = O\,v\,(1+m)(\alpha+\beta p) \quad ; \quad N = \frac{O(p-r)\,v}{75}$$

Angenommen es sei: $O = 0{\cdot}2$, $p = 3000$ (3 Atmosph.) $r = 1500$, $v = 1$ befinden wir: $R = 0{\cdot}2(3000-1500)$; m sei $= 0{\cdot}06$:

$$N = \frac{0{\cdot}2(3000-1500)1}{75} = 40 \text{ Pferdekräfte.}$$

$$S = 0{\cdot}2 \,.\, 1 \,.\, 1{\cdot}06 \,.\, 162 = 0{\cdot}3 \text{ Kilogr. Dampf.}$$

Nehmen wir an 1 Kilogr. Steinkohlen liefere 7 Kilogr. Dampf & fragen uns wie viel Dampf wir stündlich für 1 Pferdekr. brauchen.

Stündlicher Dampfverbrauch: $3600^{\text{Sek.}} \,.\, 0{\cdot}3 = 1080$ Kilogr. für 40 Pferde & für 1 Pferd $\frac{1080}{40} = 27$ Kilogr.

Stündlicher Kohlenverbrauch $= \frac{1080}{7} = 150$ Kilogr. für 40 Pferde & für 1 Pferd $\frac{150}{40} = 3{\cdot}75$ Kilogr.

Diese 3.75 Kilogr. Steinkohlen entsprechen $7000 \,.\, 3{\cdot}75 = 26250$ Wärmeeinheiten stündlich & per 1 Pferd oder eine Arbeitsgröße:

$26250 \,.\, 424 = 11130000$ Kilogr. Met. welche stündlich einer

Wandekraft geschieht werden. Die effektive Leistung ist 3600 . 75 = 270000 Kilogr. Met. also nur $\frac{1}{40}$ der in dem Brennstoff enthaltenen x ist daher das Güteverhältniß nicht ganz 3 %.

2tes Beispiel. Mit einer bestehenden Maschine wollen wir Versuche, wollen das O x t x lesen. Die Maschine einen bestimmten nützlichen Widerstand R überwinden, x fragen den Kolben p, daß eine gewisse Umdrehungszahl S produzirt wird. Wir finden also p, N, x.

$$p = \frac{R}{O} + r \quad ; \quad v = \frac{S}{O(1+m)(\alpha+\beta p)} \quad ; \quad N = \frac{O(p-r)v}{75}$$

3tes Beispiel. Wir finden das Güteverhältniß einer Maschine wenn wir die Wirkung in Kilogr. ausrechnen, die wir mit 1 Kilogr. Dampf erzielen.

$$\frac{75\,N}{S} = \frac{O(p-r)\,v}{O\,x\,(1+m)(\alpha+\beta p)} = \frac{1}{1+m}\,\frac{p-r}{\alpha+\beta p} = \frac{1}{1+m}\,\frac{1-\frac{r}{p}}{\frac{\alpha}{\beta}+\beta}$$

$\frac{\alpha}{\beta}$ gegenß unverwerflich, so ist annähernd:

$$\mathcal{J} = \frac{1}{1+m}\,\beta\,\left(1-\frac{r}{p}\right)$$

dies soll möglichst groß ausfallen, was dann der Fall ist wenn die Dampfspannung gegen den schädlichen Widerstand groß ist.

Wenn wir daher von einer Maschine sehr viel, so wird ihr Güteverhältniß sehr günstig, x sowie wir wenig verlangen wird es schlecht, mit dem Dampfkessel verhält es sich in dieser Hinsicht gerade umgekehrt, werden sie wenig Dampf, so liefern sie gute, werden sie stark in Anspruch genommen so liefern sie schlechte Güteverhältnisse.

Da es aber nicht auf die absolute Größe von p, sondern auf das Verhältniß $\frac{p}{r}$ ankommt, so können Maschinen von ganz ungleicher Dampfspannung dennoch gleiches Güteverhältniß haben. Es sei z. B. bei einer Watt'schen Wiederdruckmaschine mit Condensation der Schaufelwiderstand $r = \frac{1}{4}$ der $p = 1$ so wird das Güteverhältniß $\frac{p}{r} = 4$; nehmen wir nun eine Hochdruckmaschine, wobei der durch p finden dem Kolben = 4, der Widerstand $r = 1$ ist, so wird auch in diesem Falle $\frac{p}{r} = 4$ sein.

Das Condensiren gewährt daher nur bei niedrigen Dampfspannungen, wie sie z. B. bei der Marine angewendet werden, einen Vortheil, weil nur dort das r im Verhältniß zu p groß sein kann, und das

zum Durchmessen großer Massengewichtsteine bedarf, so kann es nicht keinesfalls nur dort angewendet werden.

Legen wir uns die Frage vor eine Dampfmaschine zu bestimmen, welche eine gewisse Leistung hervorbringen soll. Wir nehmen also an: N, p, r, v und suchen O, S, R, welche Werthe 3 Gleichungen die wir aufstellen können wir:

$$O = \frac{75\,N}{v(p-r)}$$

$$S = O\,v\,(1+m)(\alpha+\beta p) \quad ; \quad R = O(p-r)$$

Mit der ersten Gleichung ersehen wir, daß der Querschnitt des Dampfcylinders proportional ist der Pferdekraft der Maschine N umgekehrt proportional der Geschwindigkeit, dem Druck p minus dem Kolben r dem schädlichen Widerstand r. Das O wird daher klein bei großer Geschwindigkeit und großer Dampfspannung, r groß im umgekehrten Falle; dies ist zu berücksichtigen bei der Wahl einer Maschine. Für einen günstigen Effekt muß immer das p gegen r möglichst groß ausfallen.

Das Schwungrad ist nach dieser Theorie, die übrigens nur eine Annäherung ist, unabhängig von der Geschwindigkeit v; es ist aber leicht einzusehen, daß eine kleine Kolbengeschwindigkeit nachtheilig sein wird, weil dadurch dem Dampf Zeit gegeben ist, gute Expansionskurven, obgleich im Hinblick der dampfverzehrende große Geschwindigkeit des Kolbens verhindert wäre.

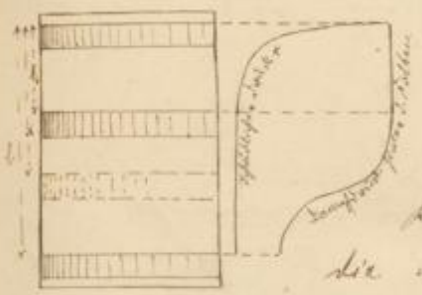
Für gute Maschinen soll man daher eine hohe Dampfspannung r eine geringe Kolbengeschwindigkeit wählen, wodurch aber dieselben groß r kostspielig werden r ist besonders die Größe nicht immer willkürlich, sondern muß oft auch ein Minimum beschränkt werden, wie bei den Locomotiven.

Hat man auf den Dampfverbrauch nicht so zu sehen, r will man die Maschine möglichst eng zusammen haben, so müssen hohe Dampfspannungen r große Geschwindigkeit gewählt werden, wodurch die Maschine klein ausfällt.

Für Watt'sche Niederdruckmaschinen mit Condensatoren gelten ganz dieselben hergeleiteten Regeln, nur ist hier ein geringerer Werth anzunehmen, wie dies auf S. 223 Nr. 278 d. Schildbach geschehen ist.

Hochdruckmaschinen mit Expansion ohne Condensation.

Nehmen wir eine Maschine mit einem Cylinder an, so lassen, wenn der Kolben einen Weg l_1 zurückgelegt hat, den Dampfzufluß ab, so wird der Dampf durch den Rest des Schubes mit Expansion wirken, es ist wird das Diagramm der Figur zwischen den beiden Kurven (Nördlicher Druck u. Dampfdruck v. d. Kolben) die während eines Schubes entwickelte nützliche Wirkung.



Die Dampfmenge welche bei jedem Schub in den Cylinder treibt entsteht mit gedrückt ist: Dampfvolumen $(Ol_1 + mOl)$ multiplizirt mit $\alpha + \beta p$. Bei y der Spannung des Dampfes finden dem Kolben wenn derselbe einen Weg x zurückgelegt hat, so ist in diesem Augenblick der Dampf eingeströmt in das Volumen $Ox + mOl$ & die Dampfmenge ist: $(Ox + mOl)(\alpha + \beta y)$. Vorausgesetzt daß keine Abkühlung stattgefunden, & keine Dampf eingeströmt ist, so ist jetzt gerade soviel Dampf vorhanden, als im Anfang und wir haben folgende Gleichg:

$$(Ol_1 + mOl)(\alpha + \beta p) = (x + ml)(\alpha + \beta y)$$

$$\alpha + \beta y = (\alpha + \beta p)\,\frac{l_1 + ml}{x + ml}$$

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{l_1 + ml}{x + ml} - \frac{\alpha}{\beta} \qquad (1)$$

Es ist: $\quad Opl_1 + \int_{x-l_1}^{x-l} Oy\,dx - Orl$. die nützliche Wirkg. bei einem Hub; nun ist aber $\frac{l}{v}$ die Zeit eines Schubes, & daher:

$$\frac{Opl_1 + \int_{x-l_1}^{x-l} Oy\,dx - Orl}{\frac{l}{v}} = 75N \qquad (2)$$

die nützliche Wirkung in einer Sekunde.

$$\int y\,dx = \int\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{l_1 + ml}{x + ml} - \frac{\alpha}{\beta}\right]dx$$

$$\int y\,dx = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)(l_1 + ml)\int\frac{dx}{x + ml} - \frac{\alpha}{\beta}\int dx$$

$$\int y\,dx = \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)(l_1+ml)\ \text{log. nat.}\ (x+ml) - \frac{\alpha}{\beta}x + C.$$

$$\int_{l_1}^{l} y\,dx = \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)(l_1+ml)\ \text{log. nat.}\ \frac{l+ml}{l_1+ml} - \frac{\alpha}{\beta}(l-l_1)$$

in die Gleichg. (2) eingesetzt:

$$75\,N = \frac{v}{l}\left\{Opl_1 - Ovl + \left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)(l_1+ml)\ \text{log. nat.}\ \frac{l+ml}{l_1+ml} - \frac{\alpha}{\beta}(l-l_1)\right]O\right\}$$

$$75\,N = Ov\left\{p\frac{l_1}{l} - v + \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\ \text{log. nat.}\ \frac{l+ml}{l_1+ml} - \frac{\alpha}{\beta}\left(1-\frac{l_1}{l}\right)\right\}$$

$$75\,N = Ov\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left[\frac{l_1}{l}+\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\ \text{log. nat.}\left(\frac{l+ml}{l_1+ml}\right)\right] - \left(\frac{\alpha}{\beta}+v\right)\right\}$$

Setzen wir: $k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l}+m\right)\ \text{log. nat.}\ \frac{l+ml}{l_1+ml}$ (1)

so wird: $75\,N = Ov\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta}+v\right)\right]$ (2)

Bei einem Hub kommt in den Cylinder eine Dampfmenge $\underline{(Ol_1+mOl)(\alpha+\beta p)}$ u. in einer Sekunde: $\underline{(Ol_1+mOl)(\alpha+\beta p)} = S$

Vorausgesetzt daß keine Dampfexplosion stattfinde, folgt aus dieser Gleichg.: $S = Ov\left(\frac{l_1}{l}+m\right)(\alpha+\beta p)$ (3)

Der nützliche Druck R ist hier:

$$R = O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta}+v\right)\right] \quad (4)$$

Es sind hier die 2 Größen k u. l dazu getreten; wir haben also 9 Größen u. 4 Gleichungen, müssen mithin 5 immer annehmen um die übrigen 4 bestimmen zu können.

Was den in den Resultaten S. 224 aufgestellten Formeln sind noch die Dampfverluste zwischen Kolben u. Cylinder während der Expansion berücksichtigt.

Der Werth von v ist bei Expansionsmaschinen kleiner als bei nicht expandirenden Maschinen, weil der Druck am Ende des Hubes nicht p, sondern im Verhältniß der Expansion geringer ist. Die Werthe von v für verschiedene p sind S. 224 d. Resultate angegeben.

1. Beispiel. Ist bei einer bestehenden Maschine O, $\frac{l_1}{l}$, p, v gegeben u. N, S, R, k gesucht, so geben die 4 aufgestellten Gleichungen unmittelbar die Resultate.

2. Beispiel. Es sei gegeben: R, O, $\frac{l_1}{l}$, S, v u. zu suchen N, v, k, p, so finden wir:

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \log. \text{nat} \frac{l + ml}{l_1 + ml}$$

Nach (4) ist:
$$\frac{1}{k}\left\{\frac{P_1}{O} + \left(\frac{\alpha}{\beta} + 1\right)\right\} = \frac{\alpha}{\beta} + p$$

$$p = \frac{1}{k}\left\{\frac{P_1}{O} + \left(\frac{\alpha}{\beta} + 1\right)\right\} - \frac{\alpha}{\beta}$$

$$v = \frac{g}{O\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p)}$$

$$N = \frac{Ov}{75}\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + 1\right)\right\}$$

<u>3tes Beispiel.</u> Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes:

$$\frac{75N}{g} = \frac{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + 1\right)}{\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p)} \quad \text{oder:}$$

$$\frac{75N}{g} = \frac{1}{\beta} \frac{k - \frac{\alpha + \beta 1}{\alpha + \beta p}}{\frac{l_1}{l} + m} = z$$

Diese Größe soll ein Maximum werden, r ist daher die Frage, bei welcher Dampfspannung r welchem Expansionsgrad dies der Fall ist. Der Nutzdruck wird groß, wenn p gegen 1 groß, d.h. wenn die Dampfspannung groß wird.

Um den besten Expansionsgrad zu finden, muß man $\frac{l_1}{l} = y$ setzen, die Gleichg.: $\frac{dz}{dy} = \frac{dz}{dk}\frac{dk}{dy} = 0$ auflösen, r diese gibt das Resultat.

Ohne daß eine Rechnung leicht einzusehen, daß eine Expansion von der Art die beste sein wird, bei welcher am Ende des Schubes hinter dem Kolben eine Dampfspannung entsteht gleich dem Druck von 1. Ist die Spannung hinter dem Kolben größer als 1, so wäre es ja noch möglich, die Expansion zu steigern, ist sie dagegen kleiner als 1 (natürlich am Ende d. Schubes rechnend) so wird durch einen kleinen Theil des Schubes (des Hubes) nicht mehr vorwärts getrieben werden, sondern es wird durch die größere Spannung auf seiner Rückseite rückwärts getrieben.

Wäre z.B. r = 1½, so wird die Expansion die beste sein, bei der gerade noch eine Spannung von 1½ Atmosph. vorhanden ist.

Nun ist es jedenfalls gut, wenn wir stark expandiren können, um möglichst vortheilhaft fahren zu können müssen absolut hohe Dampfspannungen vorhanden sein.

4ter Beispiel Dimensionirung einer nach zu erbauenden Expansionsmaschine. Nehmen wir an: N, p, v, $\frac{l_1}{l}$, t & suchen: k, O, S, R so erhalten wir:

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{Log. nat.} \frac{l + ml}{l_1 + ml}$$

$$O = \frac{75 N}{v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + t\right)\right]}$$

$$S = O v \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right) \quad \text{und endlich:}$$

$$R = O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + t\right)\right]$$

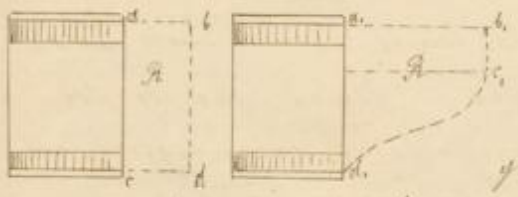
Maschinen mit Expansion & mit Condensation.

Wollen wir nicht nur expandiren sondern auch condensiren, so können wir gerade dieselben Gleichungen wie vorhin gelten lassen, nur ist jetzt für t ein kleinerer Werth zu setzen (S. 223 d. Bch.)

Vergleichen wir die condensirenden mit den nicht condensirenden Expansionsmaschinen & fragen, unter welchen Umständen beide das Gleiche leisten. Es wird dies der Fall sein, wenn sie einen bei Expansionsgrad haben & das Verhältniß $\frac{t}{p}$ das Gleiche ist. Daraus geht hervor, daß bei solchen condensirenden Maschinen es möglich ist, bei schwachen Dampfspannungen die gleiche Leistung hervorzubringen als bei den nicht condensirenden Maschinen mit sehr hoher Dampfspannung.

Nehmen wir z. B. eine Maschine mit Expansion ohne Condensation $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{6}$; $v = 1{,}5 \cdot 10330$ so wird p ungefähr $= 9$ Atmosphären, während bei einer Maschine mit Expansion & Condensation wobei ebenfalls $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{6}$ ist, $v = 0{,}5 \cdot 10330$ wird & folglich p bei gleicher Leistung mit der vorigen, nur 3 Atmosphären zu sein braucht. Man sieht daraus, daß der eigentliche Vortheil der Expansion & Condensation hauptsächlich darin besteht, sehr günstige Resultate zu erzielen bei Anwendung von mäßiger Spannung & da auch hier die Condensation hauptsächlich angewendet wird, so nennt man diese Maschinen auch Niederdruckmaschinen.

Wendet man bei solchen Maschinen hohe Dampfspannung an, so kann man mit der Expansion sehr weit gehen.
Es ist leicht einzusehen, daß die Expansionsmaschinen nothwendig viel größere Cylinder haben müssen als die nicht expandirenden, denn bei letzteren preßt finden dem Kolben während der ganzen Dauer des Schubes immer die hohe Dampfspannung, während sie bei den Expansionsmaschinen immer geringer wird.



Soll daher bei gleichen Cylindern die Leistung bei einem Schub der expandirenden Maschinen so groß sein als die der nicht expandirenden, also die Flächen der Figuren abcd & a₁b₁c₁d₁ gleich groß ausfallen, so muß im Anfang der Druck auf den Kolben der expandirenden Maschine ein außerordentlich großer sein, & die Maschinentheile müssen so construirt werden, daß sie diesen starken Druck aushalten können, der aber immer nur am Anfang des Schubes vorhanden ist. Die Expansionsmaschinen werden daher nicht nur unvollkommen, sondern sie müssen auch sehr stark gebaut werden, sind aber auch hinsichtlich ihrer Leistung sehr gut.
In dieser Betrachtung kommt das l - Länge des Schubes gar nicht vor, sondern nur das Verhältniß $\frac{l}{L}$ & es wäre demnach dasselbe ganz gleichgültig. Diese Theorie ist aber nur annähernd richtig, & man kann durch Ueberlegung leicht finden, daß das l doch nicht so absolut gleichgültig sein kann, denn wegen des Schubkurz, so gehen Schieber & Kolben oft hin & her & das wiederholen sich die bei jeder Aenderung der Bewegungsrichtung unvermeidlich eintretenden Störungen sehr oft; es wäre daher in dieser Hinsicht ein unendlich langer Kolbenschub, theoretisch gesprochen, am besten.
Die Theorie der <u>Woolf'schen Maschinen</u> ist eine ganz ähnliche wie die der eben abgehandelten Expansionsmaschinen; der Unterschied besteht darin, daß die Expansion in einem zweiten Cylinder vorgenommen wird. Die freugthöflichen Daten sind S. 226 d. Schull. angegeben.

Schwungräder.

Es ist nicht schwer einzusehen, daß das Expandiren einerseits auch die Größe des Schwungrades heben muß, & daß derartige Maschinen größere Schwungräder haben müssen als die gewöhnlichen Maschinen ohne Expansion. Denn nehmen wir an der Druck sei am Ende des Schiebers ausgehöhlt gleich 8, also sehr schwach, so müßte er am Anfang sehr stark gewesen sein, das Schwungrad würde also zuerst sehr stark angetrieben & am Ende läuft es nur noch vermöge seiner Trägheit fort & wird daher in dieser Periode die Fabrik nur durch die im Schwungrad aufgehäufte lebendige Kraft getrieben, wozu es begreiflich eines bedeutenden Rades bedarf.

Daraus folgt nun, daß man mit der Expansion nicht zu weit gehen darf, damit die Schwungräder nicht so groß ausfallen.

In dieser Hinsicht sind die Woolf'schen Maschinen, die beinahe alle mit Condensation Expansion verbinden, bedeutend vortheilhafter, denn wie schon Zeuner bemerkt, wirkt am Anfang des Schiebers der Dampf nur im großen Cylinder & gegen das Ende nur im kleinen, wodurch der Druck auf den Kolben allerdings auch nicht constant ist, es ist aber kein Moment da, wo das Schwungrad ohne Antrieb ist & nur vermöge seiner Trägheit weiter geht, daher brauchen diese Maschinen keine so großen Schwungräder. Es werden bei diesen Maschinen auch die heftigen Stoßschnittdimensionen nicht so stark wie bei den übrigen Expansionsmaschinen, weil der Druck auf den Kolben nicht so stark variabel ist.

Ferner ist, wenn auch von geringerem Einfluß, das Verhältniß der Schubstangenlänge zu der Kurbel zu berücksichtigen & abgesehen in manchen Fällen die Gewichte einzelner Maschinentheile, wie z. B. bei Balanciermaschinen das Gewicht des Balanciers & der Schubstange welches bei jedem Niedergange des Kolbens zu heben ist, & Unregelmäßigkeiten in der Bewegung bietet, weshalb auch in solchen Fällen die Schwungräder größer zu nehmen sind.

das Nähere über die Bestimmung des Querschnitt der Speisungsröhre ist S. 227 u. 228 d. Beschr. u. S. 284 u. 285 d. Prinzipien angegeben.

Von S. 229 – S. 247 der Beschreibung sind theils Tabellen theils Verhältnißzahlen zur praktischen Bestimmung der Dimensionen für noch zu erbauende Dampfmaschinen angegeben. Die Tabellen enthalten lauter Daten welche mit der vorgetragenen Theorie gerechnet wurden.

Wir unterscheiden in der Praxis den Nominal- u. den realen Effekt; ersterer ist in der Regel ½ – ⅓ des letzteren. Diese Verwirrung in den Angaben der Effektleistung der Dampfmaschinen rührt von ihrer Abschätzung her. Die ersten Maschinen welche Watt baute waren nämlich bestimmt Pferde zu ersetzen, u. man nannte eine Maschine welche im Stande war die Leistung eines Pferdes zu ersetzen, eine einpferdige Maschine. Watt gab seinen Maschinen allein einerlei Geschwindigkeit, u. machte daher die Kolbenfläche einer 2pferdigen Maschine noch einmal so groß als die einer einpferdigen, kam aber bald selbst, daß er die Leistungen seiner Maschinen zu sehr unterschätzt hatte u. daß sie ½ – ⅓ mehr leisteten. Die realen Leistungen der Maschinen können nicht wohl genutzt werden, da man bei Pferden nicht mehr den Prony'schen Zaum anwenden kann.

Um aus neuen Beziehungen entstehende Irrthümer und Illusionen zu umgehen sind in den Tabellen welche in d. Beschr. die Durchgrößen für die Anordnung neu zu erbauender Dampfmaschinen enthalten diejenigen Dampfspannungen u. Geschwindigkeiten angegeben, bei denen der Nominaleffekt gleich dem realen wird. Nimmt man die Dampfspannung größer an, so nimmt die Leistung zu.

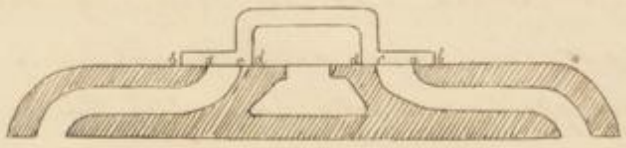
Die angegebenen Verhältnißzahlen beruhen auf dem Prinzip, daß alle Maschinen welche denselben Typus angehören, geometrisch ähnlich construirt seien dürfen, wenn man einerlei Geschwindigkeit u. einerlei Dampfspannung annimmt.

Theorie der Steuerung.

Die Steuerungen welche man gegenwärtig noch anwendet, zerfallen in 2 Klassen: in die Schieber- und in die Ventilsteuerung.
Die letztere kommt aber bei Fabrikmaschinen, die wir jetzt vorzugsweise betrachten, nicht vor, sondern hauptsächlich nur bei den Gebläsemaschinen u. wird dieselbe dort ausführlicher behandelt werden.

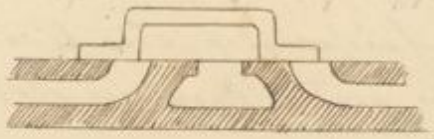
Die Schiebersteuerung.

Es gibt 2 Arten von Schiebersteuerungen, nämlich die für expandirende u. die für nicht expandirende Maschinen u. wenden wir zuerst die letzteren betrachten.

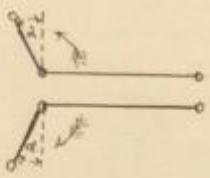


Der Schieber muß eine solche Größe haben, daß bei der neben vorzeichneten mittleren Stellung durch die Coupen die Einströmungsöffnungen überdeckt sind, u. zwar nennt man die Verlängerung ab die äußere, cd die innere Ueberdeckung.
Die Größe der Ueberdeckung hat Einfluß auf die Wirkungsweise des Schiebers; ferner kommt in Betracht die Größe d. Bewegung des Schiebers u. zwar wird es davon abhängen ob die Coupen in ihrer äußersten Stellung die Oeffnung völlig freimachen oder nicht. Wenn nun der Schieber in der Regel durch einen Kurbel bewegt wird, so hängt deren Länge also von dem Weg ab den der Schieber zu machen hat. Soll in unserem Fall die Oeffnung völlig freigelegt werden, so muß der Halbmesser des Steuerungskurbel gleich (ba + ca) sein.
Es kommt ferner in Betracht der Voreilungswinkel, welcher bestimmt wird durch die relative Stellung des Maschinen- od. Excentrikurbel gegen die Steuerungskurbel.
Die Steuerung soll immer geschehen, wenn der Kolben am Ende des

Schieber angekommen ist, so daß dann der Schieber noch zurückgeht, wenn also die Geschwindigkeit des Kolbens gleich Null ist, soll der Schieber die größte Bewegung machen, soll also dem Kolben vorangehen. Wenn wir nehmen angedeutet die Zapfenkurbel oder Maschinenkurbel mit der Steuerungskurbel unter einem rechten Winkel, so eilt der Schieber nicht voraus, steht also in dem Moment wo der Schieb beginnt noch so, daß kein Dampf eintreten, der vor dem Kolben aber auch nicht entweichen kann, & dies ist nicht vorteilhaft. Um nun zu bezwecken, daß am Anfang des Schiebes gleich Dampf in den Cylinder treten & der vor dem Kolben entweichen kann, müssen wir machen, daß dann der Schieber nicht in seiner mittleren Stellung (wie die Zeichnung mit der vorspringenden Seite zeigt) steht, sondern schon um etwas vorangegangen ist.



Die Kurbeln stehen dann nicht mehr unter rechten Winkel, sondern in nebigen Stellung, & nennt man den Winkel α den Voreilungswinkel.

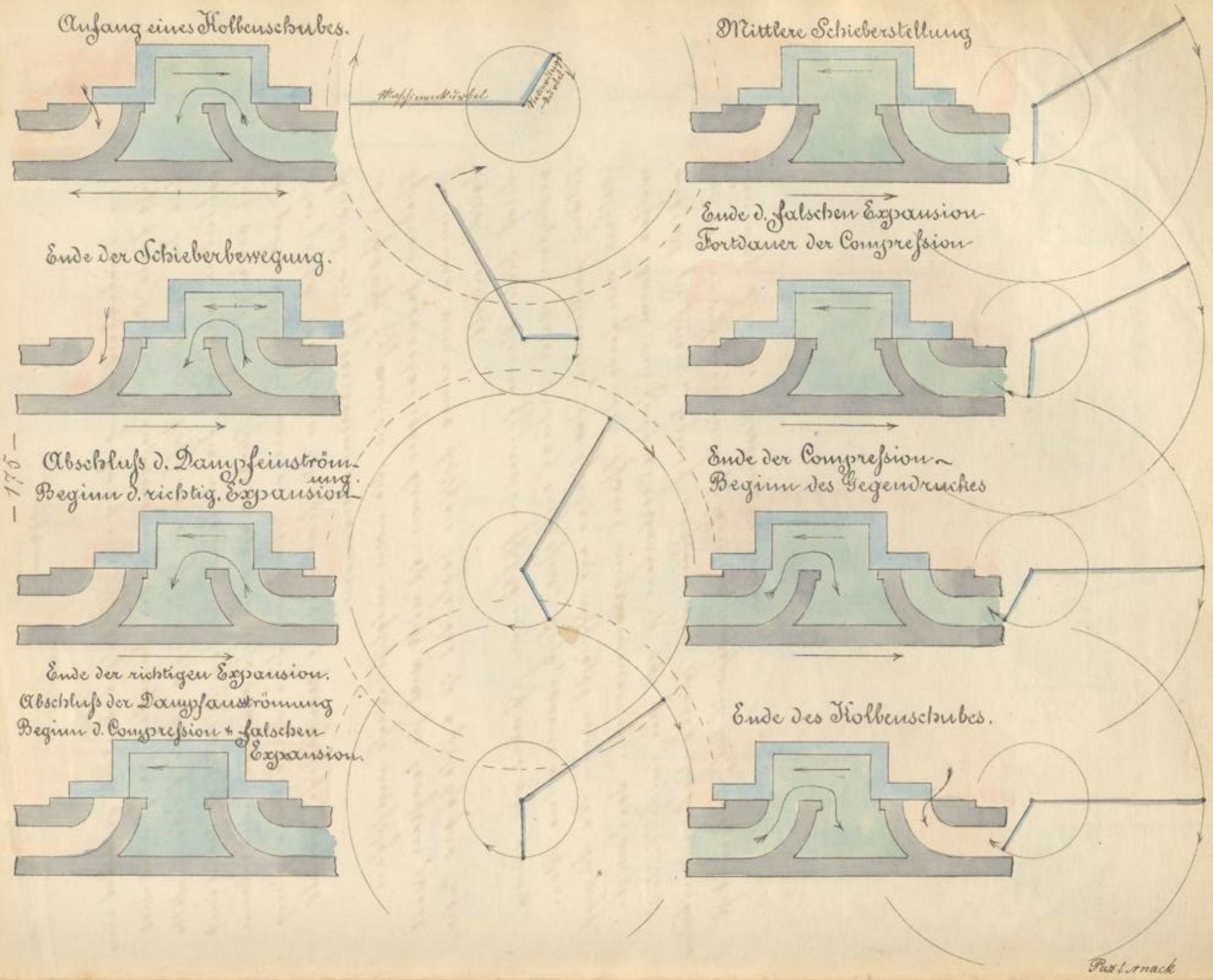


Da nun die Stellung der Steuerungskurbel nicht für jede Drehungsrichtung am Ende des Schiebes die gleiche ist, so erhellt, daß man mit einer gewöhnlichen Steuerung die Maschine nicht nach Belieben vor- od. rückwärts kann gehen lassen, sondern daß es dazu einer besonderen Einrichtung bedarf, mittels deren man die Steuerungskurbel in die entsprechende Stellung bringen kann.

Die Wirkung eines Schiebers wird also abhängen von der Größe der inneren & äußeren Ueberdeckung, der Schieblänge, & dem Voreilungswinkel α. Diese & Größen sind nicht von einander abhängig, & je nachdem man sie verschieden nimmt, kann man verschiedene Wirkungen hervorbringen.

Die äußere Ueberdeckung erspart im Allgemeinen das

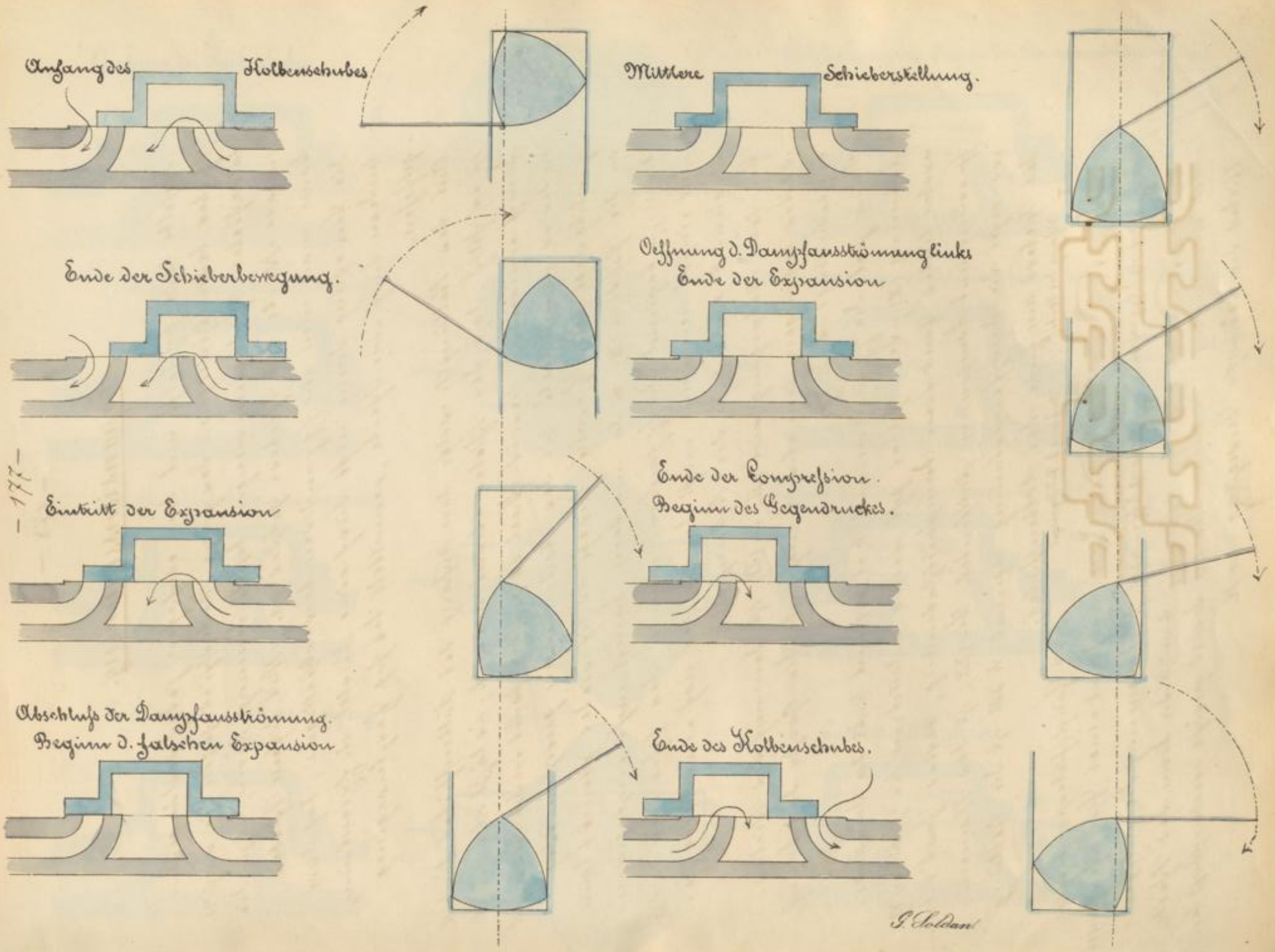
einströmen, und die innere das Ausströmen des Dampfes und dies ist ein Vortheil; sie bewirkt aber auch eine Compression, und dies ist nachtheilig. Es muß also eine gewisse äußere & innere Ueberdeckung geben bei der die Wirkung am günstigsten ausfällt.
Diese absolut beste Wirkung kann aber weder durch Rechnung noch durch die Theorie ganz genau gefunden werden, es liegt aber auch nicht viel daran, da es sich nur um einen äußerst geringen Vortheil handelt und dann kann man auch nicht recht grob fehlen.
Die verschiedenen Positionen in welche der Schieber während eines Schubes kommt, sind auf der folgenden Seite graphisch dargestellt. Es ist dies die einfachste Art der Schieberstellung und ist dabei die Kurbel auf Normalstellung gestellt. Vergrößert man den Normalwinkel & verkleinert die Schieberlänge, so erhält man die richtige Compression, sie wird dann früher eine, aber leider auch die falsche, so daß daraus doch kein großer Gewinn oder Nutzen resultirt.



Die Schieberbewegung durch ein schwerfälliges Dreieck gestattet eine sehr freie Aus- u. Einströmung des Dampfes; sie ist aber nur für die Woolf'sche Maschine in Gebrauch u. ist auch für dieselbe erfunden worden. Die Differenz in der Wirkung dieses und des vorhergehenden Schiebers ist eine sehr geringe, man kann bei jeder beliebigen anderen Maschine diese Dreiecksbewegung u. bei jeder Woolf'schen Maschine auch die gewöhnliche mittelst Kurbel u. Excentrum anwenden.

Die schwache Expansion die man möglicherweise mit solchen Schiebern hervorbringen kann ist nicht viel zu brauchen, weil sie immer von einer solchen begleitet ist u. zuletzt gar Gegendruck eintritt.

Durch diese kleine Expansion schützt man sich aber vor Dampfverlusten welche dadurch entstehen, daß, wenn keine Abreitung stattfindet, der Schieber erst abschließt wenn der Dampfkolben am Ende des Schiebers angekommen ist. Der Dampf welcher dann am Ende eingesperrt ist, geht, um im Cylinder gewirkt zu haben, sogleich nachdem der Schieber die Communication mit der Dampfausströmungsöffnung hergestellt hat, fort, und ist demnach für die Wirkung verloren.



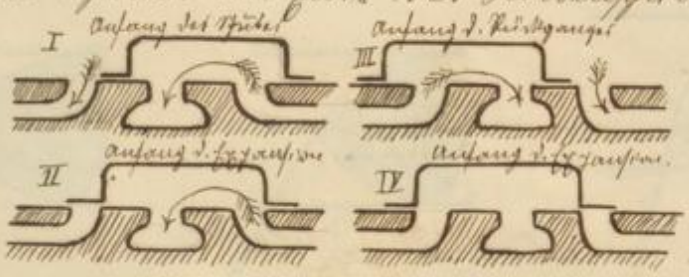
Expansionssteuerung.

Dieselbe läßt sich leicht mit dem einfachen, jedoch verlängerten Schieber bewerkstelligen. Der ganze Unterschied gegen die vorher betrachteten Schiebersteuerungen besteht demnach darin, daß die innere Platte des Schiebers größer ist. Mit diesem Schieber kann man nun eine Expansion bewerkstelligen, doch darf die Bewegung dann nicht durch eine Kurbel od. Excentrum, sondern durch eine Scheibe, vermittels der sog. Hangbewegung geschehen.

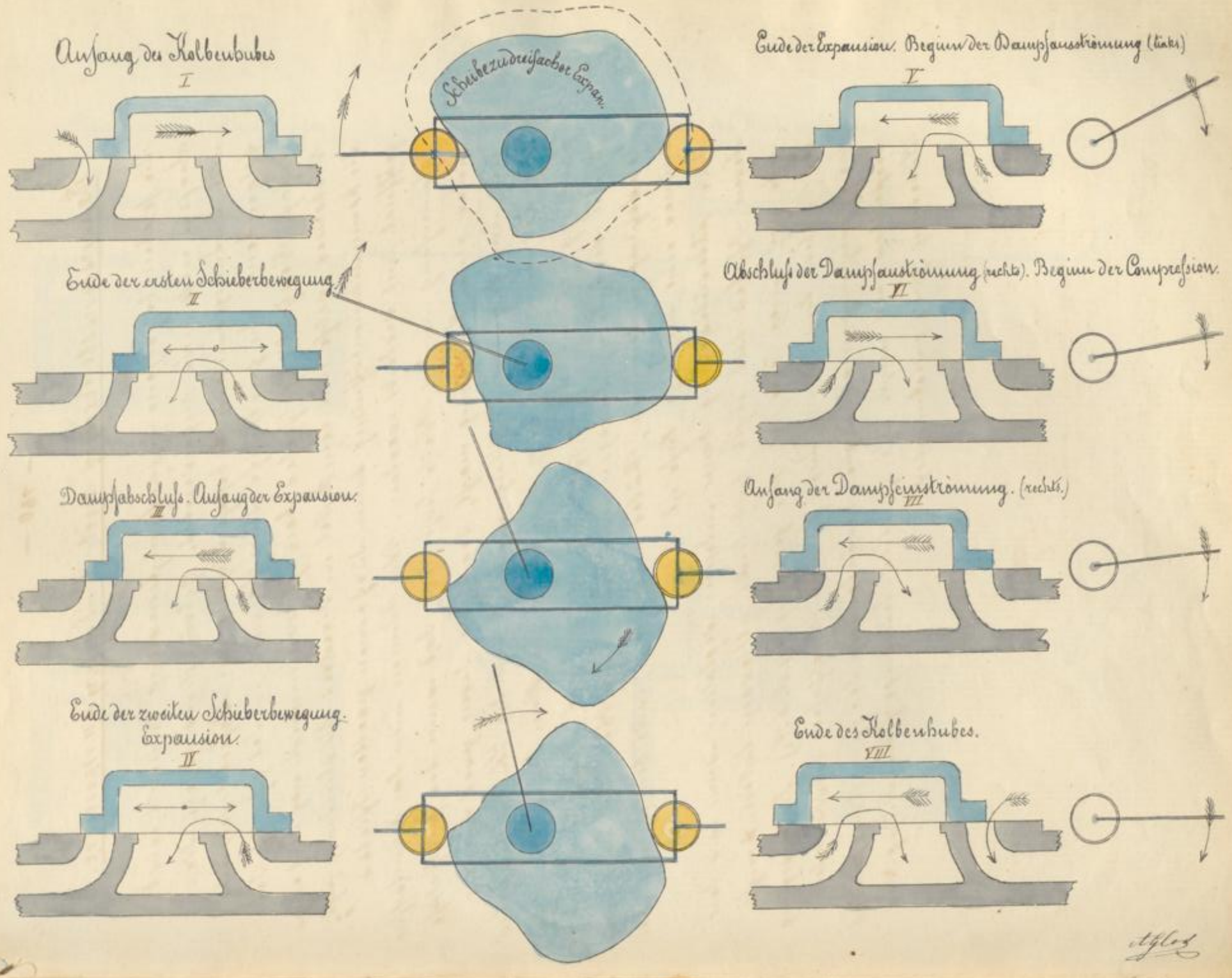
Bei der Stellung (I) welche den Anfang des Kolbenschiebers darstellt ist ersichtlich, daß der Schieber oberes verwellt; er läßt also etwas Dampf eintreten, hierauf öffnet er ganz & kommt in die Stellung II in der er stehen bleibt bis der Kolben einen gewissen Weg zurückgelegt hat. Hierauf bewegt er sich wieder zurück & kommt in die Position (III) & da nun kein Dampf mehr eingeströmen kann, so beginnt die Expansion. Damit aber sicher kein Dampf mehr einströmen kann macht der Schieber noch eine kleine Bewegung & kommt in die Stellung (IV)

Bei dem Uebergang aus (II) in (IV) ist demnach der Schieber weiter gegangen um etwas mehr als die Größe der Dampfeinströmungsöffnung.

Nun hat die Expansion auf, & es beginnt links die Dampfausströmung (V); der Schieber geht weiter & kommt in die Position VI wobei linker Hand freie Dampfausströmung, rechter Hand Absperrung und Kompression stattfindet. Bei (VII) ist der Moment wo rechts die Dampfeinströmung beginnt & VIII ist die Stellung des Schiebers am Ende des Kolbenschiebers.



Die & Hauptschieberstellungen während eines Hin & Hergangs sind demnach die nötigen & muß die Form der Scheibe derart gewählt werden daß der Schieber die nötige Bewegung macht

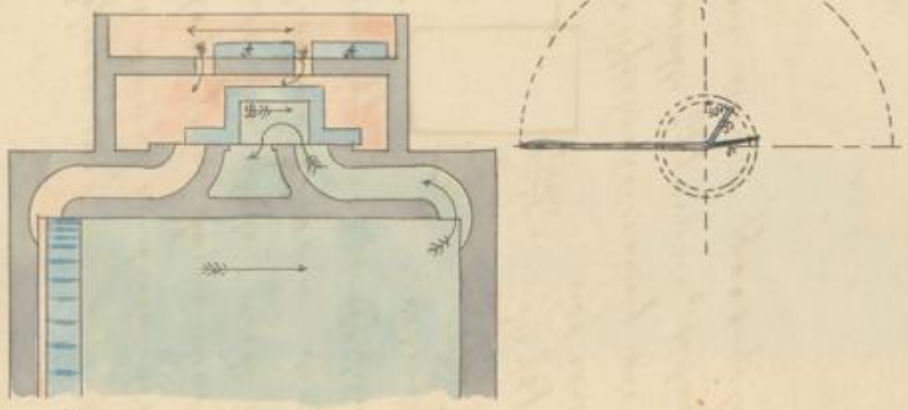


Expansionssteuerung mit 2 Dampfkammern.

Die so eben besprochene Expansionssteuerung ist irrell, wird aber jetzt nicht mehr angewendet. Gebräuchlicher ist jetzt die mit 2 Dampfkammern & besteht dieselbe im Wesentlichen aus folgendem: die gewöhnliche Dampfkammer in der sich der einfache Vertheilungsschieber bewegt communicirt noch mit einer Nebenkammer welche mit dem Kessel in direkter Verbindung steht, die Communikationsöffnung kann durch einen zweiten Schieber geöffnet und verdeckt werden. Wir können nun den geometrischen Zusammenhang in der Weise herstellen, daß wenn der gewöhnliche Schieber eine Bewegung macht, der obere daran zwei & zwar stets nach derselben Richtung macht, so daß die Länge des Schiebers nach der einen Seite ganz gleichgültig ist. Man kann damit sehr stark reguliren, & den Expansionsgrad durch Verstellung des Kurbel verändern, dagegen muß man, um Oben auf die doppelte Uebersetzung zu kommen, Räder anwenden, was bei Reparaturen immer eine mißliche Sache ist

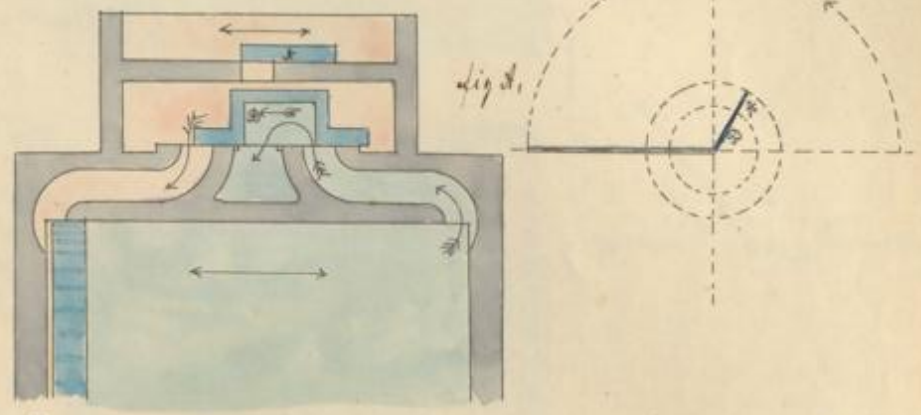
Diese Räderübersetzung kann indessen wegfallen, wenn wir den oberen Schieber bald rechts, bald links abschneiden lassen & nicht nach einer Seite hin. (Siehe Zeichnung Fig 6, & 6a) die Bewegung der Schieber kann dann durch Excentrik geschehen, wobei jedoch das Excentrikcentrum zur Veränderung des Expansionsgrades verstellbar sein muß. Es ist eine derartige Einrichtung der Steuerung ganz gewöhnlich üblich.

Beginn des Kolbenschubes.



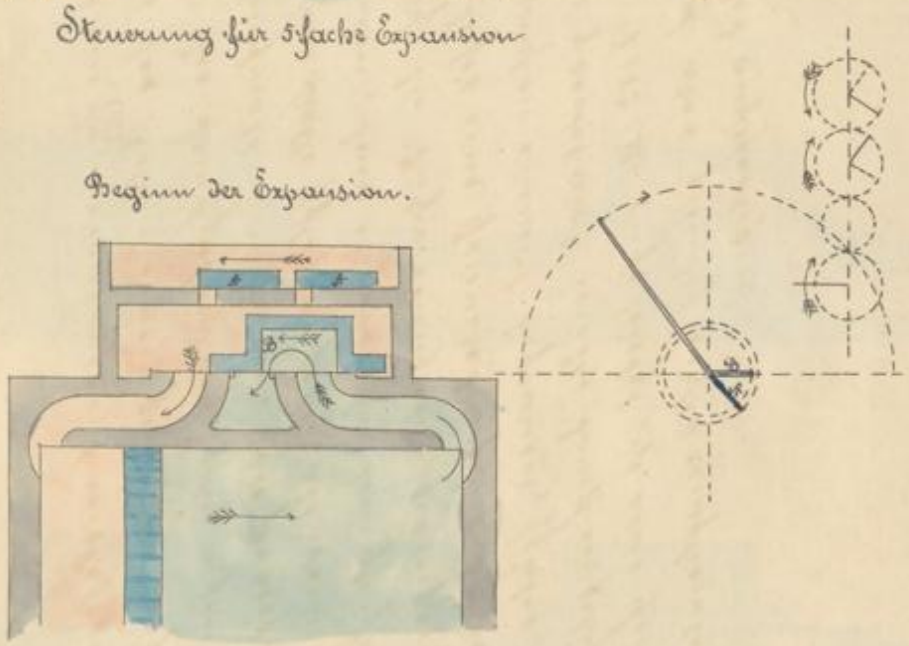
Steuerung für 5fache Expansion

Beginn des Kolbenschubes.

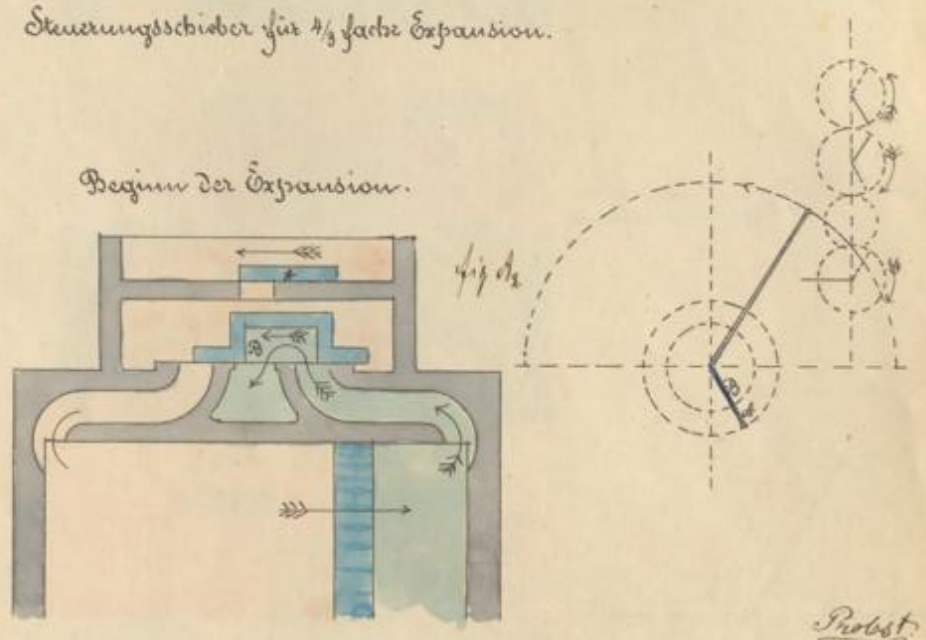


Steuerungsschieber für 4/3 fache Expansion.

Beginn der Expansion.



Beginn der Expansion.

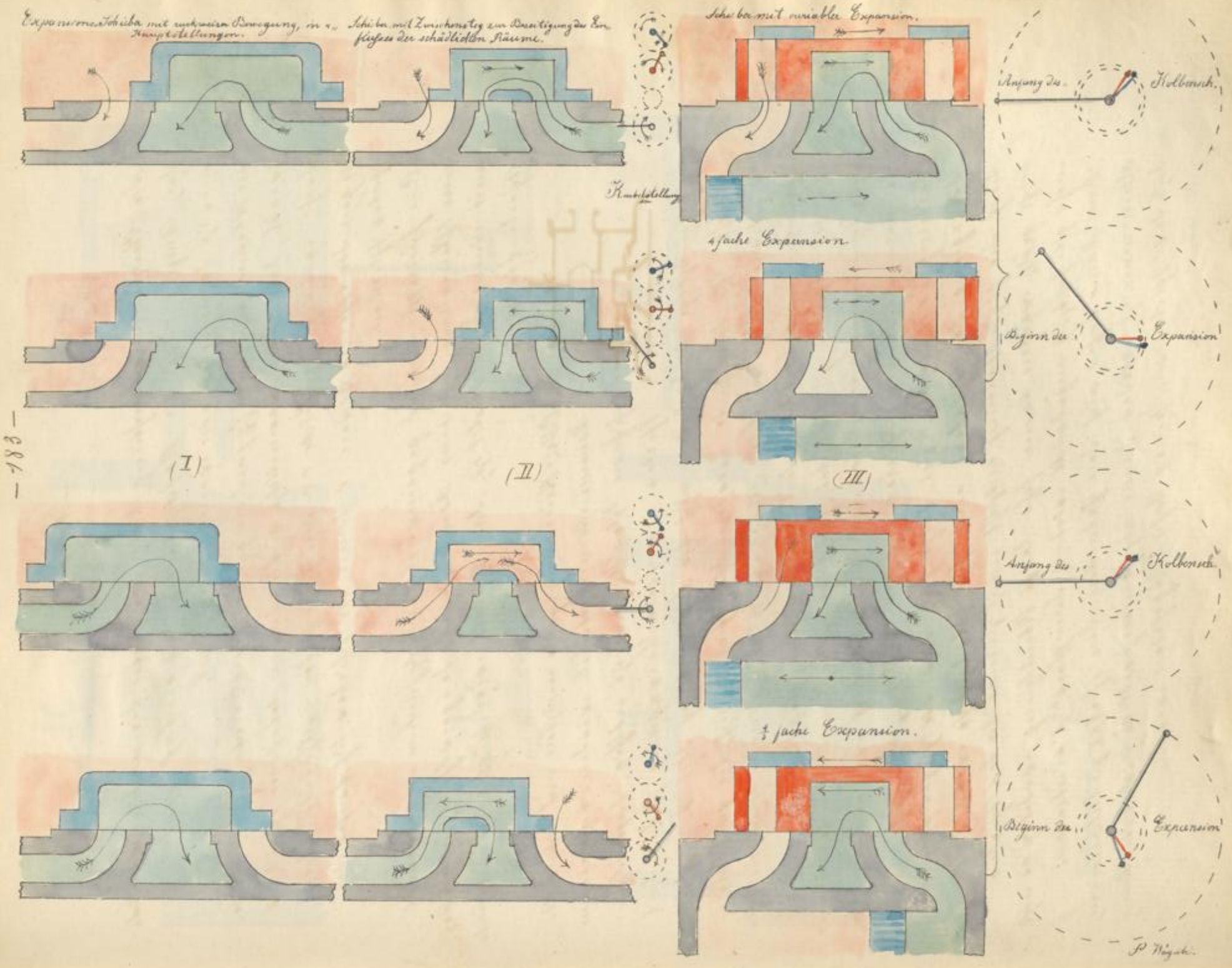


Probst.

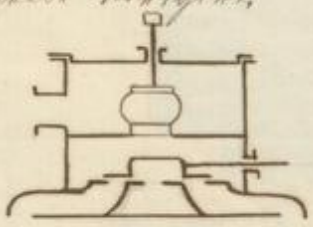
Nehmen wir an irgend eine Expansionsvorrichtung wirke so daß zuerst Dampf eintrete bis der Kolben einen gewissen Weg zurückgelegt habe, dann höre der Dampfzufluß auf, ganz gegen das Ende des Hubes trete nochmals Dampf ein. Die herausgebrachte Wirkung wird in diesem Falle schlechter sein als wenn gar keine Expansion stattgefunden, denn es wird bei dem gleichen Dampfverbrauch die Nutzwirkung eine geringere sein.

Es ist daher eine Grundbedingung, daß wenn die Expansion einmal begonnen, später nicht noch ein zweitesmal wieder Dampf eingelassen wird.

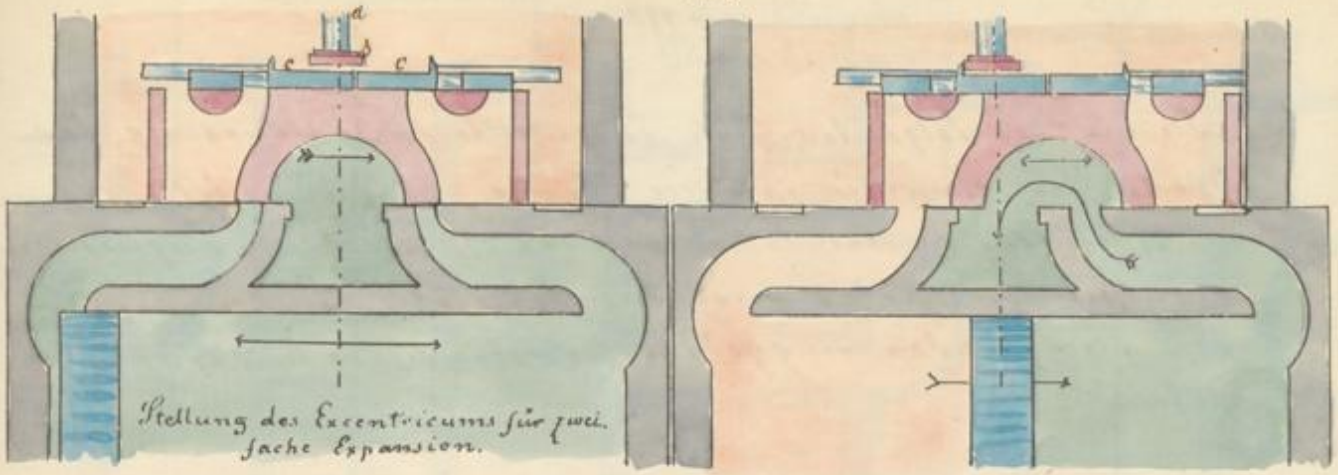
Die Schiebersteuerung wie S. 183 (III) angedeutet, ist eine für variable Expansion, bedarf aber ziemlich vieler complicirter Mechanismen und ist schwer solid auszuführen.



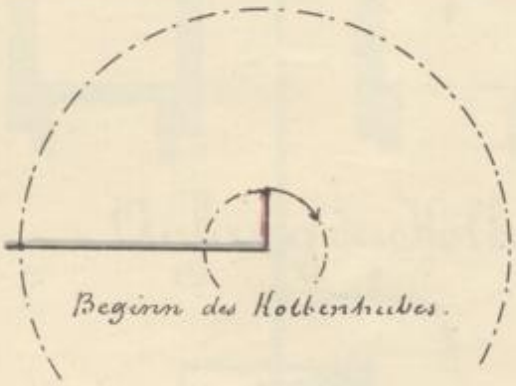
Die Steuerungsvorrichtung P. 185 hat gegen die vorher beschriebene den Vorzug, daß die Mechanismen sehr einfach werden, nur ist der Schieber eine wenig komplizirt.
Die Veränderung des Expansionsgrades wird einfach dadurch bewirkt, daß man vermittelst a die daran befestigte Scheibe dreht, wodurch die Welle CC mit ihren Enden früher od. später gegen die Scheibenflächen x somit die Schieber sich früher oder später schließen.
Am häufigsten wird gegenwärtig zur Expansion angewendet eine Steuerung, die eine Kombination des gewöhnlichen Schiebers mit einem Doppelventil ist, das Ventil wird durch eine excentrische Scheibe dirigirt.



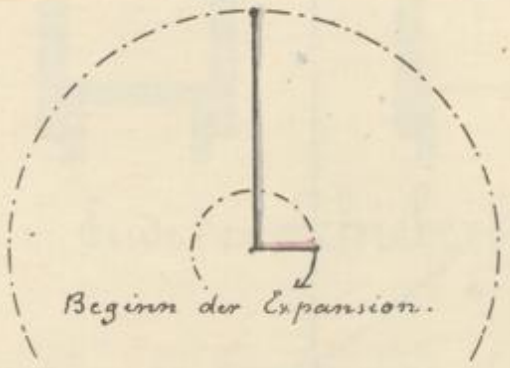
Alle Steuerungstheile müssen auf das Vollkommenste ausgeführt werden & zu einem sicheren Verschließen ist nöthig, daß der Schieber eine freie Bewegung hat & das gleichmäßige Aufdrücken auf die Fläche durch den Dampf selbst geschieht. Zu dem Ende werden die Schieber auf die gehobelte & polirte Fläche einfach aufgesetzt & mit einem umfassenden Rahmen umgeben der den Schieber festhält.
Da die Schieber zumal bei größeren Maschinen eine bedeutende Ausdehnung erhalten, so drückt der Dampf mit einer enormen Kraft den Schieber auf seine Bahn, was sehr viel Reibung verursacht & zur Folge hat, daß die Zugkraft zur Bewegung des Schiebers eine sehr bedeutende wird.
Durch die große Reibung entsteht nun, zumal da der Schieber nicht gut wieder kann sehr leicht Abnutzung, wodurch er nicht mehr gleichmäßig angedrückt wird & dampfdurchlässig wird.
Man kann daher auf den Gedanken, den Schieber zu balanciren, allein man ist wieder davon abgekommen, weil es vorkommen kann, daß der Schieber von seiner Bahn abgehoben wird.



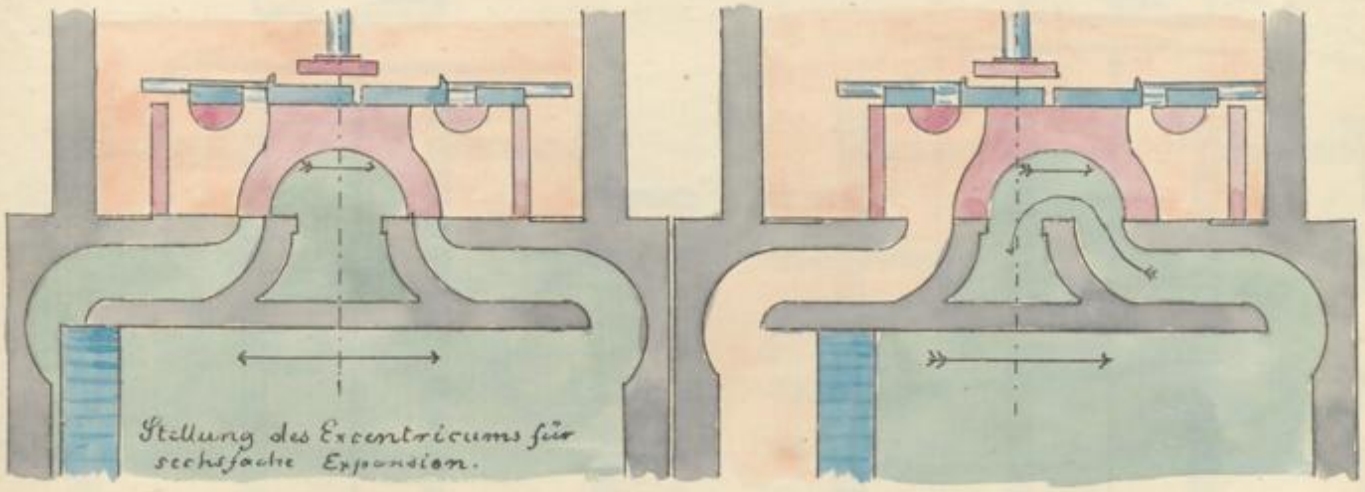
Stellung des Excentricums für zwei-fache Expansion.



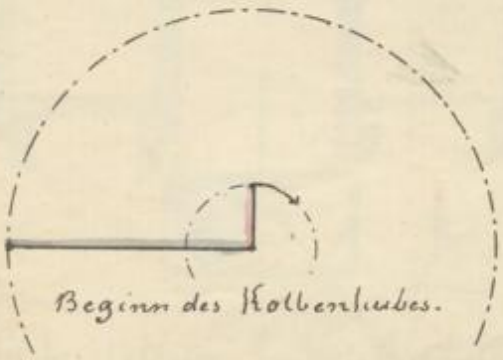
Beginn des Kolbenhubes.



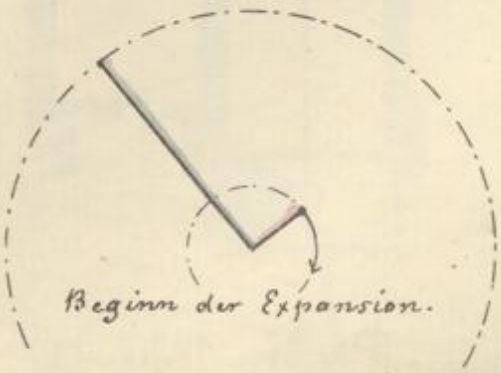
Beginn der Expansion.



Stellung des Excentricums für sechsfache Expansion.



Beginn des Kolbenhubes.



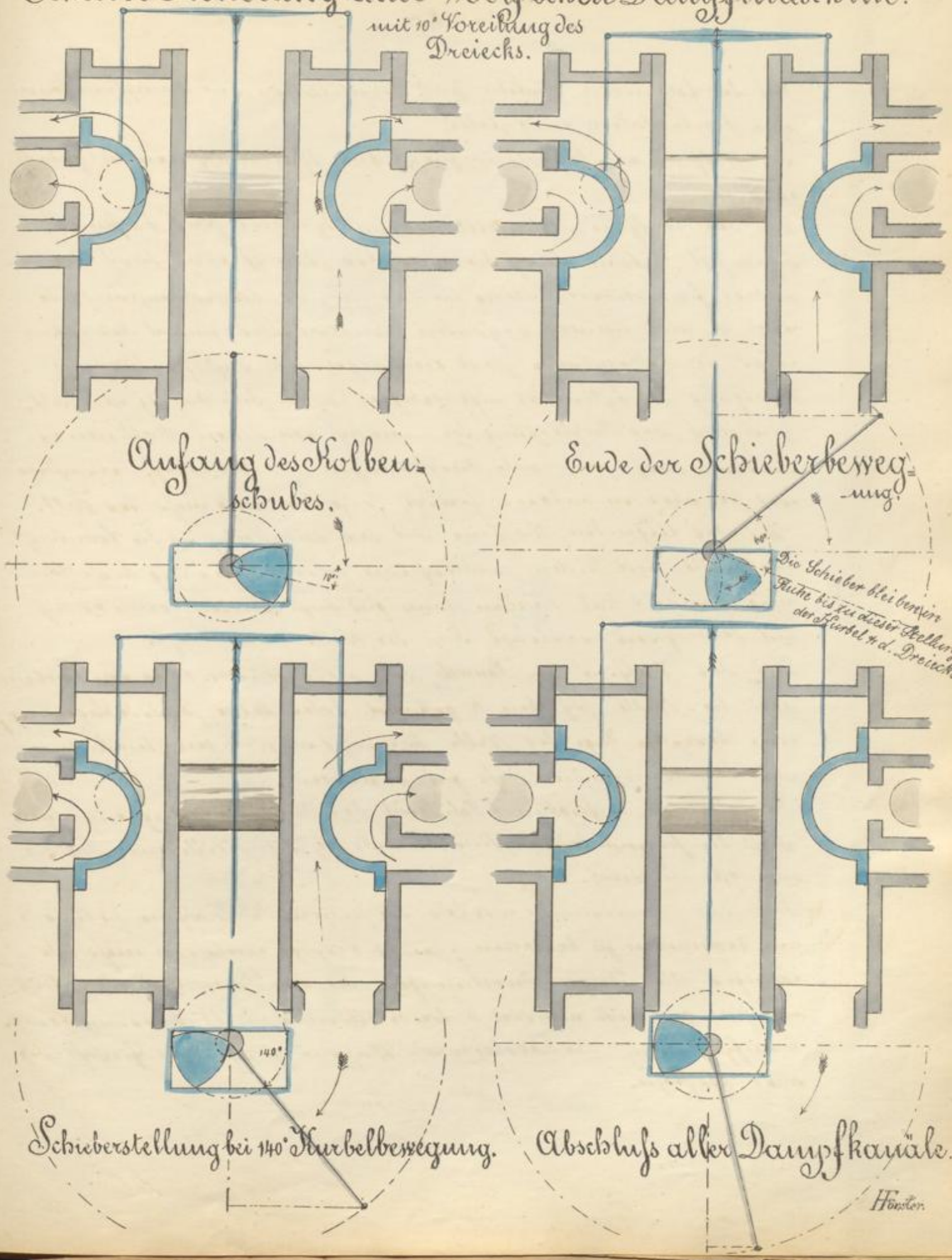
Beginn der Expansion.

Lud. Herm. Reinau.

Die auf der folgenden Seite dargestellte Schubanordnung der Woolf'schen Maschine ist eine ideale; der eine Cylinder ist rechts, der andere links von der Mittellinie angeordnet, & müssen die Schieber durch das Gestänge so bewegt werden, daß die Cylinder in gehöriger Verbindung mit einander stehen.

Schieber Steuerung einer Woolf'schen Dampfmaschine.

mit 10° Voreilung des Dreiecks.



Anfang des Kolbenschubes.

Ende der Schieberbewegung.

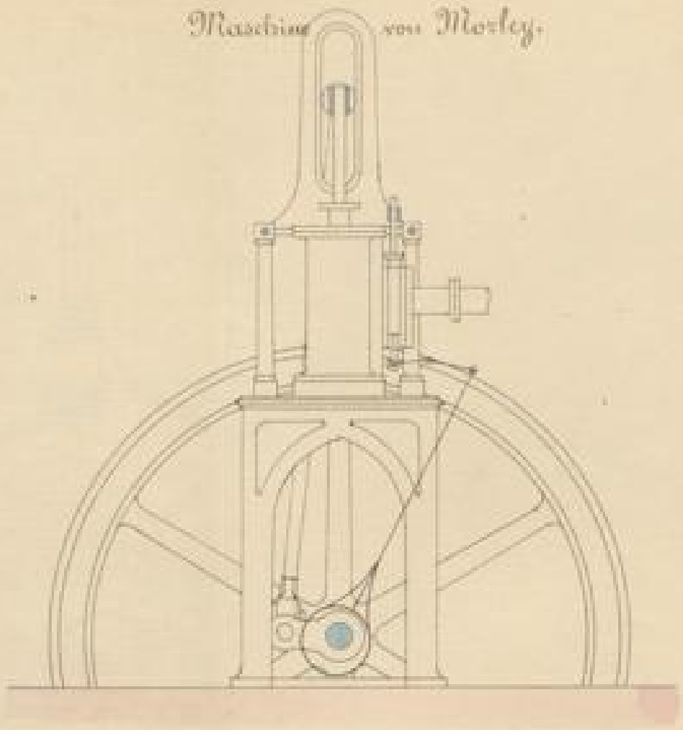
Schieberstellung bei 140° Kurbelbewegung.

Abschluss aller Dampfkanäle.

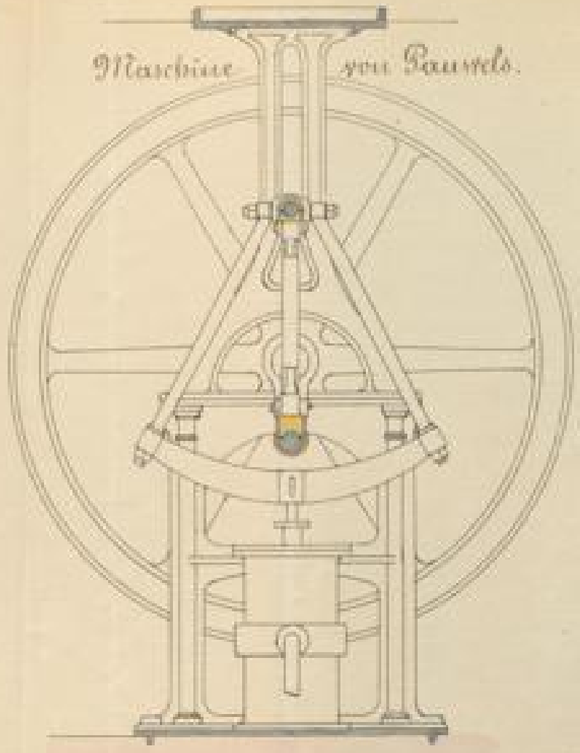
Hönsler.

Auf den folgenden 2 Tafeln sind Dispositionen von Dampfmaschinen ohne Condensation dargestellt.
Die Maschine von Pauwels ist zuerst für Schiffsmaschinen ausgedacht worden.
Bei der Maschine mit oszillirendem Cylinder sind Drehungsachsen fest, & trotzdem die eine der Dampf ein, durch die andere hinaus. Die Schleife in der sich für die Kolbenstange bewegt ist nicht immer vorhanden, sondern öfter, jüngst bei Schiffen wird die Kolbenstange stark genug gemacht daß sie durch die Bewegung des Cylinders nicht gebogen wird. Diese Anordg. ist überall. Hinsichtlich der Nutzleistung die man sich von diesen Maschinen erwarten darf, sind alle Anordnungen gleichwerthig, betrachten wir sie aber in anderer Hinsicht, so ist dies nicht mehr der Fall.
Bei der liegenden Maschine und der von Morley ist die Transmiss. vorhanden weit unten, wodurch eine solide Lagerung derselben möglich wird, & sind dieselben dann gut anzuwenden, wenn es sich mit dem Zweck verträgt daß die Welle unten liegt.
Bei der Maschine von Pauwels, der oszillirenden & der von Fairbairn liegt die Welle hoch oben & gestattet daher keine so solide Lagerung, eine derartige Lage der Welle kann sich aber in gewissen Fällen mit der Transmission sehr gut vertragen.
Bezüglich der Leichtigkeit & Reinlichkeit des Aufstellg. ist leicht einzusehen, daß die horizontale Maschine die beste ist, die oszillirende hat die wenigste Reinlichkeit.
Für das Montiren ist wieder die horizontale Maschine die beste & am bequemsten zu bedienen, beider Vorzüge entbehren mehr oder weniger alle übrigen Anordnungen. Die von Pauwels ist als Locomotivmaschine ganz nicht motivirt, & die oszillirende ist sehr schwer zugänglich & aufzustellen. Die Fairbairn'sche Maschine ist in dieser Hinsicht die allerschlechteste.

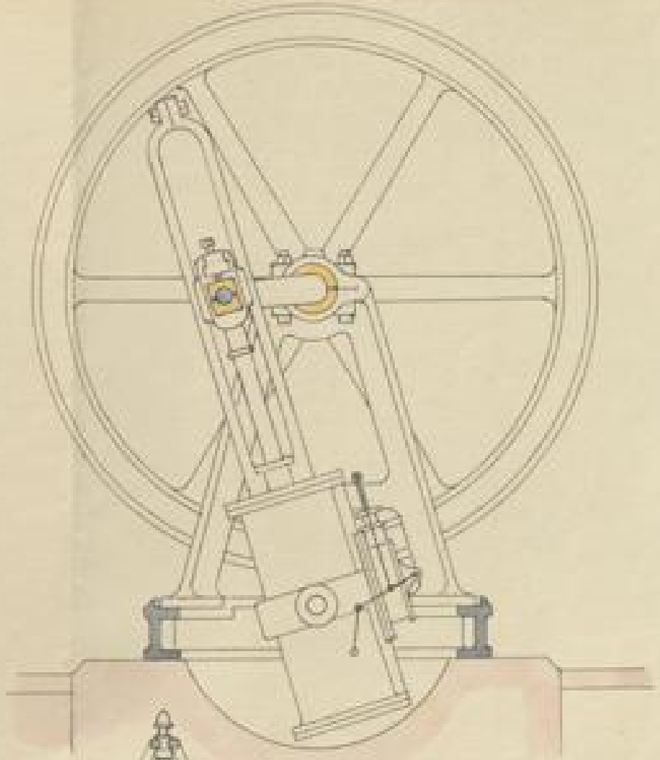
Maschine von Morley.



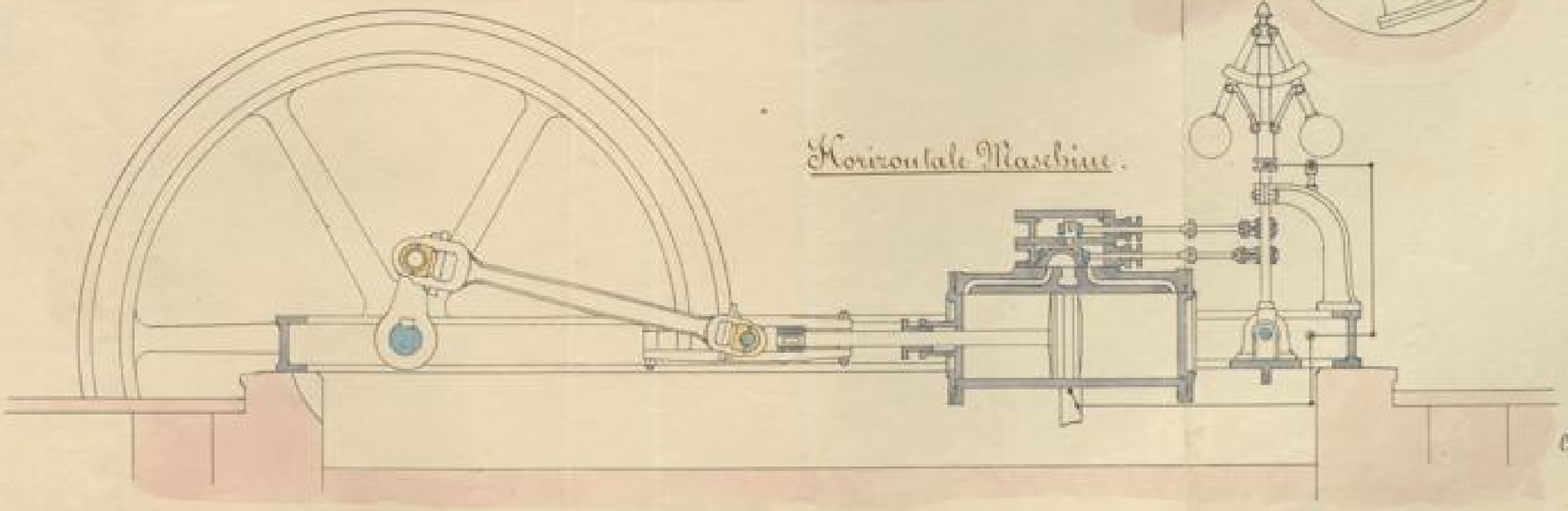
Maschine von Pauwels.



Oscillirende Maschine.

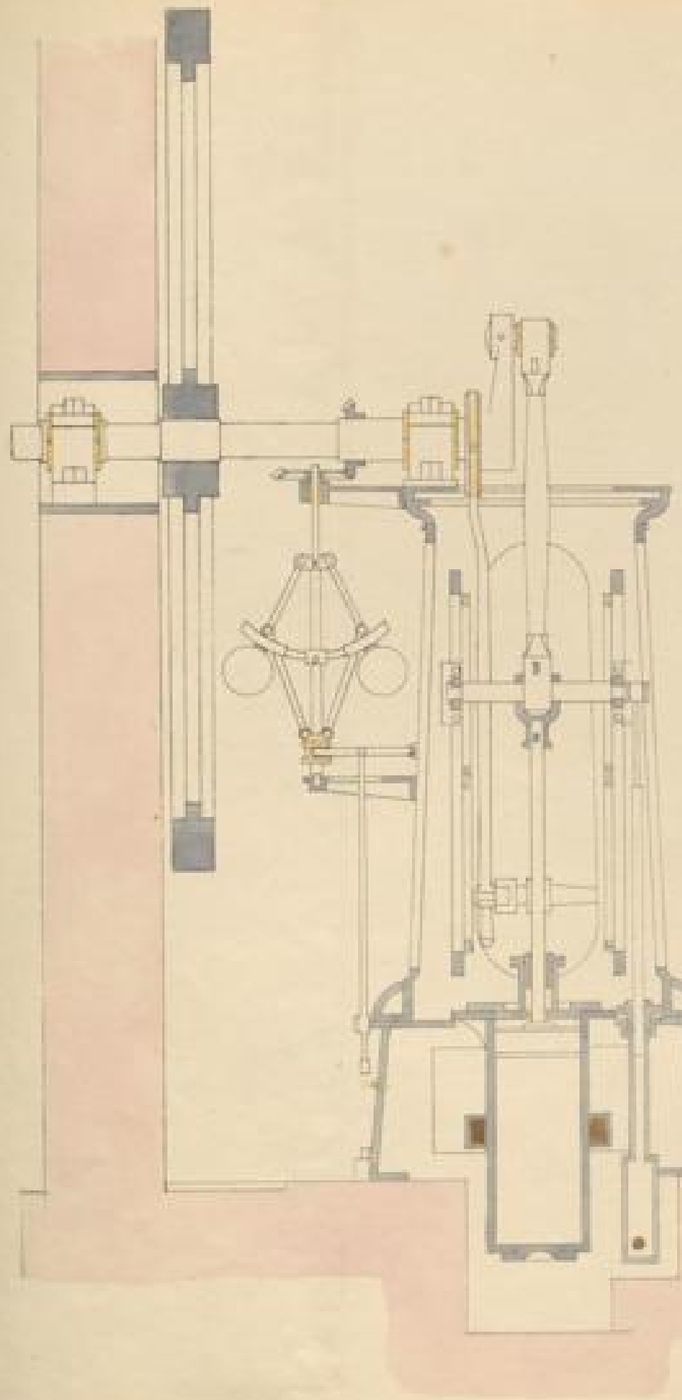


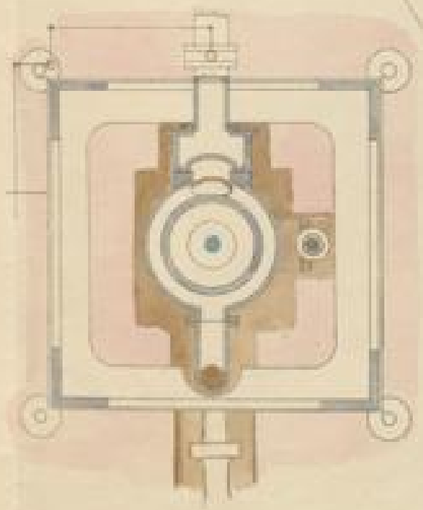
Horizontale Maschine.

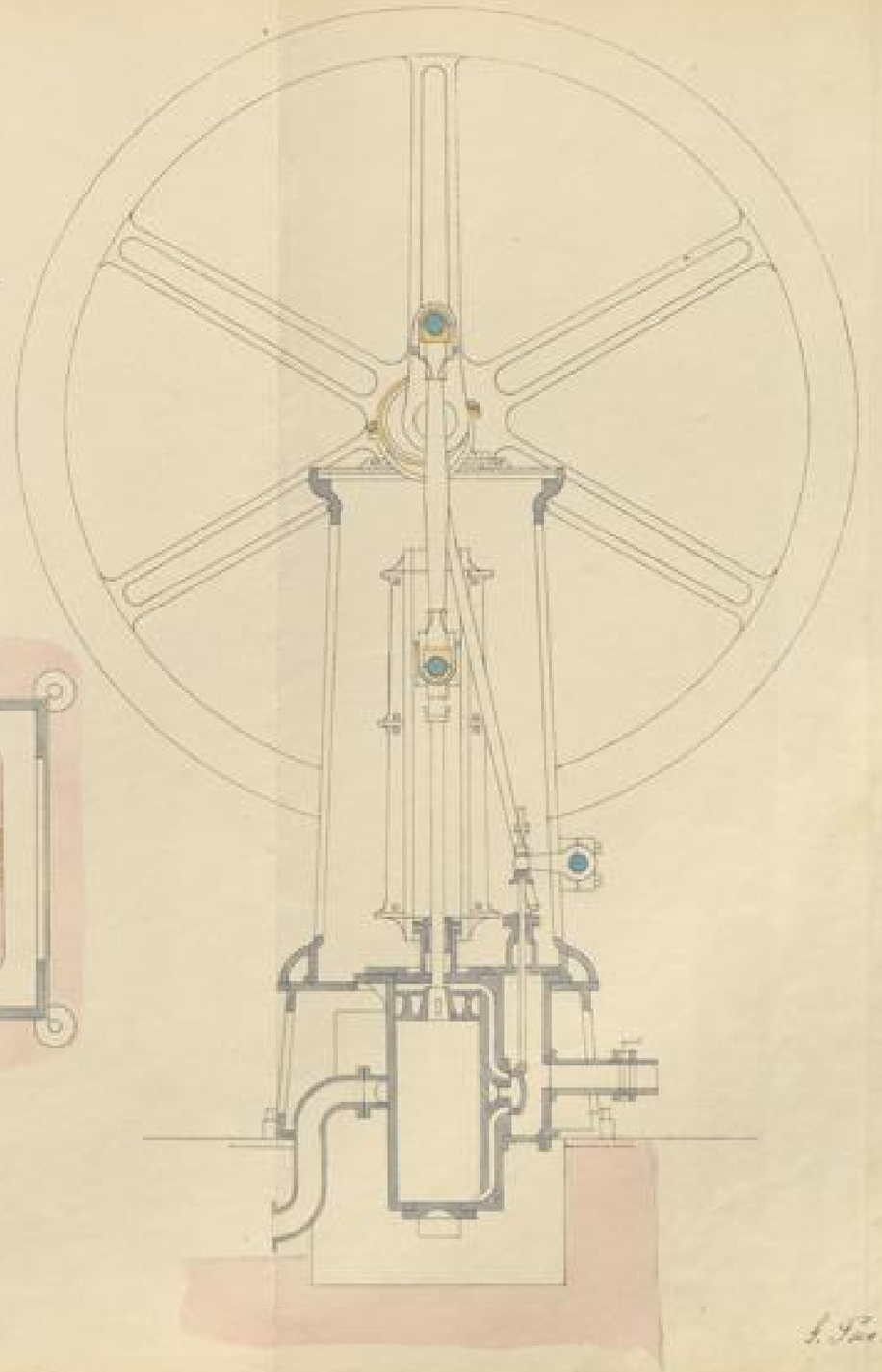


Otto Tuchen.

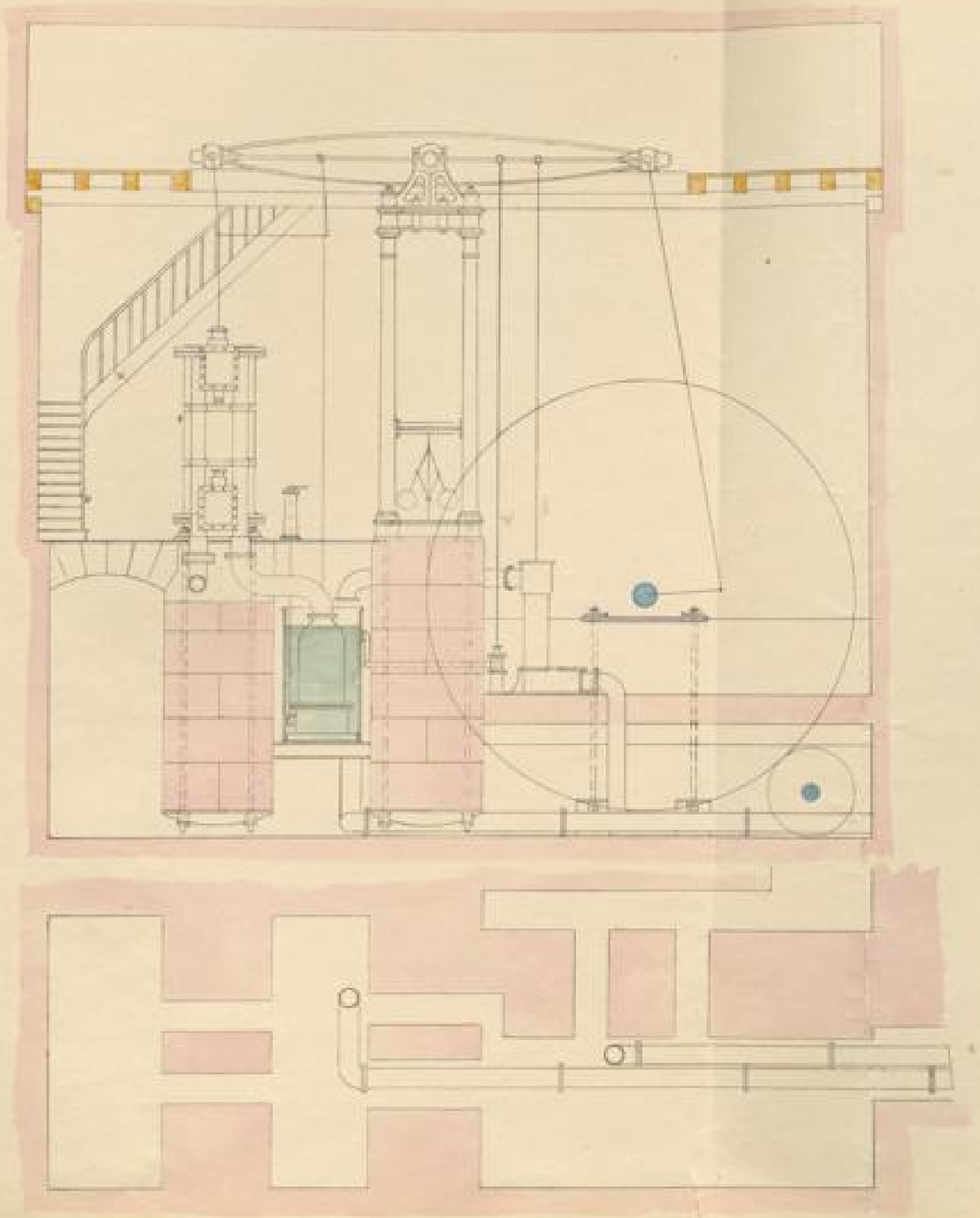
Dampfmaschine nach Fairbairn

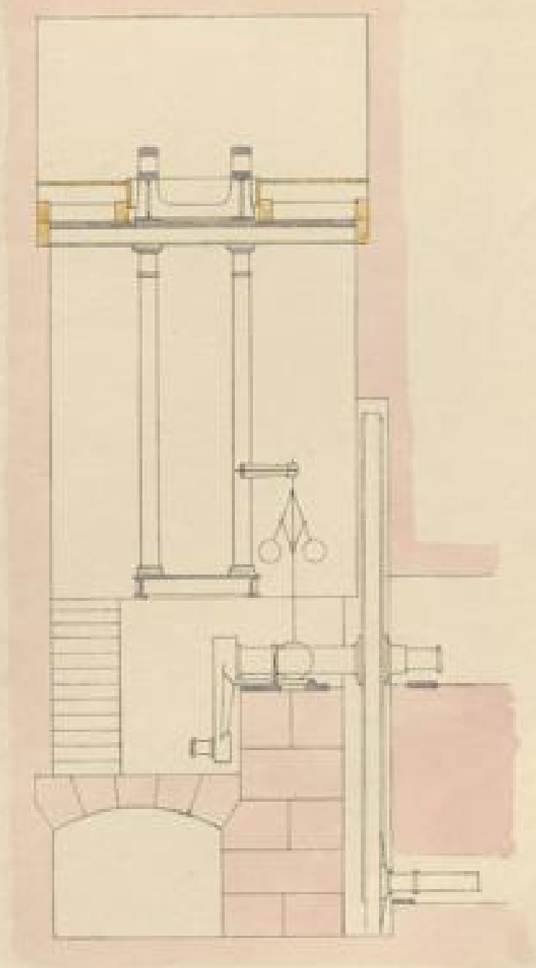






A. Sieber





Watt'sche Dampfmaschine.

Rinder

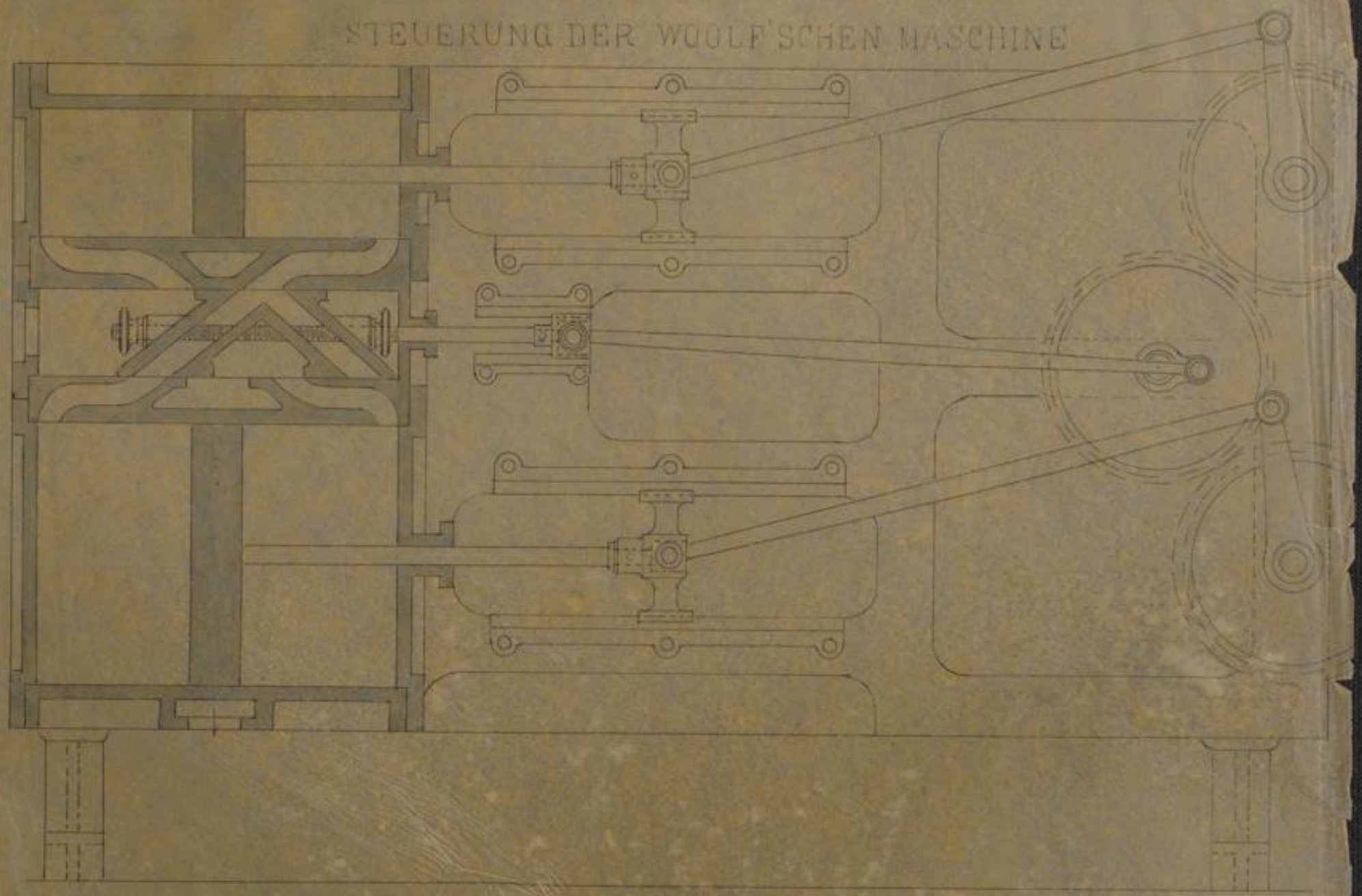
Wenn man die Maschinen hinsichtlich der Räumlichkeiten vergleicht
wozu sie verwendet, so ist es allerdings wahr daß die liegenden
am meisten Raum nöthig haben & die oszillirenden wenigsten.
Die Direktionirung des Kolbens betreffend, so ist die vertikale
Aufstellung die beste; diesem Nachtheil der liegenden Maschinen
kann aber dadurch begegnet werden, daß man die Kolbenstange
nach finden verlängert & durch eine Führbüchse gehen läßt, womit
der Kolben getragen wird, & kann man damit auch zugleich eine
Schmiege treiben.
Aus dieser Betrachtung erhellt, daß für Maschinen ohne Condensation
die horizontale die beste ist.
Will man Condensationsmaschinen machen, so gelingt es bei den
oben betrachteten Anordnungen nicht, den Condensationsapparat
mit der Maschine in einen organischen Zusammenhang zu bringen,
überhaupt bei allen den Maschinen nicht wo die Kraft durch
eine Pleuelstange direkt übertragen wird, denn es bedarf einer
Menge Mangen & Gabelwerkes zum Betrieb der verschiedenen
Pumpen, was sich nicht gut anbringen läßt.
Es gibt nur eine Maschine welche für die Condensation ge-
eignet ist, & dies ist die Balancirmaschine (Balkenmaschine od. Woolfsche)
Es bildet aber hier die Maschine nur durch Vermittlung des
Balancierwerks ein Ganzes, was allerdings fortwährende Folgen hat.
Der Cylinder steht für sich da & soll unveränderlich an seiner
Stelle bleiben; geht der Kolben in die Höhe, so sucht der Dampf den
Cylinder in die Höhe zu treiben & um diesem Rückstreben zu
widerstehen bedarf es, zumal bei größeren Maschinen kolossaler
Fundamente für den Cylinder, für den Drehungszapfen des
Balanciers & die Lager des Kurbelwelle, welche alle diesem
Rückstreben zu widerstehen haben. Da die einzelnen Theile wegen
ihrer großen Entfernung von einander nicht auf eine gemeinsame
Unterlagsplatte gestellt werden können, so ist es äußerst schwierig
diese zu stellen, daß sie in Lage gegeneinander nicht verändern können.

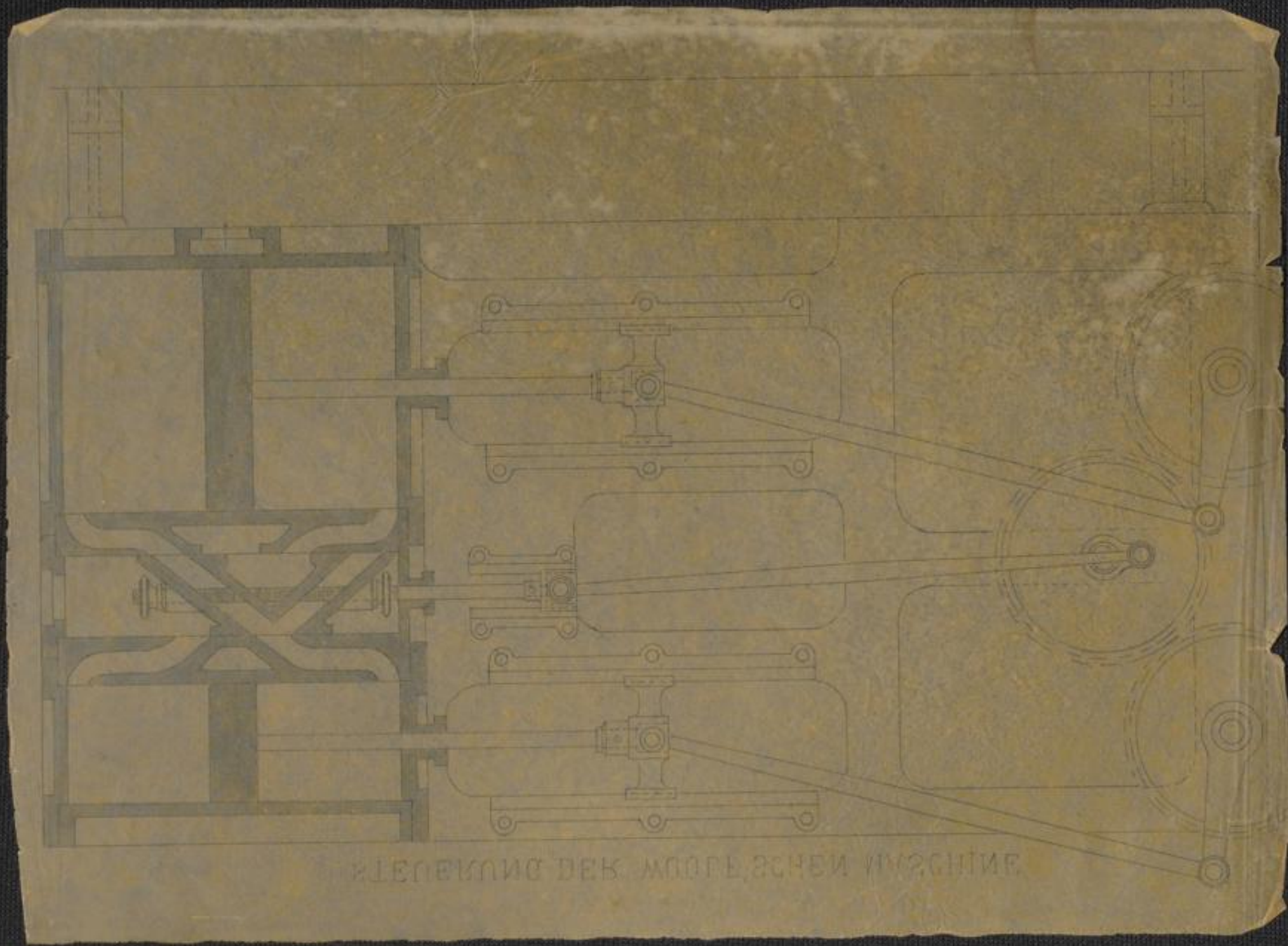
Abstrahirt man von dieser Eigenartigkeit der Ausstellung, so ist die Balanciermaschine für Kondensation eine ausgezeichnete Anordnung, die sich bis jetzt durch keine andere hat verdrängen lassen, denn die Stangen für die verschiedenen Pumpen lassen sich so leicht & zweckmäßig anbringen wie dies bei keiner anderen Anordnung möglich wäre.
Zu empfehlen sind daher: für Maschinen von mäßiger Kraft & ohne Kondensation: die horizontalen, bei sehr engen Räumen die stehenden, & für größere Maschinen mit Kondensation sind die Balanciermaschinen die besten Anordnungen.

Dampfcylinder.

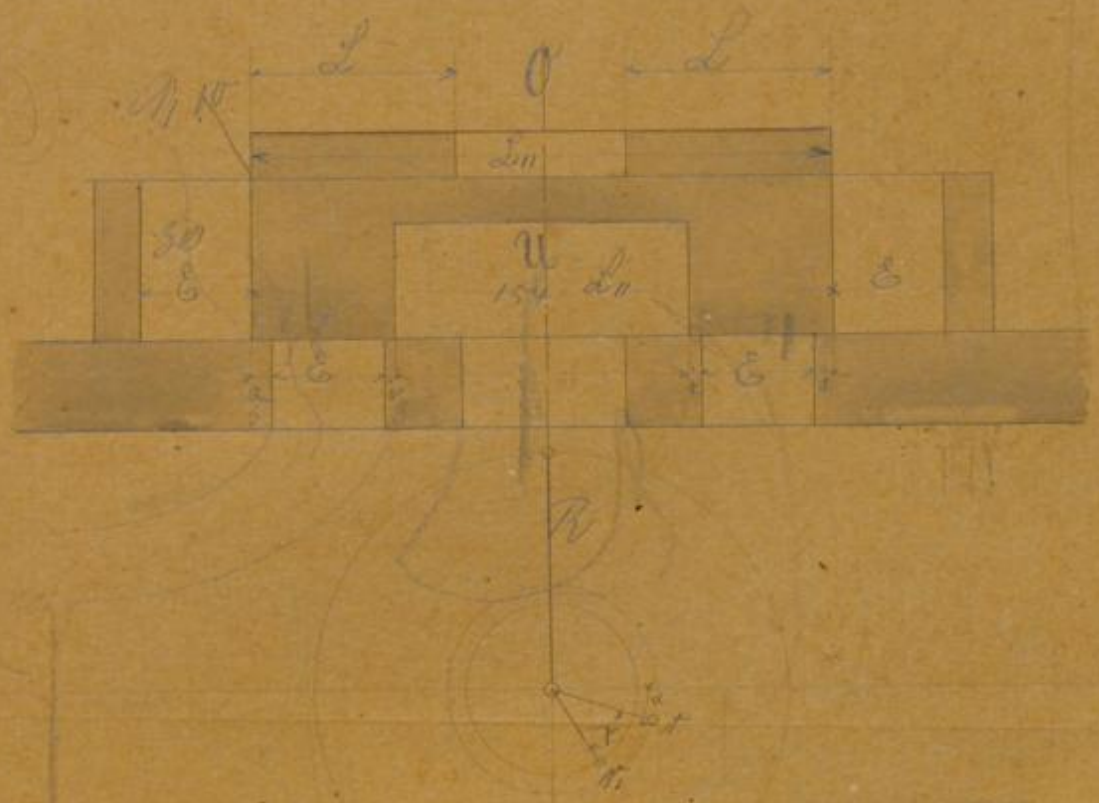
Bei horizontalen Maschinen wird der Cylinder einfach auf die Fundamentplatte aufgeschraubt; bei den Woolfschen Maschinen werden beide Cylinder in eine Umhüllung gesetzt & mittelst Bolzen & Keilen so befestigt, daß der Mantel mit dem Cylinderen zusammenwächst. dazu müssen aber die oberen Theile von Cylinder & Umhüllung in der Axe gefunden sein, wie es in nebigen Tafel bei S angedeutet ist. Eigentlich bearbeitet braucht der Cylinder nur im Innern zu sein. Der Raum zwischen Umhüllung und Cylinder ist mit einer Dampfheizung versehen.
Auf welche Weise die Kommunikation zwischen den beiden Dampfcylindern in zweckmäßiger Weise bewirkt wird, ist aus der folgenden Tafel zu ersehen.
Die Tafel ist für die Verbindung mit dem Ritt, dann wenn einmal an einem Cylinder od. der Umhüllung etwas fehlt, so bleibt nichts übrig als alles herauszuschlagen & neu zu machen.
Die Anordnung wie sie bei dem Cylinder einer Bergwerksmaschine auf der folgenden Tafel abgebildet wergeichnet ist ist besser als die oben besprochene. Der Cylinderdeckel ist dabei mit einer Dampfheizung versehen; ebenso der Raum zwischen Umhüllung & Cylinderwand.

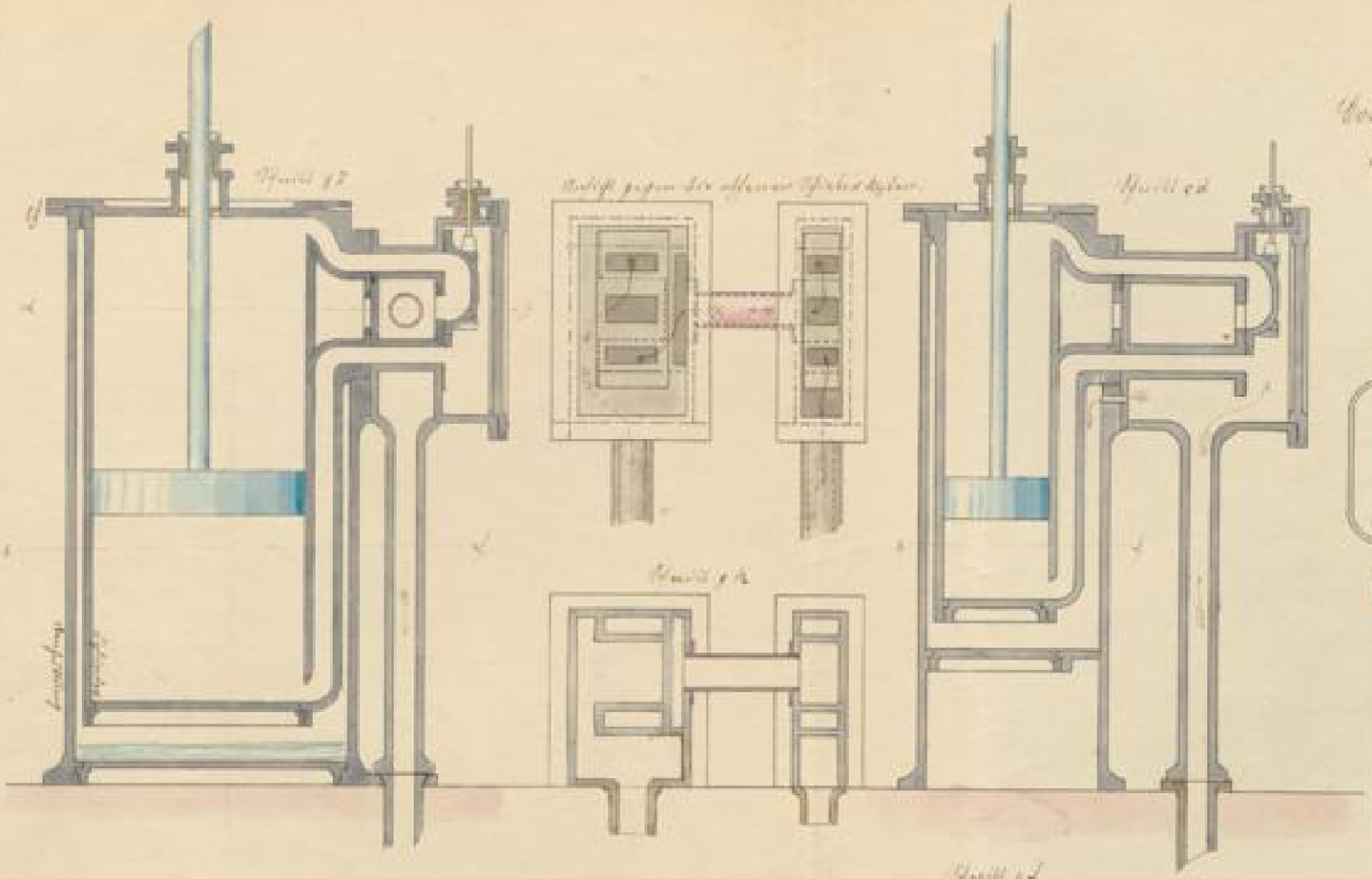
STEUERUNG DER WOOLF'SCHEN MASCHINE

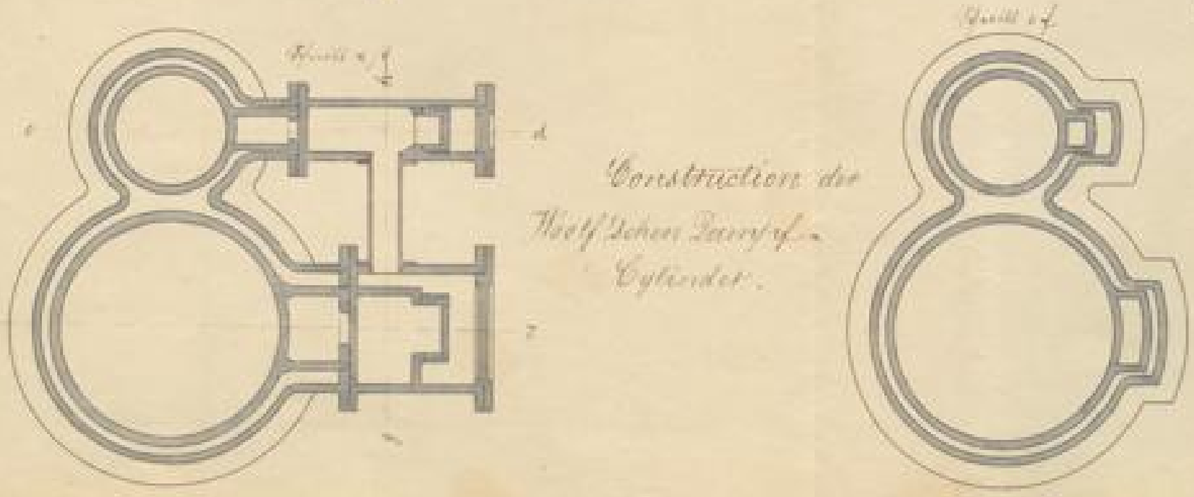




Mittlere Stellung in ½ natürl. Größe.

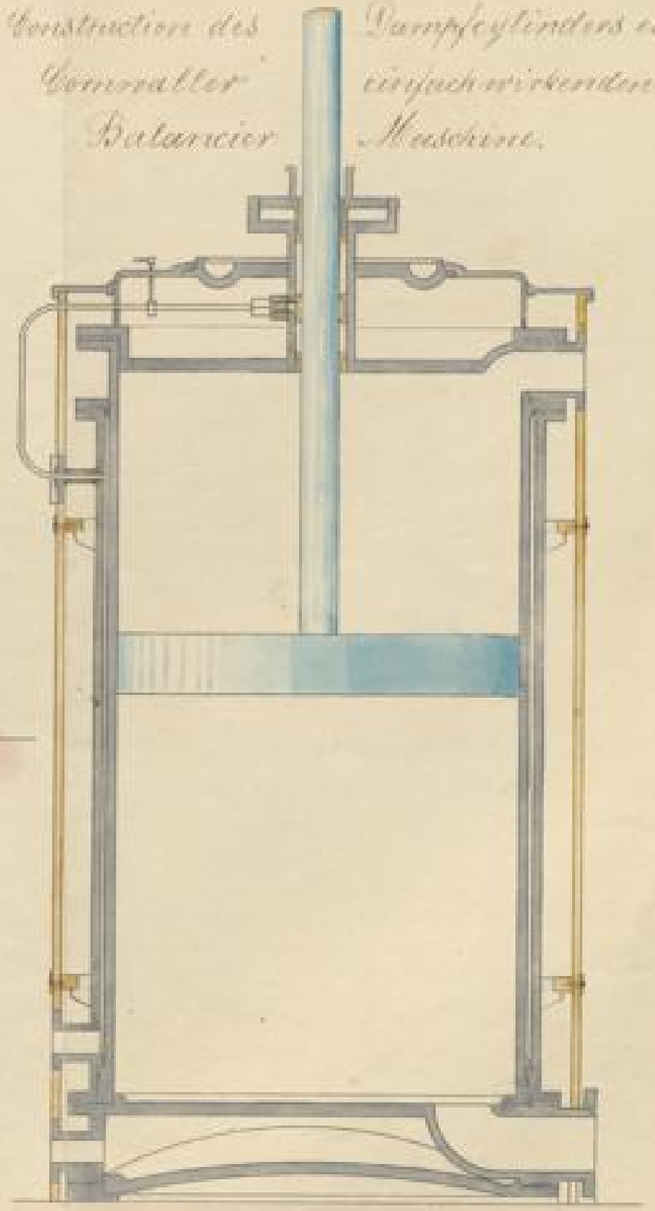






Construction des Wolf'schen Paarig. Cylinders.

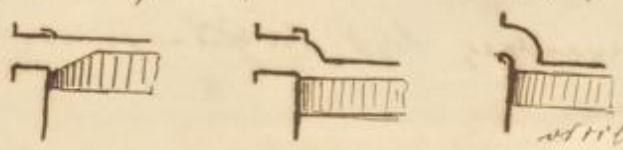
Construction des Vomoraller Balancier Dampfcylinders einer einfachwirkenden Maschine.



Dampfkolben.

Bei den Kleinkraftmaschinen waren früher einen Lederkolben mit Fettdichtung im Gebrauch & sind es noch jetzt bei den Schiffsmaschinen. Der Cylinder wird durch sie sehr gefährdet & vollständig seine abgeschliffen, wie es sonst auf keine Weise zu Stande gebracht werden kann. Für Dampf von hoher Spannung schließen derglichen Kolben aber nicht mehr dicht genug, auch müssen sie oft erneuert od. ausgeschliffen werden, was immer eine mißliche Sache ist. Diese Nachtheile geben Veranlassung, zu den Kolben mit Metalldichtung seine Zuflucht zu nehmen, & unterscheiden wir hier Ring- & Segment-Kolben, ersteres sind die besseren & werden folgendermaßen angefertigt: es wird ein Cylinder von einem etwas größeren Durchmesser als der des Cylinders ist, gegossen & davon die nöthige Anzahl Ringe in der nöthigen Breite abgestochen, aufgeschnitten, wieder zusammengeschraubt & in diesem Zustande auf der Drehbank abgedreht. Die Kolbenform soll sehr einfach & gross bemessen sein, damit durch sie das schädliche Raum zwischen Cylinderdeckel & oberem Kolbendecke möglichst klein wird. Das Nähere über die Form der Kolbenfische Maschinentheile I. Die Größe des schädlichen Raumes richtet sich auch nach den Theilen die möglicherweise beim Montiren entstehen können & die bei der fortlaufenden Behandlung der Maschine vorkommen, ob namentlich die Schubstange entgegengesetzte Bahnung hat, dann sogar könnte der Kolben leicht von der einen Seite anstoßen, an der andern zu weit abstehen.

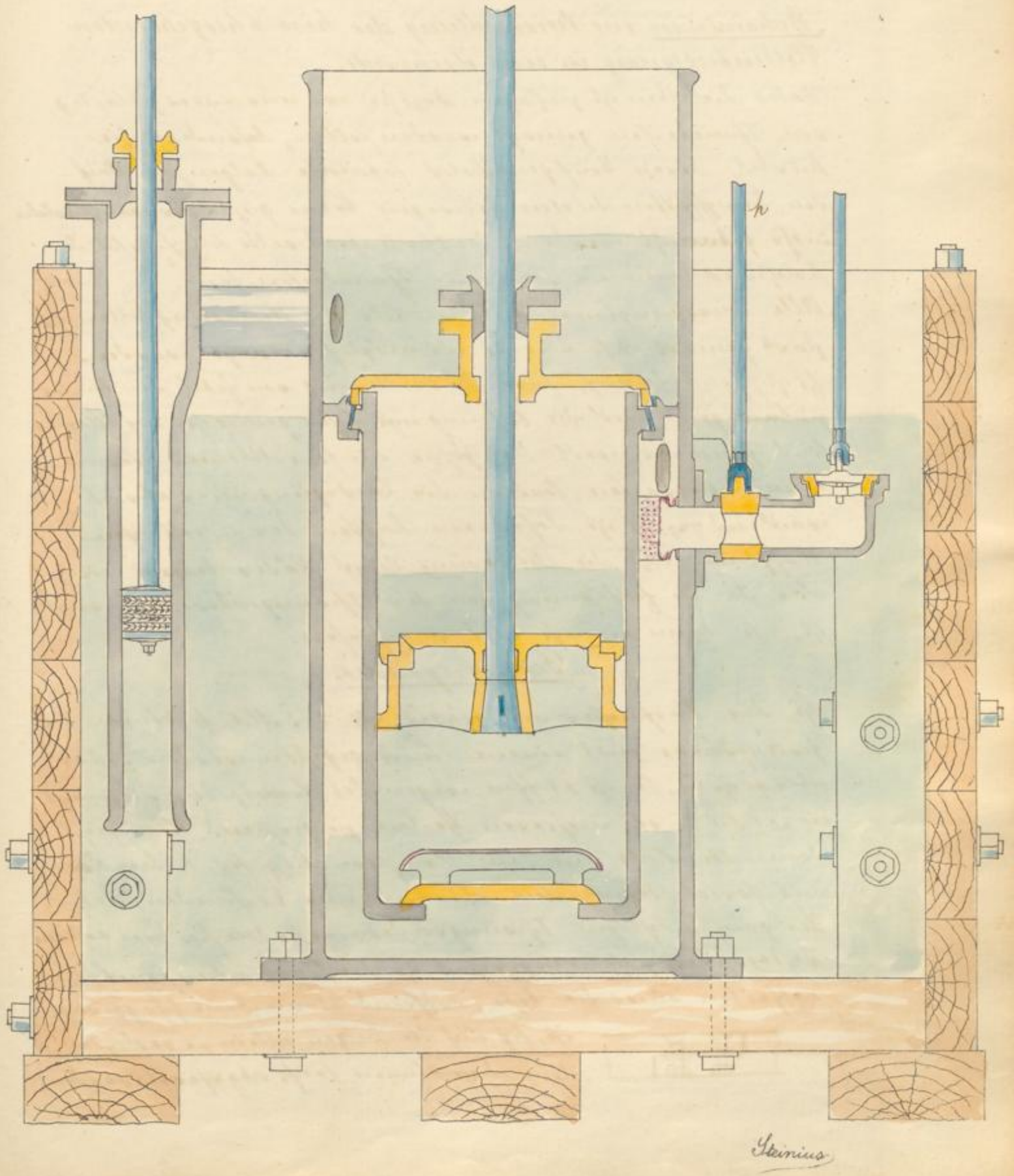
Die Dampfkanäle münden gewöhnlich in den Cylinderscheitel ein & zwar so, daß der Kolben in seiner höchsten Stellung die Oeffnung theilweise verdeckt; um den Dampf nun den Eintritt zu erleichtern, kann man folgendes machen:



Bei Nachbildungen hat man vielen Schwierigkeiten & es ist gut sie besonders bei stillstehenden Maschinen recht lang zu machen.

Condensatoren.

Wir unterscheiden hier besonders 2 Anordnungen: die von Weck (Weyr. 165F) & die vorzugsweise von Maudslay S. 193.
Die vortheilhafteste Wassermenge für den Condensator wird auf empirischem Wege bestimmt. Man öffnet, nachdem die Maschine in Gang gesetzt ist den Hahnen h ein wenig, wartet den Beharrungszustand ab, & zählt die Anzahl der Umdrehungen per Minute; dann öffnet man den Hahnen ein wenig mehr, & zählt wieder u. so fort, bis man findet daß die Geschwindigkeit abnimmt & dann liegt der vortheilhafteste Condensationsgrad da, wo sich die Anzahl der Umdrehungen am größten ergab.
Am Kolben & Dampfcylinder ist auf einer bestimmten Höhe Abfließrohre angebracht, damit das Wasser nicht überläuft.
Diese Condensationsapparate haben aber Mängel, denn es tritt 1) das Wasser nicht zur rechten Zeit ein; ist nämlich d. Kolben am Ende des Hubes, so muß ein ganzer Cylinder voll Dampf in den Condensator. Der vermöge seiner noch hohen Spannung das Wasser zum größten Theil zurückhält so daß der Condensator nur sehr allmälig eintritt. Nachdem sie eingetreten, herrscht im Condensator eine sehr schwache Spannung & nun strömt das Wasser in großer Masse herein um etwas zu nützen, und doch muß es wieder durch die Luftpumpe herausgeschafft werden. Diesem Nachtheile könnte man begegnen durch Regulirung mittels Herzbewegung.
2) Ist es eine mißliche Sache, daß die Luftpumpe so verschiedenen Funktionen verrichten soll, denn sie muß Wasser & Luft pumpen. Es wäre daher besser wenn man 2 Pumpen verbräche, eine kleine, die Wasserpumpe, & eine große, die Luftpumpe. Das Einmündrohr der letzteren in den Condensator müßte so hoch angebracht werden, daß die Pumpe nur noch Wasser pumpen muß.



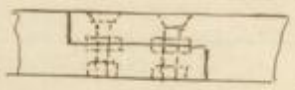
<u>Mechanismen</u> zur Verwandlung der hin u. hergehenden Kolbenbewegung in eine drehende.

Ueber dieselben ist zu sagen daß sie, wo nur irgend zulässig, von Schneidern gemacht werden sollen, besonders die Kurbel, deren Bruch gewöhnlich sofortige Folgen hat. Auf den Dampfschiffen dürfen deswegen keine gußeisernen Kurbeln mehr gebraucht werden. Die Schwungradwelle soll schmiedeiserne Konstruktionen ebenfalls aus Schmiedeisen sein.

Alle Bewegungsmechanismen für die Steuerung sollen sehr stark gemacht, so direkt als möglich bewegt werden. Es ist sehr bedenklich, durch Vermittelung von Hebel den Schieber zu bewegen, weil die Führung nicht sicher genug ist; noch schlechter sind Zahnräder, weil die Zähne nie so vollkommen sicher ineinander greifen, sondern die Bewegung etwas unrund ist; es ist daher ein Vorzug der Wolf'schen Maschinen daß die Steuerung durch Räder bewegt wird, aber da die Entfernung von der Schwungradwelle so groß ist, so kann es nicht anders geschehen.

Schwungräder.

Ist der Durchmesser nicht größer als 2–3 Met, so können die Schwungräder aus einem Stück gegossen werden; ist er aber größer, so ist es schon wegen des Transportes angemessen, es in 2 od. mehreren Theilen zu giessen. Man gießt dann die Nabe mit den Armen für sich, u. den Kranz auf soviel Segmenten, als Armen vorhanden sind. Bei ganz mächtigen Schwungrädern werden sie wie eisernen Wasserräder zusammengesetzt u. ist die Verbindung mit Hinlegschrauben unter die Nabe, während es meistens sehr gewagt ist, sich auf die Bolzen allein zu verlassen, denn diese können leicht abgeschert werden.



Wirkt das Rad nur als Schwungrad, so können die Arme sehr schwach gehalten werden, dient es aber zugleich auch als Gegengewicht, so muß es solche Dimensionen erhalten, welche einem Zweimassenrad entsprechen.

Bei vertikaler Schubstange können die Lager der Kurbelwelle die gewöhnliche Einrichtung haben; bei horizontalen Maschinen ist es anders, denn es haben die Lager dort das Gewicht der Welle & des Schwungrades zu tragen & dann wird durch das Gewicht & Hergehen der Schubstange die Welle im Lager abwechselnd hin & herbewegt wodurch auch seitlich Abnützung stattfindet & müssen deßhalb die Lagerschalen auch Stellen haben & durch Keile gegen die Welle gedrückt werden können.

Bei Expansionsmaschinen sollen die Schwungräder etwas sehr groß auf & wenn sehr Gleichförmigkeit verlangt wird, so ist es bald nicht mehr gut möglich den Schwungrädern die erforderliche Größe zu geben & dann ist es das beste, gekuppelte Maschinen anzuwenden & die Kurbeln unter rechtem Winkel zu stellen. Es genügt dann in der Regel ein 10mal leichteres Schwungrad als im Falle einer einfachen Maschine von derselben Leistungsfähigkeit wie beide.

Gekuppelte Maschinen wendet man an, sobald ein sehr hohes Maß von Gleichförmigkeit verlangt wird, & dieselbe der nöthigen Maschine 100 Pferde übersteigt. Es ist dies auch im Falle eines Regulators an der Maschine gut, indem man eines nehmen derselben Kraft arbeiten kann.

Schwungkugeln-Regulator.

Man läßt denselben gewöhnlich auf die Dampfklappe einwirken, & müssen wir zum richtigen Verständniß seiner Wirkung folgendes vorausschicken:

Das Verhältniß zwischen der Spannung des Dampfes im Kessel

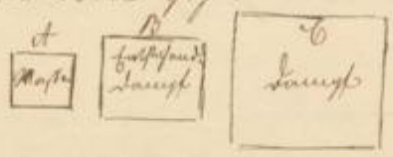
& der der Dampf im Cylinder richtet sich allein nach dem auf den Kolben radizierten Widerstand, & nach sonst nichts.
Sei R der nützliche Widerstand, so ist bei einer nicht expandierenden Maschine: $R = O(p - r)$; $p = \frac{R}{O} + r$
Seine Beschleunigungsstand der Bewegung ist es gleichgiltig wie die Klappe steht, es wird soviel Dampf durchgelassen als produzirt wird.
Die Spannung des Dampfes im Kessel richtet sich theilweise nach der Belastung der Sicherheitsventile, sie richtet sich ferner nach der Dampfspannung im Cylinder & nach den Widerständen, welche der Dampf auf seinem Weg vom Kessel nach der Maschine zu überwinden hat.
Sind diese Widerstände sehr klein, so wird die Spannung des Dampfes im Kessel von der des Dampfes im Cylinder nur um sehr wenig verschieden sein, im Kessel muß sie aber jedenfalls größer sein, denn sonst würde der Dampf nicht in den Cylinder gehen. Belastet man die Klappe um ein Gewichtes, so vergrößert man den vorhin besprochenen Widerstand, & wenn aller Dampf der gebildet wird dennoch in die Maschine gehen soll, so muß die Spannungsdifferenz zwischen dem Dampf im Kessel & im Cylinder sehr bedeutend sein. Bei den Locomotiven ist die Regulatorklappe so gestellt, daß sie leichte & schwere Züge die Dampfspannung im Kessel stets dieselbe ist. Bei leichten Zügen ist sie daher sehr wenig offen, & heißt es sehr viel & es wird im ersten Falle die Spannungsdifferenz zwischen Kessel & Cylinder sehr groß, im letzteren sehr klein sein. Für die Benutzung des Dampfes ist es gleichgiltig, ob diese Spannungsdifferenz groß od. klein ist.
Es ist vortheilhaft, wenn bei normalem Gang die Spannung im Kessel größer ist als im Cylinder, denn man kann dann gewarte diese Differenz benützen, um zu regeliren.

Möchte z. B. der Widerstand vermindert, so braucht man nur die Klappe aufzudrehen, die Spannung im Cylinder ist dann ungefähr gleich der im Kessel, also größer wie vorher, so daß vorübergehend die Maschine schneller getrieben wird.
Um aber eine gewisse Spannungsdifferenz hervorzubringen, muß bei normalem Gang der Maschine die Klappe nicht ein horizontale, sondern eine gewisse schräge Stellung haben.
Dieses Regulirungsmittel ist innerhalb gewisser Grenzen sehr gut anwendbar & wird häufig bei Locomotiven und Schiffsmaschinen gebraucht, um Steigungen u. Stromschnellen mit derselben Geschwindigkeit zu befahren wie horizontale u. ebenso Ebenen.

Die calorische Maschine.

Aus der Kritik der Dampfmaschinen sind die calorischen Maschinen hervorgegangen. Untersuchen wir nämlich die besten Dampfmaschinen einer Kritik, so sehen wir daß ihre Wirkung nur $\frac{1}{20}$ von der ist, welche der Brennstoff enthält.
Bei einer sehr guten Maschine ist der stündliche Steinkohlenverbrauch per Pferdekraft 2 Kilogr. d.h. mit 2. 7000 Wärmeeinheiten gewinnt man eine Arbeit = 3600 Mt. : 75.
Man gewinnt daher mit einer Wärmeeinheit $\frac{3600 \cdot 75}{2 \cdot 7000} = 38$ Kilogr. Mt.
Nun ist das mechanische Aequivalent einer Wärmeeinheit 424 und 424 : 38 = 14 d.h. bei den vollendetsten Maschinen wird nur $\frac{1}{14}$ der Wärme benützt.
Diese schlechte Benützung der Wärme bei der Dampfmaschine kann nicht in der Ausführung derselben liegen, denn diese ist eine äußerst vollendete, wohl aber z. B. in der Wirkungsweise des Dampfes auf die Maschine. Bei nicht condensirenden Maschinen haben wir nämlich den Dampf, nachdem er im Cylinder gewirkt,

mit der ungeheuren Wärmemenge die er enthält, entweichen, bei condensirenden Maschinen ist es das mit dem Condensator kommende warme Wasser welches dasselbe Wärmeverlust fortwährend, es liegt hierin ein Hauptgrund mit der ungünstigen Resultate der Dampfmaschinen. Nehmen wir zu ob wir den Kessel keine Unvollkommenheiten sind: durch das Kamin geht jedenfalls viel Wärme verloren, der 2te Hauptabschnitt aber ist die Dampferzeugung selbst, wir müssen uns den Motor erst vorstellen, es ist eine ungeheure Wärmemenge zur Veränderung des Aggregatzustandes nöthig, welche fast die Hälfte auf die Maschine verloren geht.



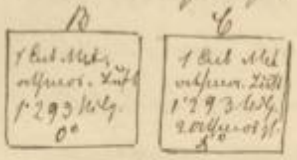
Bei der Bildung des Dampfes mit dem Wasser haben wir besonders die 3 Zustände A B C zu unterscheiden, es ist die ungeheure Wärmemenge welche die Veränderung des Zustandes A in den B bewirkten muß verloren.

Diese Entstehung des Wassers, die Wärme die durch das Kamin geht & die große Wärme die wir mit dem Dampfe forwärts tragen, sind Ursache des schlechten Leistung der Dampfmaschinen, & diese sind Grundgesetze das sich nicht verbessern lassen.

Man kann nun auf den Gedanken kommen, statt Dampf zu erzeugen aus Wasser, Luft zu nehmen, dann dazu ist bei Weitem nicht soviel Wärme nöthig als zur Bildung von Dampf. Nehmen wir z. B. 1 Cub Met. Dampf von 2 Atmosphären an, so werden wir zu dessen Erzeugung nöthig gehabt haben:

11177.650 = 765 Wärmeeinheiten.

Ein Cub Met. Luft von 2 Atmosphären wird nun das Gleiche leisten können wie 1 Cub Met. Dampf.



Nehmen wir 1 Cub Met. atmosphärische Luft von 0° dessen Gewicht nach T. 136 S. Ref. 1·293 Kilg. ist, & erhitzen diese Luft bis zu 2 Atmosphären Spannung,

so muß sein: $1 + 0{\cdot}00367\,t = 2$ (doppelter Volumen)

$$t = \frac{1}{0{\cdot}00367} = 272^\circ$$

Ist 0·237 die Wärmeregenerität der atmosphärischen Luft, so ist die Wärmemenge welche den 2 Atmosphären Spannkraft entspricht: $= 1{\cdot}293 \,.\, 0{\cdot}237 \,.\, 272 = 82$ Wärmeeinheiten.
Diese Wirkung von C ist offenbar der von A entgegengesetzt. Es bedürfen wir in dem einen Falle 82 in dem andern 765 Wärmeeinheiten, um dieselbe Leistung hervorzubringen.
Die Einrichtung der calorischen Maschine von Rittenbacher hat nun folgende Einrichtung: es ist ein Cylinder zur Luftverdichtung vorhanden welcher also wie ein Schöpfengebläse wirkt; diese Luft wird in einem Regenerativapparat erhitzt, strömt in diesem Zustande in die Maschine ein, welche wie eine gewöhnliche Expansionsmaschine eingerichtet ist.
Die Wirkung besteht also in einer Komprimirung, Erhitzung & Einwirkung auf eine expandirende Maschine.
Diese Anordnung kann im Vergleich zu der bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen nur den Vortheil gewähren, daß die aufsteigende Spannkraft der Flüssigkeit weit weniger Brennstoffaufwand erreicht wird die Nachtheile wegen dem Kamin & Ausblasen der heißen Luft fallen hier nicht weg.
Diese Anordnung verspricht indessen immerhin eine 3 bis 4 mal größere Leistung als die gewöhnliche Dampfmaschine.
Die Maschine von Ericsson hat im Wesentlichen die gleiche Einrichtung wie die oben beschriebene, nur besitzt sie noch einen sog. Regenerator durch den es Ericsson möglich wurde noch einen von den 3 Nachtheilen zu beseitigen, denn er kann dadurch der aus dem Arbeitscylinder ausgeblasenen heißen Luft wieder einen großen Theil ihrer Wärme entziehen, so daß sie ziemlich abgekühlt ausströmt. Dem Regenerator kann er abermals diese aufgenommene Wärme wieder entziehen & von neuem zur Luftexpansion verwenden.

Wenn bei der Maschine von Redtenbacher der Beharrungszustand der Bewegung eingetreten ist, so wird die Spannung der Luft im Innern der Maschine einen gewissen Grad erreicht haben & dieser richtet sich nach den verschiedenen Widerständen welche auf den Kolben des Druckcylinders concentrirt gedacht werden können, & die fortschreitende Fortführung von der Compression der Luft, dem nützlichen Widerstand & dem atmosphärischen Druck vor dem Kolben.

Um einzusehen, daß durch diese Maschine wirklich eine Arbeit verrichtet werden kann, machen wir folgendes:

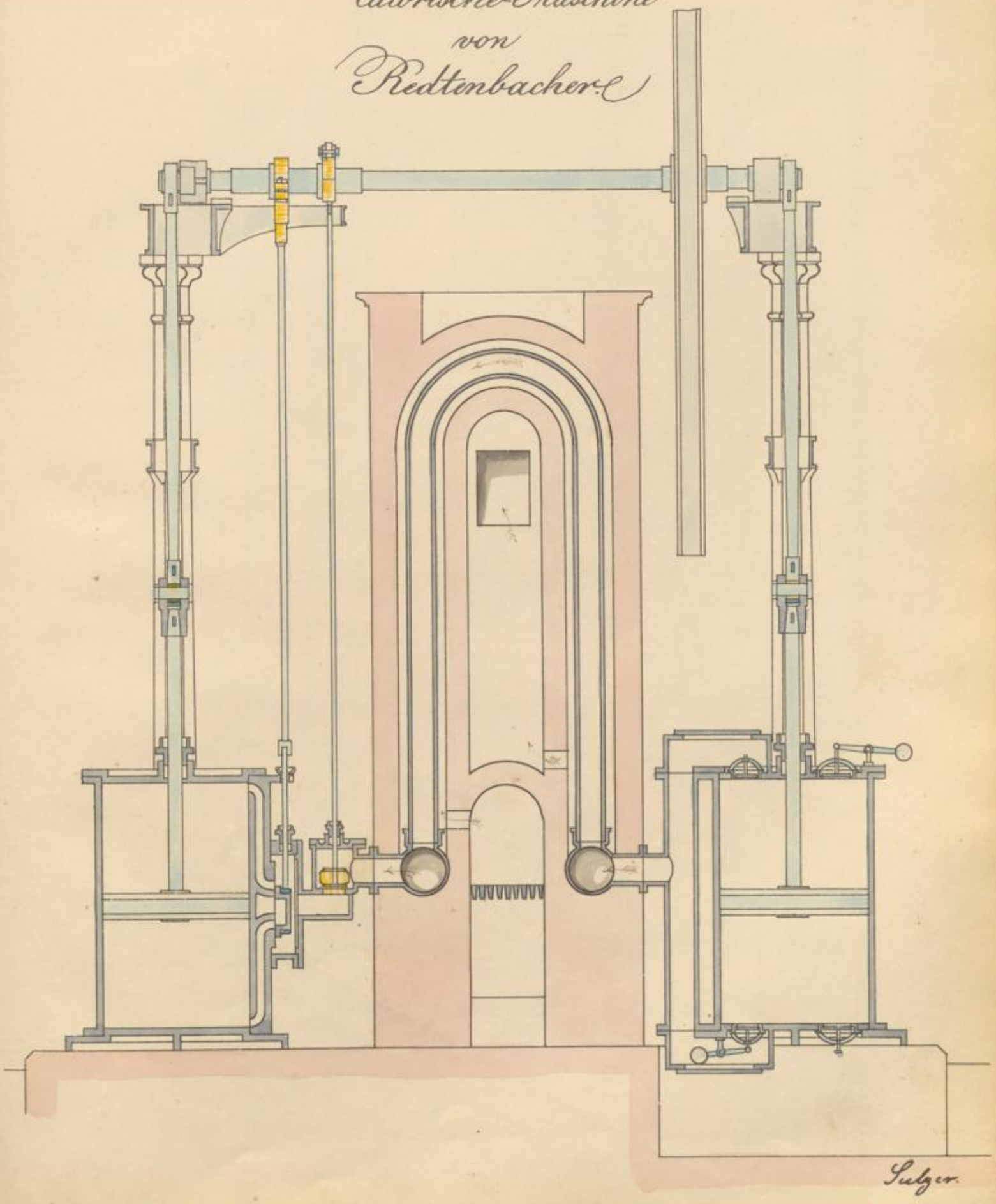
Wir nehmen 1 Cub. Met. kalte Luft, comprimiren sie auf die Hälfte ihres Volumens, wodurch sie 2 Atmosphären Spannkraft erhält & erhitzen sie, so daß sie noch dieselbe Spannung hat, aber wieder das Volumen von 1 Cub. Met. hat. Diese Luft lassen wir durch Expansion auf die Maschine wirken & gewahren, daß sie das doppelte Volumen, also 2 Cub. Met. einnimmt, & ihre Spannung daher nur noch 1 Atmosphäre ist.

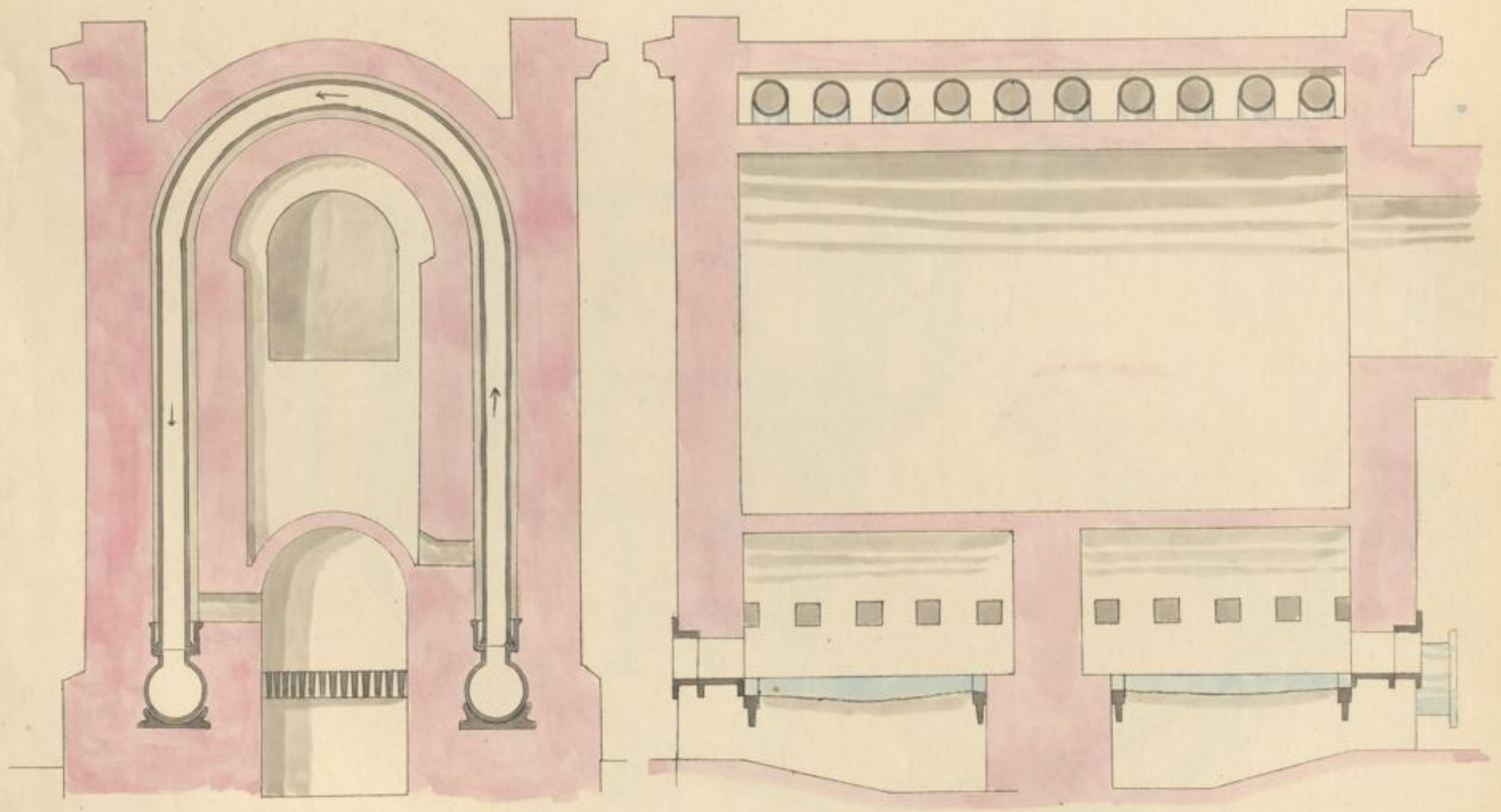
Um nun A in den Zustand B zu gelangen, ist eine gewisse Wirkungsgröße nöthig die wir aufsparen müssen & diese sei: $\boxed{AB} = W$. Von B nach C wird keine Wirkung produzirt & keine verbraucht; von C nach D wird eine gewisse Wirkung produzirt & diese ist offenbar gewiß so groß als die zuerst verlorene, also: $CD = 2W$ und daher:

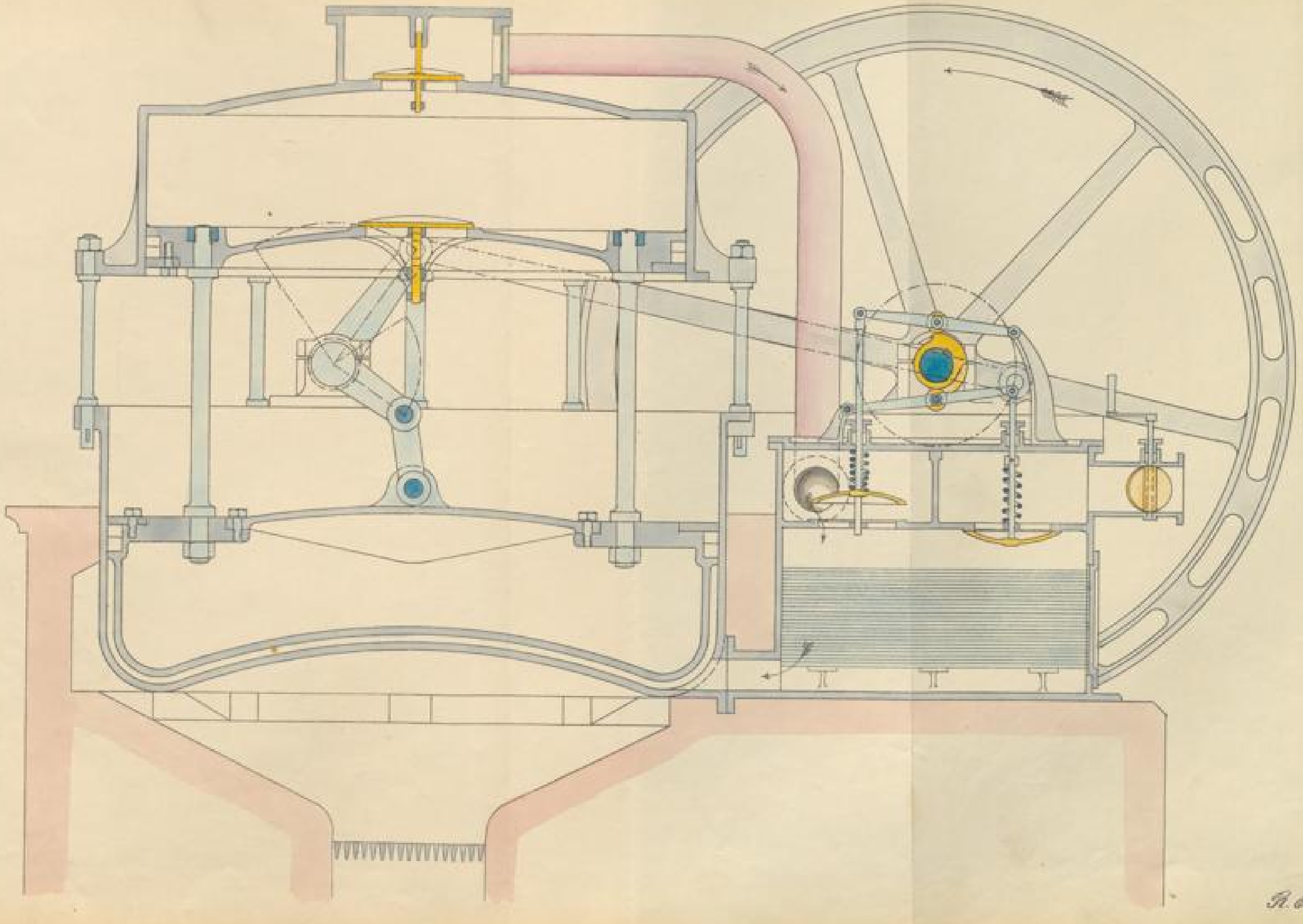
$$\text{Reingewinn}: \boxed{CD} - \boxed{AB}$$

das Verhältniß zwischen Nutzeffekt & Brennstoffverbrauch ist unabhängig von der Kolbengeschwindigkeit, der Größe der Maschine, der Länge des Schubes, von der Kraft von der die Maschine bewegt wird & von der Temperatur der angesaugten Luft, sondern hängt einzig wesentlich ab von der Güte

Calorische-Maschine von Redtenbacher.







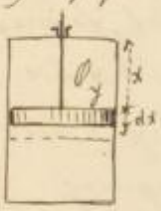
des Heizgyrovoirs, dem Grad der Lichtverdichtung & dem Grad der Expansion. Die beste Expansion ist die, bei welcher am Ende des Hubes der Druck hinter dem Kolben dem schädlichen Widerstand des Gleichgewichts hält.
Sehr Regenerativen sind hier unverwendbar, weil sonst die Maschinen zu ungeheure Dimensionen erhalten müßten, diese große Hitze ist aber der Solidität der Maschinen sehr nachtheilig.
Der Regenerator von Ericson besteht in einer großen Anzahl auf einanderlingender feiner Eisenblechgitter von 5 m.m. Maschenweite. Er ist also ein Körper, der bei einer verhältnißmäßig kleinen Masse eine ungeheure große Oberfläche bietet.
Die Maschine von Ericson unterscheidet sich von der Rettenbacher'schen äußerlich dadurch daß sie einen Regenerator hat, ferner sind Compressions- & Arbeitscylinder einfachwirkend & die Expansion eine sehr geringe. Der Spannungsgrad ist daher nur zur Hälfte maximal gegossen & bewirkt den Niedergang des Kolbens.
Gegen die Maschine von Ericson ist einzuwenden daß sie gegen alle Prinzipien gebaut ist, denn es ist keine Heizfläche vorhanden & wird der Brennstoff auf dem Rost unter dem Cylinder sehr schlecht benützt weil die Feuergase mit der die Hitze ins Kamin gelangen eine sehr hohe ist. Dann hat Ericson beinahe keine Expansion angewendet, was aber auch wegen des kleinen Hubes nicht wohl anders hätte kommen & den Hub müßte er bei seiner Konstruktion kleiner machen.
Die Leistung des Regenerators ist auch nicht so glänzend wie man es sich vorstellt, denn es wird unter günstigen Umständen etwa ½ der Wärme benützt, was aber auch geschieht, wenn man die frische Luft unter den Rost leitet. Die Wirkung des Regenerators ist aber eine überraschend schnelle, weil der

Temperaturunterschied im ganzen Regenerator nur 2° betrügt & doch wird der durchgehenden heißen Luft in einem Rö 100° entzogen wegen der großen Oberfläche der Drahtnetze die etwa 2 Ctr. wiegen.

Wir können uns nun die Frage stellen ob es nicht möglich ist eine calorische Maschine zu bauen derart, daß nie gar keine Wärme herausgeht. Dazu bietet sich aber ein Mittel & dieses ist eine alte Erfindung von Carnot.

Auf denselben beruht zum Theil die Maschine von Siemens, & um dieses von Carnot in unbestimmter Weise Ausgedrückte in seiner vollständigen Reinheit darzustellen, müßten wir die 2 folgenden Sätze vorausschicken:

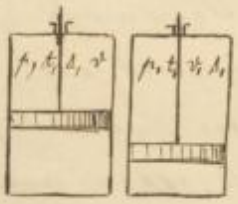
1) Es befinde unter einem Kolben Luft od. irgend ein Gas eingeschlossen & wir bezeichnen die Spannung mit y, mit O die Kolbenfläche & denken uns den Kolben um dx weiter gerückt, so können wir die Spannung y als constant ansehen & ist die totale Arbeit welche während einer gewissen Zeit der Expansion entwickelt wird:



$$\int O y \, dx$$

Nun ist wenn v das Volumen bezeichnet: $Ox = v$; $Odx = dv$ & daher allgemein die Arbeit die irgend ein Gas verrichtet wenn es sich ausdehnt: $A = \int_{v_1}^{v_2} y \, dv$.

2) Wenn man eines Gases wenn sie in einem Gefäß so eingeschlossen ist, daß ihr weder Wärme zugeführt noch entzogen werden kann. Sei p die Spannung, t die Temperatur, s die Dichte, v das Volumen, so ändern sich mit der Aenderung von v in v_1 auch die andern Größen & gehen in p_1, t_1, s_1 über.



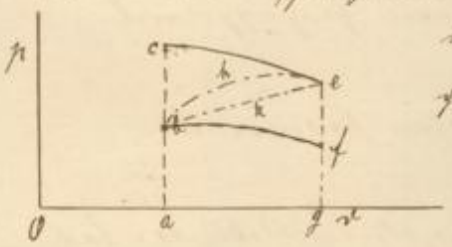
Da aber t nicht $= t_1$ ist, so gilt hier nicht das Mariotte'sche Gesetz, sondern ein anderes welches zuerst von Laplace aufgestellt wurde.

Nach dem Mariotte'schen Gesetz wäre $\frac{p}{p_1} = \frac{v_1}{v} = \frac{\Delta}{\Delta_1}$; bei dem von Laplace kommt noch eine Potenz vor, so daß:

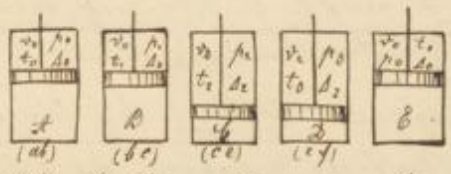
$$\frac{p}{p_1} = \frac{t_1}{t} = \left(\frac{\Delta}{\Delta_1}\right)^{\gamma-1}$$

t nennt man dasselbe Verhältniß das potenzirte Mariotte'sche Gesetz, was also auf den mittleren Fall anzuwenden ist.

Die Erklärung des Carnot'schen Prinzip liefert nun das Folgende: Tragen wir als Abszissen die Volumenänderungen V als Ordinaten die entsprechenden Spannungsintensitäten auf, so heißt



ein Volumen Oa die entsprechende Spannung gleich ab, so ist also A das entsprechende Rechteck.



Wir erhitzen nun die Luft, verhindern aber ihre Ausdehnung (B); so wächst die Spannung in bc; dann lassen wir die Luft sich ausdehnen (C) ohne Wärme zuzuführen od. zu entziehen. Bei dem Uebergang von B nach C gilt das potenzirte Mariotte'sche Gesetz. Dieser ausgedehnten Luft entziehen wir eine gewisse Wärme, graphisch dargestellt cf(D); hierauf komprimiren wir die Luft ohne ihr Wärme zu entziehen od. mitzutheilen (E) bis auf ihr ursprüngliches Volumen V, wenn wir die Abkühlung so einrichten, daß der Zustand A wieder eintritt (E = A).

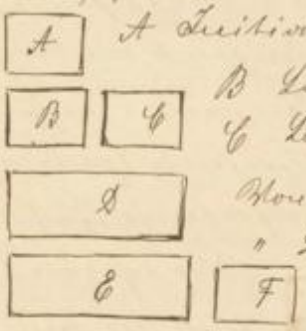
Beim Uebergang von a nach b haben wir Wärme geschafft, sei W, von c nach f haben wir Wärme entzogen, sei w, so haben wir also eine Wärme geschafft $= - W. - w$.

Dafür gewinnen wir eine Arbeit welche durch die Fläche acef dargestellt wird (nützliche Arbeit während der Expansion. Die Arbeit welche nöthig ist um die abgekühlte Luft wieder zu komprimiren = Fläche abfg & diese geht für die nützliche Wirkung verloren, daher ist die wirkliche Arbeit die wir gewinnen:

$$W - w = \text{Fläche } bcef$$

Realisiren wir diesen Gedanken, so haben wir also ein Schöpfrad

Luft zu stellen, zu erhitzen, die Luft sich ausdehnen zu lassen, ihr Wärme zu entziehen & sie zu komprimiren, wieder erhitzen ꝛc. & zwar nehmen wir dies immer mit derselben Luft vor. Bei der rotirenden Maschine von Siemens geht nun ähnliches vor sich, aber in einer sehr unvollkommenen Weise:



A Luftreservoir der Luft;
B Lufterwärmung durch den Regenerator
C Lufterwärmung durch einen Heizapparat
Von C nach D Expansion.
" D nach E Abkühlung durch den Regenerator.
F Kompression.

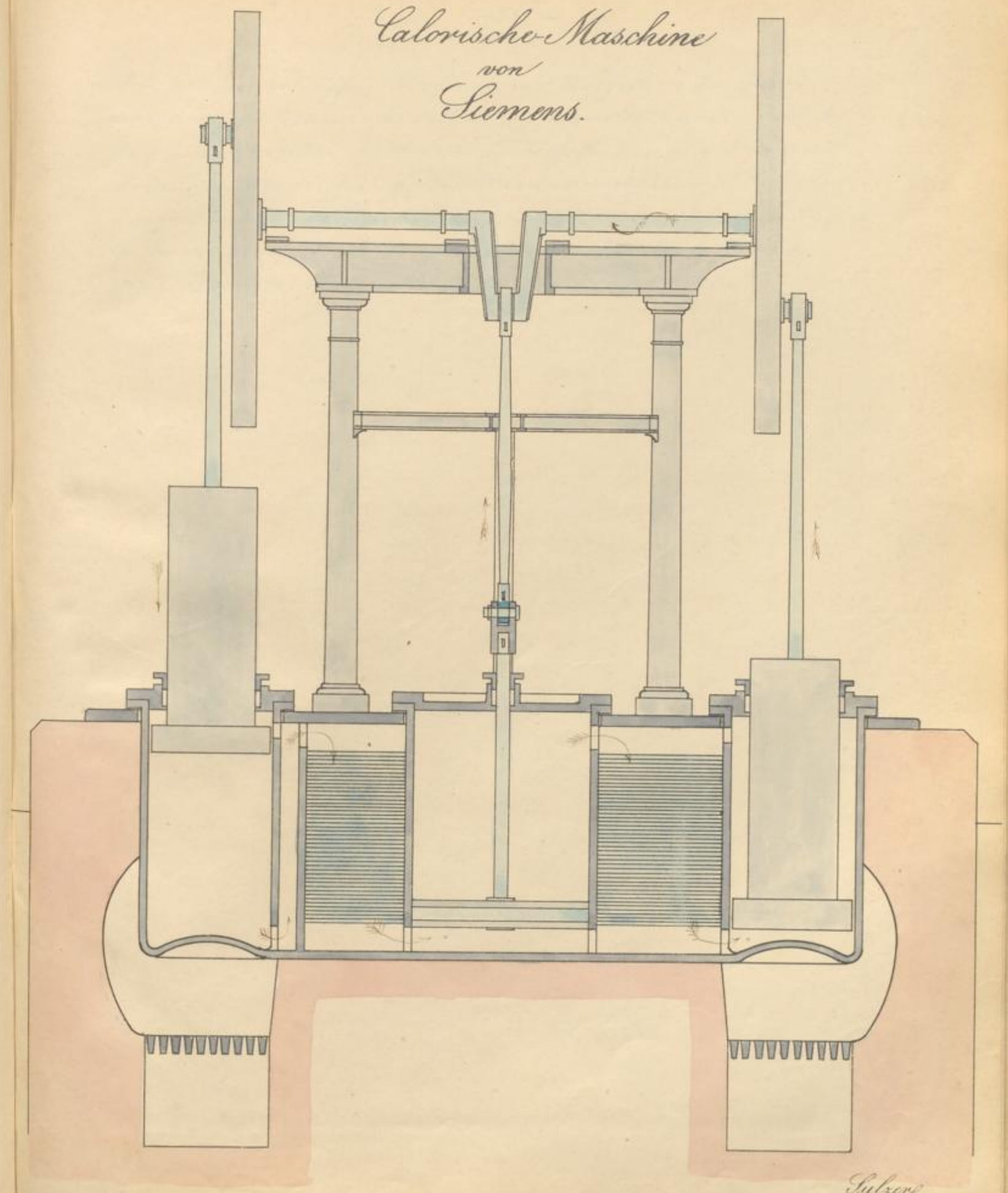
Nach diesen Phasen sollten sich die einzelnen Akte bei der Siemens'schen Maschine folgen, es geschieht aber die Erhitzung & Expansion gleichzeitig & nicht nacheinander, auch wird die Luft zuerst durch einen Heizapparat, & dann erst durch den Regenerator erhitzt, statt umgekehrt. Wenn die Luft komprimirt ist wird sie muß sie zurück & den heißen Cylinder passiren, der jetzt eigentlich ganz kalt sein sollte.

Wegen dieser Nebelstände ist der Nutzeffekt auch nicht gleich dem welchem die genaue Befolgung des Carnot'schen Prinzips entspricht, sondern viel geringer, etwa die Hälfte (S. 203) des Eigin Effekts.

Wenn es gelänge, das Carnot'sche Prinzip in seiner Reinheit zu realisiren, so wäre hinsichtlich der Verwendung der Wärme allerdings ein großes Resultat zu erwarten, doch würde die Maschine durch die es realisirt würde praktisch nicht taugen, denn es wird nur die geringe Wärme welche der Volumänderung entspricht in Arbeit umgewandelt & es müßten daher die Maschinen bei einigermaßen großen Leistungen unverhältnißmäßig dimensionirt erhalten.

Bei der Siemens'schen Maschine wird statt der Luft überhitzter Dampf angewandt.

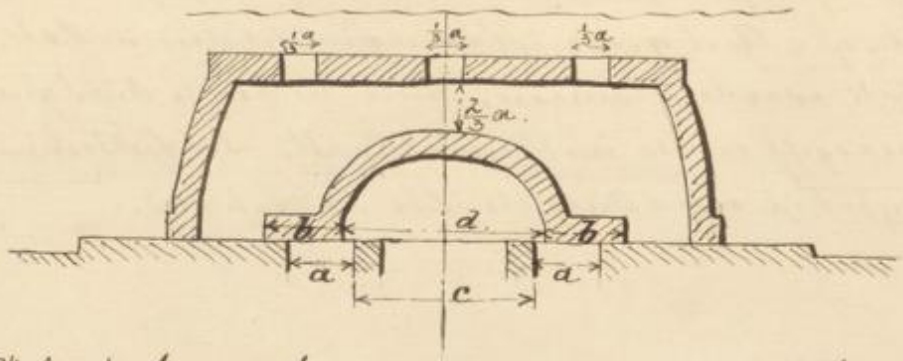
Calorische-Maschine von Siemens.



Sulzer.

Nun nun die calorischen Maschinen mit Vortheil in der Praxis anwenden zu können, handelt es sich eigentlich um die Herstellung eines Prospektes, durch den in einem verhältnismäßig kleinen Raume, in kurzer Zeit große Wärmequantitäten in Arbeit umgesetzt werden können, denn die bloße Niederschreibung ist keine energisch genug wirkende Kraft. Die Herstellung dieses Prospektes ist eine Aufgabe für die Physiker.

Steuerung für Hochdruck Dampfmaschinen mit Expansionsschiebern bis zu 50 Umdreh. p. t. min.



Ueberdeckung $b - a = \frac{1}{6} a$. $7a = 6b$.

Halbe Ueberspannung der Muffel $= \frac{d-c}{2} = \frac{1}{6} a$

Schieberhub $= \frac{5}{2} a$

Dampfeinzugung soll öffnen mit Kolbenwechsel u. dampfmäßige Verteilung des Schiebers:

$$\frac{2b + d - 2a - c}{2} = b - a + \frac{d-c}{2} = \frac{1}{6} a + \frac{1}{6} a = \frac{1}{3} a$$

Verteilung der Excentrizität bei $\frac{\frac{1}{3} a}{\frac{5}{4} a} = \frac{4}{15}$ Excentr. radius.

Dampfausgang öffnet am Schieber gemessen:

$b + d - a - c = \frac{1}{6} a + \frac{1}{3} a = \frac{1}{2} a$ vor Kolbenwechsel

an der Kurbel bei $\frac{\frac{1}{2} a}{\frac{5}{4} a} = \frac{2}{5}$.

An vollem Hub fehlt beim Oeffnen des Dampfeinzuges: $\frac{1}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2}{5}\right)^2}\right) = 0{\cdot}0417 = \frac{1}{24}$ Hub

Desgleichen beim Schließen: $\frac{1}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2}{15}\right)^2}\right) = 0{\cdot}0045 = \frac{1}{222}$ Hub.

Beim Schließen des Dampfeinzuges fehlt am Hub:

$0{\cdot}075 =$ circa $\frac{1}{13}$ Hub.

Dimensions of Porter's Governor for stationary Steam Engines

Size	Size of base	Extreme Height	Height of centre of Pulley	Diam. of Pulley	Face of Pulley	Distance centre of Pulley to centre of Pulley when not extended	Diam. of Pulley on the revolving spindle	Length of arm from centre	Diam. of the largest circle described by the balls, over all	Weight of Ball	Radius of Ball	Height to centre of Pulleys when at rest	Distance of centre of Pulleys from centre of the Governor	Price £	Size of Engine for which each governor is suitable.
	inches	in.	in.	in.	in.	in.		in.	in.	lbs	in.	in.	in.		
A	6×3½	31½	2¾	3	1½	6¼	210	8½	15	40	2	13¾	5	£10-0	Not exceeding 4 H.P. nom.
B	6½×3¾	36½	3¼	3½	1¾	6¾	220	9½	16½	50	2¼	16¼	5½	13-0	" 10 "
C	7×4	41	3½	3½	2	7½	230	10½	17½	60	2½	19	6	16-10	" 20 "
D	8¾×4¾	50	4	4	2	8½	230	11¾	19½	80	2¾	25	7	20-0	" 40 "
E	11×5½	59	5¾	6	2¼	11½	120	13	21	100	3	31½	8	23-0	" 60 "
F	13×6½	66	6½	7	2½	13¼	124	14¼	23	120	3½	35	9½	26-10	" 90 "
G	13×6½	68	6½	8	2¾	14⅛	124	15½	25	150	4	36	10¾	30-0	" 120 "
H	13×6½	71	6½	9	3	15	124	16½	27	180	5	37	12	340	above 120 "

Manufactured by Ormerod, Grierson & Co.
St. George's Iron-Works
Manchester
Sole Licensee.