

Beschreibung
Der Dampfmaschine auf Grube Landeskrone
Bei Wilnsdorf und Berechnung der Effect-
Leistung dieser Maschine

Die unterirdische, auf Grube Landeskrone bei Wilnsdorf befindliche Dampfmaschine, ist in einem circa 30 Lachter von der südlichen Spitze des dritten südlichen Mittels des Liebfrauenganges, auf der tiefen Stollensohle, 40 Lachter unter Tage, ausgehauenen und überwölbten Raume aufgestellt.

Die Maschine, welche zur Wasserhaltung und Förderung für zwei Sohlen von 15 und 30 Lachter Tiefe dient, ist eine doppelwirkende Hochdruckdampfmaschine mit liegendem Cylinder und durchgehender Kolbenstange, welche ihren Dampf aus einem mit drei Atmosphären Überdruck construirten Kessel erhält.

Ein zweiter neben ersterem aufgestellten Kessel von derselben Construction dient als Reservekessel. Die Maschine wirkt ohne Exponion und Condensation.

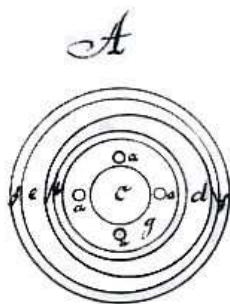
In den beigefügten zwei Blatt Zeichnungen habe ich:

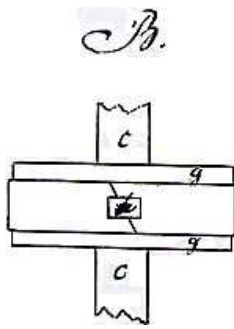
1. Eine obere Ansicht der Maschine mit Hinweglassung des Dampfrohres und des Deckels der Dampfkammer,
2. Zur Verdeutlichung der Dampfvertheilung einen Durchschnitt durch den Cylinder, die Dampfwege und die Dampfkammer, die weitere Ausführung der Maschine jedoch als Seitenansicht von der Cysterne (X) aus, gesehen. Die Verankerung der Maschinentheile durch Fundamentschrauben, so wie die bei dieser Zeichnung nicht sichtbaren Theile der Steuerung habe ich durch punktierte Linien angezeigt.

Der liegende Cylinder (A), welcher 11“ weit und 39“ hoch ist, besteht aus Gusseisen und ist genau concentrisch aufgebohrt. In ihm bewegt sich dampfdicht ein Kolben (a) dessen 2“ dicke stählerne Stange (b) durch die, die Deckenplatten des Cylinders bildende Stopfbüchsen hindurch geht. Die den Cylinder schließenden Deckelbüchsen (c) reichen 2“ weit in den Cylinder hinein. Zwischen ihnen und den Schließbüchsen (d) befinden sich zum dampfsicheren Schlusse, hänfere mit Fett getränkte Packungen (e) von 1 1/2“ Höhe, welche durch durch die Büchsen gehende Schrauben zusammen gedrückt werden können, wenn sie mit der Zeit locker geworden sind. An den Cylinder sind die Deckelbüchsen mit Schrauben befestigt. Zum Ablassen des , besonders beim Ablassen der Maschine, sich stets bildenden Wassers, durch die concentrierte Dämpfe im Dampfrohre und Cylinder, dient ein am unteren Theile des Deckels und Bodens des Cylinders befindlicher verschließbarer Hahn. Der Dampfkolben hat genau die Weite des Cylinders und eine Höhe von 5“. Seine Biderung? besteht aus zwei ineinander geschobenen exentrischen Metallringen, dass der dickste Theil des einen den dünnsten des anderen deckt. Dadurch, daß ihr dünnster Theil durchschnitten ist, federn sie und drücken, da gerade die entgegengesetzten Theile übereinander liegen, nach allen Seiten gleich stark gegen die Wände des Cylinders. Die Kolbenstange ist da wo sie der Kolben umfaßt verdickt und zwar in Gestalt zweier abgestumpften Kegel, deren Bosen? zusammenstoßen, wie auch aus der Zeichnung zu ersehen ist. Durch Deckplatten, welche durch vier Schrauben befestigt sind, werden die Ringe zusammengehalten. Damit durch den Schnitt in den äußeren Ringe kein Dampf entweichen kann, ist die Öffnung durch ein quer eingelassenes Messingplättchen geschlossen.

In nebenstehender Handzeichnung habe ich unter A einen Durchschnitt durch den Kolben, um die Biderung und eine Seitenansicht (B) des Kolbens, um den Verschluß durch das Messingplättchen zu zeigen, gegeben.

Bei A ist c die Kolbenstange; g der in der Mitte des Kolbens zusammenstoßende Theil der Deckplatten; b ein leerer Raum zwischen dem inneren Theile der Deckplatten und den exzentrischen Ringen d und e; a die Schrauben welche die Deckplatten verbinden und f der Zylinder.





Bei B ist c die Kolbenstange; g die Deckplatten und h das Messingplättchen. Durch die beiden Dampfrohre (f) steht der Cylinder mit der Dampfkammer (B) in Verbindung, welche mitten über den Cylinder angebracht ist. In der Dampfkammer bewegt sich das Schiebbodenventil (a) über den Dampfwegen dicht hin und her, welches zur Vertheilung des durch das Dampfrohr (b) einströmenden Dampfes durch die Dampfwege in den Cylinder und zur Abführung des benutzten Dampfes durch das Ausblasrohr (c) dient. Damit der durch die Dampfwege einströmende Dampf über den Kolben treten kann, sind die den Cylinder schließenden Deckelbüchsen an ihren oberen, die Dampfwege berührenden Theile, etwas ausgeschnitten. In dem oberen Theile des Schiebbodenventils ist eine Schieberstange (e) befestigt, welche durch Stopfbüchsen in den entsprechenden Wänden der Dampfbüchse dicht hindurchgeht. Durch Kränze von Hanf, die mit

Mennigkitt? getränkt sind, ist die dampfdichte Verbindung der einzelnen Theile der Dampfkammer hergestellt. In dem Dampfrohre, welches in dem oberen Theile der Dampfkammer einmündet, ist zur Regulierung des Dampfzuflusses eine Drosselklappe angebracht, die durch eine Gabelvorrichtung beliebig gestellt werden kann. Der Cylinder ruht mittelst angegossener Lappen auf zwei 10“ hoher gusseisernen Gerüsten (c), deren Fortsetzungen als Leitungen für die Schlitten der Kolbenstangen und zur Aufnahme der Steuerungsaxe dienen. In je einem Fuß Entfernung von der Mittellinie des Cylinders gehen zur Befestigung desselben von jeder Längsseite zwei Fundamentschrauben (s) durch die Lappen und das Gerüst bis zu den Gewölben des Fundamentes, wo sie durch durchgesteckte Keile gehalten worden. Damit beim Anziehen, der am oberen Ende dieser Schrauben befindlichen Mütter, die Keile besseren Halt haben und sie nicht in die Mauer hineinziehen, gehen, wie aus der Zeichnung zu ersehen ist, die Schrauben über den Keilen durch gußeiserne in das Fundament eingelassene Platten. Auf gleiche Weise sind die Leitungen und Zapfenlager der übrigen Maschinentheile befestigt.

Der obere Theil der Kolbenstange ist in ein gußeisernes Querhaupt eingelassen und befestigt, durch dessen Backen eine verknickte Welle (h) hindurchgeht, an deren Ende sich Schlitten (i) befinden, die in den Leitungen sich bewegen.

Zwischen den Backen des Querhauptes dreht sich die Pleuelstange (k), deren oberes Ende an der Warze des 15“ langen Krummzapfens (l) befestigt ist, welcher auf einer 6“ starken in, durch Fundamentschrauben gehaltenen Zapfenlagern (m) sich drehenden Welle (y) verkeilt ist. Auf dieser Welle befinden sich der Reihe nach: Das Steuerexcentrik (D), der zur Umsteuerung dienende Knagge?. Das Excentrik der Kaltwasserpumpe (E), das Schwungrad (F), das Excentrik der Warmwasserpumpe (G) und das Teibrad (H).

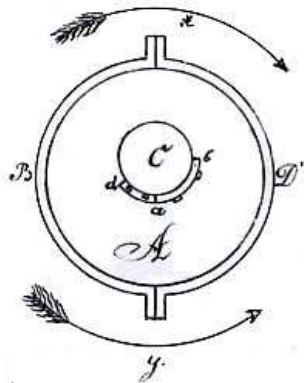
Das Steuerexcentrik besteht aus einer getheilten gusseisernen Scheibe, die in einem in die Welle (y) eingesetzten Ring lose eingelassen ist und deren Mittelpunkt nicht mit dem Mittelpunkt der Welle zusammenfällt. Die Scheibe ist von einem Bande und Schwindeisen umgeben, welches an das Ende einer, in eine Gabel zertheilten eisernen Stange, der Excentrikstange (a) festgeschraubt ist, deren anderes Ende in eine Handhabe ausläuft, von welcher die Excentrikstange in einen auf der Steuerungsaxe verkeilt nach unten gerichteten Hebel (b) greift.

Die Steuerungsaxe liegt in drei Zapfenlagern, von denen zwei sich in den Leitungen für die Schlitten der Kolbenstange, das dritte am anderen Ende der Steuerungsaxe befindet. An der Steuerungsaxe ist in der Mitte des über den Leitungen befindlichen Theiles ein Dorn (d) verkeilt, welcher zwei 3“ lange Schienen umfassen, die in der Mitte und am anderen Ende durch eine kleine Welle auseinander gehalten werden, durch welche letztere Welle die mit dem Schiebbodenventile verbundene Schieberstange geht und durch Mutter und Gegenmutter festgehalten wird.

Die Steuerung geschieht auf folgende Weise:

Durch die excentrische Scheibe, wird die Excentrikstange in eine hin und herschiebende Bewegung versetzt; diese Stange greift in den Hebel der Steueraxe, welche mittelst des Armes (d) den Schienen und der mit diesen verbundenen in dem Schiebbodenventile festgekeilt Schieberstange und so dem Ventile selbst die Bewegung mittheilt, wodurch die Vertheilung des Dampfes durch die beiden Dampfwege geschieht.

Soll die Maschine in Stillstand gesetzt, oder soll mit der Hand gefeuert werden, so wird die Excentrikstange durch eine unter ihr angebrachte Gabelvorrichtung, welche mit dem Fuße in Bewegung gesetzt werden kann, ausgehoben, worauf in ersteren Falle die Maschine stillsteht, im anderen dagegen durch den Hebel (e) welcher auf der Steuerungsaxe festgekeilt ist, mit der Hand die Steuerung bewirkt werden kann.



Zur Umsteuerung dient ein an der Welle festgeschraubter, ein Viertel des Umfangs derselben einnehmender Knaggen, welcher hinter den an der Excentrikscheibe befindlichen Knaggen greift und die Scheibe umdreht. In beigefügter Handzeichnung habe ich einen Durchschnitt durch die Welle von der Seite des Knaggens gegeben, worin C die Welle, a b den Knaggen an der Stelle, a d den Knaggen an der Excentrikscheibe A, und B D den um die Scheibe gelegten Bügel bezeichnet. Folgt die Welle C der Richtung des Pfeiles x so dreht der Knaggen a b durch den Knaggen a d von a aus die excentrische Scheibe in der Richtung von X. Soll nun umgesteuert werden, so bleibt A in der gezeichneten Lage, der Knaggen a b jedoch dreht sich mit der Welle C und b legt sich gegen D, worauf die Scheibe A der Richtung des Pfeiles y folgen muß.

Neben dem Steuerungsexcentrik ist das Excentrik für die Kaltwasserpumpe auf der Welle festgekeilt, welches eine mit dem Excentrikbügel verbundenen

Pumpenstange (a) in der Büchse (b) lose hin und her bewegt. Die Büchse steht durch ein Querhaupt mit dem massiven 3“ Durchmesser fallenden Pumpenkolben (c) in Verbindung, welcher sich dicht in metallenen Stopfbüchsen des Kolbenrohres bewegt. Beim Ablassen der Pumpe wird durch die Öffnung (o) in der Büchse (b) ein mit einer Handhabe versehener Keil in eine entsprechende Öffnung in der Pumpenstange gesteckt, wodurch die Verbindung beider hergestellt ist. Beim Aufgange des Kolbens wird das Wasser auf bekannte Weise aus dem Reservoir (Z) aufgesogen und beim Niedergange durch das seitliche Rohr (g) in die neben dem Cylinder befindliche Cysterne X gedrückt.

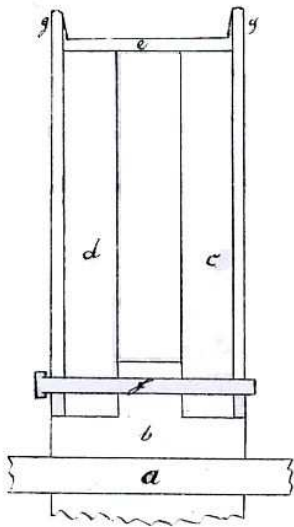
Die Cysterne besteht aus einem 3“ langen, 2“ breiten und 1 ½“ tiefen eisernen Kasten, in welchen: das Steigrohr (g) die Kaltwasserpumpe, das zur Regulierung des Wasserstandes dienende Abflussrohr (a), das Ausblaserohr (d), das Rohr (c), welches die eingeblasenen zur Gewinnung des Speisewassers dienenden Dämpfe in den Schornsteinschacht durch eine 40 Lachter lange, 18“ Durchmesser haltende Esse aus Eisenblech ins Freie führt und das Saugrohr (e) der Warmwasserpumpe münden. Durch die mit F (*steht in der Zeichnung*) bezeichnete, mit einem Deckel dampfdicht verschlossene Öffnung wird die Cysterne gereinigt.

Hinter dem Schwungrad (F) ist auf der Welle das Excentrik der Warmwasserpumpe (G) verkeilt, welche die selbe Construction, wie die Kaltwasserpumpe hat und das aus der Cysterne gesaugte Wasser, durch das Steigerohr (a) (*steht hier und auf der Excentrikstange a.*) in den Kessel dürckt.

Der aus sechs Stücken bestehende, 9“ Durchmesser haltende Schwungrad (F) ist zwischen den Excentriks der Kalt- und Warmwasserpumpe auf der Welle in gewöhnlicher Weise verkeilt. Jedes der sechs Theile ist sowohl an Nabe wie am Schwungringe mit Keilen verbunden, welche letztere Verbindung in der Seitenansicht zu sehen ist. (*ist schlecht gezeichnet*)

Eine, den unteren Theil des Schwungrads etwa zur Hälfte umfassende Backenbremse (a) (*Es ist sehr unpassend, dieselben Buchstaben, ohne Marken, so oft wiederholt anzuwenden*) kann mittelst einer Gabelvorrichtung gegen dasselbe gepreßt werden, wodurch man im Stande ist den Lauf des Schwungrades zu hemmen. Am äußersten Ende der Welle, hinter dem Zapfenlager ist das 20“ im Durchmesser haltende mit 25 Zähnen versehene Treibrad (X) befestigt, welches in einem Stück mit vier Armen gegossen ist.

Das Treibrad setzt zwei auf gleiche Weise in einem Stück mit vier Armen gegossenen Kammrades von 5“ Durchmesser und 75 Zähnen in Bewegung. Das Kammrad (K) ist auf einer Welle (L) von 8“ Durchmesser verkeilt, welche in zwei Zapfenlagern sich dreht und auf der zwei zur Förderung dienende Seiltrommeln sitzen. Jede der Seiltrommeln besteht aus zwei symetrischen Hälften, welche mit der auf der Welle verkeilt Nabe durch Keile verbunden werden, wie aus der nebenstehenden Randzeichnung, in der ich einen Querdurchschnitt durch die Trommel gegeben, zu ersehen ist.



In der Zeichnung bezeichnet a die Welle, b die mit einem angegossenem Ringe versehene Nabe, c die eine d die andere gusseiserne Hälfte der Seiltrommel, e das zwischen den Hörnern gg mit c und d durch Schraubenbolzen, deren Köpfe eingelassen sind, aus 1¹/₂ langen 2¹/₂ Brettern bestehende Trommelfutter und f die Keile durch welche die trommel mit dem Nabenkranze befestigt wird. Durch letztere Befestigung kann die Verlängerung oder Verkürzung der Seile und somit die Förderung aus verschiedenen Teufen bewirkt werden. Soll eine Trommel still stehen so braucht man nur die Keile (f) zu entfernen und es bewegt sich, da keine Verbindung mehr stattfindet die Nabe (b) allein, welche wieder die Trommel mitführt, sobald die Keile eingesteckt sind.

Durch Schrauben und Kränze, wie aus der Seitenansicht zu ersehen ist, sind die einzelnen Theile der Hälften, welche aus 4 Stücken und 8 Armen bestehen, verbunden.

Die Seiltrommeln nehmen auf der Welle eine solche Stellung ein, daß ihre Mittellinien mit den Mittellinien durch die beiden Fördertrümmen zusammenfallen.

Die an den Seiltrommeln befestigten $\frac{3}{4}$ starke runden Seile aus Eisendrähten gehen über 5¹/₂ Durchmesser haltende gusseiserne Seilscheiben (N), welche auf einem vom Mittel der Scheiben bis zur Hängebank 18¹/₂ hohen hölzernen, aus 6¹/₂

kantigen Hölzern zusammengesetzten, durch Streben gehaltenem Gerüste ruhen, in die beiden von einander getrennten Fördertrümmen. An dem Ende eines jeden Seils ist der mit Fangvorrichtung versehene eiserne Förderkorb durch Zwisselketten mit dem Seile verbunden.

Die Seilscheiben sind so auf dem Gerüste angebracht, dass der Mittelpunkt der über sie laufenden Seile genau mit dem Mittelpunkte der betreffenden Fördertrümmen (27¹/₂ weit auf 40¹/₂ breit) zusammenfällt. Sie sind auf ihren Wellen verkeilt und laufen in Lagern.

Durch das zweite durch das Treibrad getriebene Kammrad (O) von derselben Größe und Beschaffenheit, wie das vorher erwähnte, wird eine ebenfalls 8¹/₂ Durchmesser haltende, in Zapfenlagern laufende Welle (P) an dem anderen Ende sich ein Krummzapfen (Q) mit auf 15 und 12¹/₂ verstellbarer Warze befindet, bewegt und durch eine an der Warze des Krummzapfens durch ein Schloß befestigte Zugstange (S), des mit dieser auf gleiche Weise in Verbindung stehende Kunstkreuz (T) und durch dieses die Pumpen in Bewegung gesetzt.

Die Verlängerung des Schloßes der Warze von der einen und des Kunstkreuzes von der anderen Seite her, läuft in eine Gabel aus, welche die hölzerne Zugstange umfaßt und durch Schraubenbolzen mit ihr verbunden ist. Das Kunstkreuz besteht aus zwei symmetrischen, 2¹/₂ starken gußeisernen Hälften (a), von welchen jede drei 4¹/₂ lange Arme hat, welche durch durch Büchsen in den einzelnen Armen gehende Bolzen (b) und die Kreuzaxe von einander gehalten und mittelst noch dreier anderen Schraubenbolzen (c) miteinander fest verbunden sind. Um den Armen mehr Kraft zu geben, sind sie gegenseitig durch Kopfstangen miteinander verankert.

Von den drei Armen steht der Kraftarm (e) unter einem rechten Winkel auf dem Lasten (f) und Gegengewichtsarm (g). der Kraftarm steht mit der Zugstange, der Lastarm mit dem Pumpengestänge in Verbindung. Zur Ausgleichung des Gewichtes des Pumpengestänges ist auf dem dritten, dem Gegengewichtsarm, ein Gegengewicht befestigt, dem man zur Aushülfe ein zweites Gegengewicht zugefügt hat, welches am Pumpengestänge selbst mittelst einer Gabelvorrichtung befestigt ist.

Das Kunstkreuz bewegt sich in, auf 10¹/₂ kantigen Balken mit eigenem Fundamente, befestigten Lagern, welche 12¹/₂ von einander entfernt sind und zwischen denen das Kunstkreuz spielt.

Das Pumpengestänge ist mittelst einer Schere mit den durch den Kopf des Lastarmes gehenden Bolzen verbunden. Der Mittelpunkt des Gestänges liegt in der Mittellinie des Schachtes, 9¹/₂ vom Fahrschachte entfernt. Die im Schachte befindlichen Pumpen sind Druckpumpen von welchen die eine das Wasser aus der 30 Lachter Sohle auf die 15 Lachter Sohle, die andere von da auf die Stollensohle drückt. Das Steigrohr hat 7¹/₂, das Kolben- und Saugrohr 8¹/₂ lichte Weite.

Da die Maschine abwechselnd die Wasserhaltung und Förderung zu besorgen hat, so sind die Zapfenlager der beiden Vorgelege zum Aus und Eindrücken eingerichtet. Es ist zu diesem Zwecke an der einen Seite des Zapfenlagers ein Theil eingegossen, welcher zwischen den Backen eines Querhauptes befestigt ist, welcher das Ende einer Schraube bildet, die durch einen auf der Sohlplatte des Zapfenlagers festgeschraubten Ständer geht und mit Mutter und Gegenmutter versehen ist. Durch Losschrauben der Gegenmutter und Anziehen der Mutter kann das Lager auf der abgehobelten Sohlplatte hin und herbewegt und mit ihm das betreffende Vorgelege beliebig ein oder ausgerückt werden.

Effects- Beschreibung der Maschine

Die im Vorigen beschriebene Hochdruckdampfmaschine ist auf 10 Pferdekraften berechnet und erhält, wie gesagt, ihren Dampf aus einem mit 3 Atmosphären Überdruck konstruierten Kessels. Die Maschine hat aus einer Teufe von 30 Lachter eine Nutzlast von 450 Pfunden zu heben und gebraucht dazu nach dem Manometerstande 17 Pfunde Überdruck an Dampf im Kessel und eine Minute Zeit.

Im Folgenden soll nun die Kraft ermittelt werden, welche die Maschine nöthig hat, um aus 30 Lachter Teufe 450 Pf Nutzlast zu heben und zugleich die Reibung der Zwischenmaschinen zu überwinden, die Zahl der Seile welche sie zu einem Förderzuge gebraucht und den Dampfverbrauch während dieser Zeit. Da der Druck des Dampfes im Kessel verschieden von dem Drucke im Cylinder ist, so muß zuvor bestimmt werden, wie groß der Unterschied und durch welche Umstände er bedingt ist.

Der Dampfdruck im Kessel hat, ehe er im Cylinder wirken kann verschiedene Hindernisse zu überwinden, welche seine ursprüngliche Spannung vermindern. Diese Hindernisse und die dadurch bedingten Verluste bestehen: In der Reibung des Dampfes an den Wänden des Dampfrohrs, im plötzlichen Geschwindigkeits und Richtungsveränderungen, in der Abkühlung der den Dampf einschließenden Räumen, im Entweichen von Dampf durch die Stopfbüchsen, die Dampfkammer und die Theile des Dampfrohrs, durch aus dem Kessel in das Dampfrohr mit übergerissenem Wasser und dem Gegendruck des in den Dampfwegen zurückbleibenden Dampfes. Setzt man, um die Verluste, die der Dampf durch Reibung bei seinem Übergang aus dem Kessel in den Cylinder erleidet, zu ermitteln nach Weisbachs Mechanik II. Teil § 360 (im Laufe der Berechnung werde ich bei Anführung dieses Buches die Buchstaben W. M. I oder II Th. § pp gebrauchen) die Kolbengeschwindigkeit = v , den Durchmesser des Cylinders = d (11“) und den des Dampfrohrs = d_1 (2,5“) so erhält man für die Geschwindigkeit des Dampfes in dem Dampfrohre:

$$v_1 = \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 v \longrightarrow v_1 = \left(\frac{11}{2,5}\right)^2 v = 19,36v$$

Und die entsprechende Geschwindigkeitshöhe:

$$\frac{v_1^2}{2g} = \left(\frac{11}{2,5}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 3748 \frac{v^2}{2g}$$

Der Dampf erleidet nun bei seinem Austritt aus dem Kessel in das Dampfrohr, wenn man den Widerstandscoefficienten nach Weisbachs Ingenieur „Seite 497, Tabelle I = $\zeta = 0,505$ setzt, folgenden Druckhöhenverlust:

$$h_1 = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} \longrightarrow h_1 = 0,505 \cdot 374,8 \frac{v^2}{2g}$$

Da die Länge des Dampfrohrs 43“ und der Reibungscoefficient des Dampfes ζ_2 nach W. M. III § 365 = $0,01439 + \frac{0,016921}{\sqrt{v_1}}$ ist, so erhält man den der Reibung im Dampfrohre entsprechenden Druckhöhenverlust:

$$h_2 = \zeta_2 \cdot \frac{l}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \longrightarrow h_2 = \zeta_2 \cdot \frac{12 \cdot 43}{2,5} \cdot \frac{v_1^2}{2g}$$

und da $\zeta_2 = 0,01439 + \frac{0,016921}{\sqrt{v_1}}$ ist, welches aufgelöst $\zeta_2 = 0,01682$ gibt, so ist

$$h_2 = 0,01682 \cdot \frac{12 \cdot 43}{2,5} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \longrightarrow h_2 = 3,472 \cdot 374,8 \frac{v^2}{2g}$$

Ein fernerer Druckverlust ergibt sich aus den Krümmungen, welche das Dampfrohr vom Kessel des Cylinder macht. Das Rohr hat 6 rechtwinkelige Krümmungen, folglich ist die Widerstandshöhe, wenn man nach W. M.

1 § 376 den Reibungscoefficienten $\zeta_3 = 0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{7}{2}}$ setzt:

$$h_3 = 6 \cdot \zeta_3 \cdot \frac{v_1^2}{2g} \text{ und da } \zeta_3 = 0,131 + 1,847 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{7}{2}} = 0,294 \text{ ist, so erhalten wir}$$

$$h_3 = 6 \cdot 0,294 \cdot \frac{v_1^2}{2g} = 1,764 \cdot 374,8 \frac{v^2}{2g}$$

Da die Drosselklappe halb geöffnet war und wenn man nach W. M. 1 § 377 Tab. VI den Widerstandscoefficienten $\zeta_4 = 4,8$ setzt, so hat man an Druckhöhenverlust

$$h_4 = 4,8 \cdot 374,8 \frac{v^2}{2g}$$

Tritt nun der Dampf in die Dampfkammer, so erleidet er, wenn man den Widerstandscoefficienten ζ_5 man nach W. M. II § 360=

$$\left(1 - \left(\frac{1,25^2 \pi}{8 \cdot 6}\right)\right)^2 \text{ setzt den Druckhöhenverlust: da } \zeta_5 = \left(1 - \left(\frac{1,25^2 \pi}{8 \cdot 6}\right)\right)^2 = 0,81 \text{ ist}$$

$$h_5 = 0,81 \cdot 374,8 \frac{v^2}{2g}$$

Addiert man diese Werthe und setzt für $h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 = X$ ein so erhält man

$$X = (0,505 + 3,472 + 1,764 + 4,8 + 0,81) \cdot 374,8 \frac{v^2}{2g} \longrightarrow X = 11,351 \cdot 374,8 \frac{v^2}{2g}$$

Auf gleiche Weise lässt sich der Druckhöhenverlust beim Abgange des Dampfes aus der Dampfkammer in den Cylinder berechnen. Da der Damfweg eine Breite von 5“ (a) und eine Höhe von 1“ (b) hat, so ist sein Querschnitt 5 “. Die Geschwindigkeit des Dampfes ist also beim Übergange aus der Dampfkammer in den Cylinder:

$$N_2 = \frac{(5,5)^2 \pi}{1 \cdot 5} v = 18,9978$$

Setzt man wie bei h_1 den Widerstandscoefficienten $\zeta_6 = 0,505$ W. M. II § 361 so erhalten wir einen Druckhöhenverlust:

$$h_6 = \zeta_6 \cdot \left(\frac{F}{F_2}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g} \longrightarrow h_6 = 0,505(18,997)^2 \frac{v^2}{2g} \longrightarrow h_6 = 0,505 \cdot 360,886 \frac{v^2}{2g}$$

Da die Länge des Dampfrohrs= 21“ ist, so geht durch Reibung des Dampfes an Druckhöhe verloren: W. M. II § 361

$$h_7 = \zeta_7 \frac{b(a+b)}{2ab} \cdot 360,886 \frac{v^2}{2g} \longrightarrow h_7 = \zeta_7 \frac{21(5+1)}{2 \cdot 5 \cdot 1} \cdot 360,886 \frac{v^2}{2g}$$

Da ζ_7 , wie oben= $0,01439 + \frac{0,016921}{\sqrt{v_1}}$ ist, woraus sich 0,01683 ergibt, so ist

$$h_7 = 0,01683 \cdot \frac{21 \cdot 6}{10} \cdot 360,886 \frac{v^2}{2g} \longrightarrow h_7 = 0,212 \cdot 360,886 \frac{v^2}{2g}$$

Zuletzt erhalten wir noch einen Druckhöhenverlust beim Eintritt des Dampfes in den Cylinder, wenn man nach

W. M. II § 361, $\zeta_8 = \left(1 - \frac{F_2}{F}\right)^2$ setzt.

$$h_8 = \zeta_8 \cdot 360,886 \frac{v^2}{2g} \text{ und da } \zeta_8 = \left(1 - \frac{F_2}{F}\right)^2 = \left(1 - \frac{5 \cdot 1}{(5,5)^2 \pi}\right)^2 = 0,897 \text{ ist } \longrightarrow h_8 = 0,897 \cdot 360,886 \frac{v^2}{2g}$$

Verfährt man wie oben und setzt $h_6 + h_7 + h_8 = X_2$ so ist

$$X_2 = (0,505 + 0,212 + 0,897) 360,886 \frac{v^2}{2g} \longrightarrow X_2 = 1,614 \cdot 360,886 \frac{v^2}{2g}$$

Nimmt man nun den ganzen Druckhöhenverlust vom Kessel bis Cylinder zusammen, so erhält man:

$$X_1 + X_2 = (11,351 \cdot 374,8 + 1,614 \cdot 360,886) \frac{v^2}{2g}$$

Drückt man durch p_0 die Spannung des Dampfes im Kessel und durch p , die im Cylinder aus, so folgt:

$$p = p_0 - (11,351 \cdot 374,8 + 1,614 \cdot 360,886) \times \frac{v^2}{2g} \theta \cdot \text{W. M. II § 361.}$$

Mit θ die mittlere Dampfdichtigkeit = $\frac{66}{144\alpha} \left(\beta + \frac{p+p_0}{2}\right)$ bezeichnet.

$$p = p_0 - 4836,8248 \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{66}{144\alpha} \left(\beta + \frac{p+p_0}{2} \right) \longrightarrow p = p_0 - 4836,8248 \cdot \frac{1}{62,5} \cdot v^2 \cdot \frac{11}{24\alpha} \left(\beta + \frac{p+p_0}{2} \right)$$

Es muß nun v^2 gesucht werden. Nach W. M. II § 363 ist das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit:

$$v^2 = \frac{\pi^2}{6} v_1^2 = 1,645 v_1^2 \text{ und da } v_1^2 = \frac{2}{\pi} \cdot C \text{ und } C = 4 \cdot 15 = 60'' \text{ so ist } v_1^2 = \left(0,636 \cdot \frac{60}{12} \right)^2 = 10,1124 \text{ also}$$

$$v^2 = 1,645 \cdot 10,1124 = 16,635 \text{ folglich: } p = p_0 - 4836,8248 \cdot 0,016 \cdot 16,635 \times \frac{11}{24\alpha} \left(\beta + \frac{p+p_0}{2} \right)$$

Nach W. M. II § 294 für α und β die Werthe eingesetzt gibt:

$$p = p_0 - 4836,8248 \cdot 0,016 \cdot 16,635 \times \frac{11}{24 \cdot 31053} \times \left(4,417 + \frac{p+p_0}{2} \right)$$

p_0 ist nun gleich 32,102 Pfd. Druck im Kessel; setzen wir also diesen Wert ein und vollziehen theilweise die Multiplikation und Division so erhalten wir:

$$p = 32,102 - 1287,366 \cdot 0,0000148 \left(20,468 + \frac{p}{2} \right), \longrightarrow 32,102 - p = 0,019 \left(20,468 + \frac{p}{2} \right)$$

$$32,102 - p = 0,389 + 0,0095 p \longrightarrow p = 32,102 - 0,389 + 0,0095 p$$

$$\longrightarrow p - 0,0095 p = 32,102 - 0,389 \longrightarrow p = \frac{32,102 - 0,389}{0,9905} \longrightarrow p = \frac{31,713}{0,9905}$$

$$\longrightarrow p = 32$$

Es ist daher der Druckhöhenverlust vom Kessel bis zum Cylinder = 0,102 Pfd., welches in Procenten ausgedrückt 0,317 % geben. Ein anderer Arbeitsverlust wird durch die Abkühlung des Dampfes im Dampfrohre, der Dampfkammer und im Cylinder herbeigeführt. Dieser Verlust ergibt sich nach der in W. M. II § 364 aufgestellten Formel:

$$\frac{p_0 - p}{p_0} = \frac{\mu(t - t_1)O}{32400000Q}$$

Für μ ist nach W. M. II § 294 der Werth $\frac{31053}{4,417 + p_0}$ zu setzen. Mit t wird die Temperatur des Dampfes im

Kessel, mit t_1 die Temperatur des Maschinenraumes, mit O der Inhalt sämmtlicher den Dampf einschließender Oberflächen in f und mit Q die in einer Secunde gebrauchte Dampfmasse in Cubicfuß bezeichnet.

Der Atmosphärendruck ist gleich 1,193 + ... Atmosphären = 32,102 Pfd. Die Temperatur im Kessel 121,4° Celsius; die im Maschinenraum 25° C.. Der pro Secunde verbrauchte Dampf = 1,6 Cubicfüße, die den Dampf einschließende Oberflächen haben 37,9 f . Es ist demnach:

$$\frac{p_0 - p}{p_0} = \frac{31053}{4,417 + 32,102} \cdot 96 \cdot 37,9 \longrightarrow \frac{p_0 - p}{p_0} = \frac{3093731,52}{51840000} \longrightarrow \frac{p_0 - p}{p_0} = 0,06 \text{ Pfd.}$$

In Procenten ausgedrückt = 0,18 %. Demnach hätte man bis jetzt 0,497 % oder 0,162 Pfd. Verlust.

Nehmen wir noch den Verlust, der herbeigeführt wird: durch miteingerissenes Wasser aus dem Kessel, durch Verlust an Dampf durch die Stopfbüchsen und durch die Verbindungen des Dampfrohres, durch den Austritt des Dampfes aus dem Cylinder und durch den schädlichen Raum, zu 0,89 Pfd. an, so erhalten wir den auf den Zoll der Kolbenfläche im Cylinder drückenden Dampf = 32,102 - (0,102 + 0,06 + 0,89 + 15,05) = 16 Pfd. Überdruck.

Diese 16 Pfd. Überdruck auf jeden Zoll der Kolbenfläche von 11" Durchmesser müssen als Kraft, der Nutzlast im Schachte von 450 atü und der bei der Förderung auf dem 30 Lachter (200") tiefen Schachte durch die Zwischenmaschinen aufstehende Reibung das Gleichgewicht halten. Wie groß die Last ist, soll im Folgenden ermittelt werden.

Das $\frac{3}{4}$ " starke Drahtseil zum Fördern wiegt 7 Pfd. Pro Lachter, der leere Förderwagen mit Zwisselkette 400 Pfd. Da der in dem einen Fördertrumme niedergehende leere Förderwagen als Kraft dient in Bezug auf den im anderen Trumm hinaufgehende gefüllte Wagen, welcher als Last in Rechnung zu bringen ist und da das Verhältniß von Last und Kraft mit jedem Augenblicke wechselt, so ist für beide das Mittelmaß zu setzen. Man hat demnach in Rechnung zu bringen:

1. Für den beladenen Wagen:

Wagen mit Zwisselkette	400 Pfd.
Gewicht der zu fördernden Masse	450 Pfd.
Das halbe Förderseil= 15 Lachter	105 Pfd.
2,7 Lachter Seil über der Hängebank	<u>18,9 Pfd.</u>
Summa	973,9 Pfd.

2. Für den unbeladenen Wagen:

Das Gewicht des beladenen Wagens weniger der zu fördernden Masse:
973,9 Pfd. – 450 Pfd. = 523,9 Pfd..

Bei der nun folgenden Rechnung hat man die Last zu ermitteln, welche die Zwischenmaschinen durch Reibung verursachen und zuerst die Steifigkeit des Seiles bei den Seilscheiben sowohl für den beladenen als für den unbeladenen Zug zu bestimmen.

Wenn man nach W. M. I § 179 den Durchmesser des Seils in Linien auf's Quadrat erhebt, dieses mit der Last multipliziert, das Product durch 3500 mal den Radius der Scheiben in Fuß ausgedrückt, dividiert, so erhält man, da der Radius der Seilscheiben 2,5 Fuß ist, die Steifigkeit des Seils a für den beladenen Zug:

$$S = \frac{9^2 \cdot 973,9}{3500 \cdot 2,5} = 9 \text{ Pfd.}$$

b für den unbeladenen Zug:

$$S_2 = \frac{9^2 \cdot 523,9}{3500 \cdot 2,5} = 4,85 \text{ Pfd.}$$

Das Gewicht einer Seilscheibe ist 543 Pfd. Man erhält die Zapfenreibung, wenn man der Reibungscoefficienten $\varphi = 0,08$, W. M. I § 164, mit dem Gewichte der Seilscheibe + der Last + der Zugkraft von den Seiltrommeln, welche hier über einen Winkel von 55° wirkt multipliziert; und diese Last auf den Umkreis der Seilscheibe reducirt, wenn man diese Last mit dem Radius der Seilscheibenaxe multipliziert und durch den Radius der Seilscheiben dividiert. Es ist demnach die auf den Umkreis der Seilscheibe für den beladenen Zug reducirte Last:

$$S = p \cdot \frac{1,25}{30} \cdot R \longrightarrow S = 0,08 \cdot \frac{1,25}{30} \cdot R = 0,0033R$$

Da die Zugkraft P unter einem Winkel von 55° auf die Seilscheibe wirkt, so ist nach dem allgemeinen Gesetze wenn R bestimmt wird:

$$R^2 = Q^2 + 2QP + P^2 \cdot \cos 55^\circ \longrightarrow R = \sqrt{Q^2 + 2QP + P^2 \cdot \cos 55^\circ} \longrightarrow R = Q + P \cdot \sqrt{\cos 55^\circ}$$

$$R = Q + 0,75P$$

Setzt man nun für Q die Werte ein: $R = 973,9 + 543 + 0,75P \longrightarrow R = 1516,9 + 0,75P$.

Man erhält also für S : $S = 0,0033(1516,9 + 0,75P) \longrightarrow S = 5,00577 + 0,002475P$

Die am Seilkorbe wirkende Kraft hat demnach: Das Gewicht des beladenen Zuges, die Steifigkeit des Seiles und S zu überwinden.

Diese Kraft (P) als Last betrachtet ist also am Seilkorbe:

$$P = 973,9 + 9 + S \longrightarrow P = 973,9 + 9 + 5,00577 + 0,002475P \longrightarrow P - 0,002475P = 987,90577$$

$$P = \frac{987,90577}{0,997525} \longrightarrow P = 990,3 \text{ Pfd.}$$

Bei dem unbeladenen Zuge wird auf dieselbe Weise verfahren, jedoch hat man, da er beim Heruntergange als Kraft dient, die SeilstEIFigkeit und S in Abzug zu bringen.

$$P_2 = 523,9 - 4,85 - 0,0033(1066,9 + 0,75P_2) \longrightarrow P_2 = 516,8 \text{ Pfd.}$$

Die Steifigkeit des Seiles an den Seiltrommeln erhält man wie oben bei den Seilscheiben:

1. Für den beladenen Zug:

$$S_1 = \frac{9^2 \cdot 990,3}{3500 \cdot 3,5} = 6,5 \text{ Pfd.}$$

1. Für den unbeladenen Zug:

$$S_2 = \frac{9^2 \cdot 516,8}{3500 \cdot 3,5} = 3,5 \text{ Pfd.}$$

Da der Durchmesser der Seiltrommeln 7“ ist.

Die an dem Seilkorbe für den beladenen Zug wirkende Last ist also: $A = 990,3 + 6,5 = 996,8$ Pfd..

Die an dem Seilkorbe für den unbeladenen Zug wirkende Kraft ist: $K = 516,8 - 3,5 = 513,3$ Pfd..

Um die Nutzlast und die Reibung zu wältigen ist also an den Seiltrommeln eine Kraft von $Q - K$ Pfunden nöthig.

$Q - K = 996,8 - 513,3$ Pfd. $\longrightarrow Q - K = 483,5$ Pfd.

Die Reibung in den Zugstangen der Seiltrommeln ist, da

Die Welle 1386 Pfd.

Zwei Seilkörbe 4040 Pfd.

Zwei mal die Hälfte des Seils 210 Pfd.

Ein Zahnrad 1410 Pfd.

Summa 7046 Pfd.

Wiegen, wenn man den Reibungscoefficienten $\varphi = 0,08$ W. M. 1 § 164 setzt: $R = 0,08 \cdot 7046 = 563,68$ Pfd.

Die an den Trommeln wirkende Last = 483,5 Pfd. müssen auf den Theilkreis des Zahnrades von 30“ Radius übertragen werden und geben die daselbst wirkende Last.

Der Halbmesser des Zahnrades ist 30“, der der Seiltrommel 40“, folglich ist die Last im ersten Falle gleich:

$$Q_1 = \frac{40}{30} 483,5 = 644,6 \text{ Pfd.}$$

Im zweiten Falle ist die Last, da der Halbmesser des Wellenzapfens 3“ ist $Q_2 = \frac{3}{30} \cdot 563,68 = 56,3$ Pfd.

Die am Theilkreise des Zahnrades wirkende Last ist also: $Q_1 + Q_2 = 644,6 + 56,3 = 700,9$ Pfd.

Bei der Zahnreibung zwischen dem Zahnrad und Getriebe ist nach W. M. III § 52 die Kraft im Theilkreise mit

Berücksichtigung der Zahnreibung $1 + \left(\frac{1}{n} + \frac{1}{m}\right) \pi \varphi$ mal so groß, als ohne Zahnreibung. Es ist demnach, da das

Getriebe 25 (n), das Zahnrad 75 (m) Zähne hat und $\pi \varphi$ gleich $1/3$ nach W. M. III § 52 zu setzen ist:

$$Q = 700,9 \left(1 + \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{75}\right) \frac{1}{3}\right) \longrightarrow Q = 700,9 \cdot 1,017 = 712,8153 \text{ Pfd.}$$

Wird diese Kraft, als Last auf den Warzenkreis des Krummzapfens von 15“ Radius übertragen, so wird, da das Getriebe 10“ Radius hat:

$$Q_1 = \frac{712,8153 \cdot 10}{15} = 475,21 \text{ Pfd.}$$

Die Reibung in den Zapfenlagern der Kurbelwelle ist, da die Kurbelwelle mit drei Excentriks und Krummzapfen 850 Pfd.

Das Schwungrad 2872 Pfd.

Das Getriebe 310 Pfd.

Summe 3032 Pfd.

Wiegen, wenn man den Reibungscoefficienten, wie oben, 0,08 setzt: $R = 0,08 \cdot 3032 = 242,56$ Pfd.

Dieses Gewicht auf den Warzenkreis des Krummzapfens, da der Radius des Wellenzapfens = 2,5“ ist, gebracht

$$\text{gibt: } Q_2 = \frac{2,5 \cdot 242,56}{15} = 40,4 \text{ Pfd.}$$

Als dritte Last Q_3 haben wir auf den Warzenkreis des Krummzapfens die Last der Kalt- und Warmwasserpumpe zurückzuführen.

Der Kolben sowohl der Kalt-, als der Warmwasserpumpe hat einen Durchmesser von 3“. Die Kaltwasserpumpe hat das Wasser 5“ hoch zu heben, drückt dasselbe dann beim Niedergange des Kolbens durch eine seitliche Röhre, in horizontaler Richtung in die Cysterne. Läßt man letztere Reibung unberücksichtigt, so hat man als Last

$$\text{zu setzen: } Q_1 = r^2 \pi \frac{5 \cdot 66}{144} = 16,25 \text{ Pfd.}$$

Die Reibung, welche die Pumpe zu überwinden hat ist bei einer Biderung von 2“:

$$R_1 = \varphi \pi d b \frac{5 \cdot 66}{144} = 6,5 \text{ Pfd.}$$

Es ist hier der Reibungscoefficient φ nach W. M. II § 235 = 0,15 gesetzt: d ist der Durchmesser des Kolbens und b die Höhe der Biderung.

Bei der Warmwasserpumpe fließt das Wasser aus der Cysterne der Pumpe zu; dieselbe liegt 1“ unter dem Wasserstande im Kessel, hat also das Wasser 1“ hoch zu heben und den Dampfüberdruck von 17 Pfd. im Kessel zu überwinden. Es ist demnach die Last: $Q_1 = r^2 \pi \left(\frac{1 \cdot 66}{144} + 17 \right) = 123,35 \text{ Pfd.}$

Berechnet man, wie oben die Reibung, so erhält man: $R_1 = \varphi \pi d b \frac{1 \cdot 66}{144} + 17 = 49,34 \text{ Pfd.}$

Man erhält demnach für die beiden Pumpen eine Last = $Q_1 + R_1 + Q_2 + R_2$ d. i. $16,25 + 123,35 + 49,34 = 195,44$ Pfd. Diese Last auf den excentrischen Scheiben, und da beide gleich sind auf eine, reducirt, gibt W. M. III § 98:

$$S = \frac{2}{\pi} \cdot 195,44 \longrightarrow S = 0,6366 \cdot 195,44 = 124,417 \text{ Pfd.}$$

Diese Last auf den Warzenkreis des Krummzapfens zurückgeführt, gibt, da sich die Excentricität zum Radius des Warzenkreises, wie 3 : 15 verhält: $Q_3 = \frac{3 \cdot 124,417}{15} = 24,9 \text{ Pfd.}$

Als letzte auf den Warzenkreis zu reducirende Last Q_4 haben wir die durch die Steuerung bewirkte Last in Rechnung zu bringen. Der Dampfschieber hat eine Breite von 5,5“, eine Höhe von 7,125“, also an Fläche 39,1875 “. Hierzu kommt jedoch in Abrechnung: die Schieberhöhlung und der Querschnitt des einen Dampfweges, welche beide mit gespanntem Dampfe erfüllt sind. Diese beiden Theile betragen $(3,5 \cdot 3,5) + (5,1) = 17$ “. Man hat also in Rechnung zu bringen: $39,1875 - 17 = 22,1875$ “.

Setzt man den Reibungscoefficienten φ gleich 0,15 W. M. II § 373, so erhält man die durch den Druck von 16 Pfd. Überdruck auf diese Fläche bewirkte Reibung $R_1 = 0,15 \cdot 22,1875 \cdot 16 = 53,25$ Pfd.

Die Stopfbüchsenreibung des Schiebers ist nach W. M. II § 235 gleich $\varphi \pi d b (p - q)$ zu setzen. $\varphi = 0,15$; d als Durchmesser der Schieberstange gleich 1“; die Höhe der Biderung gleich 1,5“ und da die Stange durchgeht, doppelt genommen gleich 3“; der Dampfdruck $p - q = 16$ Pfd.. Also $R_1 = 0,15 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 16 = 22,6$ Pfd.. Hierzu das Gewicht der Steueraxe nebst Zubehör = 200 Pfd. als Q addiert, gibt:

$$S = R_1 + R_2 + Q = 53,25 + 22,6 + 200 = 275,85 \text{ Pfd.}$$

Nach W. M. III § 98 dieses Gewicht auf die excentrische Scheibe reducirt, gibt:

$$P = \frac{2}{\pi} \cdot 275,85 \text{ Pfd.} \longrightarrow P = 0,6366 \cdot 275,85 = 175,6 \text{ Pfd.}$$

Das Verhältniß der excentrischen Scheibe zum Krummzapfen ist 1,25 : 15, es ist demnach, die 175,6 Pfd. auf den Warzenkreis des Krummzapfens reducirt: $Q_4 = \frac{1,25 \cdot 175,6}{15} = 14,5 \text{ Pfd.}$

Die am Warzen des Krummzapfens zu wältigende Last ist also gleich $Q_5 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$
 $Q_5 = 475,21 + 40,4 + 24,9 + 14,5 = 555,01$ Pfd.

Es ist demnach die am Warzen wirkende Reibung, wenn man nach W. M. III 99 $\varphi = 0,075$ setzt:
 $R = 0,075 \cdot 555,01 = 41,625$ Pfd..

Da sich der Radius der Warze zum Radius des Warzenkreises wie 1,25 : 15 verhält, so erhalten wir, die 41,625 Pfd. auf den Warzenkreis reducirt: $Q = \frac{1,25 \cdot 41,625}{15} = 3,47 \text{ Pfd.}$

Es ist demnach die am Umfange des Krummzapfenwarzenkreises wirkende Last = $Q_5 + Q$
 $Q_5 + Q = 555,01 + 3,47 = 558,48$ Pfd.. Diese Last auf die Kolbenstange übertragen gibt nach W. M. III § 99:

$$P = \frac{\pi}{2} \cdot 558,48 = 1,57 \cdot 558,48 = 876,8136 \text{ Pfd.}$$

Zu dieser Last hat man noch die durch die Kolbenreibung und die durch die Reibung in der Stopfbüchsen entstehende Luft zu rechnen.

Die Kolbenreibung erhält man, wenn man in den allgemeinen Ausdruck für die Kolbenreibung bei Dampfmaschinen mit metallener Biderung, W. M. II § 373:

$R_1 = \varphi \cdot \pi d b (p - q)$ die Werthe : $\varphi = 0,08$, $d = 11$ “, $b = 2,75$, $p - q = 16$ einsetzt:

$R_1 = 0,08 \cdot 3,14 \cdot 11 \cdot 2,75 \cdot 16 = 121,581$ Pfd.. Setzt man auf gleiche Weise für die Stopfbüchsenreibung der Kolbenstange bei Hanfbiderung: $R_2 = \varphi \pi d_2 b (p - q)$ die Werthe ein: $\varphi = 0,15$, $d = 2$, da die Kolbenstange durchgeht doppelte Biderung $2 \cdot 1,5 = 3$ “ so erhält man: $R_2 = 0,15 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 16 = 45,216$ Pfd..

Die gesammte auf die Kolbenstange reducirt Last ist demnach $Q = P + R_1 + R_2 \longrightarrow$
 $Q = 876,813 + 121,581 + 45,216 = 1043,61$ Pfd..

Die Maschine hat also in einer Minute bei einem Dampfüberdruck von 16 Pfd. auf den Quadratzoll der Kolbenfläche, eine Last von 1043,61 Pfd. 30 Lachter oder 200 Fuß hoch zu heben, was dasselbe ist, als ob die Maschine 1043,61 • 200 = 208722 Pfd. einen Fuß hoch zu heben hätte.

Da man nun rechnet, dass ein Pferd in der Minute 30600 Pfd. einen Fuß hoch heben könnte, so ist die Leistung der Maschine auf Pferdekräfte reducirt: $208722 : 30600 = 6,853$ Pferdekräfte.

Die Zahl der Seile, welche die Maschine während eines Förderzuges machen muß, brechnet sich aus der Teufe des Schachtes, dem Umfange der Seiltrommel und dem Verhältniß der Umdrehung zwischen Getriebe und Zahnrad. Die Seiltrommel hat 7“ Durchmesser, also einen Umfang von 21,98“, sie hebt demnach bei jedem Umgänge die Last 21,98“ hoch und muß, da der Schacht 200“ tief ist, 9,1 Umgänge machen.

Das Zahnrad durch welches die Welle, woran die Trommel befestigt ist, in Bewegung gesetzt wird hat 75 Zähne, das Getriebe hingegen 25; sie stehen also in einem Verhältniß von 3 : 1. das Getriebe und der an derselben Welle befestigte Krummzapfen, müssen also drei Umdrehungen machen, ehe das Zahnrad eine macht.

Einer Umdrehung des Krummzapfens aber entspricht ein Hin und Hergang des Kolbens oder ein Kolbenspiel. Der Kolben muß folglich $3 \cdot 9,1 = 27,3$ Spiele machen, damit sich die Trommel 9,1 mal dreht und die Last im Schachte 200 Fuß gehoben wird.

Ein Kolbenspiel dauert, da ein Förderzug eine Minute Zeit beansprucht $60 : 27,3 = 2,2$ Secunden, also ein Seiltrommelumfang $3 \cdot 2,2 = 6,6$ Secunden. Das pro Minute verbrauchte Dampsquantum von 16 Pfd. Überdruck ist, da der Inhalt des Cylinders $= r^2 \pi h = 5,52 \cdot 3,14 \cdot 30$ ist und der Kolben den Weg von 30“ in der Minute

$$27,3 \cdot 2 = 54,6 \text{ mal durchläuft} = \frac{5,5^2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 54,6}{1728} = 90,083 \text{ Cubicfuß.}$$

Da jedoch die Kolbenstange von 2“ Durchmesser denselben Weg 54,6 mal macht, so ist der Raum den sie einnimmt vom Obigen abzuziehen. Dieser beträgt $\frac{1^2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 54,6}{1728} = 2,978 \text{ Cubicfuß}$, also der wirkliche

Dampfverbrauch $90,083 - 2,978 = 87,105$ Cubicfuß pro Minute.

Hat die Maschine die Wasserhaltung zu besorgen, so ist nach der in Weissbachs Ingenieur Seite 595 angeführten Formel für Pumpen mit massiven Kolben die Leistung der Maschine pro Secunde, wenn man von den

Reibungswiderständen absieht $L = \frac{n}{60} \cdot F_s h \theta$ oder pro Minute $= n \cdot F_s h \theta$.

Da nun die Maschine mit demselben Dampfdrucke bei der Wasserhaltung wie bei der Förderung arbeitet und auch eine gleiche Anzahl Spiele macht so ist n als Anzahl der Spiele welche die Pumpe macht = 9,1, da wie bei der Förderung das Zahnrad 3 mal so groß, wie das Getriebe ist; $F = 50,266$ “, da der Kolben 8“ Durchmesser hat; $5 = 2,5$ Fuß, als doppelte Länge des Krummzapfens; $h = 200$ “, als Teufe des Schachtes und θ die Dichtigkeit des Wassers.

Setzt man diese Werthe in obige Formel ein, so erhält man: $L = 9,1 \cdot 50,266 \cdot 2,5 \cdot 200 \frac{66}{144} = 3,423 \text{ Pferdekräfte.}$

An Reibung gehen, da die Maschine 6,853 Pferdekräfte gebraucht $6,853 - 3,423 = 3,430$ Pferdekräfte verloren.

Der pro Secunde gehobene Wasserquantum ist $Q = r^2 \pi \cdot 2,5 \cdot \frac{66}{144} = 50,266 \cdot 2,5 \cdot \frac{66}{144}$

$Q = 57,555$ Pfd. = 0,872 Cubicfuß. Da nun die Maschine in der Minute 9,1 Hübe macht, so hebt sie 0,872 Cubicfuß mal 9,1 = 7,9352 Cubicfuß. Die Leistung der Maschine während der Förderung und Wasserhaltung würde, in Procenten ausgedrückt, für den Verlust durch Reibung und für den Nutzeffect folgende Resultate geben:

A. für die Förderung.

Da die Nutzlast der Maschine 450 Pfd. beträgt, so erhält man die durch die Reibungen bewirkte Last, wenn man von der gesammten Last = 1043,61 Pfd. die Nutzlast abzieht: $1043,61 - 450 = 593,61$ Pfd.

Man erhält also für die Reibung in Procenten ausgedrückt: $\frac{593,61 \cdot 100}{1043,61} = 56,880 \text{ Procent.}$

Für den Nutzeffect:

$100 - 56,880 = 43,120$ Procent.

B. Für die Wasserhaltung.

Der Nutzeffect besteht in 3,423 Pferdekräften und da die Maschine 6,853 Pferdekräfte gebraucht, so erhalten wir

für den Nutzeffect: $\frac{3,423 \cdot 100}{6,853} = 49,949 \text{ Procent.}$

Für die Reibung:
100 – 49,949 = 50,051 Procent.

Siegen im December 1856.

Wilhelm Groppe
Bergwerks- Expectant.

Übersetzt im November 2006
von Thomas Kettner

