Geradführung der Kolbenstange.

Die Geradführung wird entweder durch 4 Gleitlineale & 2 Gleitstücke bewirkt od. durch zwei Gleitlineale und einen Kreuzkopf; die letztere Anordnung ist jetzt die gebräuchlichere, doch hat sie den Nachtheil daß keine Vorrichtungen die Kreuzköpfe gegen das obere Lineal gepreßt werden, & man da keine gute Ölung zu Wege bringen kann, man muß sie dann gerade an Kreuzköpfe anbringen. Gut ist es, den Gleitstücken eine große Ausdehnung zu geben, damit sie sich nicht bald abnützen. Die Lineale müssen solid gemacht werden, von Schmiedeisen & gut abgehobelt. An den Verbindungsstellen werden Kupferplättchen unterlegt um damit die Lineale genau beisammen zu halten.

Theorie der Steuerung.

Man kann dieselbe analytisch behandeln, was zuerst Phillips gethan hat, doch ist daraus nicht sonderlich viel zu ersehen; besser, klarer & leichter verständlich sind die Arbeiten von Zeuner & Reuleaux die im Folgenden bestehen:

Man kann geradezu sagen was bedeutet die Gleichung: $\xi = A \sin\varphi + B \cos\varphi$ die hier in Polarcoordinaten ausgedrückt ist. Fragt man nun was dies hier für eine Linie ist, so verwandle man diese Gleichg. in eine für das rechtwinklige System. Nennt man $OB = x$ $AB = y$ so ist:

$$x = \xi \cos\varphi$$
$$y \quad \xi = \sin\varphi$$
$$\cos\varphi = \frac{x}{\xi}, \quad \sin\varphi = \frac{y}{\xi}$$

daher ist:

$$\xi = A\frac{y}{\xi} + B\frac{x}{\xi}$$
$$\xi^2 = A + Bx$$

Setzt man nun hier für ξ seinen Werth, so ist:

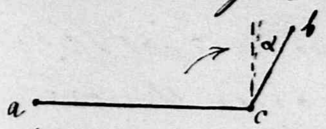
$$\xi = x^2 + y^2 \quad \text{also}$$
$$x^2 + y^2 = Ay + Bx$$
$$x^2 - Bx + y^2 - Ay = 0$$
$$x^2 - B + \frac{B^2}{4} + Ay + \frac{A^2}{4} = \frac{B^2 + A^2}{4}$$
$$\left(x - \frac{B}{2}\right)^2 + \left(y - \frac{A}{2}\right)^2 = \frac{B^2 + A^2}{4}$$

Es ist dies die Gleich. eines Kreises dessen Mittelpunkt die Coordinaten $\frac{B}{2}$ & $\frac{A}{2}$ hat & dessen Radius $= \sqrt{\frac{B^2}{4} + \frac{A^2}{4}}$ der also durch den Ursprung der Coordinaten geht & ξ immer eine Sehne vom Ursprung aus gezogen darstellt.

Die Einfache Schiebersteuerung.

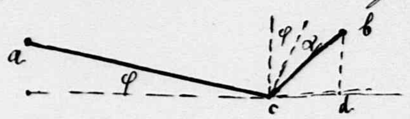
Nehmen wir einen Schieber an mit kleiner innerer & großer äusserer Ueberdeckung wie auf S. 197 dargestellt. dieser werde durch einen Kurbel bewegt, nun fragt es sich, wie es sich ~~mit~~ verhält mit der wahren & falschen Expansion, der Kompression & dem Gegendruck.

Es mache die Hauptkurbel eine Bewegung von Links nach Rechts & es sei $ac = r$ = Kurbelhalbmesser
$ab = \rho$ = Steuerungskurbelhalbmesser.



Wenn der Schieber nicht voreilt, so wird die Steuerungskurbel senkrecht auf der Hauptkurbel stehen & der Schieber in seiner mittleren Position verharren. Wir lassen aber den Schieber um den Winkel α voreilen. Nun fragt es sich, was tritt ein, wenn die Hauptkurbel mit Steuerungskurbel um Winkel φ weiter gegangen ist.

denkt man sich nun die Schubstange unendlich lang, so wird nach Zurücklegung dieses Weges der Schieber den Weg cd von seiner mittleren Position



zurückgelegt haben. Nennen wir: $cd = \xi$ so ist:

$$cd = \xi = cb \cos\left(\frac{\pi}{2} + \varphi + \alpha\right)$$

$$\xi = cb \sin(\varphi + \alpha)$$

$$\xi = cb(\sin\varphi \cos\alpha + \cos\varphi \sin\alpha)$$

$$\xi = \rho\,(\sin\varphi \cos\alpha + \cos\varphi \sin\alpha)$$

da aber α constant ist, so ist auch:

$$\rho \cos\alpha = A$$

$$\rho \sin\alpha = B$$

also auch: $\frac{A}{2} = \frac{\rho}{2}\cos\alpha$ & $\frac{B}{2} = \frac{\rho}{2}\sin\alpha$.

d. wir haben: $\xi = A \sin\varphi + B\cos\varphi$.

d. i. die Gleichung des Kreises von dem bereits erwähnten Eigenschaften. Verzeichnen wir uns nun den Winkel α S. 197 & ziehen mit dem Steuerungshalbmesser $\frac{\rho}{2} = OB$ einen Kreis dessen Mittelpunkt in der Entfernung $\rho = OC$ vom Ursprung liegt.

Nun fragt es sich wie groß ist die Spalte wenn wir den Voreilungswinkel α annehmen, beim Beginn des Kolbenhubes. Für diesen Fall ist $\varphi = 0$, also die Bewegung von der mittleren Position $= Od$.

Ziehen wir nun von O aus einen Kreis mit der äusseren Ueberdeckung zum Halbmesser & einen mit der inneren Ueberdeckung zum Halbmesser so wird so lange $\xi >$ als die äussere Ueberdeckg. ein Einströmen des Dampfes durch die Spalte statt haben, also für den Kolbenhub ist Od der zurückgelegte Weg des Schiebers, während die äussere Ueberdeckg. nur Oc; demnach wird cd die Spaltenweite bei Beginn des Kolbenhubes sein. Gibt man also dem Schieber eine große Voreilung, so wird bei Beginn des Kolbenhubes auch die Spaltenweite groß sein.

der Schieber geht nun von diesem Punkte an als weiter & dann wieder zurück, wo jedoch α wieder mit δ zusammenfällt, strömt kein Dampf mehr ein, der Schieber ist also gerade um die äussere Ueberdeckg. von seiner mittleren Position S. 197 entfernt, es ist also $\xi = \rho$ & dieses findet statt im Punkte δ. In der Zwischenzeit hat der Kolben den Weg MN zurückgelegt. Von nun an kann kein Dampf mehr zuströmen & der im Zylinder befindliche beginnt zu expandieren; während dessen kann der Dampf vor dem Kolben noch entweichen,

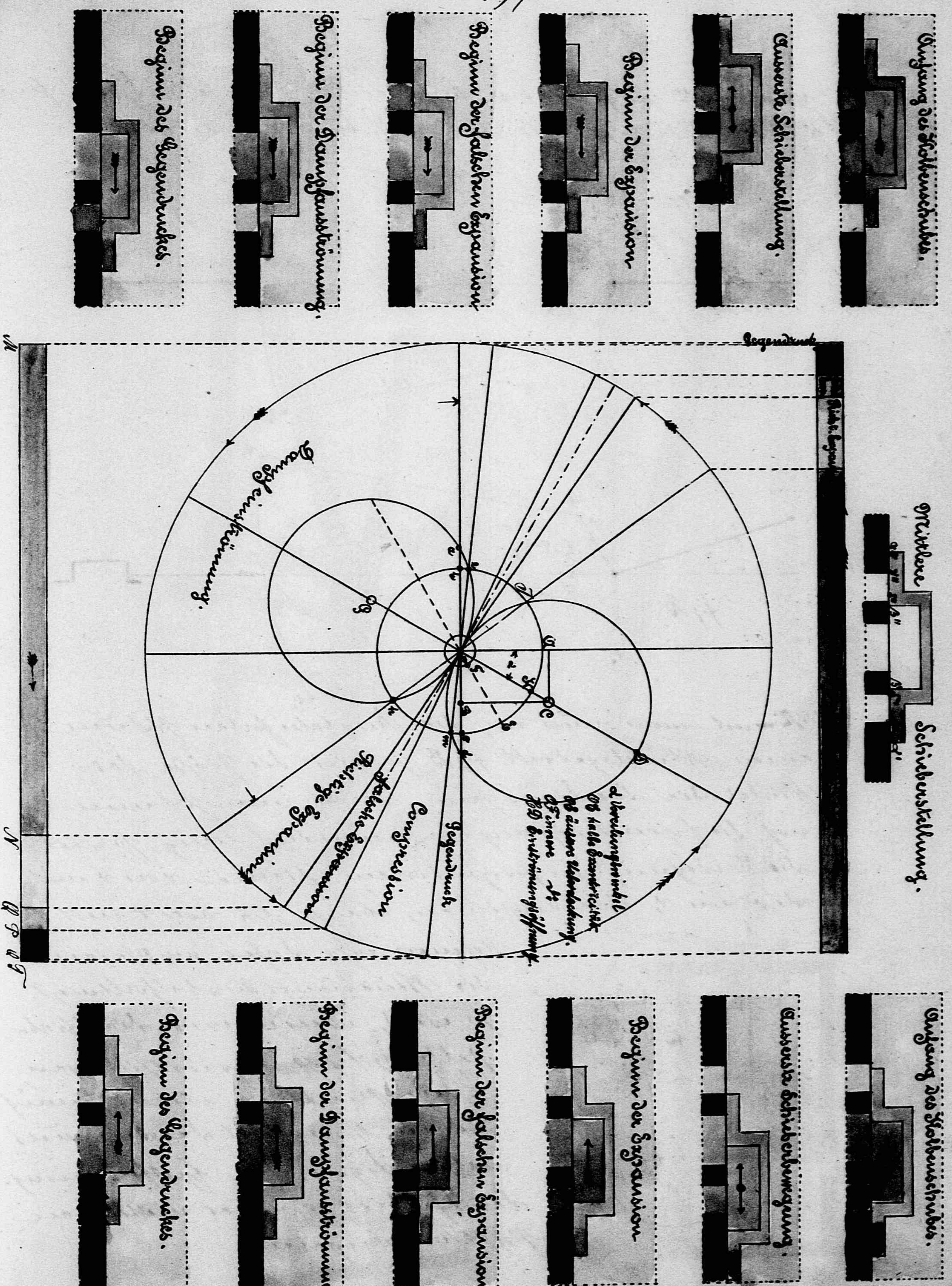
geht der Schieber dann noch weiter, bis β'' nach δ'' kommt, dann wird auch die Dampfzuströmung geschlossen & der Dampf wird vor dem Kolben comprimirt, wir erhalten also falsche Expansion.
Dies ist der Fall, wenn der Schieber um β''δ'' noch von seiner mittleren Position entfernt ist, oder wenn die innere Ueberdeckg. gleich ξ ist, also:

$$\xi = \delta . \beta'$$

& während der richtigen Expansion legte der Kolben den Weg N a zurück.
Die falsche Expansion beginnt nun & dauert so lange fort, bis der Schieber um das doppelte der inneren Ueberdeckung weiter gegangen ist, d. eigentlich aus dem Negativen ins Positive und wieder: $\xi = \delta . \beta$.
Während dieser Zeit legte der Kolben den Weg a P zurück.
Nun ist dem Dampf hinter dem Kolben der Weg zum Ausströmen geöffnet, während der Kolben noch weiter geht & so die atmosphärische Luft comprimirt & zwar so lange bis die äussere Ueberdeckung gänzlich erschöpft ist; dies ist in dem Punkte m, & nun beginnt der eigentliche Gegendruck, den der Kolben noch zu überwinden hat.

Taschensteuerung.

Man hat lange herumgesucht für einen guten Mechanismus zum Vor- & Rückwärtsfahren der Locomotive, bis endlich Stephenson mit seiner Coulissensteuerung kam.
Betrachten wir die Figuren S. 198 & nehmen wir an, die Coulisse sei in m, so wird der Schieber das



vorwärts zu steuern sucht einen ebenso großen Einfluß auszuüben, als das Rückwärtssteuernde.

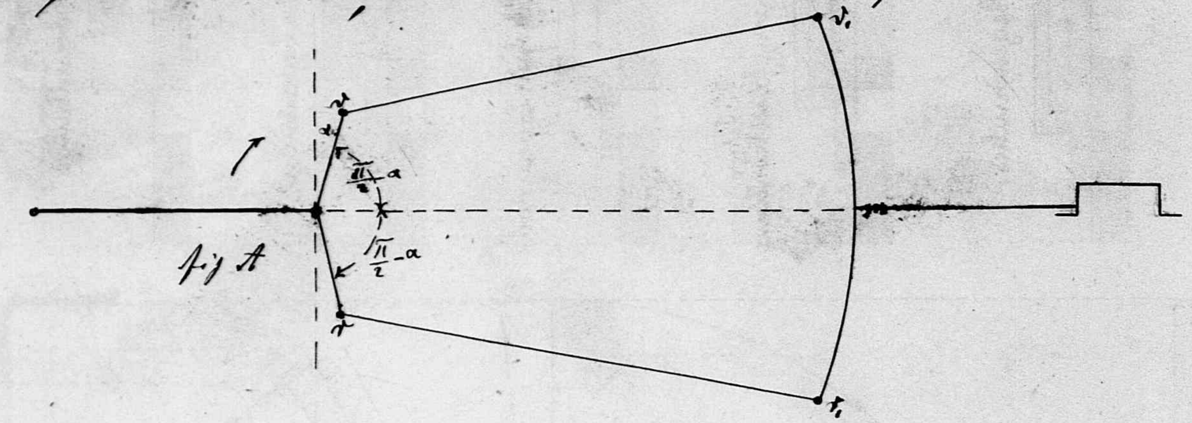


fig A

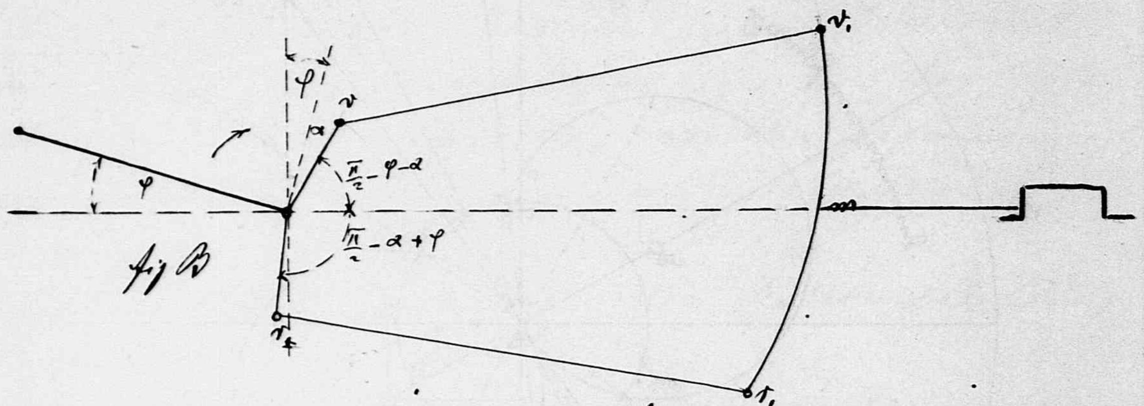
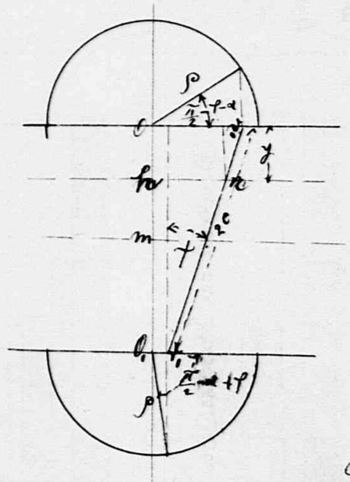
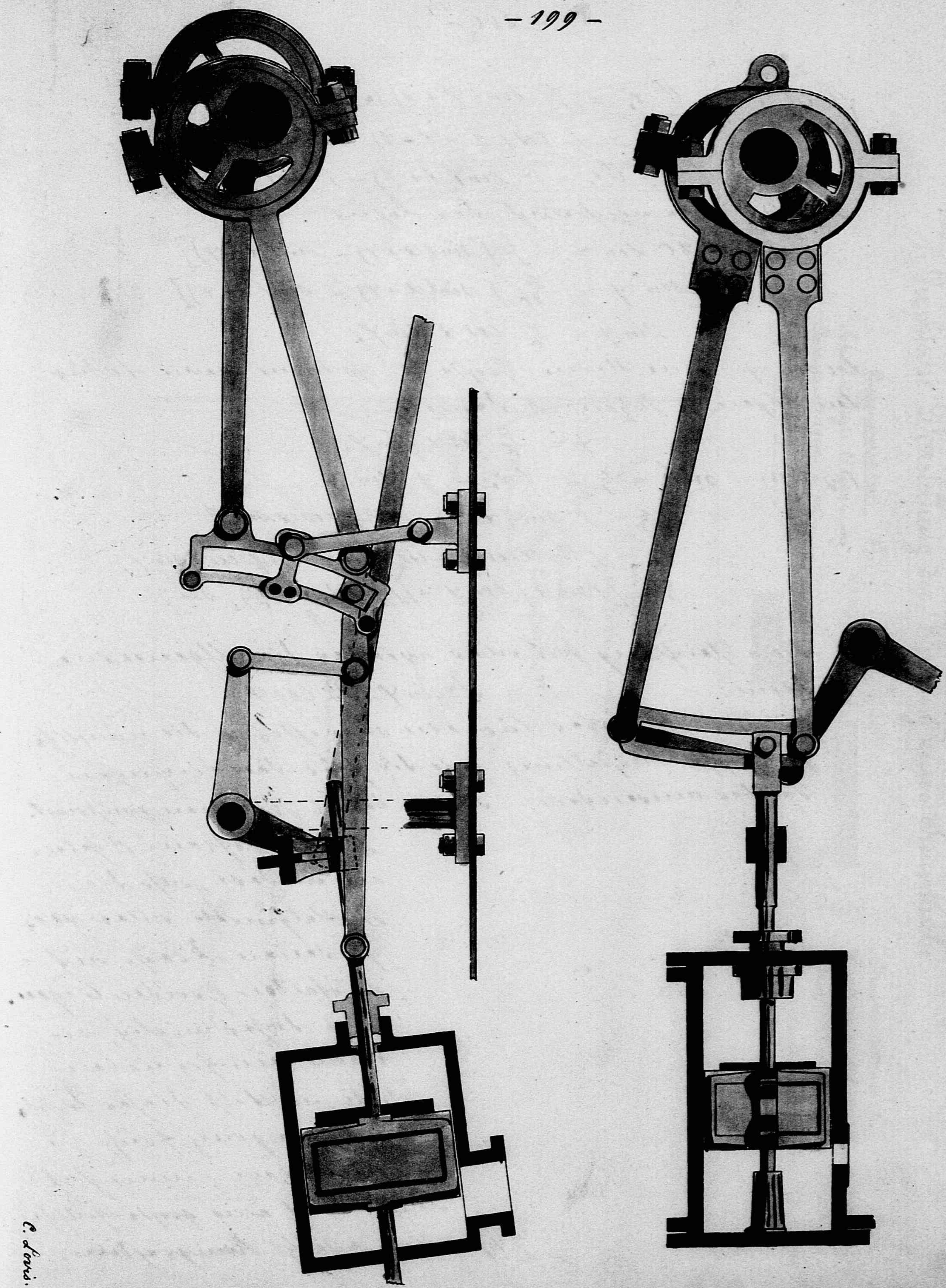


fig B

Nimmt man nun an, die Kurbelarme schlössen einen Winkel gedreht fig B so wird die Größe der Winkel die der Figur sein. denkt man sich nun noch die Excentrikstangen unendlich lang, so wird die Bewegung im horizontalen Sinne von v mit der von v_1 übereinstimmen, ebenso die von r mit r_1.



Nehmen wir daher an, es seien die Steuerungskurbelhalbmesser. so wird, wenn wir die Schieberstellung fig B berücksichtigen, den Punkt m oben hinauf gegen v_1 gerückt denken, aus nebiger Figur die Entfernung des Schiebers v. seiner mittleren Position angeben.



Es ist: $Ov_1 = \rho \sin(\varphi+\alpha) = \rho\cos(\frac{\pi}{2}-(\alpha+\varphi))$

$$Or_1 = \rho\cos(\frac{\pi}{2}-\alpha+\varphi) = \rho\sin(\alpha-\varphi)$$

$$Ov_1 - Or_1 = \rho\sin(\alpha+\varphi) - \rho\sin(\alpha-\varphi)$$

Nun ist aber auch nach der Figur:

$$2c\sin\psi = \rho[\sin(\alpha+\varphi) - \sin(\alpha-\varphi)]$$

$$\sin\psi = \frac{\rho}{2c}[\sin(\alpha+\varphi) - \sin(\alpha-\varphi)]$$

$$\sin\psi = \frac{\rho}{c}\cos\alpha\sin\varphi.$$

Da $\sin\psi$ eine kleine Größe ist, so kann man dafür den Bogen ψ setzen & dann ist:

$$\psi = \frac{\rho}{c}\cos\alpha\sin\varphi.$$

(Fig. S. 198) $nh = \xi = Ov_1 - y\cdot\sin\psi$

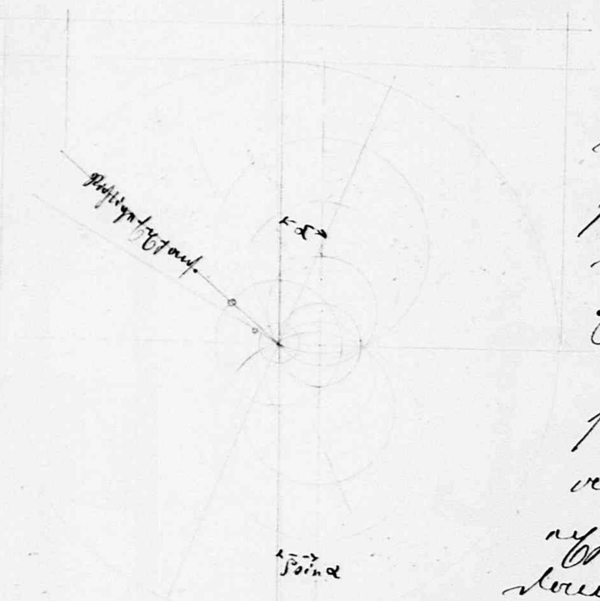
$$\xi = \rho\sin(\alpha+\varphi) - \rho\frac{y}{c}\cos\alpha\sin\varphi$$

$$\xi = \rho\sin\alpha\cos\varphi + \cos\alpha\sin\varphi - \rho\frac{y}{c}\cos\alpha\sin\varphi.$$

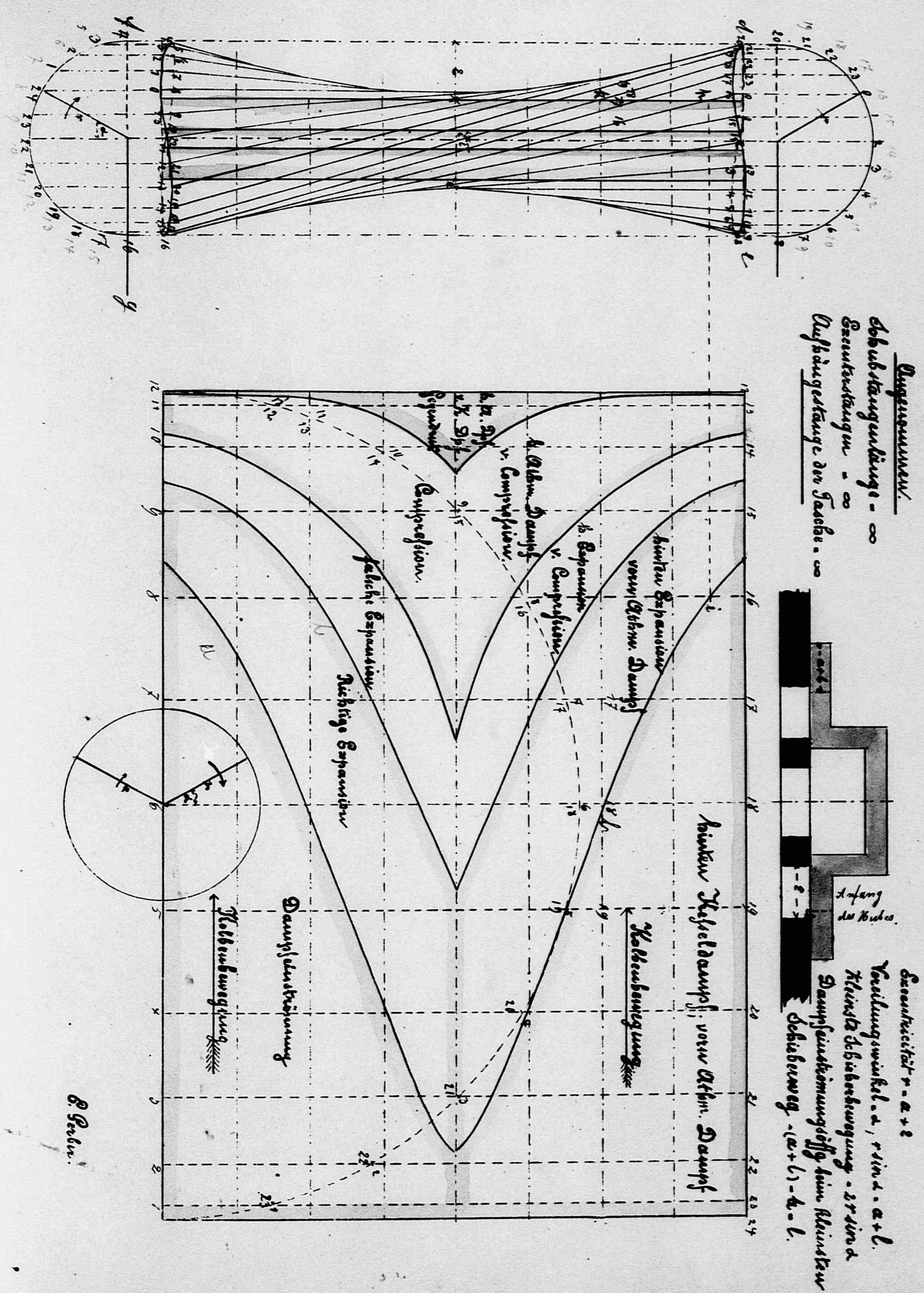
$$\xi = [\underbrace{\rho\sin\alpha}_{B}]\cos\varphi + [\underbrace{\rho\cos\alpha(1-\frac{y}{c})}_{A}]\sin\varphi$$

Diese Gleichung hat aber wieder die allgemeine Form: $\xi = A\sin\varphi + B\cos\varphi$.

Es lässt sich daher für ein gewisses y die nämliche graphische Darstellung wie die für den einfachen Schieber anwenden. Dabei bleibt B immer constant, während A seinen Wert ändert, also die Mittelpunkte aller entsprechenden Kreise auf derselben Geraden liegen.



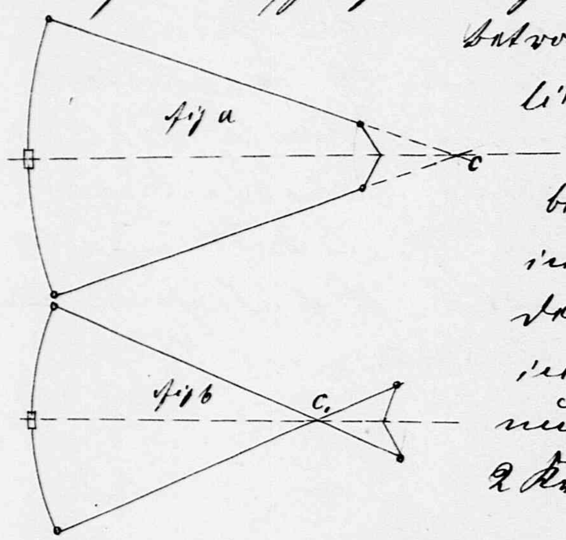
Es ist daher möglich, wie man auch aus Fig. ersehen sieht, mittelst dieser Tasche auch sehr ganz früh zu expandiren, man hat dann auch eine große falsche Expansion & selbst Kompression.



Man kann die Erscheinungen die bei einer Steuer-tasche auch sehr übersichtlich darstellen nach der Methode von Redtenbacher:
Man theile den Kreis den die Kurbel beschreibt in 24 Theile, bilde dann ein Rechteck von dem eine Seite gleich dem Durchmesser des Kurbel-kreises ist, & die andere gleich der Entfernung der beiden Excentricitätsaxen von der Steuertasche. Man ziehe nun durch die jedesmaligen Theilungs-punkte des Kurbelkreises die verticalen Linien dann ziehe man die Kreise d e & f g mit den Steuerungskurbelhalbmessern & theile sie auch in 24 Theile, verbinde die jedesmaligen Punkte mit gleichen Ziffern, so wird das Liniensystem obiger Figur erklärlich sein. Die Entfernung der beiden grünen Linien ist die Grösse der innern Ueberdeckung 2 mal genommen, & die Ent-fernung der rothen ist gleich der doppelten äuss. Ueberdeckung. Nehmen wir z. B. die Linie 16 16 so schneidet diese die äussere Ueberdeckung in k, wäre also die Kolbe so gestellt, dass der Schieber in k wäre, so würde derselbe in diesem Moment schließen, tragen wir daher diesen Punkt hin-über in die verticale Linie 16 so erhalten wir den Punkt i. Nehmen wir die Linie 15 18 so schneidet diese die äussere Ueberdeckung in k; diesen Punkt in die Verticallinie 18 getragen, gibt den Punkt l. Auf diese Weise sind die verschiedenen Punkte in dem Rechteck gefunden worden.

Bei all diesen Betrachtungen wurde angenommen, daß die Excentricstangen unendlich lang seien, was jedoch nicht der Fall ist & namentlich auch dadurch wird sich das Ganze etwas modificiren, da sich die beiden Excentricstangen bei der linken Hälfte der Kurbelbewegung auf kreuzen; es müßten diese Veränderungen der Lage der Excenter natürlich einen Einfluß auf die Schieberbewegung haben; es wird dieselbe keine reine Kreuzkopfbewegung mehr sein, es ist jedoch auch nicht gesagt, daß man reine Kreuzkopfbewegung als Schieberbewegung haben muß, sondern nur dadurch daß man Kurbeln verwendet, ist man dazu gekommen.

Was den Krümmungshalbmesser der Coulisse betrifft, so ist es nicht einerlei, von welcher Größe er ist; man verlangt nämlich, daß beim Beginn eines Kolbenhubes die lineare Voreilung ein & denselben Werth habe, daß also die Einströmungsöffnung beim Beginn des Schubes bei jeder beliebigen Coulissenstellung denselben Werth habe.



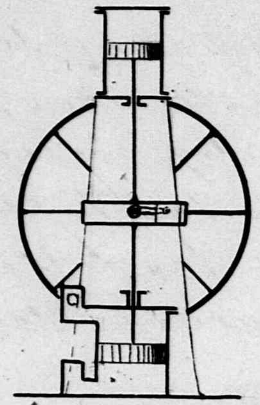
Betrachten wir die Fig. a, so liegt der gemeinsame Krümmungshalbmesser bei dieser Kurbelstellung in c, während er bei der Kurbelstellung Fig. b in c_1 liegt. Man kann nun der Coulisse doch nicht 2 Krümmungen od. eine

andere complicirte Form geben, & sieht sich daher genöthigt, auf Annäherungswerthe überzugehen & so hat man gefunden, daß wenn man den Krümmungshalbmesser der Coulisse gleich der Excentricstangen macht, der Fehler am kleinsten ausfällt, od. die lineare Voreilung ziemlich constant bleibt.

Bei Schiebern mit linearer Voreilung kann man die Maschine durch die Coulisse selbst nicht abstellen, es kann dies aber geschehen, wenn man keine Voreilung annimmt.

Speisepumpen.

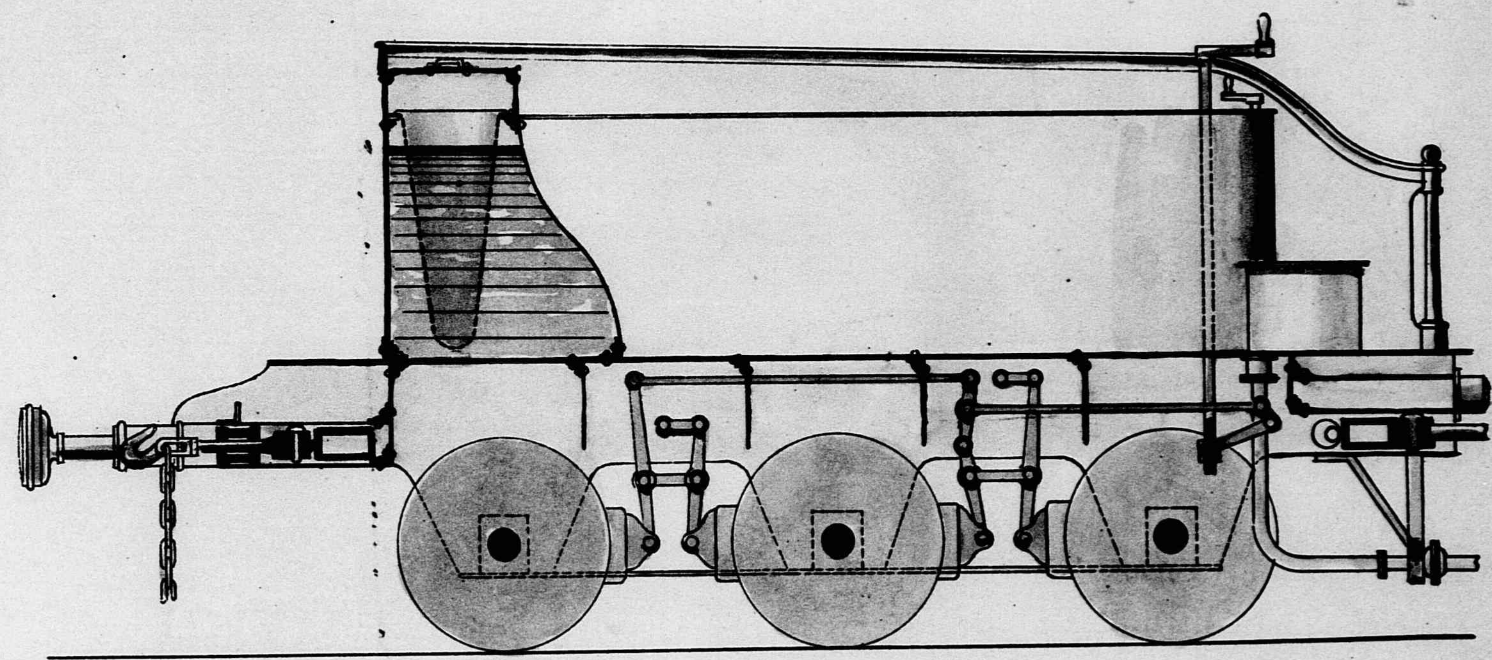
Dieselben werden entweder mit der Kolbenstange in Verbindung gesetzt, od. sie werden durch Excenter bewegt, wozu man in der Regel einen der Steuerungsexcenter benutzt. Im ersten Falle wird der Hub der Pumpe gleich dem des Cylinders, also der Durchmesser kleiner, weil der Kolbenhub ziemlich groß ist, & die ganze Pumpe hat dieselbe sehr große Geschwindigkeit wie die des Dampfkolbens, arbeitet mithin unter sehr ungünstigen Umständen. Man sollte daher glauben, die Excenterpumpen seien besser, weil die Kolbengeschwindigkeit hier eine mäßigere ist, da aber bei einem Hub immer dasselbe Wasservolumen in einem wie im andern Fall in den Kessel muß, so hat dasselbe auch in einem wie andern Fall dieselbe Schwierigkeit hinein zu kommen. Die Regulirung des Wasserzuflusses geschieht durch Hähne. Eigentliche ~~[illegible]~~ Ventile können hier gar nicht angewendet werden, weil sie bei dem raschen Wechsel der Spiele sich bald

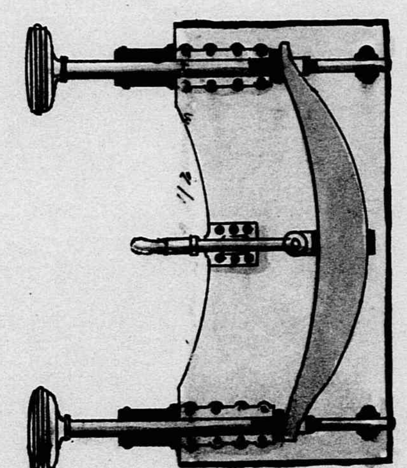


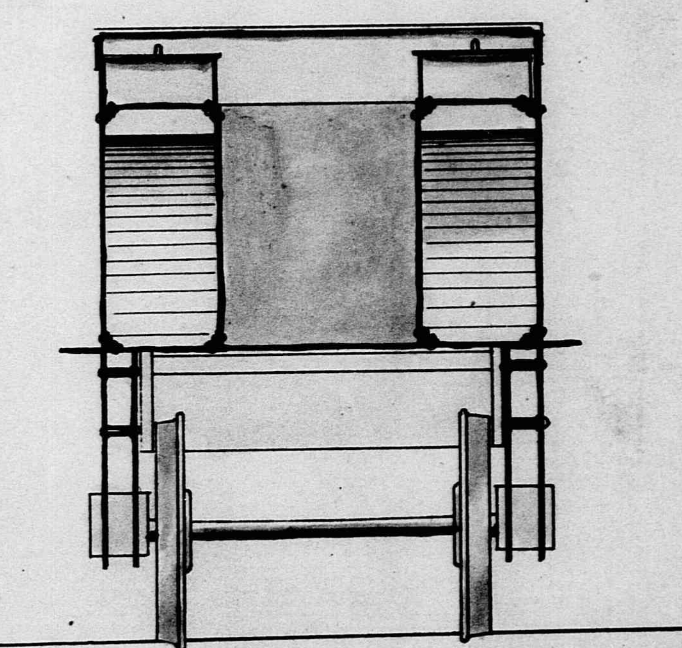
zerschlagen & undicht werden; man
nimmt deshalb Kugeln die in Führ-
ungen auf & nieder gehen können.
Damit durch Undichtwerden des
Druckventils nicht die ganze Pumpe
ihren Dienst versagt ist bei der Ein-
mündung des Druckrohrs in den
Kessel ein 2tes Druckventil angebracht welches ver-
hindert daß der Dampf beim Undichtwerden des
ersten Druckventils in die Pumpe gelangen kann.
Bei Lastenlocomotiven bringt man auch öfter noch eine
eigene Dampfpumpe ungefähr nach obiger Skizze an-
geordnet an, um auch beim Stillstehen der Locomo-
tive Wasser in den Kessel pumpen zu können. Dieselbe
ist, wenn es eine aufrechte ist, auf die eine Seite
der Locomotive auf die Plattform gestellt, od. wenn
es eine liegende Pumpe ist, unter der Plattform.

Tender.

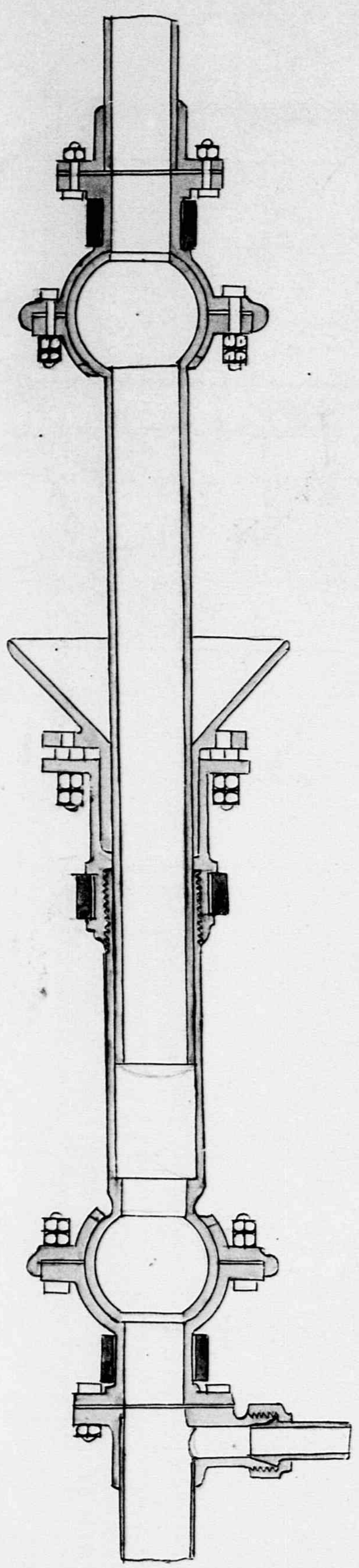
Zum Aufbewahren des Wassers & Brennstoffes
dient der Tender. (siehe nebige Skizze) Er hat im Wesent-
lichen die Form eines Güterwagens, das Wasser
wird in dem hufeisenförmigen Kasten ringsum
aufbewahrt, in der Mitte der Brennstoff.
Der Tender ist ferner mit einer Bremsvorrichtung
versehen; die Bremse wird angezogen wenn die
Maschine nicht gehen soll od. ihre Bewegung gemind-
ert werden soll.
Die Verbindung des Wasserkastens des Tenders
mit der Locomotive ist in der S. 206 skizzirten
Weise durch eine Röhrenleitg. mittels zweier
Kugelgelenke hergestellt.





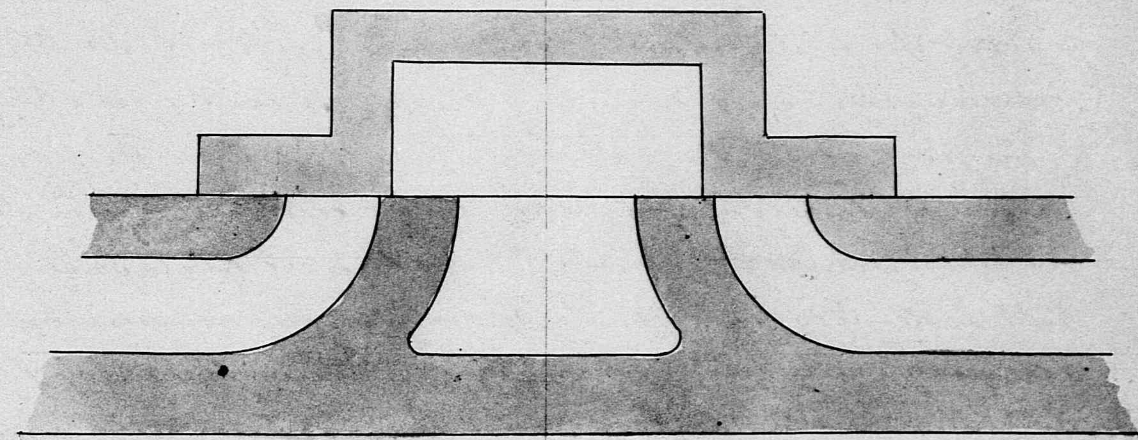


A. Tekrath.



Schiebersteuerungen mit & ohne Expansion.

Gewöhnliche Schieber mit starker äußerer & schwacher innerer Ueberdeckung nach den Regeln d. „Redtenb. Locomotiv."



Bewegung durch Excentrum.
Durchmesser des Dampfcylinders = d

Dampfeinströmung { Weite = 0·084 d
Breite = 0·669 d

Dampfausströmung { Weite = 0·163 d
Breite = 0·669 d

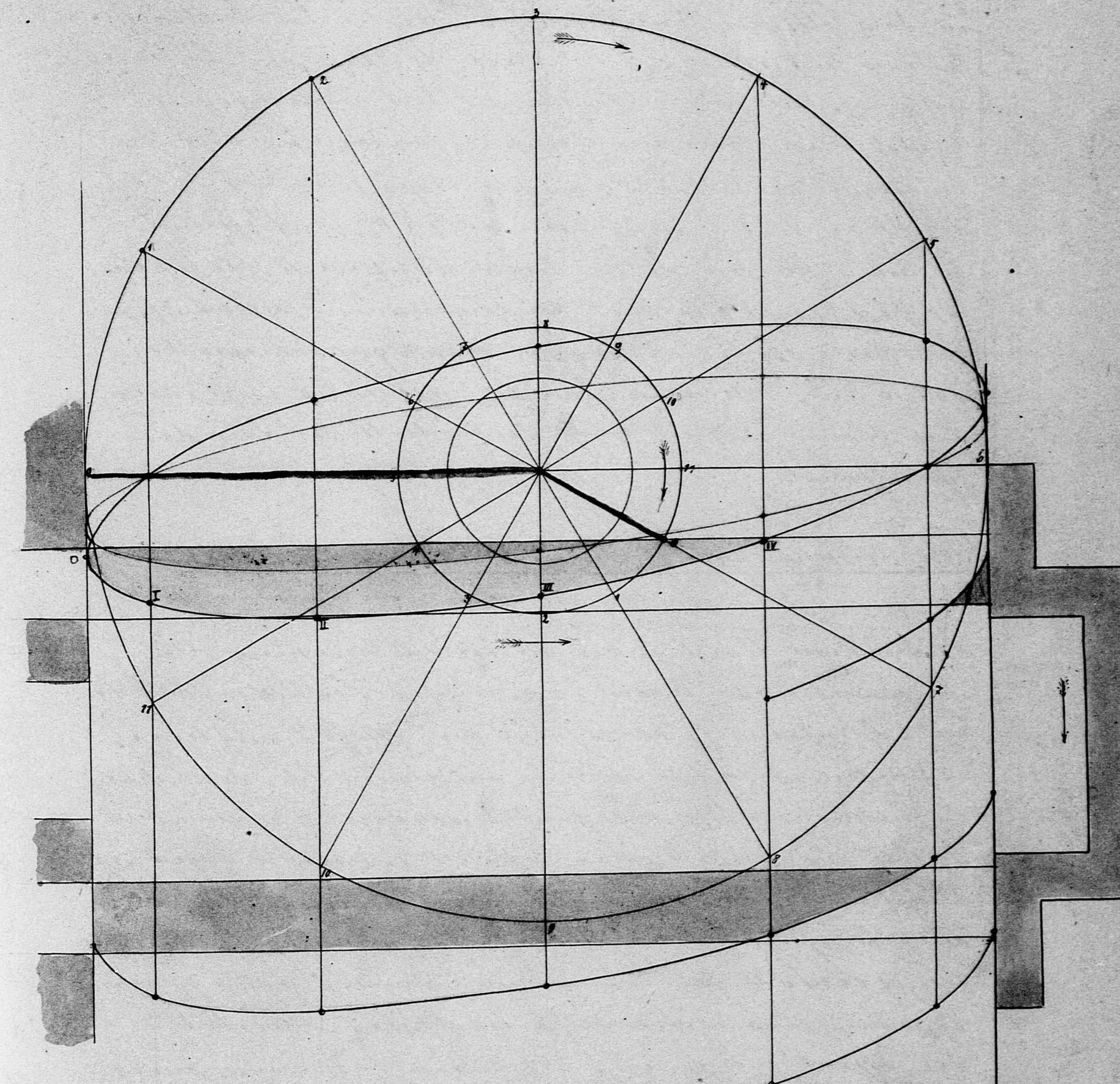
Schieber {
Breite ---- = 0·82 d
Länge ---- = 0·63 d
Innere Ueberdeckg. = 0·0112 d
Äußere Ueberdeckg. = 0·08 d
Bewegung . . . = 0·328 d

Die Bewegung des Schiebers, wenn derselbe einen ganz öffnen soll, muß gleich sein der doppelten Weite der Einströmung, plus der doppelten äußeren Ueberdeckung, d. i. = 2(0·084 + 0·08) d = 0·328 d.
Der Voreilungswinkel ist = 30° Excentricität = (0·084 + 0·08) d = 0·164 d.
Die Wirkungsweise dieses Schiebers ist folgende:

Beim Anfang eines Kolbenhubes ist die Dampfein-strömungsöffnung schon etwas offen; nachdem der Kolben $\frac{1}{4}$ seines Weges zurückgelegt hat, ist der Schieber am Ende seiner Bewegung. Die Einströmungsöffnung ist ganz offen.
Hat der Kolben ungefähr 3/4 seines Weges durchlaufen, so wird die Einlaßöffnung geschlossen, während die Aus-strömungsöffnung noch offen bleibt; es tritt eine richtige Expansion ein, die so lange dauert, bis die Ausström-ung abgeschlossen wird, was dann eintritt, wenn der Kolben circa noch $\frac{1}{12}$ seines Hubes zurückzulegen hat. Jetzt tritt Compression des Dampfes hinter dem Kolben ein, während die Expansion vor demselben noch fort-dauert, bis die Ausströmungsöffnung demselben geöffnet wird. Dies tritt ein, wenn der Kolben noch circa $\frac{1}{20}$ seines Laufes zu machen hat. Der Kolben comprimirt nun den Dampf hinter sich so lange, bis die Einström-ungsöffnung hinter ihm geöffnet wird, d. h. bis er beinahe am Ende seines Laufes angelangt ist.
Die letzte, aber außerordentlich kleine Bewegung bis zum Ende des Hubes legt er mit Gegendruck von hochgespanntem Dampf zurück, & nun beginnt dieselbe Periode von Neuem.

Graphische Darstellung der Wirkungsweise dieses Schiebers.

Um für jeden Moment die Größe der Ein- u. Aus-strömungsöffnung zu erhalten, trage man als Abszissen die Kolbenbewegung, & als Ordinaten die Bewegung des Schiebers auf, & zwar desjenigen Punktes, der jedesmal wirksam ist. Da hier die Bewegung des Schiebers nicht wie in der Wirklichkeit



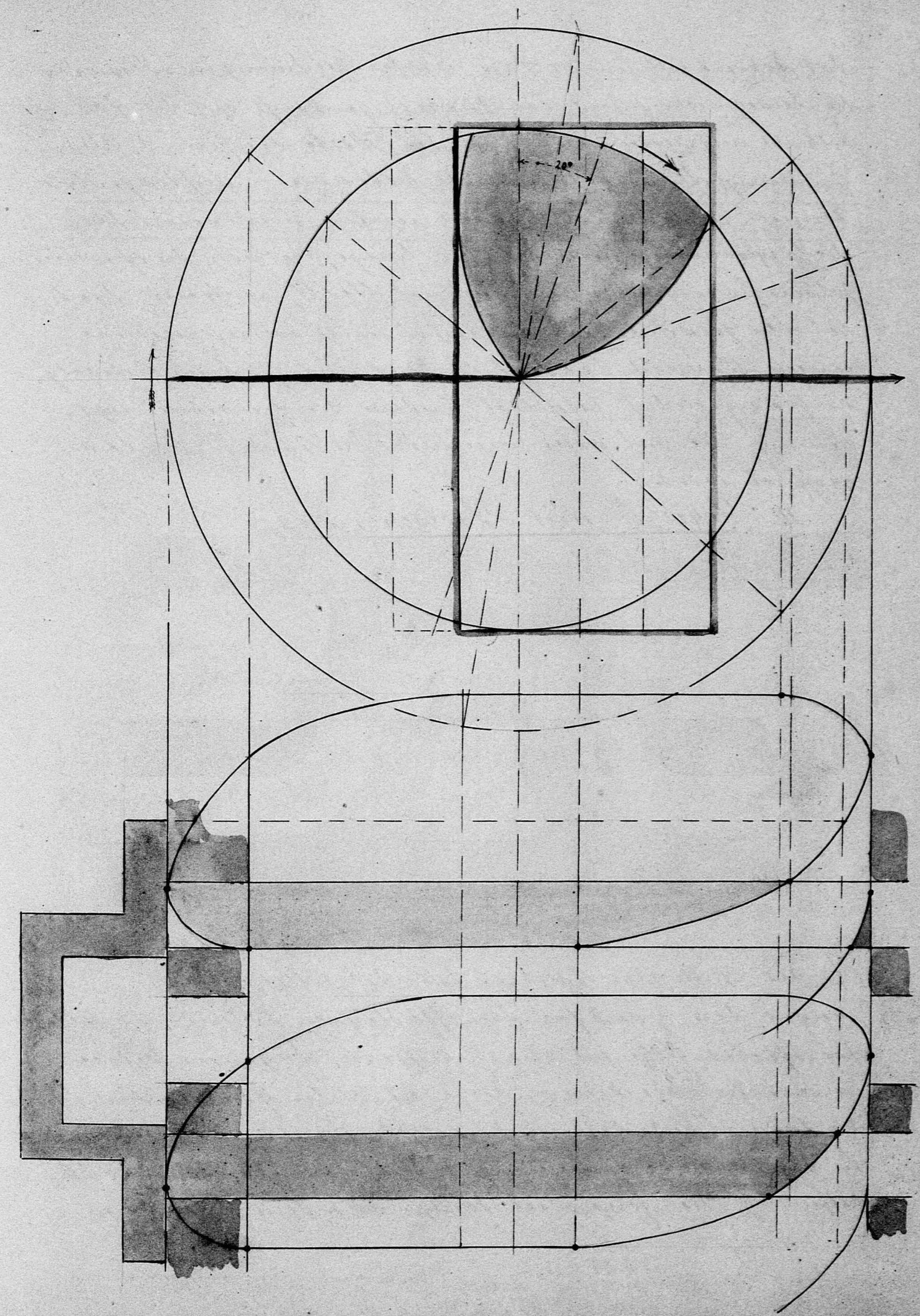
in dem gleichen Sinne erfolgt, wie die des Kolbens, sondern senkrecht auf die letztere, so stehen auch die beiden entsprechenden Kurbeln nicht wie dort unter rechtem Winkel, (vom Voreilen abgesehen), sondern einander entgegengesetzt, wozu dann selbstverständlich noch der Voreilungswinkel, in unserem Falle 30°, zuzufügen ist. Die rothen Kurven stellen die Wirkungsweise des Schiebers bei verkürztem Hub dar. Die Einströmung wird früher geschlossen, der Expansionsgrad ist also grösser wie bei vollem Hub. Allein die Dampfeinströmung wird immer nur wenig geöffnet & also der Eintritt des Dampfes sehr erschwert.

II.

Gewöhnlicher Schieber durch Dreieck & Schleife bewegt.

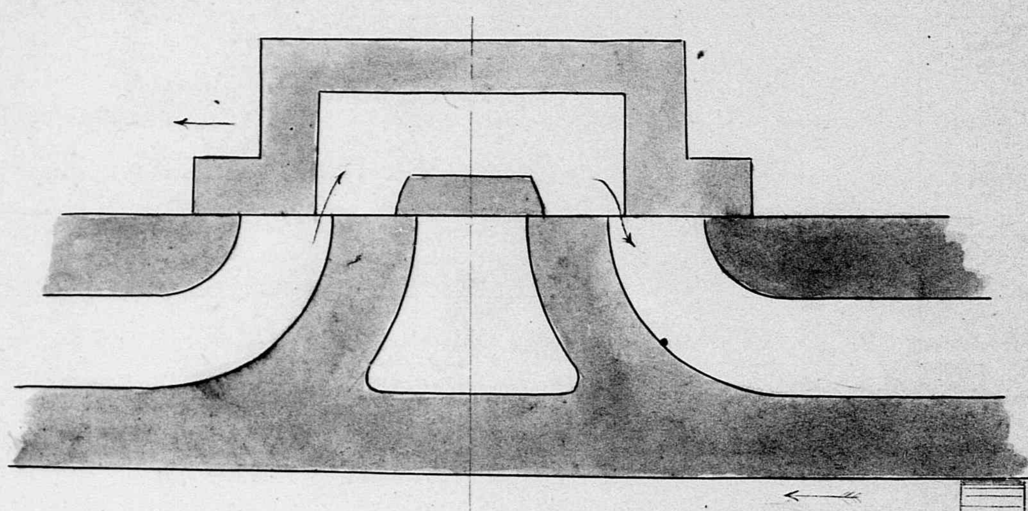
In der Regel findet man die Dreiecksbewegung als Steuerungsmechanismus nur bei der Woolf'schen Maschine mit 2 Cylindern. Es kann jedoch mit Vortheil auch bei gewöhnlichen Dampfmaschinen mit einem Cylinder & ohne Expansion dieselbe angewandt werden. Gibt man dem Schieber eine grosse äussere & kleine innere Ueberdeckung, & lässt man das Dreieck um soviel voreilen, dass es am Anfang des Kolbenschubes die Einströmung schon ein wenig geöffnet hat, so kann man dadurch schon Expans. erzielen, etwa während $\frac{1}{12}$ des Schubes. Der Radius des Dreieckbogens muss gleich sein der ganzen Bewegung des Schiebers, d.h. = 2 mal äussere Ueberdeckung plus 2 mal Einströmungsöffnung.

Die folgende graphische Darstellung gilt für einen Schieber von übereinstimmenden Dimensionen mit dem unter I.



das Dreieck eilt um 20° vor. In der Zeichnung wird wieder die Bewegungsrichtung des Schiebers senkrecht auf die des Kolbens angenommen, um die Weite der Ein- & Ausströmungsöffnung direkt als Ordinaten auftragen zu können. Man sieht hieraus unter anderem, daß die Einströmungsöffnung sehr lange, (beinahe den halben Kolbenhub) ganz geöffnet bleibt, während dies bei der gewöhnlichen Excenterbewegung nur in einem Moment der Fall ist. Auch das zu frühe [illegible] ist hier ziemlich beseitigt, indem die Einströmungsöffnung erst viel näher am Ende des Schiebers wieder geöffnet wird.

III Schieber mit Zwischensteg

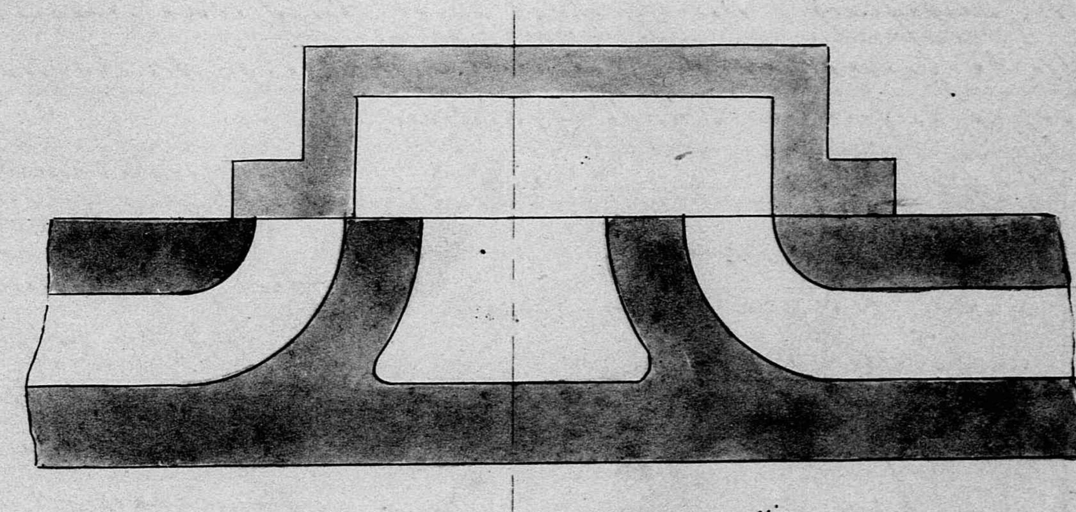


Anfang des Schiebers

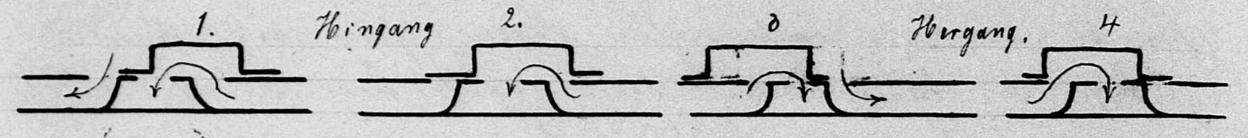
In der Mitte des Schiebers befindet sich ein Steg, welcher den Zweck hat, den schädlichen Raum zu beseitigen. Der Schieber selbst hat etwas äußere, dagegen keine innere Ueberdeckung; diese ist vielmehr negativ, d.h. die Lappen bedecken nicht vollständig die Oeffnungen. In der mittleren Stellung bedeckt der Zwischensteg die Oeffnung, die sonst den Dampf aus dem Cylinder

direkt ins Freie entweichen läßt. Hier werden nun zuerst die Kanäle mit dem abgehenden Dampf erfüllt, bevor der Dampf aus dem Kasten eintritt.

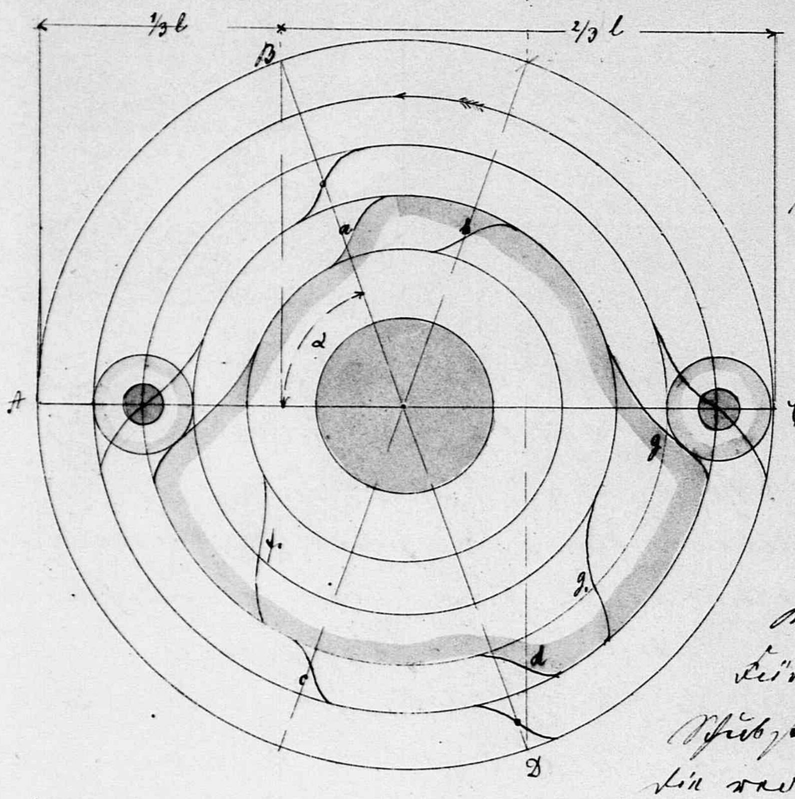
IV Verlängerter Schieber mit ruckweiser Bewegung durch eine unrunde Scheibe. (Expansionssteuerung)



Dimensionen der Dampfkanäle wie früher.
Dampfeinströmung 0·084 d auf 0·669 d
Dampfausströmung 0·163 d auf 0·669 d
Innere & äußere Ueberdeckung des Schiebers klein und gleich groß. Der Schieber macht für jeden einfachen Hub des Kolbens 2 ruckweise Bewegungen:
die erste ist = der Weite der Einströmung + der äußeren Ueberdeckung; die 2te = der doppelten Einströmungsöffnung + der inneren & äußeren Ueberdeckung. Ist die innere Ueberdeckung gleich der äußeren, so ist die zweite Bewegung doppelt so groß als die erste.
Die Länge des Schiebers ist so, daß er den einen Kanal mit Ueberdeckung abschließt, während der Ausströmungskanal ganz geöffnet ist, wie obige Figur zeigt.
Die 4 Hauptstellungen des Schiebers bei einem Hin- u. Hergang des Kolbens sind folgende:



1 & 3: Ein- & Ausströmung geöffnet.
2 & 4: Einströmung geschlossen, Ausströmung geöffnet.
Bei diesen letzteren Stellungen tritt die Expansion ein. Die Bewegung dieses Schiebers wird durch eine unrunde Scheibe bewerkstelligt. Folgende Figur zeigt die Konstrukt. einer solchen für 3fache Expansion.



Es ist hierbei innere & äußere Ueberdeckg. gleich groß angenommen, so daß die größere Bewegung d. Schiebers gleich der doppelten kleineren ist.

Der Winkel α entspricht der Stellung der Maschinenkurbel bei 1/3 zurückgelegtem Kolbenhub.

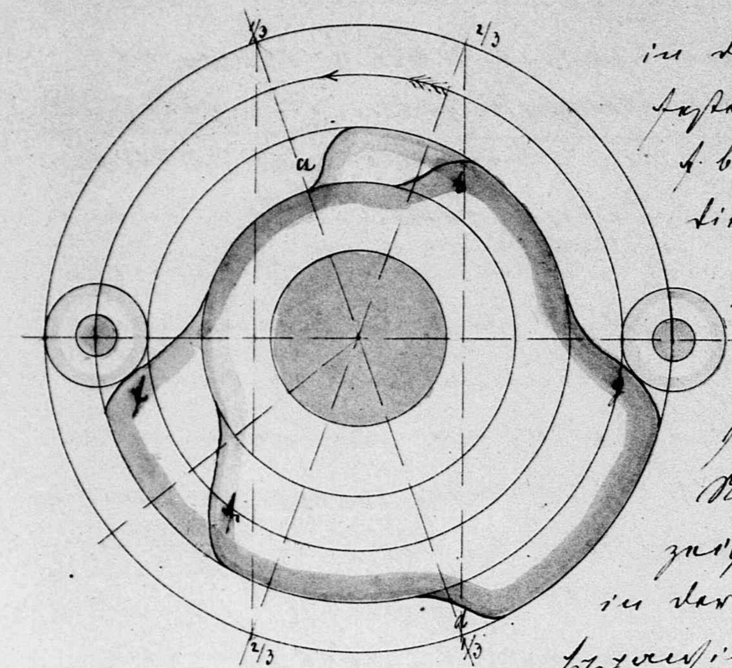
Für eine ∞ lange Schubstange ist $\sin \text{vers}\, \alpha = \frac{2}{3}$. Die wirkliche Kurve ist äquidistant der theoretischen, welche dem Mittelpunkt der Rollen entspricht. Da eine stoßweise, plötzliche Bewegung des Schiebers durch die Scheibe nicht möglich & zulässig ist, so muß statt der theoretischen geraden, radialen Linie, sanfte Uebergangskurven nehmen. Diese müssen so gemacht werden, daß nirgends ein Stoß od. gewaltsamer Ruck stattfindet. Zu diesem Zweck müssen auch die Friktionsrollen, die zunächst die Bewegung

von der Scheibe empfangen, gehörig große Durchmesser erhalten. Auch müssen die Uebergangskurven so gekrümmt werden, daß beim Anfang des Kolbenhubes der Schieber schon ein wenig die Einströmung geöffnet. Die andere Kurve welche die Expansion, also den Dampfabschluß hervorbringt, wird am besten so gelegt, daß die Schieber schon vor dem theoretischen Expansionseintritte anfängt zuzumachen, & dann genau abgeschlossen hat, wann wirklich die Expansion eintreten soll. Der Schieber bewegt sich nachher noch um die Ueberdeckung weiter, bis der erste Ruck vollendet ist.

Für variable Expansion muß man 2 solcher Scheiben neben einander legen, die gegen einander verdreht werden können. Wollte man z. B. die Scheibe für $\frac{3}{2}$ fache bis 3fache Expansion einrichten, so würde für $\frac{3}{2}$ fache Expansion die Kurve a nach b, & die Kurve d nach c rücken. Die Kurven b & d müßten sich dann an einer auf der Welle befestigten Scheibe befinden, während a & c sich auf der verschiebbaren befinden müßten und zwar a an der bezeichneten Stelle, & c an der Stelle von d, so daß, wenn die drehbare Scheibe für $\frac{3}{2}$ fache Expansion verschoben wird, a nach b & c an den in der Figur bezeichneten Ort kommt. Die Kurven f & g behalten für alle Expansionsgrade ihre Stelle; es darf daher die drehbare Scheibe nie vor dieselben treten.

Für 3fache Expansion steht die bewegliche Scheibe in der Stellung a g d f. & dieselbe auf ihren unveränderlichen Platz f b g d; (siehe Fig. auf der folgend. Seite) es wirken also dann die Kurven f a g & d. Die Kurven b & f stehen zurück & sind also wirkungslos.

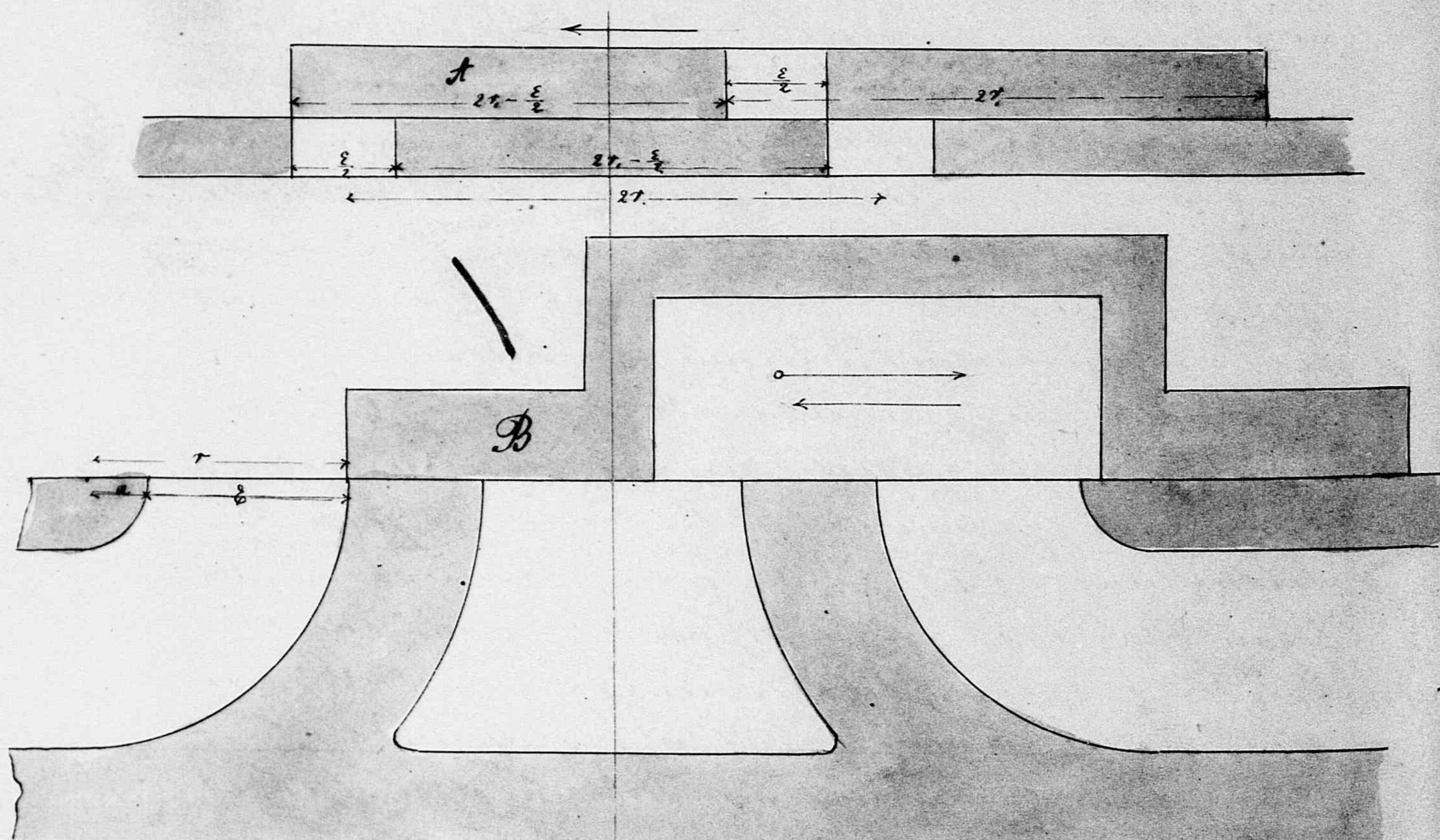
Für $\frac{3}{2}$ fache Expansion steht die bewegliche Scheibe

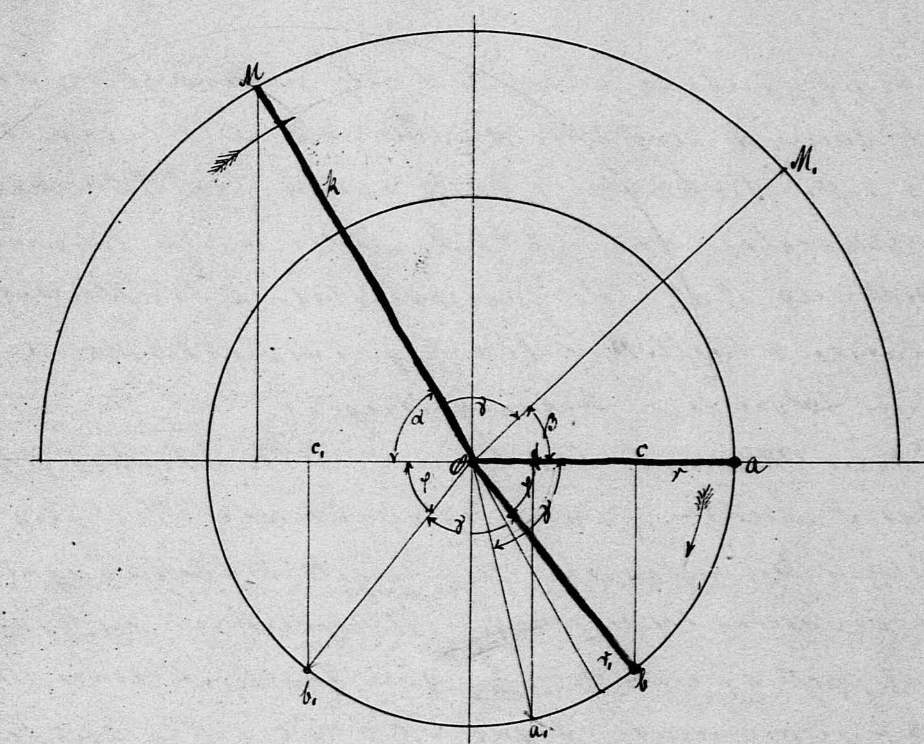


in der Stellung b g c f, u. die feste in ihrer alten Stellg. f b g d. Es wirken dann die Kurven f b g u. c; a fällt mit b zusammen, g. u. d stehen zurück, u. f, fällt mit f zusammen.

Nebenstehende Figur zeigt die beiden Scheiben in der Stellung für 3fache Expansion; die feste Scheibe ist blau, die bewegliche roth angelegt. —

V. Expansionssteuerung mit 2 Schiebern und 2 Dampfkammern. a) für 4 fache Expansion.





Obige Stellung der Schieber entspricht dem Moment wo die Expansion eintritt, wo also der Kolben $\frac{1}{4}$ tel seines Weges zurückgelegt hat. Die Schieberkurbel B steht dann gerade horizontal (wegen der 30° Voreilung)

Der Vertheilungsschieber B hat äussere Ueberdeckung u. arbeitet mit 30° Voreilen. Der Hub desselben ist = der doppelten Einströmungsöffnung ε plus der doppelten äusseren Ueberdeckung.

Weite der Oeffnungen des Expansionsschiebers $A = \frac{\varepsilon}{2}$

Zu jedem Moment, wo die Expansion eintritt, macht die Hauptkurbel k einen ∡ α mit der Horizontalen; ferner sei β der Winkel den sie in dem Moment mit der Horizontalen macht, wo der Schieber B die Einströmung schließt, u. wo also A eben gerade wieder öffnen kann. Kurbel für $B = r$, u. für $A = r$, äussere Ueberdeckung von $B = a$.

1) Es ist zunächst wie früher: $r = \varepsilon + a$.

Die Stellung Oa, der Kurbel r für den Moment, wo der Schieber (~~die Stellg~~) B die Einströmung schließt,

ergibt sich, indem man $Od = a$ aufträgt, & da_1 zieht, weil dann B noch um a von der mittleren Stellung rechts steht. Die Kurbel r hat hierbei den Winkel $a O a_1 = \gamma$ beschrieben, der $= M O M_1$ sein muss, woraus sich die Stellung OM_1 der Hauptkurbel & der Winkel β ergibt. Die Länge & Stellung der Expansionskurbel r_1 ergibt sich aus folgenden Betrachtungen:
Im dem Moment des Expansionseintrittes steht der Schieber A um $r_1 - \frac{\varepsilon}{2}$ von der mittleren Stellung rechts (weil in den äussersten Stellungen die Oeffnungen gerade über einander liegen). Im Moment wo er wieder öffnet, steht er um $r_1 - \frac{\varepsilon}{2}$ von der mittleren Stellung links; man mache daher $Oc = Oc_1 = r_1 - \frac{\varepsilon}{2}$. Seien die beiden noch unbekannten Winkel $a O b = c_1 O b_1$, den die noch unbestimmte Expansionskurbel r_1 mit der Horizontalen bildet $= \varphi$, so haben wir:

2) $$r_1 \cos\varphi = r_1 - \frac{\varepsilon}{2}$$

Da nun die Kurbel r_1 in derselben Zeit aus der Stellung Ob in Ob_1 übergeht, während k aus OM in OM_1 & r aus Od in Oa_1 übergeht, so muss notwendig der Winkel $b O b_1 = \gamma$ sein.
Wir haben daher: $2\varphi = \alpha + \beta$

3) $$\varphi = \frac{\alpha + \beta}{2}$$

Aus dem Dreieck $O d a_1$ folgt: $Od = Oa_1 \cos\gamma$ od.

$$a = r \cos\gamma$$

$$\cos\gamma = \frac{a}{r} \text{ \& weil } r = \varepsilon + a:$$

4) $$\cos\gamma = \frac{r - \varepsilon}{r}$$

N.B. Um sicher zu gehen nehme man Od etwas kleiner als a.
Für unseren speziellen Fall der 4fachen Expansion ist $\alpha = 60°$ daher:

$$\beta = 180° - (\alpha + \gamma) = 120° - \gamma \text{ und}$$

$$\varphi = \frac{\alpha+\beta}{2} = \frac{180 - \gamma}{2} = 90 - \frac{\gamma}{2}$$

$$2\varphi = 180 - \gamma$$

$$\cos 2\varphi = -\cos\gamma = \frac{\varepsilon - r}{r}\text{ ; hieraus}$$

5) $$\cos\varphi = \sqrt{\frac{1+\cos 2\varphi}{2}} = \sqrt{\frac{1+\frac{\varepsilon - r}{r}}{2}} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{2r}}$$ diesen

Wert in (2) eingesetzt:

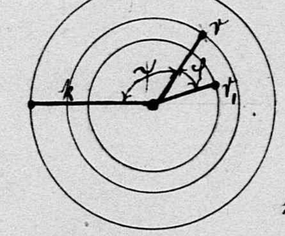
$$r_1 \sqrt{\frac{\varepsilon}{2r}} = r_1 - \frac{\varepsilon}{2} \text{ oder } r_1\left(1 - \sqrt{\frac{\varepsilon}{2r}}\right) = \frac{\varepsilon}{2}$$

woraus endlich:

6) $$r_1 = \frac{\frac{\varepsilon}{2}}{1 - \sqrt{\frac{\varepsilon}{2r}}} = \frac{\frac{\varepsilon}{2}}{1 - \sqrt{\frac{\varepsilon}{2(\varepsilon+a)}}} = \frac{\varepsilon}{2 - \sqrt{\frac{2\varepsilon}{\varepsilon + a}}}$$

Hieraus sind nun die Dimensionen & Stellungen der 3 Kurbeln bestimmt, nämlich (wenn l den Kolbenschub bezeichnet):

$$\begin{cases} k = \frac{l}{2} \\ r = \varepsilon + a \\ r_1 = \frac{\varepsilon}{2\sqrt{\frac{2\varepsilon}{\varepsilon+a}}} \end{cases}$$



Ihre Stellungen in einem bestimmten Moment z. B. dem Anfange des Hubes sind die obigen:
k horizontal, r; $- \measuredangle \varphi = 120°$

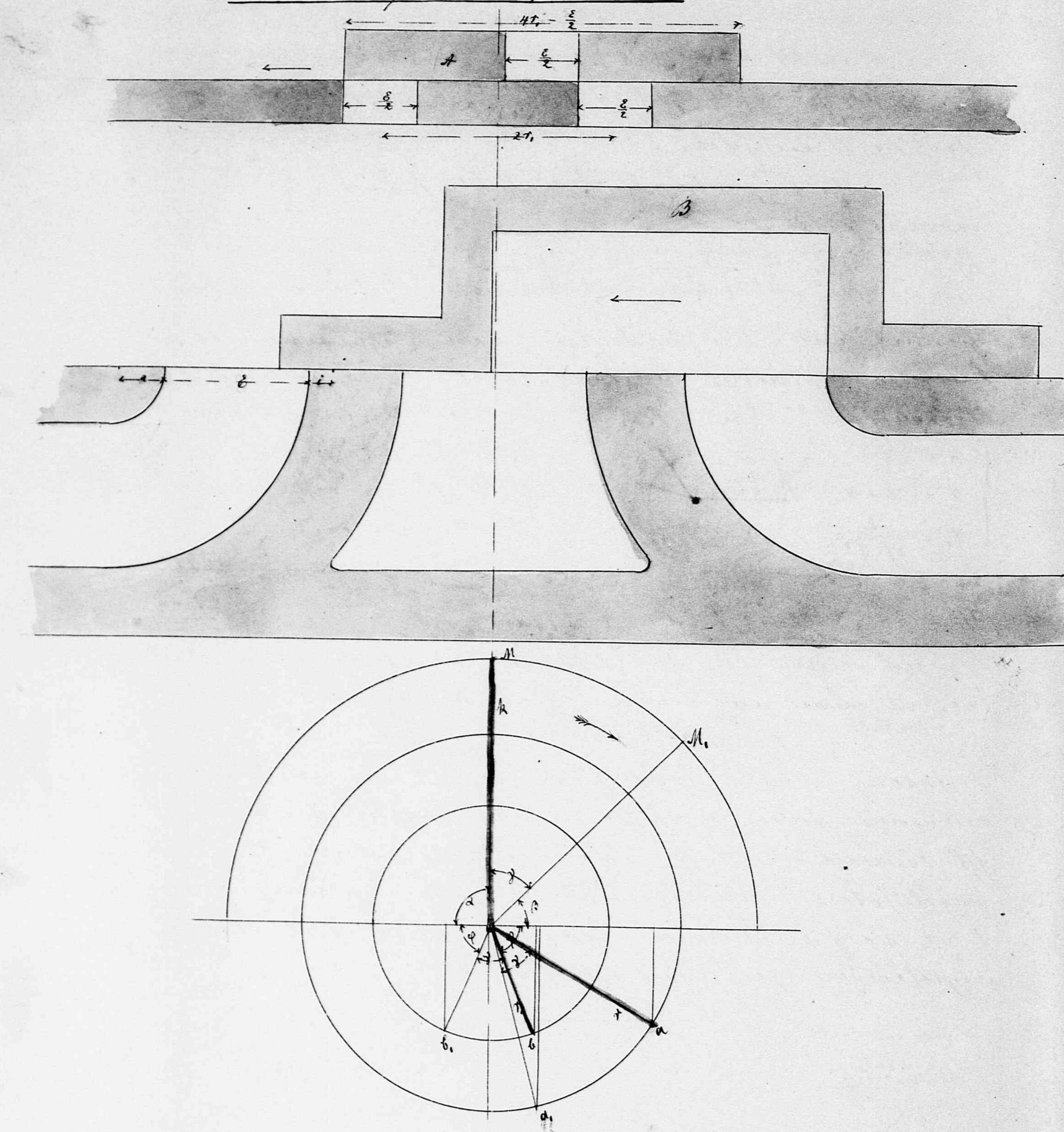
r_1; — $\cos\varphi = \sqrt{\frac{\varepsilon}{2r}} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{2(\varepsilon + a)}}$

Nimmt man für die äussere Ueberdeckung: $a = 0{\cdot}3\,\varepsilon$, so erhält man nach diesen letzten Formeln:

$$r = 1{\cdot}30\,\varepsilon \;;\quad r_1 = 1{\cdot}31\,\varepsilon$$

Differenz $= 0{\cdot}01\,\varepsilon$ was für $\varepsilon = 2{\cdot}5$ c.m. nur $\frac{1}{4}$ m.m. ausmacht, daher praktisch zu vernachlässigen ist.
Es können also für diesen speziellen Fall, bei den angeführten Dimensionen die beiden Excentricitäten r & r_1 gleich genommen werden, wie es in der nebenstehenden Zeichnung geschehen ist.

b. Für 2 fache Expansion.



der Vertheilungsschieber B eilt wieder um 30° vor. Obige Zeichnung stellt den Moment dar, in welchem die Expans. eintritt. Die Hauptkurbel k steht dann horizontal, & die Kurbel r für den Schieber B steht um 30° unter der Horizontalen.

Für den Expansionsschieber A haben wir zur Bestimmung der Kurbel r_1 & ihrer Richtung wieder ähnliche Bedingungen, wie vorhin; wenn nämlich γ der Winkel ist um welchen sich die Kurbeln drehen, um aus obiger Stellung in diejenige überzugehen, die dem Moment des Schließens von B & der gleichzeitigen Wiedereröffnung von A entspricht.

Ist ε die Weite der Einströmung, a die äußere, i die innere Überdeckung, so finden folgende Beziehungen statt:

1) $$r = \varepsilon + a$$
$$\alpha = 90°$$

2) $$\varphi = \frac{\alpha + \beta}{2} = 90° - \frac{\gamma}{2}$$

Für die Stellung Oa, der Kurbel r ist der Schieber B noch um a von der mittleren Stellg. nach rechts verschoben, daher:

3) $$\cos(\gamma + 30°) = \frac{a}{r} = \frac{a}{\varepsilon + a}, \text{ woraus}$$
$\measuredangle(\gamma + 30°)$, — $\measuredangle\gamma$, & $\measuredangle\frac{\gamma}{2}$ folgt.

NB. Zur Sicherheit ist es angemessen, den $\measuredangle\gamma$ etwas größer zu nehmen, damit in dem Moment wo A oben aufmacht, der Lappen von B schon um etwas die untere Einströmungsöffnung überdeckt. In der folgenden Rechnung ist hierauf noch keine Rücksicht genommen.

Zur Bestimmung von r_1 hat man:
$$r_1 \cos\varphi = r_1 - \frac{\varepsilon}{2} \text{ od.}$$
$$r_1(1 - \cos\varphi) = \frac{\varepsilon}{2} \text{ woraus:}$$

4) $$r_1 = \frac{\frac{\varepsilon}{2}}{1 - \cos\varphi} = \frac{\varepsilon}{2(1 - \cos\varphi)}$$

In obiger Zeichnung ist nun:

$\varepsilon = 26$ m.m.
$a = 9$ m.m.
$r = 35$ m.m.

Zur Bestimmung von r_1 & φ hat man zunächst zu berechnen:

$$\cos(\gamma + 30) = \frac{9}{35} = 0{\cdot}257 \text{ woraus:}$$

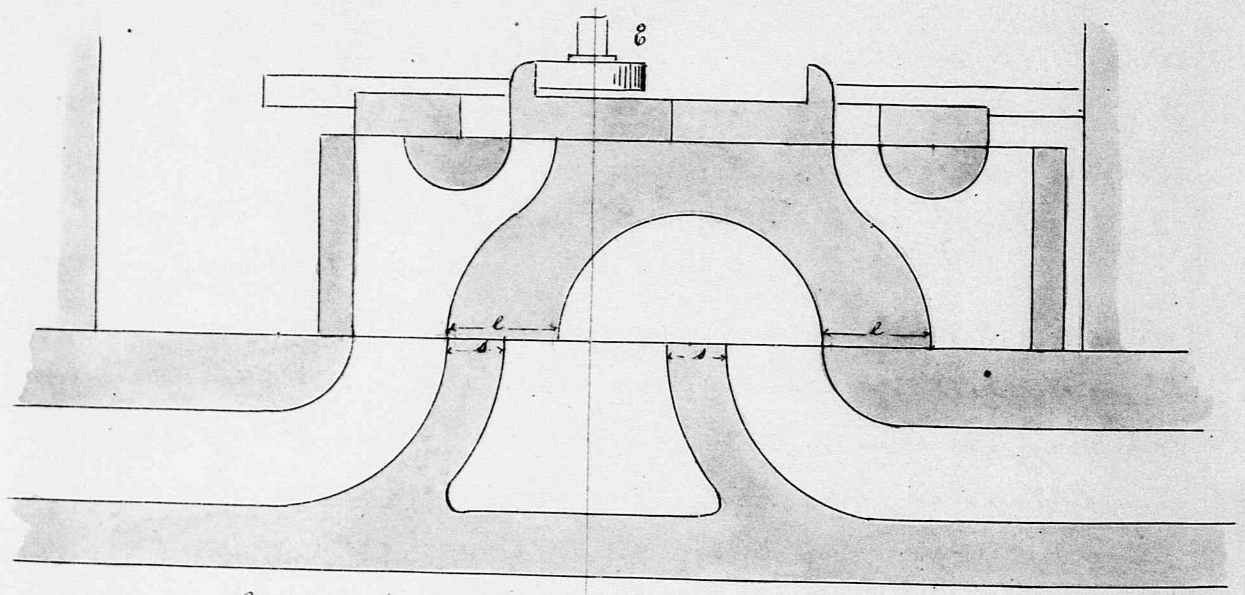
$$\gamma + 30 = 75^\circ \quad ; \gamma = 45^\circ$$

$\frac{\gamma}{2} = 22^\circ 30'$. daher ist jetzt der Winkel $\varphi = 90^\circ - 22^\circ 30' = 67^\circ 30'$ & der Kurbelhalbmesser r_1:

$$r_1 = \frac{26}{2(1 - \cos 67^\circ 30')} = \frac{26}{2(1 - 0{\cdot}38)} = \frac{26}{1{\cdot}24} = 21 \text{ m.m.}$$

Hiermit ist nun die Richtung & Grösse der Expansionskurbel r_1 bestimmt. Nach diesen ergeben sich leicht die Dimensionen des Expansionsschiebers A, sowie die Positionen der Oeffnungen in der Zwischenwand. Weite dieser Oeffnungen $= \frac{\varepsilon}{2}$

VI Doppelschieber für variable starke Expansion.

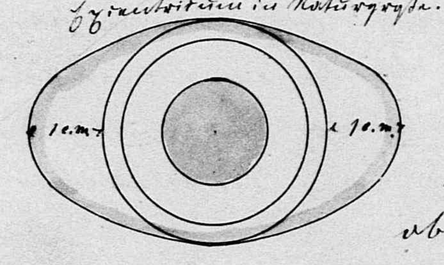


Dampfkanäle { Einlassöffnung $= 0{\cdot}084\,d$ à $0{\cdot}669\,d$
Auslassöffnung $= 0{\cdot}126\,d$ à $0{\cdot}669\,d$
Stegbreite $s = 0{\cdot}063\,d$ à $0{\cdot}669\,d$

Schieber { Breite des Lappens b = Einlassöffnung plus einer kleinen äusseren & inneren Ueberdeckung. Die Länge ergibt sich aus obiger Stellung. Bewegung = l plus Einlassöffnung. Der Schieber geht ohne Voreilen, wenn die Expansion bis zur 2 fachen gebracht werden soll. Mit Voreilen kann man nicht unter 3facher Expansion gehen, wohl aber bedeutend darüber bis zu 6 & achtfacher. Die Summe zweier kleinen Oeffnungen im Schieber ist gleich der Einströmungsöffnung. Die Dimensionen der oberen Schieber ergeben sich aus der Zeichnung. Diese werden durch Friction von dem unteren mitgenommen, & erhalten ihre richtige Stellung zum Oeffnen durch einen seitlichen Stift, der immer ganz geöffnet haben muss, wenn der Schieber am Ende seines Laufes angekommen ist. Das richtige Schliessen besorgt das Excentricum E, das dem oberen Schieber einen solchen Durchmesser bieten muss, dass sie dann abgeschlossen haben, wenn der Dampf aufhören soll einzuströmen.

Die beiden oberen Schieber ändern ihre Entfernung mit jeder anderen Stellung von E, dürfen daher auch nicht aus einem Stück sein. Die Excentricität von E ist um so grösser, je stärkere Expansion man hervorbringen will. Die untere Grenze der Expansion ist 2fach, die obere beliebig hoch. Für achtfache Expansion wird die Excentricität 1 c.m wenn obige Zeichnung ½ Naturgrösse ist.

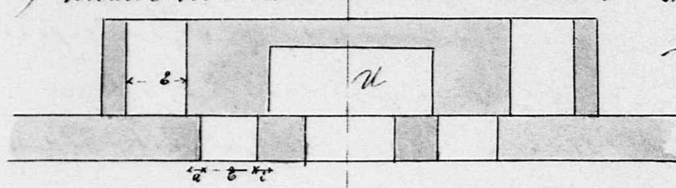
Excentricum in Naturgrösse.



Für starke Expansion, zwischen 3 & 6 facher, mit kleiner Voreilung, gehört diese Anordg. mit zu den besten. Der Dampfeintritt ist sehr günstig, da die oberen Oeffnungen statt ganz geöffnet sind, wenn der Kolbenhub beginnt, u. sehr rasch geschlossen werden, wenn die Expansion beginnen soll.

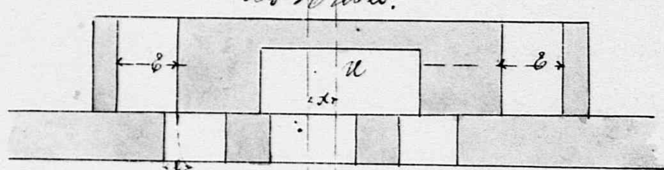
VII Expansionssteuerung mit 2 aufeinander laufenden Schiebern.

1) Mittlere Position des unteren Schiebers.

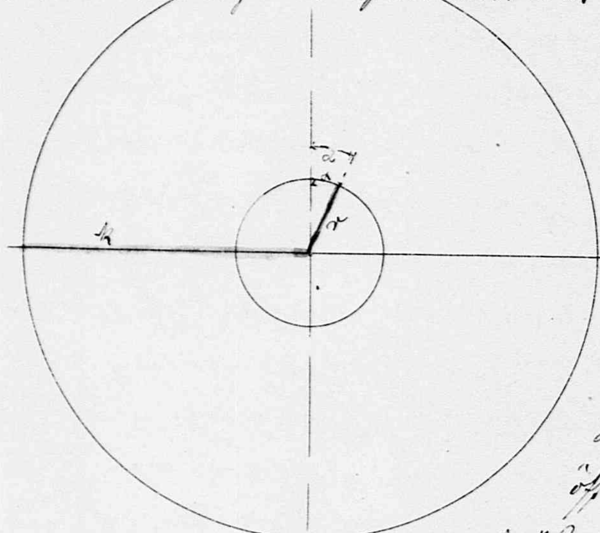


Man bestimmen hierbei zuerst die Dimensionen des unteren Schiebers U so, als wenn der obere gar nicht vorhanden wäre. Fig. 1 zeigt die mittlere Posit. des unteren Schiebers a die äußere Ueberdeckung, i die innere Ueberdeckung, E die Weite d. Dampfeinströmung, r der Excentricitätshalbmesser d. Excentrics für den Schieber U od. die halbe Bewegung von U. α der Voreilungswinkel des Excentrics für den Schieber U.

2. Position des unteren Schiebers bei Beginn des Hubes.



3. Kurbelstellung bei Beginn des Hubes.



Es wird nun gewöhnlich verlangt, daß der untere Schieber beim Anfang des Kolbenhubes die Einströmungsöffnung schon um eine gewisse Größe l der linearen Voreilung geöffnet habe. Es muß also der Schieber am Anfang des Kolbenhubes schon einen Weg a+l über die mittlere

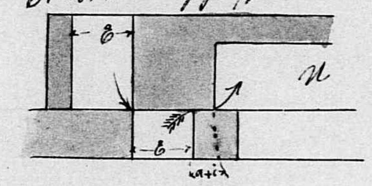
Stellung zurückgelegt haben. Es ist daher (Fig. 2)

$x = a + l$ u. (Fig. 3) $x = r \sin \alpha$

Ferner ist die Bedingung, daß der Schieber die Dampfeinströmung ganz öffnen soll:

$r = E + a.$

4. Moment in welchem die Einströmung geöffnet wird.



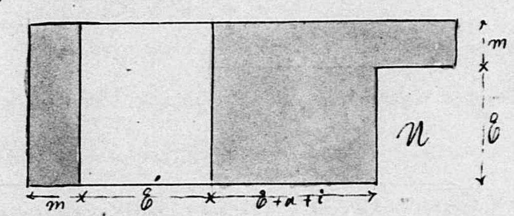
Wir haben also zur Bestimmung von r + α die Gleichg.

1) $r = a + E$

2) $r \sin \alpha = a + l.$

a, i + l werden angenommen; a + i so groß, daß bei Stellung 4 ein Entweichen des frischen Dampfes verhindert wird. i soll klein sein damit die Ausströmung des Dampfes hinter dem Kolben so lange als möglich stattfindet,

5) Dimens. des unteren Schiebers.



d.h. damit die richtige Expansion so lange als möglich dauere. Null soll es aber nicht sein, damit der arbeitende Dampf nicht zu früh wieder entweicht.

Man kann daher nehmen:

$i = 2$ bis 4 millimet.

$a = 4$ " 6 " "

l darf ebenfalls nicht zu groß genommen werden, damit α nicht zu groß ausfällt, was ein zu frühes Entweichen des arbeitenden Dampfes zur Folge hätte; ungefähr $l = 2 - 4$ millimet. Die Metalldicken m müssen so groß gemacht werden, daß noch ein Schaben derselben möglich ist, ungefähr $m = 1$ c.m. Die Höhe der inneren Höhlung des Schiebers muß zum bequemen Entweichen des Dampfes mindestens $= E$ sein.

Bestimmung der Dimensionen d. oberen Schiebers.

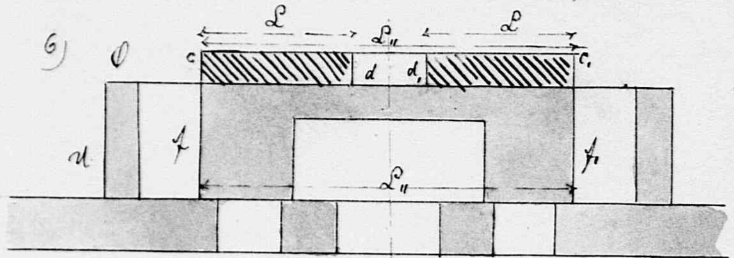
Die Dimensionen dieses oberen Schiebers O, sowie die Größe & Stellung des Excentriques für denselben werden durch folgende 3 Bedingungen bestimmt:

1) Dieser Schieber O soll bei einer gewissen Stellung ($\angle \varphi$) der Maschinenkurbel, die durch den gewünschten Expansionsgrad bestimmt wird, die Oeffnung des unteren Schiebers abschließen und:

2) diese Oeffnung E nicht eher wieder öffnen, als bis der untere Schieber die Dampfeinströmungsöffnung auf dem Cylinder mit Ueberdeckung e abgeschlossen hat, d.h. bis der Schieber U in seiner mittl. Position steht.

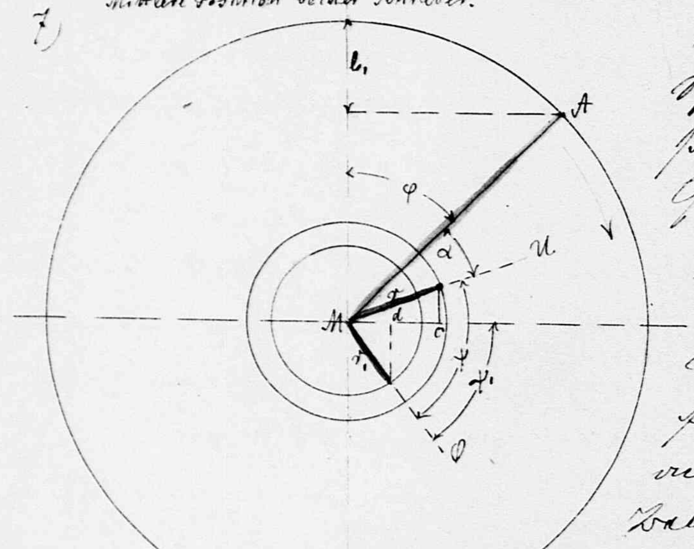
3) Der Schieber O soll nur mit seinen äußeren Begrenzungen c & c_1 wirken, die inneren d & d_1 sollen stets wenigstens um eine gewisse Größe a, die Oeffnungen E des unteren Schiebers noch immer überdecken.

6)



Mittlere Position beider Schieber.

7)



Zur leichteren Berechnung & Verzeichnung wird angenommen, daß die Länge des Schiebers O = der inneren Länge des Schiebers U, also = L_1 sei, so daß die mittleren Positionen c & c, und d & d, in eine & dieselbe Verticale fallen. Wir wollen für die folgende Betrachtung annehmen, daß die Bewegung des Kolbens

vertikal abwärts & die des Schiebers horizontal nach rechts & links geschehe, wie es bei der graphischen Verzeichnung der Wirkung des Schiebers auch angenommen wird, so daß man sich für praktische Ausführung die Maschinenkurbel stets um 90° nach links gedreht denken muß.

Es sei in Fig 7 MA die Stellung der Maschinenkurbel, für den Eintritt der Expansion; der Expansionsgrad sei = n, so haben wir:

$$n = \frac{2R}{l_1}$$

$$l_1 = R - R\cos\varphi = R(1-\cos\varphi)$$

$$n = \frac{2R}{R(1-\cos\varphi)} = \frac{2}{(1-\cos\varphi)} \quad \text{woraus:}$$

$$3) \qquad \cos\varphi = \frac{n-2}{n}$$

Da n von vorn herein angenommen werden muß, so ist hieraus der Winkel φ bekannt.

Da wir angenommen haben, die mittleren Positionen von c & c_1 (Fig 6) sollen zusammenfallen, so ist ihre relative Entfernung jetzt, nachdem die Maschinenkurbel einen Winkel φ durchlaufen hat, = dc (Fig 7) oder da diese Entfernung = E sein muß, wenn der obere Schieber abschließen soll, so haben wir:

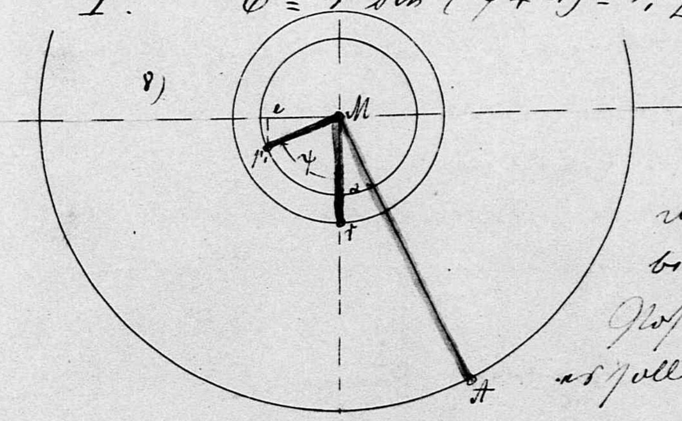
$$dc = E = r\sin(\varphi+\alpha) - r_1\cos\psi_1.$$

$$\psi_1 = \varphi + \alpha + \psi - 90°; \quad \text{folglich:}$$

$$E = r\sin(\varphi+\alpha) - r_1\sin(\varphi+\alpha+\psi)$$

$$\text{I.} \qquad E = r\sin(\varphi+\alpha) - r_1\left[\sin(\varphi+\alpha)\cos\psi + \cos(\varphi+\alpha)\sin\psi\right]$$

8)



Nach Bedingung 2) soll nun O die Oeffnung von E in dem Schieber U nicht eher aufmachen, als bis U in seiner mittleren Position steht, d.h. (siehe Fig 8) es soll Me = E sein, oder:

$E = r_1 \sin\gamma$ woraus $\sin\gamma = \frac{E}{r_1}$

diesen Werth in Gleich. I eingesetzt:

$$E = r\sin(\varphi+\alpha) - r_1\sin(\varphi+\alpha)\sqrt{1-\left(\frac{E}{r_1}\right)^2} - r_1\cos(\varphi+\alpha)\frac{E}{r_1}.$$

$$E = r\sin(\varphi+\alpha) - E\cos(\varphi+\alpha) - r_1\sin(\varphi+\alpha)\sqrt{1-\left(\frac{E}{r_1}\right)^2}$$

Bringt man das letzte Glied auf eine Seite und quadrirt, so folgt:

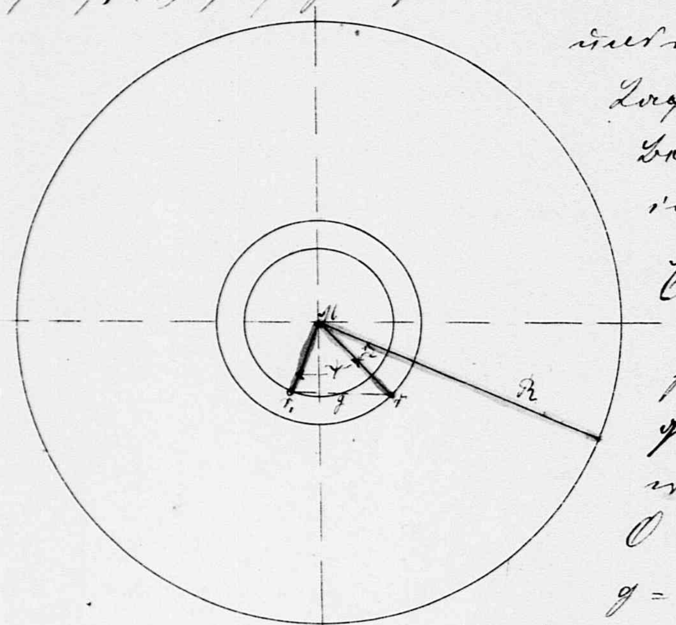
$$\sin^2(\varphi+\alpha)(r_1^2 - E^2) = \left[r\sin(\varphi+\alpha) - E[1+\cos(\varphi+\alpha)]\right]^2$$

Hieraus findet man:

4) $$r_1 = \sqrt{\left[r - \frac{E}{\sin(\varphi+\alpha)}[1+\cos(\varphi+\alpha)]\right]^2 + E^2}$$

der Winkel γ bestimmt sich jetzt aus:

5) $\sin\gamma = \frac{E}{r_1}$ worin für r_1 der Werth aus der Gleich. (4) zu setzen ist.



Die Bedingung 3 bestimmt nun die Länge L eines Lappens des oberen Schiebers. Beide Schieber sind nämlich in ihrer größten relativen Entfernung von einander, wenn die Linie r r_1 horizontal steht. Diese größte relative Bewegung des Schiebers O auf U ist dann:

$$g = \sqrt{r^2 + r_1^2 - 2rr_1\cos\gamma}$$

In dieser äußersten Stellung soll der Lappen L die Oeffnung E noch um a_1 überdeck., es muß folglich: $L = g + a_1$ sein, oder

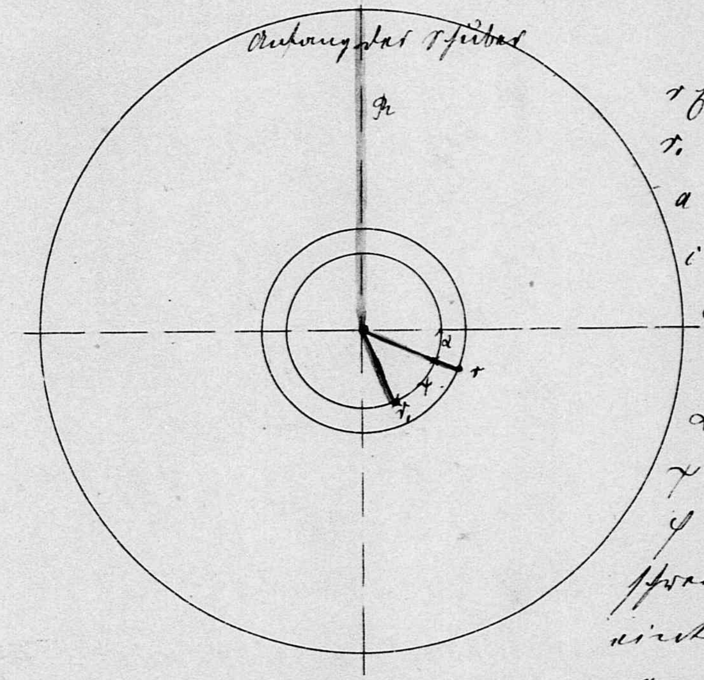
6) $$L = \sqrt{r^2 + r_1^2 - 2rr_1\cos\gamma} + a_1.$$

a_1 kann ungefähr zu 1 c.m. angenommen werden.

Bemerkung. Es ist für die Ausführung wünschenswerth, daß r_1 & r gleich groß ausfallen, damit beide Excenter über ein Modell gegossen werden können.

So lange r_1 nach Gleich. 4 kleiner ausfällt als r, kann es gleich r genommen werden; sollte r_1 größer sein als r, so ist dies nicht mehr zulässig.
Macht man r_1 größer, als es sich nach obiger Rechnung ergibt, (Gleich. 4) so hat dies nur den Einfluß, daß die Bewegung des oberen Schiebers größer wird, & derselbe die Oeffnung E in dem unteren Schieber später öffnet, wenn U unten schon mehr als mit a überdeckt, also schon über seine mittlere Stellung hinausgegangen ist.

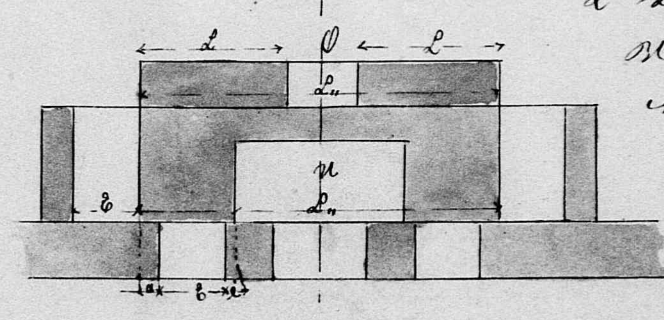
Zusammenstellung der Resultate.



Bezeichnungen.

r Excentricität für U
r_1 " " " O
a äußere Ueberdeckg. v. U
i innere " " " "
E Weite der Einströmung
l lineares Voreil. v. U
α Voreilungs∠ von r
γ Winkel zwischen r & r_1
φ Winkel den R beschreibt bis die Expansion eintritt.
n Grad der Expansion.
a_1 Ueberdeckg. v. O auf U
L Länge des Lappens v. O
Von diesen 12 Größen werden folgende 6 angenommen:
E, a, i, l, n, a_1.

Mittlere Stellungen.



Die anderen 6 ergeben sich aus folgenden Gleichungen:

1) $r = d + \mathcal{E}$

2) $\sin\alpha = \frac{a+l}{r}$

3) $\cos\varphi = \frac{n-2}{n}$

4) $r_1 = \sqrt{\left[r - \frac{\mathcal{E}}{\sin(\varphi+\alpha)}\left(1+\cos(\varphi+\alpha)\right)\right]^2 + \mathcal{E}^2}$

5) $\sin\psi = \frac{\mathcal{E}}{r_1}$

6) $\mathcal{L} = \sqrt{r_1^2 + r^2 - 2 r r_1 \cos\psi} + a_1$

Nummerisches Beispiel mit graphischer Darstellung.

Es sei für eine Dampfmaschine eine solche Steuerungseinrichtung für 3 fache Expansion zu construiren.

Gegeben ist:

$\mathcal{E} = 30$ millimet.

$a = 5$ " "

$i = 3$ " "

$l = 4$ " "

$\mathcal{L}_1 = 154$ " "

$a_1 = 10$ " "

$n = 3$.

Es gibt die Rechnung:

$r = 35$ m.m. $\alpha = 15°$

$\varphi = 70°$, $r_1 = 30{\cdot}1$ m.m.

$\psi = 86°$, $\mathcal{L} = 54{\cdot}4$ m.m.

Die Rechnung gibt nun:

1) $r = d + \mathcal{E} = 5 + 30 = 35$ millim.

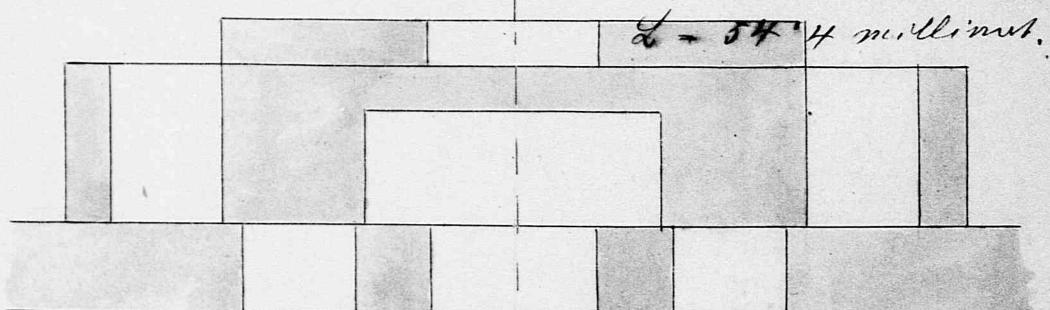
2) $\sin\alpha = \frac{a+l}{r} = \frac{5+4}{35} = 0{\cdot}26$; woraus $\alpha = 15°$

3) $\cos\varphi = \frac{n-2}{n} = \frac{3-2}{3} = \frac{1}{3}$ woraus: $\varphi = 70°$ u. $\varphi+\alpha = 85°$

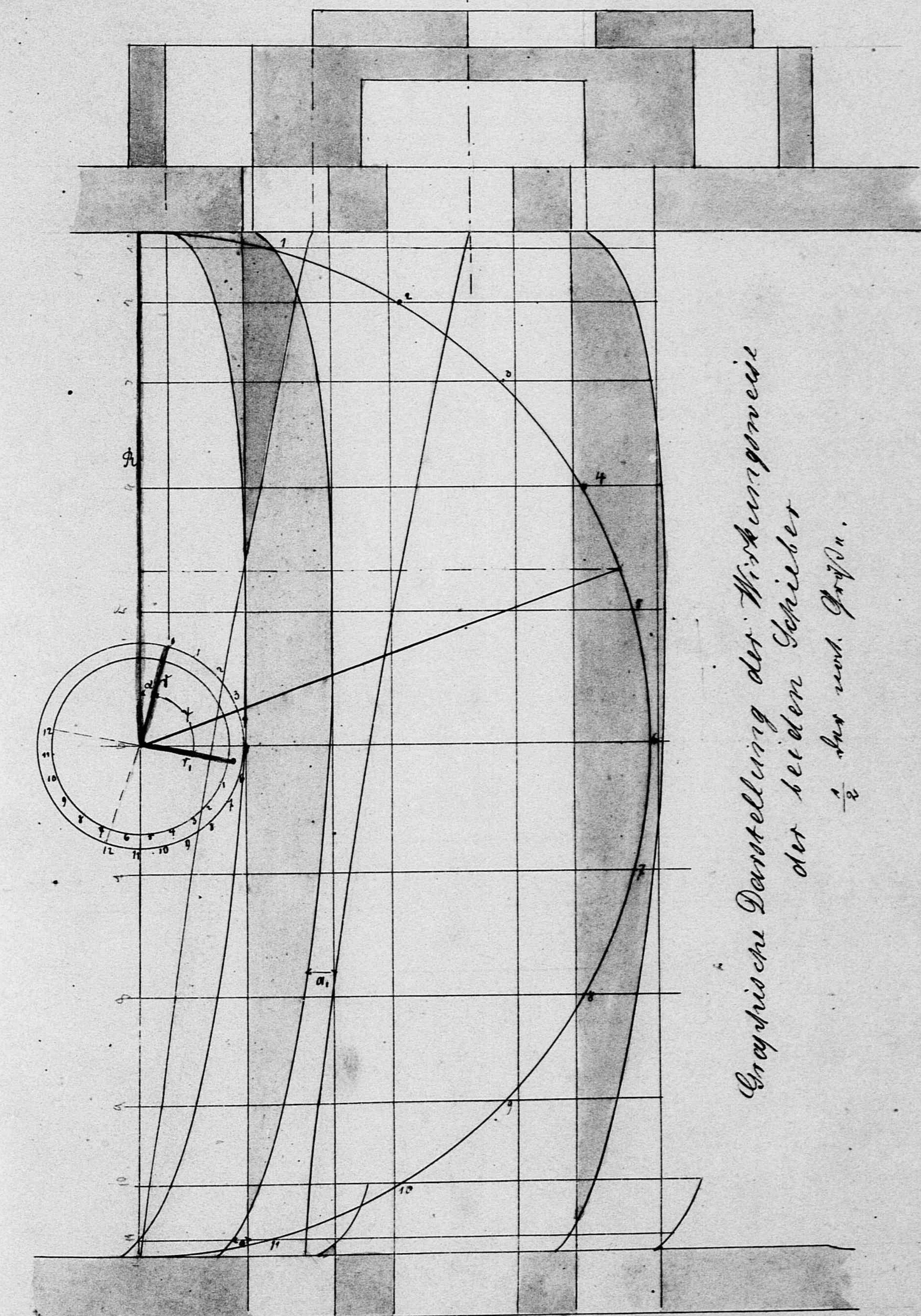
4) $r_1 = \sqrt{\left[r - \frac{\mathcal{E}}{\sin(\varphi+\alpha)}\left(1+\cos(\varphi+\alpha)\right)\right]^2 + \mathcal{E}^2} =$ $r_1 = 30{\cdot}1$ millimet.

5) $\sin\psi = \frac{\mathcal{E}}{r_1} = \frac{30}{30{\cdot}1} = 0{\cdot}99667$ $\psi = 86°$

6) $\mathcal{L} = \sqrt{r_1^2 + r^2 - 2 r r_1 \cos\psi} + a_1 =$ $= \sqrt{35^2 + 30{\cdot}1^2 - 2\cdot 35\cdot 30{\cdot}1 \cos 86°} + 10 =$ $\mathcal{L} = 54{\cdot}4$ millimet.



Mittlere Stellung in $\frac{1}{2}$ der natürlichen Größe



Graphische Darstellung der Wirkungsweise der beiden Schieber $\frac{1}{2}$ der nat. Größe.

Vorrichtung für variable Expansion.

durch Veränderung der oberen Lappen L
mittelst rechter & linker Schraube.

Sollen die Schieber so construirt werden, daß der Expansionsgrad von n bis n_1 verändert werden kann, so bleiben alle Dimensionen bis auf L dieselben, wenn man die Schieber für den größten Grad also für n_1 construirt. L wird in diesem Falle größer, & zwar um diejenige Strecke, um welche die Lappen weiter vom Mittel des oberen Schiebers entfernt werden muß, um den Expansionsgrad n zu geben.

$\sin(53+60+15) = \cos 38^0 = 0{,}788$ $\quad \sin(60+15) = \sin 75^0 =$ $\quad \sin(90^0+\alpha) = \cos\alpha$

Es muß nämlich sein:

$$L = \sqrt{r^2 + r_1^2 - 2rr_1\cos\varphi} + a_1 + \{\underbrace{r_1\sin(\varphi_1+\varphi+\alpha)}_{(=r_1)} - r\sin(\varphi+\alpha) + E\}$$

worin φ' der zu Grad n' gehörige Expansionswinkel, (also der ∠ den die Maschinenkurbel zurücklegt bis die Expansion eintritt.) & φ wie früher diejenige Winkel bedeutet um den r_1 dem r voreilt. Zur Berechnung von φ_1 hat man:

$$\cos\varphi' = \frac{n_1 - 2}{n_1}$$

Beispiel über variable Expansion von 4 facher bis zu $\frac{4}{3}$ facher. (= $\frac{3}{4}$ Füllung)

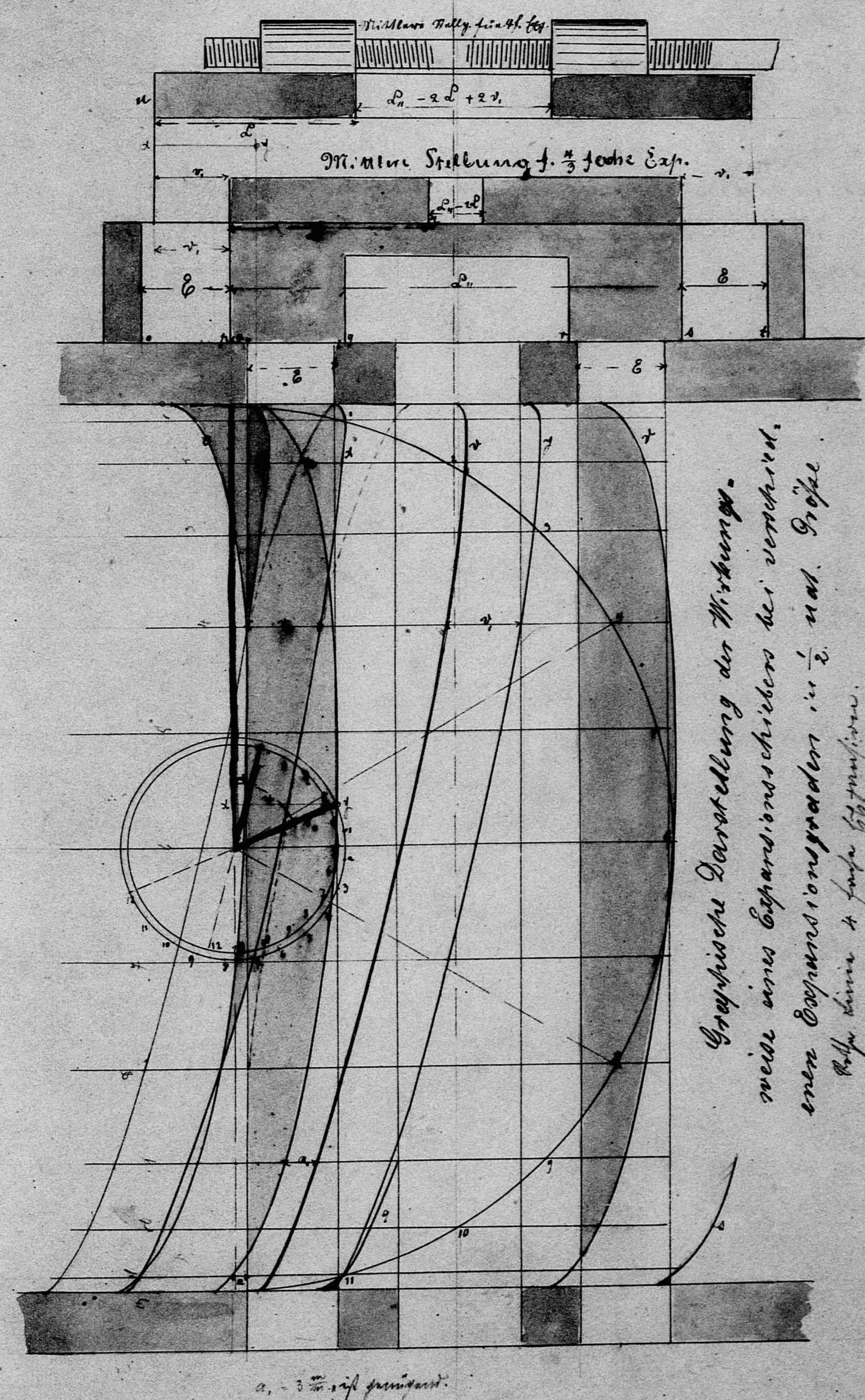
$\frac{4}{3}$ fache Expansion meint: Volumen $\frac{4}{4}$ Füllung $\frac{3}{4}$ also: $\frac{\text{Volumen } 4}{\text{Füllung } 3}$ von den 4.

Es sei wieder gegeben:

E = 30 millimet.
a = 5 " "
i = 3 " "
l = 4 " "
L_n = 154 " " (140)
a_1 = 10 " " (3)
n = 4 $n_1 = \frac{4}{3}$

Mittelst der früheren Formeln findet man nun:

1) r = 35 m.m. 2) α = 15°
3) φ = 60° (für n = 4)
4) φ_1 = 120° (für $n_1 = \frac{4}{3}$)
5) φ = 53°; 6) r_1 = 37'2 millim.
7) L = 67'7 millimet. (60,7)



Graphische Darstellung der Wirkungsweise eines Expansionsschiebers bei verschiedenen Expansionsgraden in $\frac{1}{2}$ nat. Größe

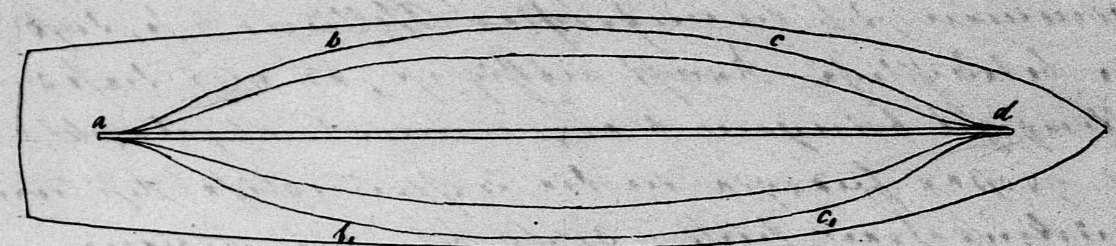
rothe Linie 4 fache Expansion

Die graphische Darstellung der Wirkung dieses Schiebers ist auf der vorhergehenden Seite gezeichnet.
Die rothen Kurven zeigen die Bewegung des Expansions-schiebers für 4 fache Expansion.

Bei variabler Expansion sind die Dimensionen immer für den schwächsten Expansionsgrad n, zu rechnen ($\frac{4}{3}$ fach)

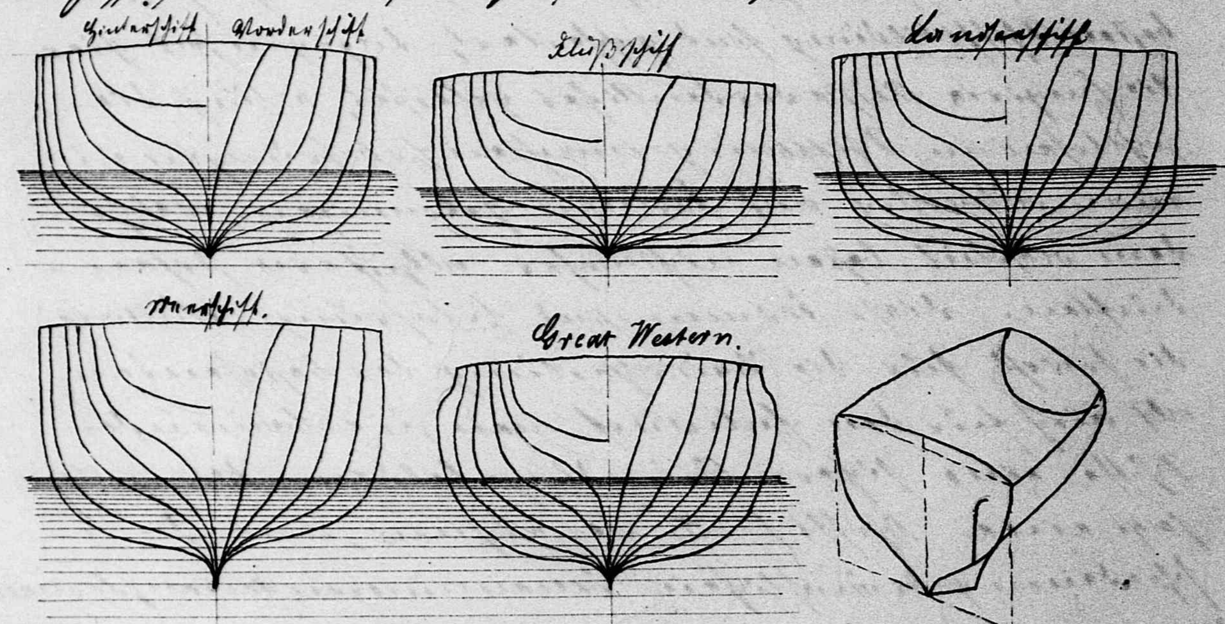
Dampfschiffbau.

Ein Dampfschiff hat folgenden Bedingungen zu entsprechen: 1) es soll schwimmen; 2) mit Stabilität schwimmen, d.h. in aufrechter Stellung u. so, daß eine beträchtliche Kraft nöthig ist, es aus dieser Stellung zu bringen u. es, einmal abgelenkt, mit großer Energie in die ursprüngliche Position zurückzukehren sucht; 3) es soll eine seinem Zweck entsprechende Räumlichkeit gewähren, u. ist man in dieser Hinsicht zu unterscheiden, Fluß- Binnensee- u. Meer-schiffe sowie auch besonders: Passagier- od. Güterschiffe. 4) Es soll die erforderliche Betriebskraft möglichst klein ausfallen.
5) Das Schiff soll steuerbar sein, so daß es mit einer gewissen Geschwindigkeit u. Leichtigkeit in jede beliebige Stellung gebracht werden kann.
6) soll das Schiff Festigkeit gewähren u. dichthalten.
Die wissenschaftlichen Bestrebungen in Hinsicht der besten Schiffsbildung sind gescheitert, dagegen hat hier die Empirie Außerordentliches geleistet, u. durch die zahllosen im Schiffbau gemachten Erfahrungen ist man allmälig auf Formen gekommen, welche den absolut besten nicht mehr allzufern stehen dürften. Diese Formen sind Erfahrungsresultate, die sowohl für die Beurtheilung der bestehenden als auch für den Entwurf neu zu erbauender Schiffe eine sichere Grundlage bilden. Wir wollen jetzt eine Schiffsform verzeichnen, um die verschiedenen gebräuchlichen Benennungen kennenzulernen.



A B Stern, B C Kiel, C D Bug, D E Deck.

Um gute Formen zu erhalten, muß man verschiedene horizontale Schnittkurven verzeichnen, so namentlich der Schnitt durch d. Schwimmfläche der im Grundriß als Kurve a b c d c₁ b₁ verzeichnet ist, es ist dies diejenige Kurve, längs welcher die Wasserfläche um das Schiff geht, die horizontalen Schnitte nennt man Wasserlinien u. die senkrecht auf die Kiellinie werden Spanten genannt. Noch besser erkennt man die Schiffsform die Querprofile od. Spantenrisse.



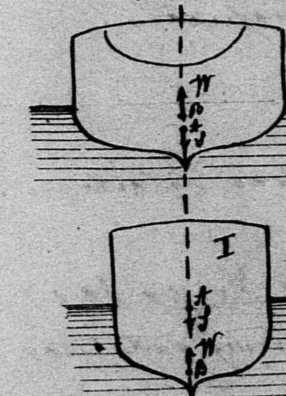
Man kann auch das Schiff schneiden durch Ebenen die auf den Spantenrissen senkrecht stehen, u. das Spantensystem so ziemlich unter rechtem Winkel schneiden, wenn dies die Senten; man kann das Schiff ferner schneiden nach Linien, welche im Grundriß parallel mit der Kiellinie gehen, u. schneidet dann am Schiff sog. Schnitte ab.

Stabilität. Wenn ein Körper im Wasser schwimmt, so ist er 2 Kräftesystemen ausgesetzt: 1) dem Gewicht aller einzelnen Theile des Körpers; ihm entspricht eine gewisse, senkrecht nach Abwärts wirkende Resultante, wenn man sich das Gewicht im Schwerpunkt vereinigt denkt.

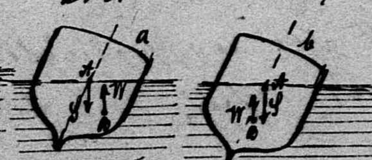
2) der Wasserdruck nach Aufwärts der gleich ist dem Gewicht des verdrängten Wassers, u. dem auch eine gewisse Resultante entspricht.

Diese beiden Kräfte müssen sich das Gleichgewicht halten, was aber nur dann möglich ist, wenn sie gleich groß sind, u. ihre Richtung durch ein u. dieselbe Verticalebene geht. Dieses Gleichgewicht kann ein stabiles u. ein labiles sein.

Das Gleichgewicht ist ein stabiles, wenn der Schwerpunkt des Körpers tiefer liegt, als der der verdrängten Flüssigkeit.

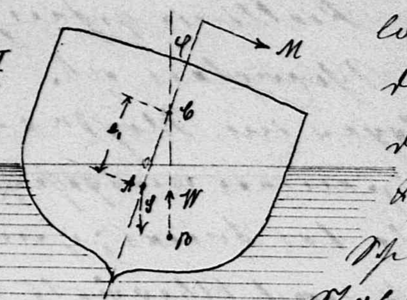


Liegt der Schwerpunkt des Körpers höher als der der verdrängten Flüssigkeit, so kann je nach Umständen das Gleichgewicht ein stabiles od. ein labiles sein. Es ist ein stabiles im Falle a u. ein labiles im Falle b.

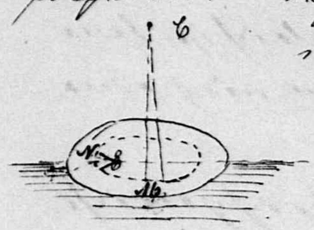


Es hängt also davon ab, wo bei erfolgter Ablenkung der Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit hinfällt; fällt er links vom Schwerpunkt S des Schiffes, so ist das Gleichgewicht ein labiles, im anderen Fall ein stabiles. Wenn wir die Richtung von W verlängern, bis sie die Mittellinie des Schiffes durchschneidet so heißt dieser Punkt C das Metacentrum; so lange dieses über dem Schwerpunkt des Schiffes liegt, ist Stabilität vorhanden.

II



Die geometrische Bedeutung des Metacentrums ist die folgende: Legen wir einen Körper von beliebiger Form ins Wasser, und bringen ihn in verschiedene Lagen, so wird jeder ein gewisser Mittelpunkt des Auftriebs entsprechen, die alle in einer Fläche liegen.



MC entspricht dem größten, NE dem kleinsten Krümmungshalbmesser, und man nennt MC das Metacentrum der stabilen, NE das der labilen Position, wie dies sich leicht nachweisen läßt.

Es ist die Kraft, die nötig ist um das Schiff aus seiner Gleichgewichtsposition abzulenken nach Fig II:

$$M = W e_1 \sin\varphi$$

oder wenn wir die Ablenkung sehr klein nehmen:

$$M = W e_1 \varphi$$

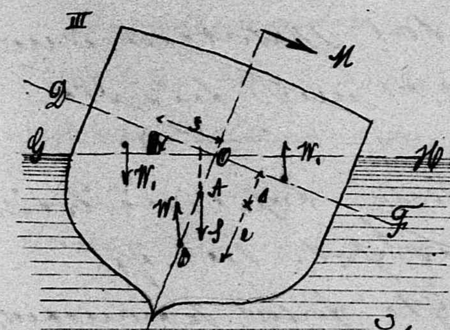
(W = Gewicht der verdrängten Flüssigkeit)

Dieses Moment können wir noch in anderer Weise berechnen:

Es sei (siehe Fig III S. 239) DF die ursprüngliche Lage der Schwimmfläche gegen das Schiff, HG die nach erfolgter

Ablenkung. Auf der linken Seite hat der Auftrieb ab-, auf der rechten Seite zugenommen.

III



Die Momente dieser 3 Auftriebe W, W_1, W_1 müssen gleich sein dem Moment in II.

Man fälle in dem Wasserkeil DOG von DO Perpendikel auf GO und zerlege ihn dadurch in unendlich kleine Körperchen, so ist das Gewicht dieses Theilchens im Ganzen: $f \xi \varphi \xi$

und die Summe aller: $\Sigma f \xi \varphi \xi = \varphi \Sigma f \xi^2$

Setzen wir: $2 \Sigma f \xi^2 = \mu$ so ist μ das Trägheitsmoment des ganzen Schiffes genommen in Bezug auf eine, der Länge des Schiffs nach gehende Axe, die es in 2 gleiche Hälften theilt.

$$W(a-e)\sin\varphi = W(a+e)\varphi$$

$$S a \sin\varphi = S a \varphi$$

Moment in W: $M + W(a+e)\varphi = S a \varphi + \varphi \mu$

und daher ergibt sich: $M = \varphi[\mu + S a - W(a+e)]$

oder $M = \varphi[\mu + W a - W(a+e)]$

(weil für das Gleichgewicht $W = S$.)

$$M = \varphi[\mu - W e] = \varphi W\left[\frac{\mu}{W} - e\right] \quad (A).$$

Nach II haben wir angeschrieben um das Moment für O zu bekommen:

$$M = a S \sin\varphi + (e_1 - a) W \sin\varphi$$

$$M = (a W + (e_1 - a) W)\varphi$$

$$M = e_1 W \varphi \quad (B)$$

Die beiden Werthe von M aus den Gleichungen A und B einander gleich gesetzt:

$$M = e_1 W \varphi = W \varphi\left[\frac{\mu}{W} - e\right]$$

$$e_1 = \frac{\mu}{W} - e$$

$$\frac{M}{W} = (e_1 + e)$$

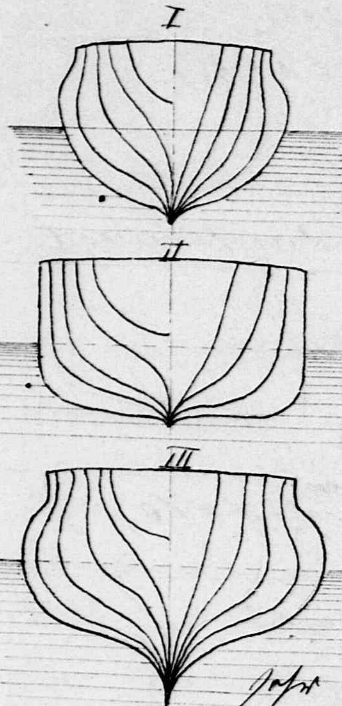
Diese Gleichung drückt aus, wie viel das Metacentrum vom Schwerpunkt entfernt ist, & es muß für die Stabilität $\frac{M}{W} > e$ sein.

Wir kommen hier zu dem Resultate, daß eine breite Schwimmfläche große Stabilität gewährt. Dies ist aber für viele andere Verhältnisse fatal, so namentlich für die Fortbewegung des Schiffes, indem sie einen großen Widerstand verursacht.

Bei Meerschiffen ist das Metacentrum 4 bis 5 mal e von dem Schwerpunkte entfernt.

Mit dieser statischen Stabilität ist es aber noch nicht gethan, sondern wir müssen auch die dynamische in Rechnung bringen, denn sie allein bedingt die Gestalt des Hauptspantes.

Es hat ein Schiff geringe dynamische Stabilität, wenn es bei seiner Hin & Herbewegung beinahe kein Wasser verdrängt, während es vielleicht eine sehr große statische Stabilität hat, wie dies bei nebiger Form der Fall ist.



Die Form II hat selbst ziemlich bedeutende dynamische Stabilität und eignet sich gut für Flußschiffe indem sie auch sehr viel nützlichen Raum bietet; für solche Schiffe ist schon statische Stabilität beinahe genügend.

Die Form III ist die der Meerschiffe & hat am meisten dynamische Stabilität, doch haben kleinere Schiffe mit dieser Form ausgeführt sehr wenig nützlichen Raum.

Alle die Schiffsformen verursachen wenig Widerstand, bei denen der im Wasser befindliche Theil mehr stetige Übergänge hat, doch ist hierfür die Keilform allerdings nicht besonders gut, weil sie eine große Fläche bietet & daher der Reibungswiderstand groß wird.

Widerstand der Schiffe.

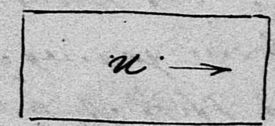
Denken wir uns still stehendes Wasser & eine ebene Fläche mit gewisser Geschwindigkeit darin fortbewegt, so muß das Wasser ausweichen, es bilden sich

Wirbelungen, das Wasser steigt über die Fläche hinweg, & sucht den hinter ihr entstehenden luftleeren Raum auszufüllen.

Man hat nun die Hypothese gemacht, der Widerstand sei proportional der Größe der eingetauchten Fläche, was aber nur annähernd wahr ist, & proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit, denn man sah bald ein, daß bei 2, 3, 4 mal größerer Geschwindigkeit der Widerstand viel mehr als 2, 3, 4 mal größer würde; dann bedarf es aber noch eines Korrektionscoefficienten k, so daß man hat:

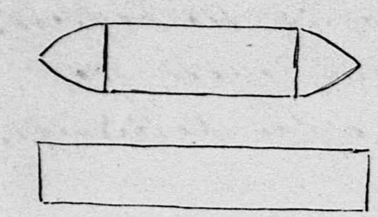
$$W = k\,O\,u^2.$$

Wird ein parallelopipedischer Körper im Wasser bewegt, so finden ähnliche Vorgänge statt, es kommt hier nur noch hinzu, daß sich Boden & Seitenflächen parallel mit sich selbst gegen das Wasser bewegen & Reibung verursachen, doch glaubt man setzen zu dürfen:



$$W = k\,O\,u^2$$

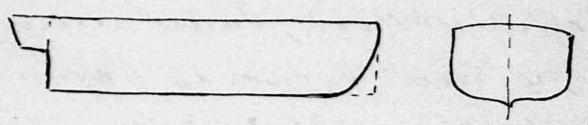
Diese Formen sind aber nicht gut, weil sie das Wasser zu sehr intumultarische Bewegungen versetzen, nehmen wir ein Rechteck, & bringen vorn & hinten Zuschärfungen an, so fühlt man schon gleich, daß eine solche Form viel weniger Widerstand erzeugen muß & man nimmt an daß auch hier:



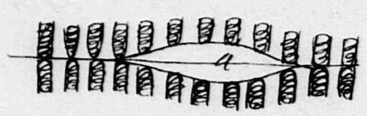
$$W = k\,O\,U^2$$

sei, wobei O der größte Querschnitt des eingetauchten Theiles ist. An dieser Schiffsform ist noch auszusetzen, daß die gerade hervortretende Spitze & der rechtwinklige Querschnitt nicht gut sind, weil der Uebergang ein plötzlicher ist.

Bei einer guten Schiffsform dürfen die Wassertheilchen nur seitwärts & wieder herein schieben, & nicht in tumultarische Bewegung versetzt werden.

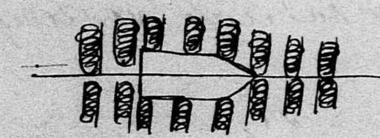


Man rechnet den Widerstand nach dem Rechteck des eingetauchten Theiles des Hauptspantes umschrieben werden kann. Es ist $k\,O\,U^2$ der Widerstand der von der Form und Größe des Schiffes abhängt, & bei gut geformten Schiffen stets sehr klein ausfällt, so daß man ihn beinahe vernachläßigen kann, & der Hauptwiderstand ist jedenfalls der von der Reibung herrührende.



Um einzusehen daß bei gut geformten Schiffen der Widerstand wegen d. Form gering ist, betrachten wir obige Figur, in der a das Schiff ist, & die Wassertheilchen durch Cylinder dargestellt sind. Es ist daraus ersichtlich, daß die vorderen Cylinder ebenso stark

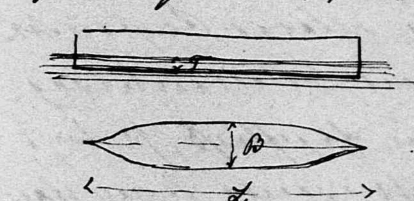
das Schiff zurück zu drängen suchen, als die hinteren vorwärts wirken. Anders verhält es sich mit der folgenden Schiffsform, hier schnellen die hinteren Cylinder plötzlich zurück, & es entstehen Wirbelungen.



Geht das Schiff langsam vorwärts, so haben die Cylinder Zeit der Schiffsform zu folgen, während sie bei großer Geschwindigkeit hiezu keine Zeit mehr hat, & daraus ist ersichtlich, daß die Schiffsform bei geringer angenommener Fortgeschwindigkeit gar nicht so schädlich ist, es mit dem Zunehmen der Geschwindigkeit aber immer mehr wird.

Die absolute Größe des Schiffes ist nicht ohne Einfluß auf k & zwar stellt sich heraus, daß dieser Koeffizient für große Schiffe verhältnißmäßig kleiner wird, er ist aber im Allgemeinen für alle gut geformten Schiffe klein.

Es ist ferner die Größe der reibenden Fläche zu bestimmen, & dies thun wir, indem wir statt der eigentlichen Schiffsform einen Ponton substituiren.



$2LT + \frac{2}{3}BL$ ist die Reibungsfläche, & wir können annehmen, daß diese dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional sei.

Der Gesammtwiderstand ist demnach:

$$W = \alpha\,O\,U^2 + \beta\left[2LT + \tfrac{2}{3}BL\right]U^2$$

$$W = O\,U^2\left[\alpha + \beta\left(\frac{2LT}{O} + \frac{2}{3}\frac{BL}{O}\right)\right]$$

od. weil $O = BT$: $W = O\,U^2\left[\alpha + \beta\left(\frac{2LT}{BT} + \frac{2}{3}\frac{BL}{BT}\right)\right]$

$$W = O\,U^2\left[\alpha + \beta\left(\frac{2}{3}\frac{L}{T} + 2\frac{L}{B}\right)\right]$$

α & β sind durch Erfahrung zu bestimmenden

Konstanten, wozu nöthig ist, die Widerstände bei grossen Geschwindigkeiten zu messen.
α ist in der Regel so klein, dass es beinahe vernachlässigt werden kann.
Setzen wir: $\alpha + \beta\left(\frac{2}{3}\frac{L}{T} + 2\frac{L}{B}\right) = K$,
so wird: $W = K O U^2$
Angenommen α sei klein, so kommt es hauptsächlich auf das Verhältniss zwischen Länge & Tauchung & Länge & Breite an, & es ist gut wenn man die Schiffe lang hält. Dies ist aber gerade das Gegentheil von dem was man jetzt thut, früher nahm man bei den Flussschiffen $\frac{L}{B} = 5$ & 6 jetzt $= 10 - 12$; auch die Meerschiffe baut man jetzt verhältnissmässig länger früher $\frac{L}{B} = 5 - 6$ jetzt z. B. beim Leviathan $= 8$.
Dieser Widerspruch löst sich wahrscheinlich, denn es ist Thatsache, dass man mit der Energie d. Maschinen bedeutend zugenommen hat, so dass sie jetzt 2 bis 3 mal so stark sind wie früher.
In Frankreich hat man Flussschiffe gebaut, bei den $\frac{L}{B} = 15$, so dass für sie nach angestellten Versuchen dass k dreimal so gross war als bei Schiffen älterer Konstruktion.
Auf den Widerstand der Schiffe gegen Wellenbewegung hat ihre Länge allerdings einen Einfluss, so dass lange Schiffe gar nicht od. doch nur sehr wenig stampfen. (dieselbe Bewegung wie bei den Lokomotiven das Nicken)
Es erhellt hieraus genügend, dass man den Schiffbau durch einseitige Betrachtungen nicht zum Ziele kommen kann, denn wollten wir z. B. eine Form wählen die hinsichtlich der Stabilität gut ist, ohne aber dabei die andern Dinge in Betracht zu ziehen, so bekämen wir zugleich eine Form die beinahe in jeder andern Hinsicht schlecht wäre.

der Werth von k ist für Flussschiffe grösser als für Meerschiffe. Wenn wir ein Schiff lang machen, so gewinnen wir an nützlichem Raum & man kann sich die Frage stellen wie sich das Verhältniss von Widerstand & der Kubikeinheit nützlichen Raumes herausstellt:

$$\frac{W}{BLT} = \frac{W}{\vartheta L} = \frac{k U^2}{L} = U^2\left[\frac{\alpha}{L} + \beta\left(\frac{2}{3}\frac{1}{T} + \frac{2}{3}\frac{1}{B}\right)\right]$$

daraus ergibt sich dass es vortheilhaft ist, alle Dimensionen gross zu nehmen.

Bewegung des Schiffes mittels Maschinen & Ruderrädern. Wir nehmen an dass in jedem Augenblick von jedem Rad eine Schaufel vollständig im Wasser sei & auf das Schiff treibend einwirke, & nennen o die Summe zweier Schaufelflächen, die Geschwindigkeit des Schiffs gegen ruhendes Wasser sei U, die relative Geschwindigkeit der Schaufeln gegen das Schiff V, so wird ihre absolute Geschwindigkeit gegen das Schiff $V - U$ sein, & ist diess also die relative Geschwindigkeit der Räder gegen das Wasser mit der allein sie gegen dasselbe drücken. Dieser Druck ist proportional der Grösse der eingetauchten Flächen & proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit, also

$$= k(V - U)^2 o.$$

Setzen wir den Beharrungszustand der Bewegung voraus, so kann dieser nur dadurch hervorgebracht worden sein, dass der Druck der Schaufeln gegen das Wasser absolut gleich dem Widerstand ist:

$$k(V - U)^2 o = K O U^2$$

$$\frac{(V - U)^2}{U^2} = \frac{K O}{k o}$$

$$\frac{V-U}{U} = \sqrt{\frac{KO}{ko}} \; ; \quad \frac{V}{U} = 1 + \sqrt{\frac{KO}{ko}}$$

dieses Verhältniß fällt klein aus, wenn o gegen O groß ist.

Effect den die Dampfmaschinen entwickeln müssen. dieselbe muß gleich sein dem Druck des Wassers gegen die Schaufeln, also gleich dem Widerstand KOU^2 der mit einer Geschwindigkeit V überwunden werden muß.

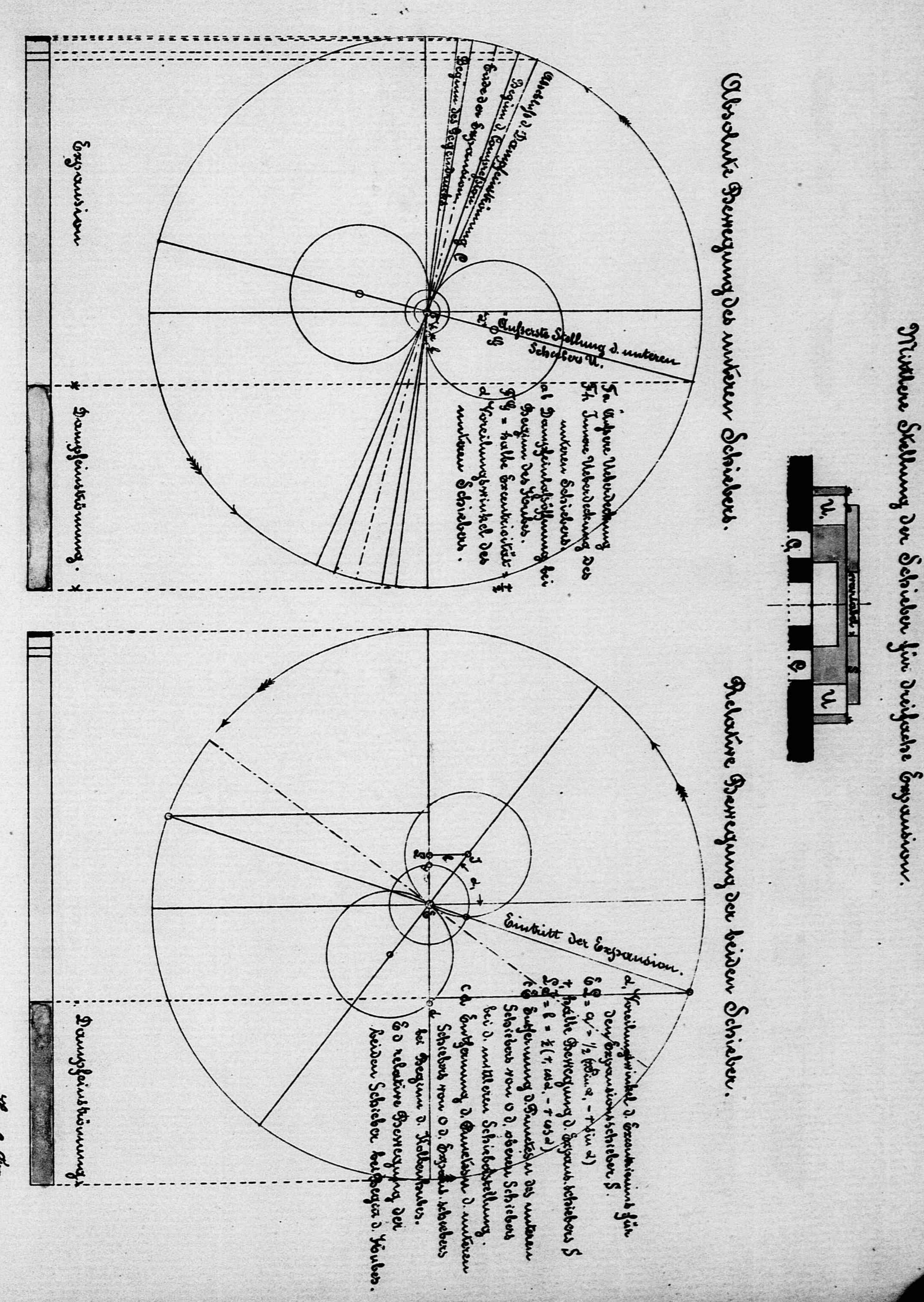
$$KOU^2V = 75\,N$$
$$75\,N = KOU^3\left(\frac{V}{U}\right)$$
$$N = \frac{K}{75}\,O\,U^3\left(\frac{V}{U}\right)$$

Wollen wir mit schwacher Kraft fahren, so fällt $\frac{V}{U}$ sehr klein aus.

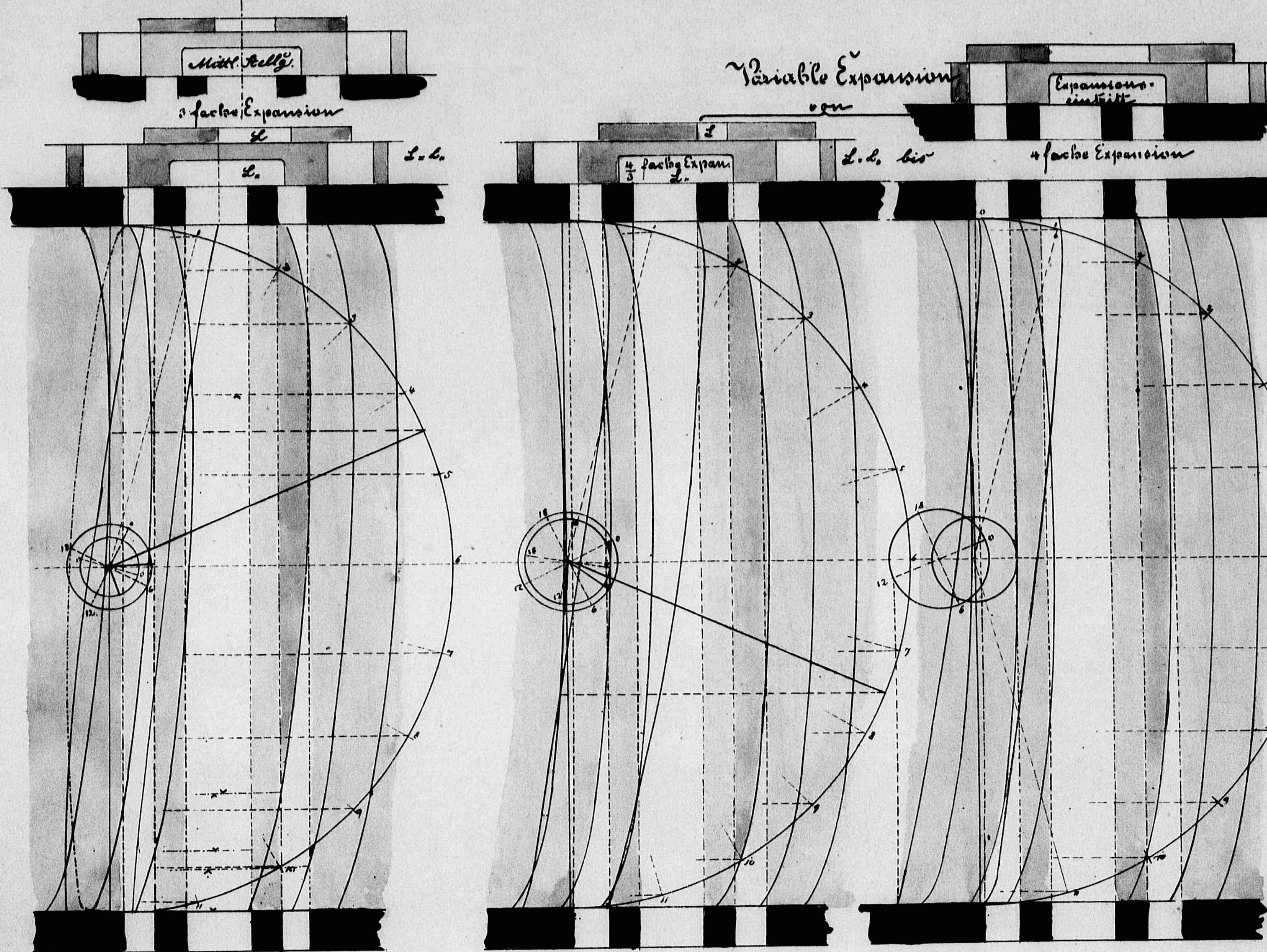
Wenn wir das Schiff direkt durch Zug bewegten & N_1 die nöthige Zugkraft nennen, so hätten wir: $75 N_1 = WU = KOU^3$

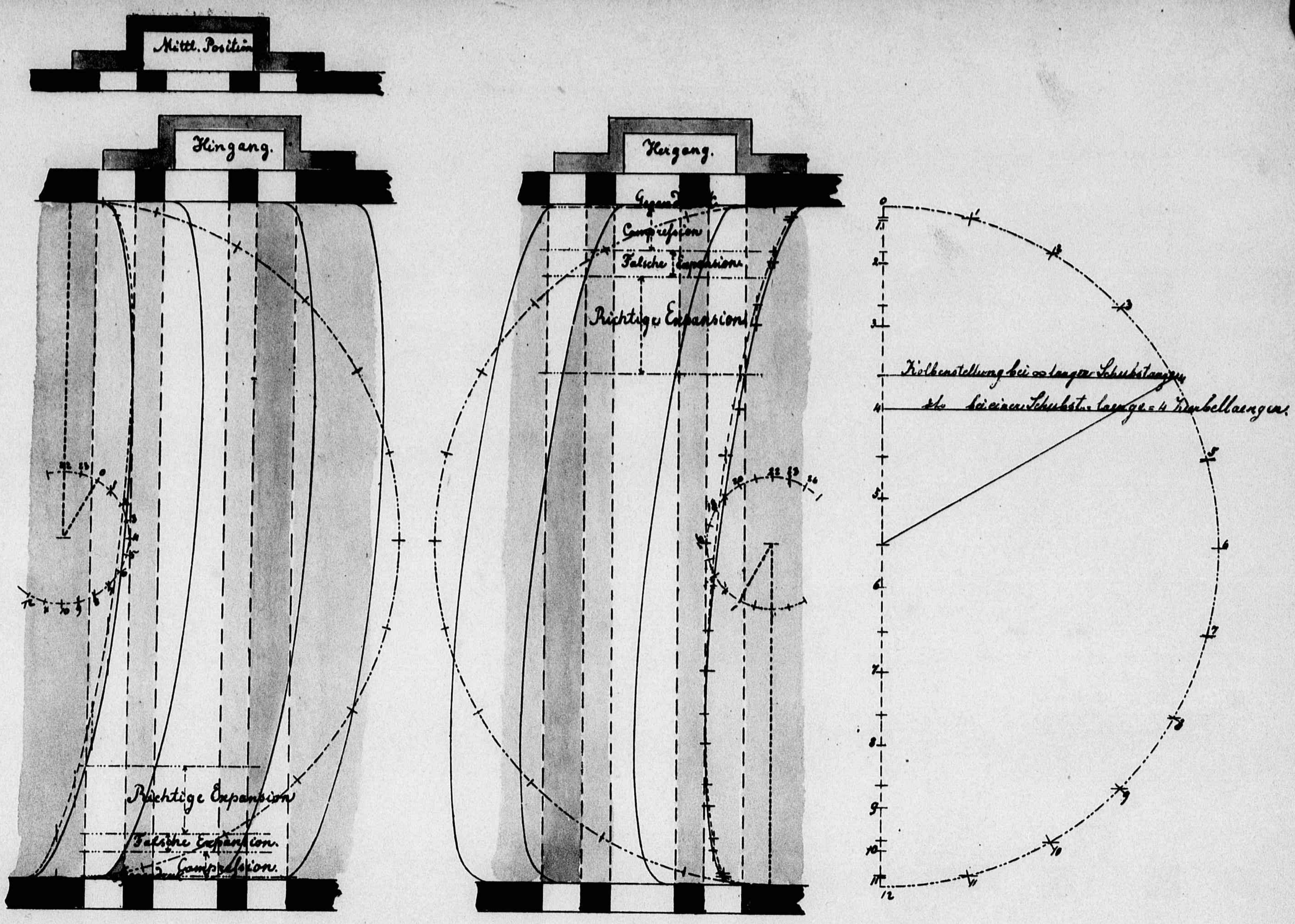
Es ist in der Regel bei allen Schiffen $\frac{V}{U} = 1{\cdot}41$, daher $\frac{N}{N_1} = \frac{V}{U} = 1{\cdot}41$ d.h. wenn wir das Schiff durch Räderräder bewegen so haben wir wegen der unvollkommenen Wirksamkeit der Schaufeln einen Verlust von 41%. gegen die zur Fortbewegung eigentlich nöthige Zugkraft. Wir können aus dieser Rechnung schließen, daß wenn ein Schiff in gewisser Weise vergleichsweise sich gut bewährt hat, man dieses Schiff nur in größerem od. kleinerem Maaße geometrisch ähnlich zu machen braucht um ebenfalls wieder gute Schiffsformen zu erhalten.

Denken wir uns 2 Schiffe I & II und es sei II in allen Dimensionen noch einmal so groß als I, so findet Folgendes statt:



Variable Expansion von L. L. bis

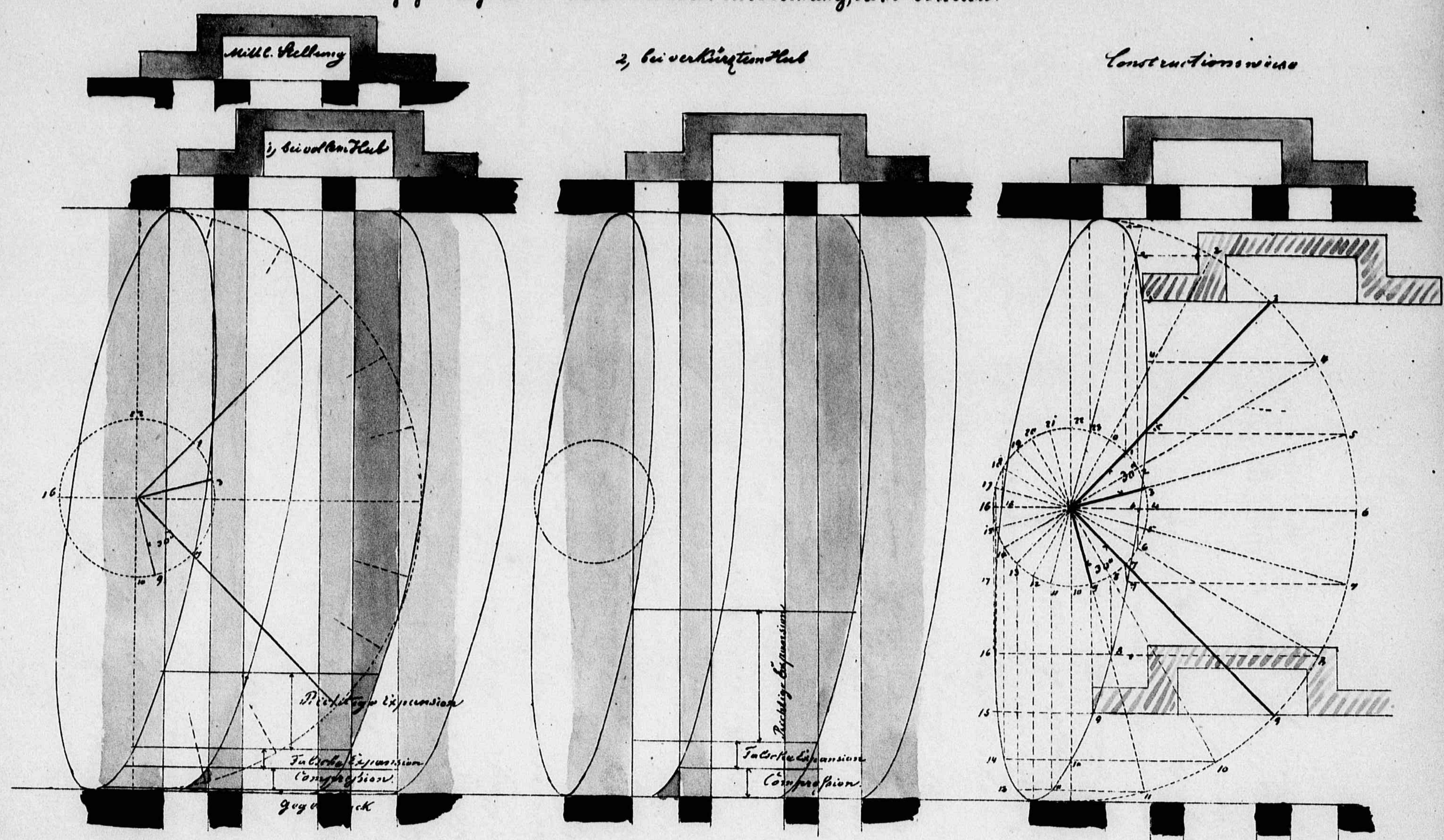




Graphische Darstellung der Wirkungsweise eines Dampfschiebers.
mit Berücksichtigung der Schubstangenlaenge.

I. Diefenbach.

Graphische Darstellung der Wirkungsweise eines Schiebers
mit grosser äusserer u. kleiner innerer Ueberdeckung, bei 30° Voreilen.



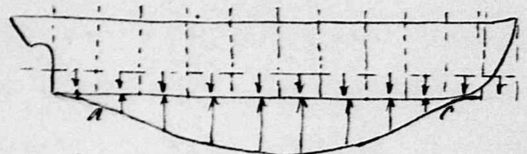
K. Fischer

Für I hat sowohl $\frac{V}{u}$ als k einen gewissen Werth;
bei II hat k den gleichen Werth, weil dieser nur von
dem Verhältniß $\frac{L}{B}$ abhängt, was für beide Schiffe
das gleiche ist. Wir müssen jetzt auch beweisen, daß
die Tauchung von II doppelt so groß ist wie die von I
das Gewicht von II ist das 8fache der von I, es muß
also 8 mal soviel Wasser verdrängen, die Schwimm-
fläche muß die 4 fache, & daher die Tauchung die
doppelte sein.
Die Fläche der Ruderschaufeln ist die 4 fache, ebenso
die Heizfläche des Kessels weil wir ja alle linearen
Dimensionen verdoppeln. Wir werden ferner 4 mal
mehr Dampf erzeugen, & die Maschinen werden bei
gleicher Kolbengeschwindigkeit wie in I die 4 fache
Kraftleistung hervorbringen. Das Verhältniß
$\frac{N}{O}$ ist bei I wie II ebenso $\frac{V}{u}$ & daher wird
auch die Geschwindigkeit von II gleich der von I sein.
Daraus erhellt, daß man durch angemessenes
Vergrößern od. Verkleinern guter Modellschiffe
ebenfalls gute Schiffe erhalten muß, & dies ist der
Anhaltungspunkt für den ganzen Schiffbau.
Rationelle Regeln über den Schiffbau existiren
nicht, empirische sind von S. 280 – 308 d. Resultate.
Die ordinären Handwerksregeln nach denen
man die Kraft der Maschinen schätzt, sind 4 Pferde-
kraft auf den Quadratmeter Heizfläche d. Kessels,
& nimmt man gewöhnlich auf jeden Quadratschuh
vom eingetauchten Theile des Hauptquerschnittes
1 Pferdekraft.
Der Leviathan hat eine Breite B = 25·3 Mt. einen
Tiefgang T = 8·5 Mt., es ist also O = 215 □ Mt.

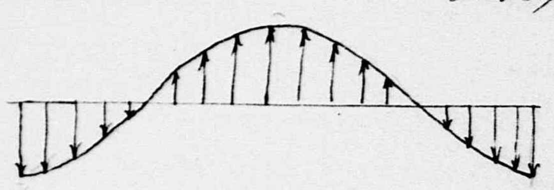
d. i. 2537 Klᵘ jede Kraft der Maschinen müsste demnach 2537 Pferdekr. sein, sie ist aber thatsächlich 3100 Pferdekräfte.
Form der Schiffe siehe Resultate S. 284 – 299.
Verzeichnung der Schiffsformen mittels der sog. Quadranten Methode siehe Result. S. 299 – 300.

Bau der Schiffe.

Die Grundidee für den Bau der Schiffe stellt sich heraus, wenn man das Kräftesystem berücksichtigt, das auf ein Schiff einwirkt. Denken wir uns ein



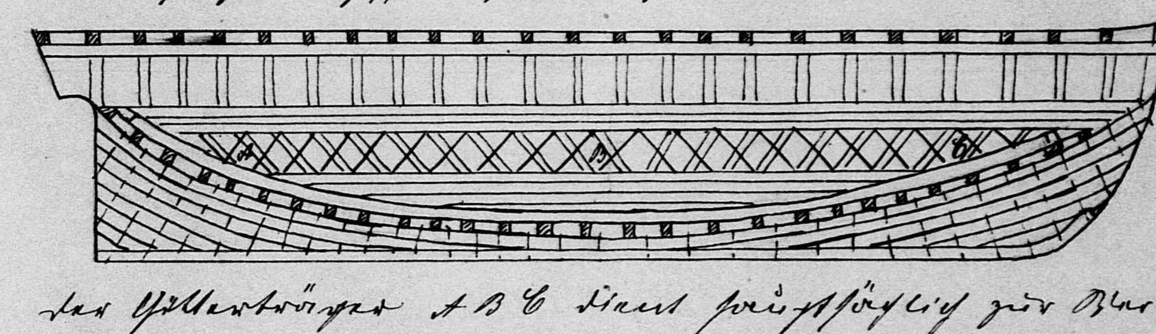
Schiff in gleiche Theile getheilt, so entspricht jedem Theile ein gewisses Gewicht das dann dem anderen annähernd gleich gesetzt werden kann. Wenn das Schiff im Wasser liegt, so verursacht letzteres einen Auftrieb, & dieser ist in den einzelnen Theilen außerordentlich verschieden. Am Hintersteven & Bug ist er sehr klein, in der Mitte kolossal, so daß er durch die Kurve abc dargestellt werden kann.
Betrachten wir das Ganze als einen hohlen stabförmigen Körper, & verzeichnen das auf ihn einwirkende Kräftesystem, so wird dies



das Schiff nach der Gestalt nebiger Kurve zu biegen suchen. Man nennt dies die Kielbrüchigkeit der Schiffe, & gegen dieses einwirkende Kräftesystem ist das Schiff zu bauen. Es muss daher das Deck, hauptsächlich aber die Seitenwände hiergegen verstärkt werden.

Hölzerne Schiffe.

Es wird zuerst ein Kiel gemacht & mit diesem ein System von Rippen verbunden deren Form durch die in natürlicher Größe zu verzeichnenden Spantenrisse bestimmt wird. Um dieses Rippenwerk welches die Schiffsform charakterisirt, wird dann die Holzverkleidung angebracht. Der Durchschnitt eines solchen Schiffes ist der folgende:

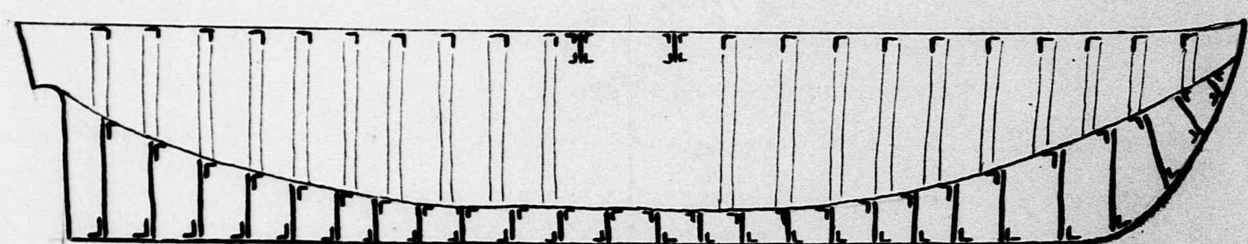


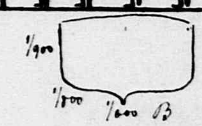
Der Gitterträger A B C dient hauptsächlich zur Verhütung des Kielbruches. Das ganze Balkenwerk am Hintersteven & Bug wird zusammen verschraubt, & es ist überhaupt hier schon große Eisenmassen um seine Festigkeit zu erzielen. Trotzdem sind aber die Holzschiffe selbst wenn sie mit Blech beschlagen sind von verhältnißmäßig geringer Dauer, weil sich das Holz bald zersetzt.

Eiserne Schiffe.

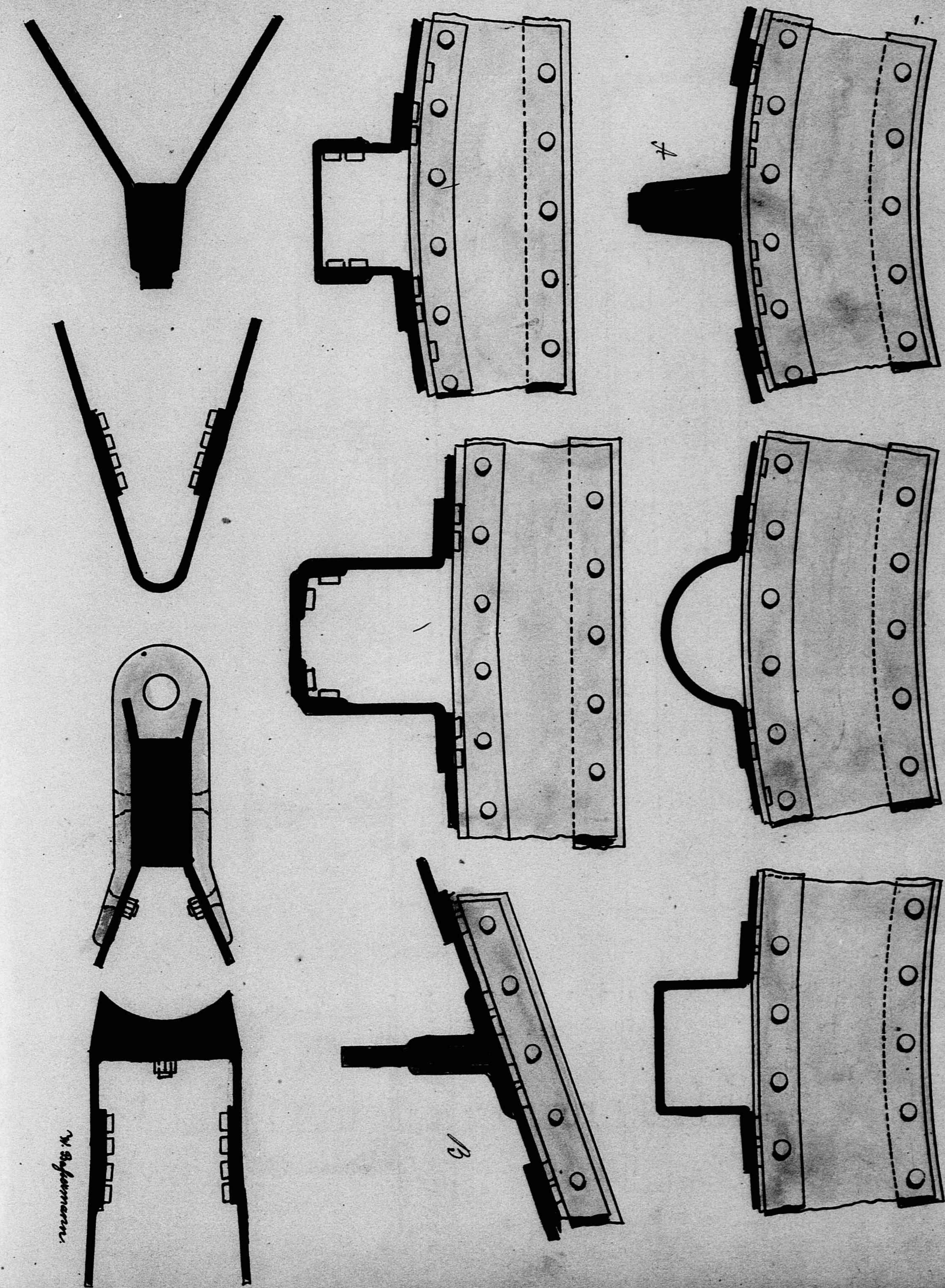
Der Bau der eisernen Schiffe zumal der Flußschiffe ist im Allgemeinen ein sehr einfacher.
Auf den folgenden 4 Tafeln sind die Hauptdetails eines Meerschiffes verzeichnet. Die erste Tafel enthält die verschiedenen Kielbildungen. Der massive Kiel A ist sehr allgemein üblich bei den Meerschiffen & auch zweckmäßig, weil der massive Kiel bei vorkommenden Strandungen das Schiff sehr schützt.
B ist die Kielbildg. des Great Western; es sind

hier 2 seitliche Kiele vorhanden um aber das Schiff bei Strandungen zu schützen. Die anderen hohlen Kielbildungen sind hauptsächlich bei Flußschiffen üblich.
Die Spanten werden in natürlicher Grösse verzeichnet, einen hölzernen Schablone darnach angefertigt, & daran Remissen auf einer gehobelte eisernen Richtplatte mit Kreide aufgezeichnet, & darnach die Spanten und Winkeleisen gebogen, was allerdings eine mühselige Arbeit ist. Die Deckform wird ebenfalls mit Winkeleisen hergestellt & auf die Spanten aufgenietet, so daß diese eine geschlossene Form bilden, welche dann alle gegen den Kiel in die gehörige Stellung gebracht werden. Dann wird Alles provisorisch zu einem Ganzen verbunden.
Was jetzt noch daran kommt, soll hauptsächlich Festigkeit geben & es ist dies besonders die Absteifung der Quere nach durch Bleche, der Länge nach durch sg. Kielschwein von denen verschiedene Querschnitte auf der 2ten Tafel verzeichnet sind.
An den Seitenwänden stehen wie die 3te Tafel zeigt die Bleche auf einander & es laufen hinter ihnen Bänder durch; es ist dies wohl theurer als die einfache Ueberplattung wie sie auf dem Boden des Schiffes angewendet wird, hat aber hier den Vorzug, daß die Nieten nicht so stark beansprucht werden, weil sie nicht das Gewicht der obern Theiles z. trag. haben.

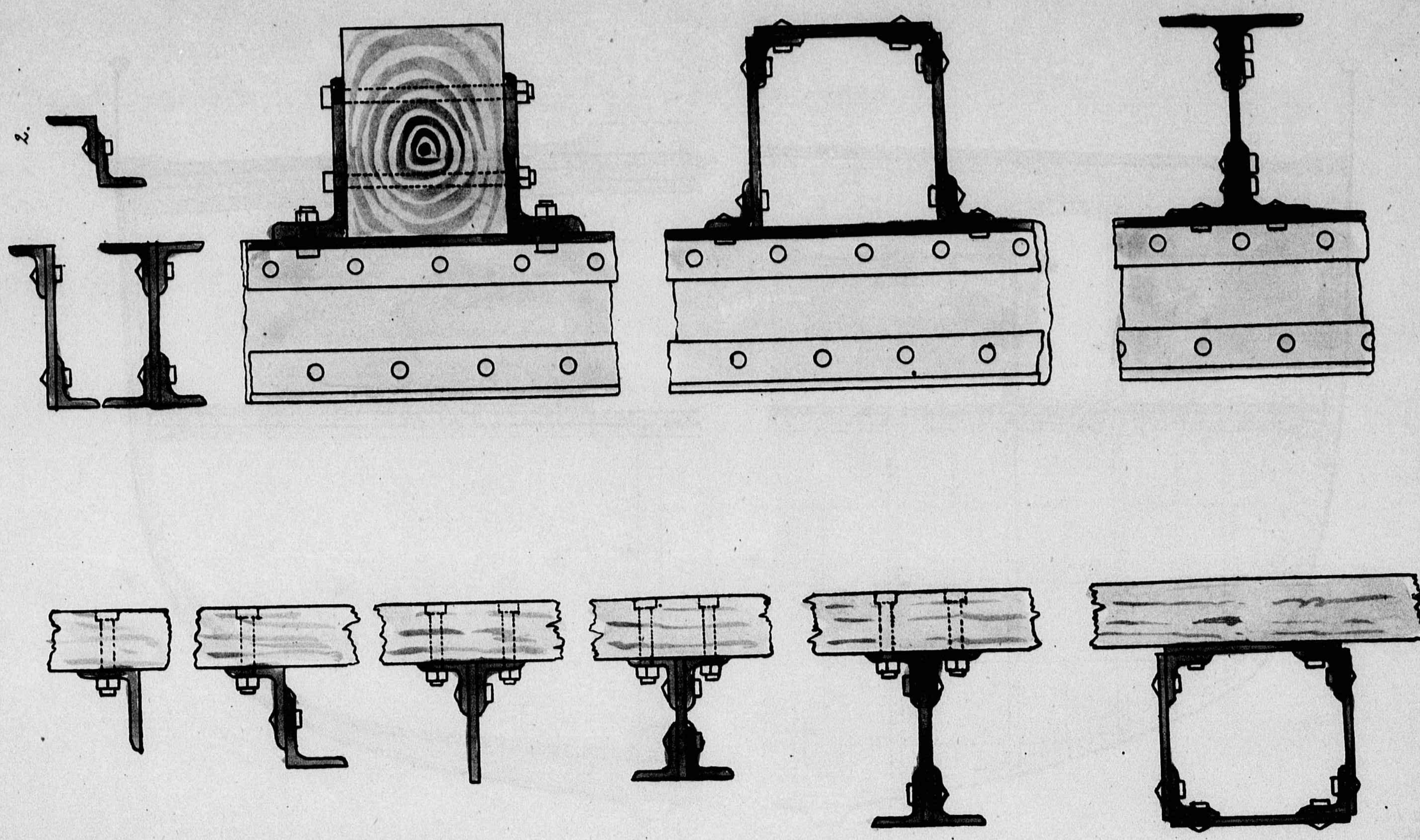


Die Blechdicke ist: 

der Schiffsbreite B.

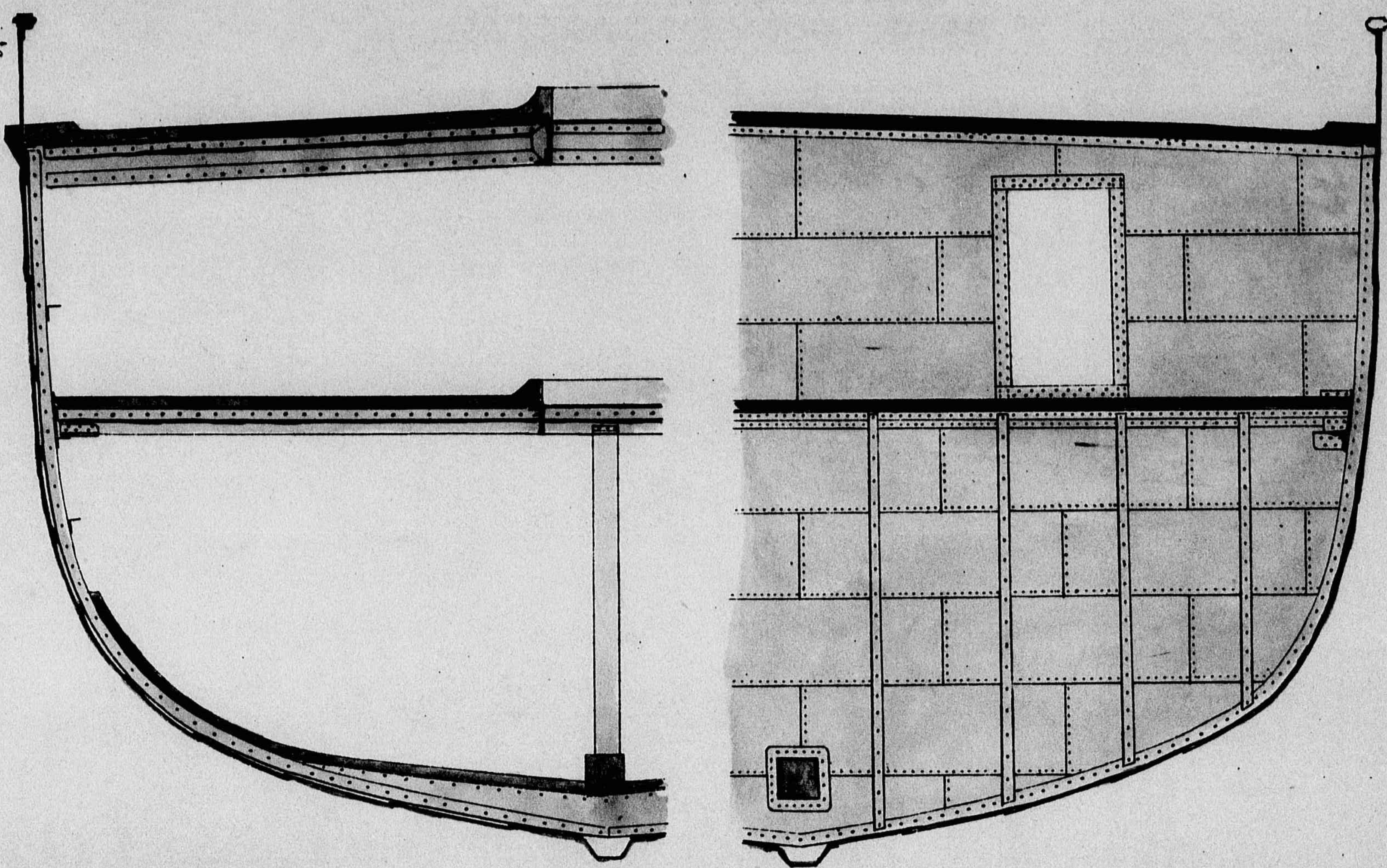


2.

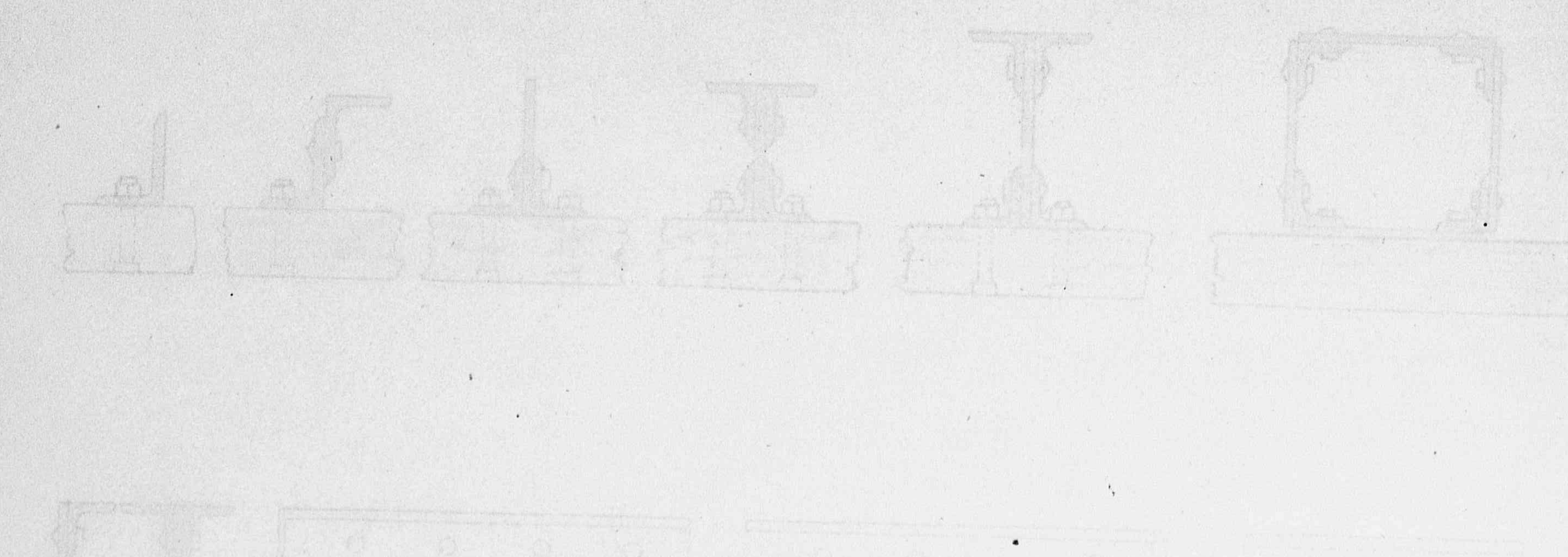


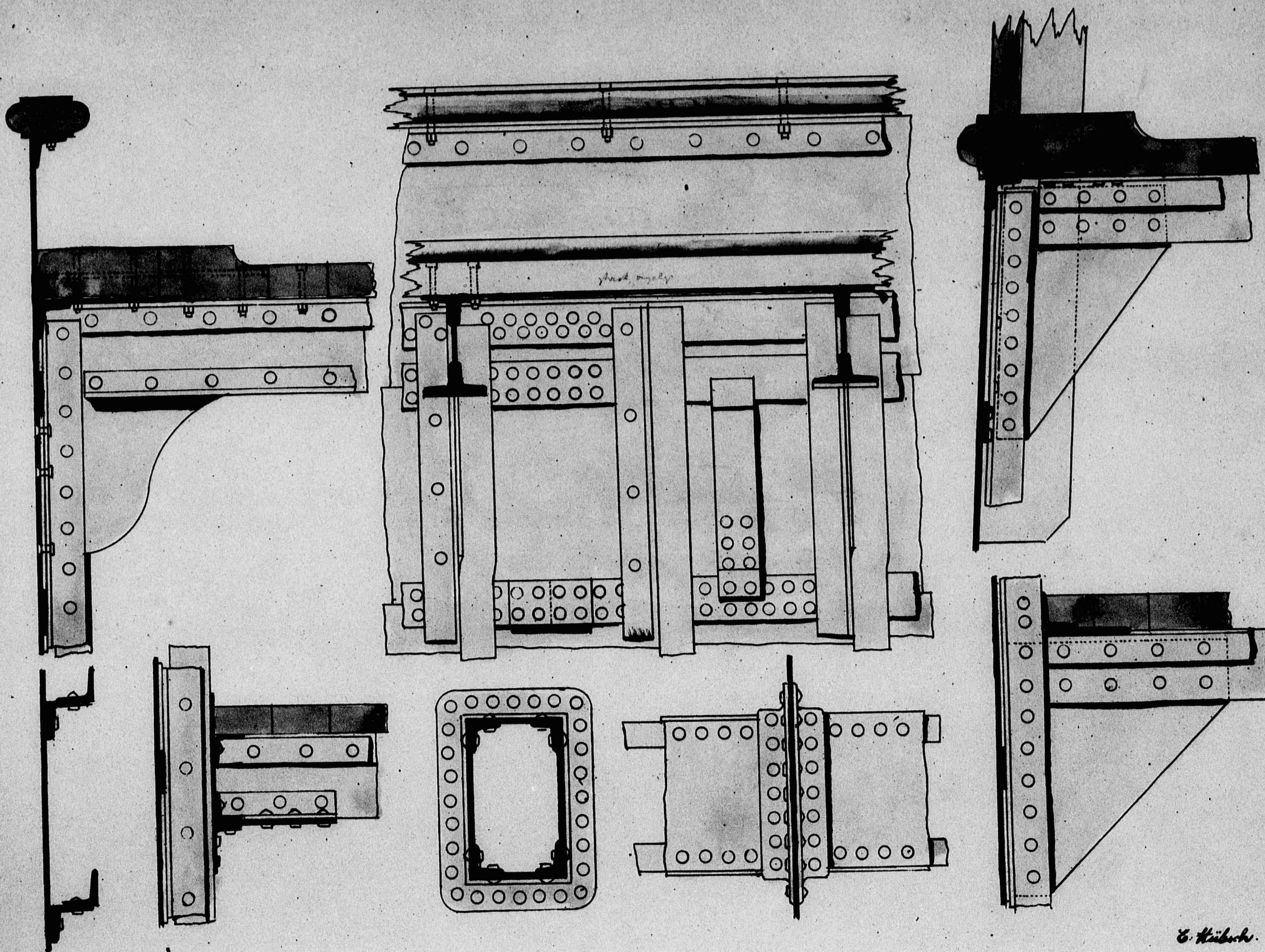
J. Borchardt.

3.



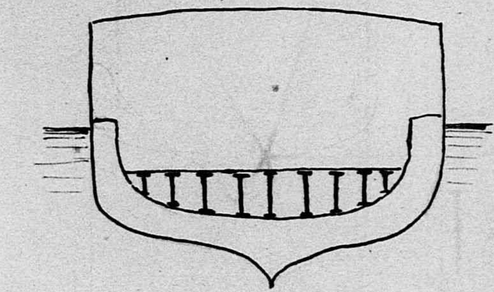
Schroeder.





E. Hübsch.

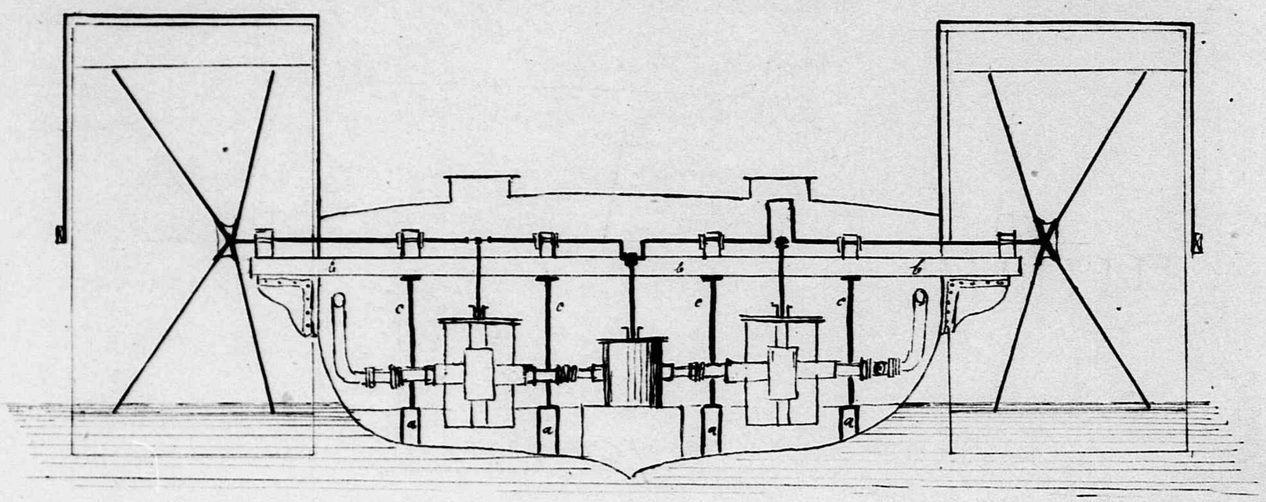
der Seiten fort, soweit die Tauchung geht, doppelte Wände, die 2' von einander sind. Zwischen beiden



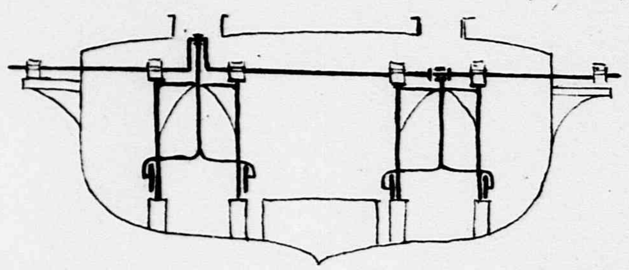
Wänden sind Versteifungen angebracht & Kanäle gelassen um von Zeit zu Zeit diesen Raum frisch anstreichen zu können. Die Blechdicke ist 1''.

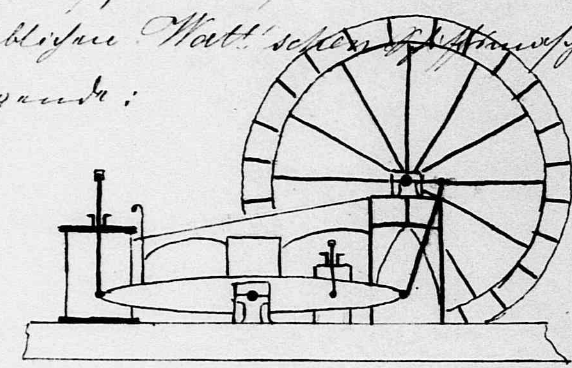
Schiffsmaschinen

Auf allen europäischen Schiffen wird Dampf v. niederer Spannung angewendet, 5/4 – höchstens 2 Atmosphären; die Amerikaner haben vorzugsweise Hochdruck.
Niederdruck wird hauptsächlich deshalb angewendet, weil man hier so günstige Gelegenheit zum Kondensiren hat, & die Kondensation bei Hochdruck nicht mehr motivirt ist, letzterer verursacht außerdem Schwierigkeiten in der Kesselconstruktion.
Die Labyrinthkessel sind ganz außer Mode gekommen, & man wendet nur mehr Röhrenkessel an.
Als Treibapparate gebraucht man auf Flußschiffen ausschließlich Ruderräder entweder mit festen od. beweglichen Schaufeln. Für Meerschiffe sind Ruderräder & Schraube im Gebrauch.
Man rechnet auch die Pferdekraft bei Röhrenkesseln 1□ Met. Heizfläche, nie mehr.
Als Maschinen haben bei Flußschiffen die mit drei oscillirenden Cylindern gesiegt, weil sehr compendiös sind. Der Hub ist ziemlich kurz, in der Regel 1 1/2'.
Die Anordnung ist im Wesentlichen die auf der folgenden Seite skizzirte:



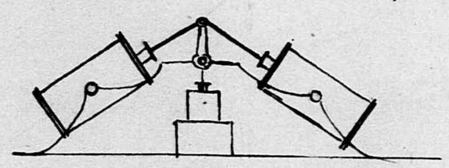
Auf die Kielsonde a wird eine große Fundamentplatte aufgeschraubt, in welche die Lager für die Drehungsachsen der Zylinder eingegossen sind. Oben ist das Ganze von einer Brücke gehalten durch die schmiedeeisernen Säulen c. Bei den früher allgemein üblichen Watt'schen Schiffsmaschinen war die Anordnung folgende:





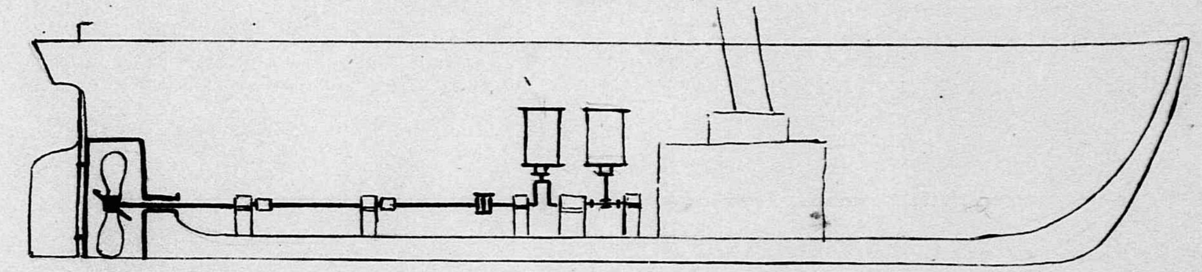
Ruderräder werden bald mit beweglichen bald mit starren radialen Schaufeln angewendet, & zwar kommt jetzt so oft das eine wie das andere vor.
Für Flußschiffe sind bewegliche Schaufeln besser, obgleich sie schwerer anzufertigen & nicht so solid sind.
Bei den Meerschiffen werden sie sich jedoch schwerlich halten weil ~~sie~~ die Räder hier bei Stürmen so viel auszuhalten haben, daß die unbeweglichen kaum solid genug gemacht werden können.
Bei größeren Dimensionen der Meerschiffe nimmt man

zwei oscillirende Zylinder & läßt je 2 an eine gemeinsame Kurbel wirken:



Bei sehr großen Dimensionen ist es nicht mehr motivirt, oscillirende Maschinen zu nehmen, sondern man kann dann auch ganz gut solche mit Schubstangen anwenden, die man jetzt recht zu bauen gelernt hat, man hängt nämlich auch hier Alles an die obere Brücke.

Schraubenschiffe.



Die Schraubenschiffe können auf Flüssen nicht gebraucht werden, weil dort die Schiffe nicht tief genug tauchen, die Schraube zu klein würde, & man daher die Maschinen mit ungeheurer Geschwindigkeit müßte gehen lassen um die erforderliche Anfangsgeschwindigkeit z. bekommen.
Vortheile bei Anwendung der Schraube. Die ganze Einrichtung wird nieder, weil die Zylinder horizontal liegen in der Regel, dann liegt Alles sehr tief unten, wodurch der Schwerpunkt des Schiffes weit nach unten kommt, die Maschinen sind leichter, belasten daher das Schiff nicht so stark, verleihen ihm aber durch ihre tiefe Lage große Stabilität. Das ganze Schiff ist glatt durchgebildet & hat keine Ausbauchungen wie die Ruderräderschiffe, was besonders bedeutungsvoll bei Kriegsschiffen ist, da außerdem der Treibapparat unter Wasser verborgen liegt, daher den feindlichen Geschützen nicht so ausgesetzt ist wie d. Ruderräder.