

Neuere
Wasserwerksmaschinen

von

A. Riedler

Professor an der königl. technischen Hochschule zu Berlin.

Mit 78 Textabbildungen und 3 lithographirten Tafeln.

Z. N. 17 986.



Berlin.
Verlag von Julius Springer.
1890.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000305772

W. H. B. & Co. Stationers

Richard

xxx
797

Neuere

Wasserwerksmaschinen

von

A. Riedler

Professor an der königl. technischen Hochschule zu Berlin.

Mit 78 Textabbildungen und 3 lithographirten Tafeln.



Berlin.

Verlag von Julius Springer.

1890.

xxx
797
~~9.58~~
18

Vortrag gehalten im
Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure

Sonder-Abdruck
aus der
Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.
1890.

III 33682



Akc. Nr. 5020 / 50

M. H. Zum heutigen Vortrage konnte ich mich erst nach wiederholter Aufforderung des Hrn. Peters entschliessen, weil ich über raschlaufende Pumpen und gesteuerte Ventile schon vieles veröffentlichte und die Grundlagen bei Fachleuten volle Anerkennung gefunden haben und bekannt sind. Ich folge aber der Anregung, einerseits weil ich die Erfahrungen und Erfolge zahlreicher Ausführungen meiner Pumpenentwürfe mitzuteilen in der Lage bin, andererseits weil ich in den bisherigen Veröffentlichungen stets auch die Missgriffe und Misserfolge ausführlich und gewissenhaft erwähnte und begründete, auch wenn sie nebensächliches betrafen. Diese Art von Berichterstattung ist manchen Missdeutungen begegnet, die mich aber nicht abhalten werden, nun erst recht unentwegt an ihr festzuhalten, eingedenk der unzweifelhaften Thatsache: Wer nie in seinem Leben daneben gehauen, hat nie tüchtiges geschaffen! Obwohl in der technischen Litteratur die Erörterung ungünstiger Erfahrungen meist unterbleibt, werde ich doch diese sowohl als auch die Erfolge verzeichnen, und ich habe das Vertrauen zu allen schaffenden Fachleuten, dass sie meine Darlegungen nicht anders als richtig auffassen werden.

Noch eine andere Erwägung veranlasste mich zum Berichte. Meine Bestrebungen gehen darauf hinaus, durch raschlaufende Pumpen nicht nur die Anlage- und Betriebskosten zu verringern und die Betriebssicherheit zu erhöhen, sondern selbstverständlich auch die grossartigen Fortschritte des allgemeinen Maschinenbaues für den Pumpenbau zu benutzen. Die gesteuerten Pumpenventile sind mir nur ein Mittel zum Zweck, sie sind ein einfaches, nie versagendes Detail zur sicheren Erreichung des Zweckes. Für diese Bestrebungen habe ich viele Jahre sehr vereinsamt gekämpft, habe mich aber im Laufe der Zeit immer zahlreicherer Mitarbeiter zu erfreuen gehabt, und in den letzten Jahren wurde ich selbst zur Mitarbeit bei grossen Anlagen veranlasst, wo ich mir die Teilnahme nur zu hoher Ehre anrechnen kann. Ich habe den grössten Teil der reichen Erfahrungen nur dieser Mitarbeit zu danken. Der Vortrag ist mir willkommener Anlass, dies dankbar auszusprechen. Indem ich über die bisherigen Ausführungen und Erfahrungen an raschlaufenden Pumpen berichte, spreche ich daher nicht pro domo, sondern ich sehe in meinen Entwürfen die Glieder einer zahlreichen Familie und weifs mich einig mit den gleichen Bestrebungen erfahrener Fachleute.

Ich möchte eine allgemeine Beurteilung des Pumpenbetriebes vorausschicken. Ich vergleiche richtig gebaute »rasch-

laufende« richtiger »normale« Pumpen mit den gegenwärtig noch herrschenden langsamgehenden Pumpen.

Bei diesem Vergleiche möchte ich von den langsamlaufenden Pumpen grundsätzlich alle unvollkommenen Ausführungen ausscheiden, die ich als Gegner der normallaufenden Pumpen überhaupt nicht ansehen kann, obwohl ich berechtigt wäre, gerade solche Beispiele heranzuholen, indem die Verteidiger des langsamen Ganges stets die aller schlechtesten, misslungenen Versuche raschlaufender Pumpen, die jemals irgendwie ausgeführt wurden, für den Vergleich herbeiholen. Ich will aber mit richtig gebauten, raschlaufenden Pumpen nur gut ausgeführte, fehlerfreie, langsamlaufende Pumpen vergleichen.

Wenn ich nun den Standpunkt des Konstrukteurs zunächst aufser acht lasse und mich in die Lage des verantwortlichen Leiters eines Wasserwerkes denke, so würde ich sagen: Vor allem muss eine Wasserwerksmaschine überhaupt betriebsfähig sein. Die Bedingung ist wohl selbstverständlich; ich möchte Maschinen, welche ihr nicht genügen, grundsätzlich vom Vergleich ausschliessen. Auch hier stünde mir wieder das Recht zu, mich auf zahlreiche Ausführungen langsamgehender Pumpen zu beziehen, die so schlecht sind, dass sie überhaupt nie einen Betrieb übernehmen konnten. So wie es wegen schlechter Pumpen ersäufte Bergwerke giebt, so giebt es zahlreiche Pumpen, die eigentlich nie in ungestörtem Betriebe waren, welche stets wiederkehrend die ernstesten Störungen aufweisen und die Jubiläen der wiederkehrenden Brüche feiern, als ob das so sein müsste!

Die zweite Bedingung ist die Forderung der Betriebssicherheit. Langsamer Gang ergiebt unvermeidlich grosse Kraft in allen Triebwerksteilen. Die Sicherheit des Betriebes hängt demnach ab von der Festigkeit der einzelnen Maschinenteile und von ihren Formveränderungen. Bei grossen langsamlaufenden Pumpen sind Triebwerkkräfte von 50 bis 80 000 kg keine Seltenheit. Hierbei ist es unmöglich, die einzelnen Maschinenteile mit einer solchen Sicherheit auszuführen, wie sie der laufende Betrieb erfordert, und wie sie bei raschem Gange, mithin geringeren Kräften, ohne jede Schwierigkeit erreicht wird. Materialbeanspruchung von 1000 kg/qcm und darüber kommen deshalb bei diesen grossen, schweren Maschinen sehr häufig vor, wo in Wirklichkeit nach den Grundsätzen der Festigkeit, wegen der wiederholten und wechselnden Beanspruchung, vielleicht nur einige 100 kg zulässig sind. Trotzdem erhalten die einzelnen Maschinenteile so grosse Abmessungen, dass ihre Herstellung sehr

schwierig ist; Materialfehler können unbemerkt bleiben und gefährlich werden, und die Sicherheit ist schon aus diesem Grunde eine geringe. Dazu kommt nun die Formveränderung der einzelnen Maschinenteile, die entsprechend der Materialbeanspruchung wächst. Bei großen Wasserwerksmaschinen von mehreren Metern Hub sind infolge der großen Längenausdehnung der Maschinenteile und der großen Materialbeanspruchung Durchbiegungen der einzelnen Maschinenteile von vielen Millimetern keine Seltenheit. Dass hierbei die Betriebssicherheit in hohem Grade leidet, versteht sich von selbst.

Ganz ähnlich liegen die Verhältnisse bei den Pumpen selbst. Auch die Pumpen und Ventilkasten werden bei langsamem Gange wegen ihrer unvermeidlichen Größe selten mit der niedrigen Beanspruchung berechnet, welche allein zulässig ist. Einzelne Pumpenteile erfahren millionenfach wiederholte Beanspruchungen, für welche beispielsweise Guss-eisen nur mit 100 kg/qcm belastet werden soll, während es zahlreiche größere Pumpen giebt, bei welchen Pumpenteile mit dem 4- bis 6fachen Betrage des erwähnten zulässigen Wertes belastet sind. Die Folge davon ist auch, dass Pumpen- und Ventilkastenbrüche bei großen Maschinen so häufig vorkommen, als ob sie nicht vermeidbar wären.

Im Gegensatz hierzu bewirkt rascher Gang, dass in den Pumpwerksteilen nur kleine Kräfte übertragen werden. Hier besteht keinerlei Schwierigkeit, alle Maschinenteile mit einer Sicherheit zu berechnen, die bei langsamem Gang ganz unmöglich ist, insbesondere alle Maschinen- und Triebwerksteile zu berechnen für eine beliebige minimale Ausdehnung und Formveränderung, sodass alle Teile der Pumpe in bezug auf Betriebssicherheit Anforderungen entsprechen, die mit langsam laufenden Maschinen überhaupt unerreichbar sind.

Der rasche Gang hat aber größeren Einfluss der Massenbewegung zur Folge. In dieser Hinsicht ist aber sofort hervorzuheben, dass vollkommen sichere Beherrschung der Massenbewegung bei der Antriebsdampfmaschine keine Schwierigkeiten bereitet. Bei raschlaufenden Pumpen handelt es sich ja um Geschwindigkeiten, welche im Dampfmaschinenbau laufend ausgeführt und erprobt sind. Hinsichtlich der Pumpen muss aber hervorgehoben werden, dass jederzeit richtige Anordnung von Saug- und Druckwindkesseln vollständig frei steht, und bei richtiger Anordnung und Instandhaltung derselben sind auch in der Pumpe keine anderen Massen abwechselnd zu bewegen, als die Wassermassen, welche sich zwischen dem Luftspiegel der Windkessel und den Ventilen befinden. Diese abwechselnd zu bewegendenden Wassermassen können aber hinsichtlich ihrer Beschleunigung sicher beherrscht werden, indem es wieder freisteht, für die Bewegung dieser Teile beliebig geringe Geschwindigkeiten anzuwenden. Die Beschleunigungsdrücke sind dann beliebig klein, da sie nur von der kleinen Wassermasse und von der verringerten Geschwindigkeit, mit der sie bewegt werden, abhängen. Letztere Geschwindigkeit hat aber gar nichts zu thun mit der Kolbengeschwindigkeit. Da auch die abwechselnd zu bewegendende Wassermasse auf ein beliebig kleines Maß vermindert werden kann, so ist es möglich, raschlaufende Pumpen mit viel geringeren Beschleunigungsdrücken auszuführen, als dies bei den langsamlaufenden Maschinen überhaupt möglich ist.

Mit dem erwähnten hängt eine sehr irrtümliche Auffassung raschlaufender Pumpen zusammen, welche mir häufig vorgekommen ist. Es wurde mir zugemutet, ich bewege bei raschlaufenden Pumpen die Wassersäule mit ganz unzulässigen Geschwindigkeiten. Das ist nicht der Fall, sondern die Wassersäule, z. B. im Saugrohr, bewegt sich so langsam, wie es nur erwünscht ist, und nicht anders, als bei irgend einer langsamlaufenden Maschine; nur schneidet die raschlaufende Pumpe von dieser langsam bewegten Wassermasse die einzelnen Abschnitte rascher ab, mit geringeren Kräften, infolge dessen mit geringeren Beanspruchungen und Gefahren, während die langsamlaufende Pumpe eine so große Wassermasse abschneidet, dass bei der geringsten Störung im Betriebe die lebendige Kraft dieser Wassermasse allein schon erhebliche Gefahren hervorrufen muss. Wenn hingegen die raschlaufende Pumpe

mit richtig gebauten Windkesseln versehen ist und die abwechselnd zu bewegendenden Wassermassen und ihre Geschwindigkeiten auf das geringste Maß vermindert werden, so kann selbst beim alleräußersten Falle, d. i. z. B. bei plötzlichem Bruch der Rohrleitung, gar nichts geschehen, was weitere Zerstörungen oder Gefahren mit sich bringt, weil eben innerhalb der Luftspiegel der Windkessel nur geringe Massen und diese nur mit sehr geringen Kräften bewegt werden.

Ein nicht zu unterschätzender Vorteil der raschlaufenden Pumpen besteht weiter auch darin, dass sie die Anwendung sehr leichter Schwungräder ermöglichen, sodass auch die aus dem Schwungrad hervorgehenden, übrigens nur vermeintlichen und niemals unmittelbar auftretenden Gefahren vermieden werden.

Zur Sicherung des Betriebes ist auch zu zählen die Steigerungsfähigkeit der Pumpen und ihr Anpassen an veränderliche Verhältnisse.

Es ist eine bekannte Thatsache, dass überall dort, wo die Wasserpressung in der Hauptleitung sehr veränderlich ist, der Betrieb der langsamgehenden Pumpen mit Mühen und selbst Gefahren verbunden ist. Dort, wo bei fehlender Ausgleichung durch einen Hochbehälter Wasserverbrauch und Druck unregelmäßig sind, erfordert der Betrieb der Pumpen unausgesetzte Aufmerksamkeit des Maschinisten. Diese Unsicherheit rührt nur her von den unvermeidlich großen Wassermassen, welche bei langsamem Gange mit jedem Hube bewegt werden und bei der geringsten Störung oder auch schon bei ganz unerheblichen Geschwindigkeitsänderungen große Gefahren durch die Massenwirkung mit sich bringen. Das ist bei raschem Gange der Maschinen mit geringen Massen ausgeschlossen.

Endlich kann ich noch zur Betriebssicherheit die leichte Handhabung der Maschine zählen. Dass diese wegen der kleineren Abmessungen nur von der raschlaufenden Maschine geboten wird, bedarf keines näheren Nachweises.

Als dritte Bedingung würde ich aufstellen die Sicherheit und die Bequemlichkeit der Instandhaltung. Hierzu möchte ich vor allem die Zugänglichkeit zu allen Teilen der Maschine zählen. Dass hierbei der Vorteil ganz auf seiten der raschlaufenden Maschinen liegt, dürfte zu beweisen überflüssig sein. Auch für größere Pumpenleistungen, etwa 1000 cbm i. d. Std., lassen sich gesteuerte Ventile ausführen, die höchstens etwa 20 kg wiegen, während für gleiche Leistung die Ventile langsamgehender Maschinen die Bedienung durch mehrere Arbeiter und durch Hebezeuge erfordern. Alle Konstruktionsteile, die hier in Frage kommen, wie Verschlussdeckel, Kolben, Ventile usw., fallen bei raschem Gange der Maschine so gering in den Abmessungen aus, dass ein Vergleich mit dem ungünstigen langsamen Gange gar nicht weiter erforderlich ist.

Insbesondere zähle ich zu den Erfordernissen einer guten Instandhaltung auch die Genauigkeit der Maschine; denn ist die Maschine von vorn herein auf das genaueste hergestellt, dann verursacht sie auch weniger Instandhaltungsarbeit. Auch in dieser Beziehung liegt der Vorteil nur auf seiten des raschen Ganges, indem alle beweglichen Teile geringere Abmessungen erhalten, so dass z. B. die in stand zu haltenden Kolbendichtungen auf vielleicht die Hälfte, die Ventildichtungen auf etwa $\frac{1}{10}$ von den Größen vermindert werden können, welche der langsame Gang erfordert.

Gegenüber diesen Vorteilen ist die Abnutzung geltend zu machen, welche der rasche Gang unvermeidlich mit sich bringt. So weit die Antriebsdampfmaschinen in Frage kommen, handelt es sich um gelöste und erprobte Fragen. Dampfmaschinen mit 50 bis 70 Umdr. i. d. Min. so zu betreiben, dass im laufenden jahrelangen Betriebe keine nennenswerten Reparaturen vorkommen, ist eine gelöste Aufgabe, und es steht frei, die Abmessungen der Maschinenteile für solchen Betrieb so zu wählen, dass die Instandhaltung aller beweglichen Teile keine wesentliche Mühe verursacht. Außerdem muss hervorgehoben werden, dass für die Instandhaltung gegenwärtig alle Verbesserungen und Vervollkommnungen der Neuzeit zur Verfügung stehen, insbesondere alle Vorrichtungen für selbstthätige Schmierung; und dass diese vervollkommenen Vorrichtungen für raschlaufende Pumpen unbedingt ihre Benutzung finden, versteht sich wohl von selbst.

Die Frage der Abnutzung kann nur in betracht kommen hinsichtlich der Pumpen selbst, und auch bei diesen nur hinsichtlich ihrer Ventile, denn die Frage der Stopfbüchsen ist durch die Vervollkommnung der Metallpackung auch heutzutage gelöst, selbst dann, wenn die Geschwindigkeiten weitaus höher werden, als sie gegenwärtig im Pumpenbau überhaupt versucht werden. Die Abnutzung stoffsrei arbeitender Ventile ist aber bei richtiger Konstruktion eine ganz verschwindende. Es giebt Ausführungen, bei welchen die gesteuerten Ventile mehrere Jahre, entsprechend etwa 50 Mill. Hüben, ununterbrochen im Betriebe waren, ohne dass irgend welche Nacharbeit erforderlich gewesen wäre; stoffsreier Gang ist aber hierfür unerlässliche Bedingung.

Nicht unerwähnt lasse ich den hier und da erwähnten Vorwurf, dass raschlaufende Pumpen in der Wartung einen sehr großen Aufwand an Schmiermaterial bedingen. Dies ist aber nur zurückzuführen auf unvollkommene Schmiervorrichtungen. Werden richtig gebaute selbstthätige Schmiervorrichtungen angewandt, so ist bei raschlaufenden Maschinen der Bedarf sogar ein wesentlich geringerer als bei den großen Maschinenteilen, welche bei langsam laufenden Maschinen in stand zu halten sind.

Weiterer Vorteil des raschen Ganges sind die geringen Anlagekosten. In dieser Hinsicht ist der Einfluss größerer Geschwindigkeit ein selbstverständlicher. Sie ermöglicht insbesondere geringe Hublängen der Maschine, geringe Grundfläche, geringe Abmessungen und Gewichte und daher geringe Anlagekosten. Damit im Zusammenhange ist hervorzuheben, dass für die Anlagekosten die Maschinenkosten allein nicht maßgebend sind, sondern nur einen Faktor in der Beurteilung bilden. In den gesamten Anlagekosten spielen nicht die verringerten Maschinenkosten allein, sondern die erforderliche Grundfläche vielfach eine ganz außerordentlich große Rolle, und der Einfluss raschlaufender Pumpen auf die Gesamtanlagekosten ist ein ganz gewaltiger.

Endlich ist als Forderung aufzustellen: die Wasserwerksmaschinen dürfen nur geringe Betriebskosten verursachen. In dieser Hinsicht wäre zunächst wieder die Instandhaltung der Maschinen hervorzuheben. Das hierauf bezügliche geht schon aus dem früher erwähnten hervor. Den größten Anteil an den Betriebskosten hat aber der laufende Betriebsaufwand, der Dampfverbrauch. Hierüber kann ich mich kurz fassen, denn die bezüglichen Verhältnisse, der günstige Einfluss größerer Kolbengeschwindigkeit, sind bekannt und nie bestritten worden. Dass es hierbei möglich ist, durch raschen Gang der Maschine den Dampfverbrauch ganz wesentlich, etwa um $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$, gegenüber den besten langsam laufenden Maschinen herunterzusetzen, ist eine bekannte Tatsache. Bei richtiger Bauart der Maschinen ergeben die Versuche bei raschlaufenden Maschinen mit der Steigerung der Geschwindigkeit fortwährende Abnahme des Dampfverbrauches bis zu einer gewissen, aber verhältnismäßig sehr hoch liegenden Maximalgeschwindigkeit. Beispielsweise ergab sich der geringste Dampfverbrauch der im folgenden beschriebenen Wasserwerksmaschinen in Leipzig bei 52 Umdr. i. d. Min. und wurde wesentlich höher, wenn diese Geschwindigkeit vermindert wurde.

Weiter stehen mit dieser Frage noch im Zusammenhange die Kosten der Dampfkesselanlage und ihres Betriebes. Jede Dampfersparnis hat zur Folge eine entsprechende Ersparnis in der Dampferzeugung. Weiter sind in diesem Zusammenhang auch noch zu berücksichtigen die Anforderungen in bezug auf Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals, auch wieder in einem Zusammenhange, der sehr zu gunsten der raschlaufenden Maschinen spricht.

In solcher Weise ergibt sich überall der Vorteil auf seiten der raschlaufenden Pumpe. Die Betriebssicherheit der letzteren ist bei richtiger Bauart eine unbestreitbare, und es lässt sich behaupten: Wer nach den heutigen Erfahrungen und ohne Benutzung der großen Fortschritte des allgemeinen Maschinenbaues langsamlaufende Pumpen baut, wo raschlaufende Maschinen möglich sind, verschwendet Anlage- und Betriebskosten, er arbeitet mit unvollkommenen Maschinen und mit unnützen Sorgen und Gefahren.

Diesen Behauptungen gegenüber lasse ich nicht unerwähnt, dass manche raschlaufenden Pumpen und auch die ersten vor 4 bis 5 Jahren ausgeführten raschlaufenden Pumpen meines Systemes Schwierigkeiten bereiteten, worüber ich später noch ausführlich berichten werde. Die Ursachen der Schwierigkeiten lagen aber nie im Systeme der raschlaufenden Pumpen, sondern, wie ich begründen werde, in bestimmten Fehlern der Konstruktion und der Ausführung; sie lagen insbesondere darin, dass bei allen diesen Ausführungen auf die äußerste technisch mögliche Grenze gegangen wurde. Es ist mir leider so oft vorgekommen, dass Pumpen gebaut wurden, in der Absicht, die Vorteile des raschen Ganges in der äußersten Weise auszunutzen und die überhaupt möglichen geringsten Anlagekosten zu erreichen. Fachmännische Beurteiler werden aber gleiches mit gleichem vergleichen und also insbesondere berücksichtigen, dass die raschlaufenden Maschinen mit Kosten aufgestellt wurden, für welche nach dem bisherigen Typus langsamlaufender Maschinen überhaupt nichts geleistet werden kann, was mit den anderen vergleichbar wäre. Ich möchte dies grundsätzlich hervorheben, weil es bei der Beurteilung verschiedener insbesondere neuer Systeme fast in der Regel vorkommt, dass ganz ungleichwertiges neben einander gestellt wird.

Beispielsweise auf dem Gebiete der Wasserhaltungsmaschinen vergleicht man obertägige Gestängemaschinen, die für eine Leistung von etwa 15 cbm auf 300 m Höhe vielleicht mehr als eine Million Mark kosten, mit unterirdischen Maschinen, bei welchen an dem allernotwendigsten gespart wird, die für dieselbe Leistung etwa 60- bis 70 000 \mathcal{M} kosten. Dass ein solcher Vergleich teilweise zu ungunsten der unvollkommenen Maschinen ausfallen muss, ist selbstverständlich, beweist aber gar nichts als die leider so häufig vorkommende Knauserei in der ersten Anlage, für welche dann auch in der Regel im Betrieb das unvermeidliche Lehrgeld zu bezahlen ist.

Die Aufgabe wird meines Wissens überhaupt dem Konstrukteur selten gestellt, raschlaufende Pumpen für eine bestimmte Leistung, ihrer sonstigen Vorzüge, etwa des geringen Dampfverbrauches wegen, zu bauen und hierbei einigermaßen den Kostenaufwand zuzulassen, welchen der langsame Gang unvermeidlich mit sich bringt. Ueberall, soweit mir bekannt, ist das Bestreben hervorgetreten, sobald man zum raschen Gang der Maschine sich entschlossen hat, auch in unzulässiger Weise mit den Anlagekosten zu sparen. Dieses Streben nach der alleräußersten Sparsamkeit ist dann auch in der Regel gepaart mit den höchsten Anforderungen, höher als sie je an langsamgehende Pumpen gewagt werden, und welche zu stellen nur die Berechtigung vorläge, wenn die Anlagekosten reichlicher bemessen wären.

Aber trotz dieser Uebelstände, trotz des Umstandes, dass sogar die Mehrzahl der raschlaufenden Maschinen meines Systemes immer an der äußersten technisch möglichen Grenze und mit geringsten Mitteln ausgeführt werden musste, liegen auch mit diesen hervorragend günstige Resultate vor.

In der bisherigen Uebersicht habe ich absichtlich den Vergleich der raschlaufenden Pumpen mit den Hubmaschinen weggelassen. Ein solcher ist aber noch erforderlich, weil die Hubmaschinen ohne Schwungrad vielen als eine erstrebenswerte Verbesserung erscheinen.

Ich muss daher im Zusammenhange diesen Vergleich noch durchführen und schliesse hierbei wieder alle schlechten, unvollkommenen Hubmaschinen vollständig aus. Es giebt zahlreiche Hubmaschinen, die überhaupt nie in richtigen Betrieb gebracht werden konnten, die unsägliches Unheil angerichtet haben; mir selbst sind Dutzende solcher Maschinen genau bekannt. Diese sollte und könnte ich zum Vergleiche heranziehen, weil auch die Vertreter der Hubmaschinen bei ihren Vergleichen das allerschlechtesten, was je auf dem Gebiete der Schwungradmaschinen geleistet wurde, heranziehen. Ich befasse mich aber nur mit der best ausgeführten Hubmaschine, der Worthingtonmaschine, und zwar nur der Originalmaschine, nicht ihren zahlreichen Nachahmungen.

In bezug auf Hubmaschinen herrschen zur Zeit vielfach unglaubliche Ansichten und Behauptungen: dass durch die Einführung der Hubmaschine die europäische Schwungrad-

maschine überlebt sei, dass die amerikanischen Ingenieure den allein richtigen Weg gefunden hätten, dass die Betriebssicherheit eine durch Schwungradmaschinen unerreichbare sei usw. Bei vielen dieser teilweise ganz unsinnigen Behauptungen wird vielfach auf einen Vortrag Reuleaux' bezug genommen und dieser Vortrag als Beweis für die Richtigkeit der Behauptungen angeführt. Ich habe diesen Vortrag seiner Zeit genau gelesen und erinnere mich nicht, dass derselbe irgend wie solche Deutungen zulassen könnte. Ich habe ihn nochmals durchgesehen und finde in demselben keine solche Begründung. Nur zwei Stellen könnten vielleicht Veranlassung zu gewaltsamer Deutung und falscher Schlussfolgerung bieten, und zwar:

»Diesen Geschwindigkeiten, welche von 0 bis zu einem Maximum und zurück bis 0 fortwährend steigen und fallen, muss das von dem Pumpenkolben getriebene Wasser mehr oder weniger folgen. Dies geht aber bei langen Leitungen von großem Kaliber nicht ohne beträchtliche Spannungswechsel in der Wassermasse vor sich. Auf 10, ja 20 Atm. wird je nach Umständen die Spannung gesteigert, und nicht wenig Pumpenkastenbrüche schreiben sich davon her. Man ist deshalb bei großen Leistungen trotz Anfügung eines Windkessels darauf angewiesen, die mittlere Kolbengeschwindigkeit oder richtiger die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in den Leitungen zu beschränken, hat auch vielerlei technische Kämpfe mit den Pumpenventilen zu bestehen gehabt, wobei man zu einer fast unabsehbaren Reihe von Ventilbauarten gelangt ist.«

Diese Stelle des Vortrages ist nicht einwandfrei. Sie ist nur teilweise gültig für Schwungradmaschinen, welche eines wichtigen unerlässlichen Bestandteiles entbehren, d. i. eines richtig ausgeführten und richtig instandgehaltenen Windkessels. Letzteren vorausgesetzt, treten auch bei Schwungradmaschinen weder die erwähnten Spannungsänderungen noch die erwähnten Schwierigkeiten auf, und die Ventile stehen nur in mittelbarem Zusammenhange mit den Ursachen der Störung. Die Schwungradmaschine ohne Windkessel sollte den unmittelbaren Vergleich mit der Hubmaschine nicht bilden; sonst werden Fehler verallgemeinert, welche der ganzen Gattung der Schwungradmaschinen gar nicht eigen sind.

Die zweite Stelle in dem erwähnten Vortrage, welche thatsächlich missdeutet wurde, ist folgende:

»Während das eine Kolbenwerk in vollem Gange ist, bewegt es mittels Hebelgestänges langsam die Steuerungsschieber des anderen, sodass dieses, wenn das erste an seinem Hubendpunkte ankommt, soeben angehoben hat sich zu bewegen und dann rasch in den gleichförmigen Schub übergeht und nun seinerseits die Nachbarmaschine umsteuert. Der Erfolg ist eine fast völlig gleichförmige Bewegung der Wassersäule in den Steigröhren.«

Diese Stelle ist doch bis auf den Ausdruck »gleichförmigen Schub« ganz einwandfrei und richtig, und es ist mir nicht erklärlich, wie die Vertreter der Hubmaschinen gerade aus dieser Stelle des Reuleaux'schen Vortrages herauslesen wollen, dass sich die Kolben der Hubmaschinen mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegen.

Gleichförmige Kolbengeschwindigkeit ist doch selbstverständlich unmöglich, es muss auch bei der Hubmaschine der Kolben, der im Augenblick des Hubwechsels die Geschwindigkeit Null hat, beschleunigt werden, also mit der entsprechenden Geschwindigkeitszunahme bewegt werden, und zwar ist leicht nachzuweisen, dass bei der Hubmaschine die Beschleunigungsverhältnisse unter allen Umständen ungünstiger sein müssen als bei einer Schwungradmaschine. Bei letzterer sind unter der Voraussetzung nahezu gleichmäßiger Kurbelgeschwindigkeit die Geschwindigkeitsänderungen, mithin die Beschleunigungen in den Hubwechseln, äußerst vorteilhaft, indem die Geschwindigkeitsänderung eine sehr allmähliche ist. Bei der Hubmaschine fehlt diese Regulierung, die Beschleunigung wird bei überschüssigem Dampfdrucke, der bei starker Expansion unvermeidlich ist, rasch bewirkt, die Geschwindigkeit geht von Null rasch auf eine größere Geschwindigkeit über, und diese schafft die größere Beschleunigung, die größere Schwierigkeit und Gefahr. Während des mittleren Teil des Hubes ist die Kolbengeschwindigkeit der Hubmaschine eine geringere (aber nicht gleichförmige), als bei der Schwungradmaschine. Die Schwierigkeiten des Pumpenbetriebes liegen aber nicht in der

Geschwindigkeit während des Hubes, sondern in der Geschwindigkeitsänderung zu Anfang desselben. Die Beschleunigung der Wassermassen erfolgt unter allen Umständen bei der Schwungradmaschine vorteilhafter und mit geringerer Gefahr, weil die Geschwindigkeitszunahme stets eine geringere sein muss als bei der Hubmaschine. Dies beweist auch die Erfahrung, da Hubmaschinen nur bis zu einer gewissen, sehr geringen Kolbengeschwindigkeit stoßfrei arbeiten und über diese Grenze hinaus gesteigert, sofort in einen höchst gefährlichen, stoßenden Betrieb übergehen, weil eben bei Hubmaschinen wegen der fehlenden Schwungmassen die Geschwindigkeitszunahme, also die Beschleunigung nach dem Hubwechsel, stets eine sehr rasche ist.

Wenn ich nun den Vergleich einer vollkommenen ausgeführten Hubmaschine mit der raschlaufenden Schwungradmaschine in gleicher Weise und nach denselben Gesichtspunkten wie vorhin durchführe, so dürfte die Beurteilung etwa folgendes ergeben: Erstlich in Hinsicht der Betriebssicherheit ist eine Ueberlegenheit der Hubmaschine gegenüber richtig gebauten raschlaufenden Schwungradmaschinen nicht vorhanden; sie ist nur vorhanden gegenüber schlecht ausgeführten, langsamgehenden Schwungradmaschinen, welche große Wassermassen zu bewegen haben. Nur in einer Hinsicht hat die Hubmaschine eine Ueberlegenheit, dass sie bei fehlendem Schwungrad zum Stillstand kommt, wenn plötzlich ein ungewöhnlich großer Widerstand auftritt, während bei der Schwungradmaschine der Widerstand durch die rotierende Schwungmasse überwunden werden kann. Letzteres hat bei richtiger Windkesselanordnung zwar keine praktischen Folgen, Druck-erhöhung und Gefahr sind belanglos; aber immerhin wäre dieser Vorteil der Hubmaschine zu erwähnen.

In jeder anderen Hinsicht aber steht die Hubmaschine unbedingt hinter gut gebauten raschlaufenden Schwungradmaschinen zurück.

Ich betrachte z. B. die Anforderungen der Instandhaltung. Für die Instandhaltung ist die Einfachheit maßgebend, die gerade bei Hubmaschinen am häufigsten gepriesen wird. Das ist aber unrichtig und optische Täuschung. Ich erwähne deshalb folgenden Vergleich. Eine gute Worthingtonmaschine, für möglichst geringen Dampfverbrauch befähigt, ist nicht anders ausführbar als mit 4 Dampfzylindern, und zwar je einem Hoch- und Niederdruckzylinder auf jeder Seite; ohne diese Anordnung ist größere Gesamtexpansion unmöglich. Diese 4 zylindrige Worthingtonmaschine¹⁾ ist gleichwertig einer vollkommen ausgeführten 2zylindrigen Verbundmaschine mit Doppelschiebersteuerung, welche gleich der Worthingtonmaschine 2 doppelwirkende Pumpen antreibt. Der Vergleich ergibt folgendes:

	Worthington-Maschine	Schwungrad-Maschine
Zahl der Dampfzylinder	4	2
» » Dampfkolben	4	2
» » Zylinderstopfbüchsen	14 ²⁾	4 ²⁾
» » aller Stopfbüchsen	30	8
» » Zylinderpaare	40	14
» der Zylinderpaare der Steuerung	28	8
	Worthington-Kraftausgleicher	Kurbeltriebwerk
Zahl der Stopfbüchsen	8 ³⁾	0
» » belasteten Zapfen 12 ⁴⁾		6

Beim unvermeidlich hohen Dampfverbrauch der Hubmaschine ist für den Vergleich eine Dampfmaschine mit Doppelschiebersteuerung gegenüber zu stellen, und selbst eine solche ist bei guter Ausführung der besten Hubmaschine, hinsichtlich Dampfausnützung, überlegen.

Weiter ist zu berücksichtigen, dass die Worthingtonmaschine für bessere Dampfausnützung nicht anders lebensfähig ist als mit einem sogenannten Kraftausgleicher,

¹⁾ Engineer 1889 No. 1.

²⁾ Hintere Führung der Kolbenstangen in beiden Fällen nicht vorhanden, bei der Worthington-Maschine einschl. der Stopfbüchsen der Ausgleicherpumpe, in beiden Fällen ohne Pumpenkolben.

³⁾ Einschl. der wegen des Ausgleichers erforderlichen hinteren Stopfbüchse der Pumpe, aber ohne Füllpumpe.

⁴⁾ Gleichfalls ohne Berücksichtigung der Füllpumpe.

und diese Kraftausgleichung ist es, die allein zu ihrem Betriebe, wie oben dargestellt, 8 Stopfbüchsen und 12 belastete Zapfen erfordert. Die Einfachheit der Ausführung und der Instandhaltung liegt unbedingt bei der Schwungradmaschine. Die Abmessungen der langsamlaufenden Hubmaschine und ihre Anlagekosten sind etwa $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ größere als die raschlaufender Schwungradmaschine.

Zum Vergleiche dessen mag erwähnt sein, dass für eine stündliche Leistung von 1000 cbm eine Schwungradmaschine von etwa 1 m Hub bei 60 Min. Umdr. nicht nur betriebsfähig sondern noch weit steigerungsfähig gebaut werden kann, während eine Hubmaschine etwa 25 Hübe nicht überschreiten lässt. Auch die erforderlichen Hublängen und Grundflächen als Maßstab für die Gesamtanlagekosten sind bei der Worthingtonmaschine nicht geringer als bei einer raschlaufenden Schwungradmaschine. Endlich stellen sich die Betriebskosten selbstverständlich in dem Maße für die Hubmaschinen höher, als auf vollkommene und weitgehende Expansion des Dampfes trotz Kraftausgleicher verzichtet werden muss. Nennenswerte Expansion, d. i. Gesamtausdehnung des Dampfes etwa über das vierfache Volumen, ist bei Hubmaschinen nur möglich bei Mitverwendung der Ausgleicher, und auch mit Zuhilfenahme dieser ist es unmöglich, dieselbe Gesamtexpansion zu erzielen, die mit Schwungradmaschinen bei hohen Dampfspannungen ohne Schwierigkeit erreichbar ist. Der Dampfverbrauch der besten Hubmaschinen ist daher etwa um $\frac{1}{4}$ höher als derjenige guter Schwungradmaschinen. Der Zusammenhang mit den Kosten der Dampfkesselanlage und des Dampfkesselbetriebes versteht sich nach dem vorigen von selbst.

Es hat demnach die Hubmaschine dort, wo ein gleichmäßiger Betrieb und geringste Betriebskosten die erste Rolle spielen, überhaupt keine Berechtigung, wohl aber für vorübergehende Zwecke und dort, wo rasche Aufstellung der Maschine erforderlich ist, wo mit sehr veränderlichen Betriebsverhältnissen gerechnet werden muss, an welche sich die Hubmaschine bei niedrigen Umdrehungszahlen besser anpasst als langsam laufende Schwungradpumpen. Raschlaufende Schwungradpumpen hingegen entsprechen bei veränderlichem Betriebsdruck sowohl bei Steigerung weit über die normale Geschwindigkeit hinaus als auch bei geringen Umdrehungszahlen.

Das bisherige gilt für raschlaufende Pumpen im allgemeinen, sobald sie richtig in allen Einzelheiten ausgeführt werden. Ich weiß keine Aufgabe des Pumpenbaues, die nicht mit selbstthätigen Ventilen lösbar wäre. Selbstthätige Ventile haben aber praktische Nachteile, sie verursachen sehr große Kosten und manche Unbequemlichkeiten; ihnen fehlt die Einfachheit und Sicherheit; sie müssen in dem Maße mit um so kleinerem Hub ausgeführt werden, also um so größeren Ventillumfang besitzen, je rascher sie laufen. Die Schwierigkeiten der Ausführung und des Betriebes wachsen daher mit zunehmender Geschwindigkeit, weil Abnutzung, Verschleiß an Dichtungsflächen sowie Abmessungen der Ventile und Ventilgehäuse zunehmen. Die Steigerungsfähigkeit und insbesondere das Anpassen der Pumpe an veränderliche Betriebsverhältnisse ist erschwert, auch mit Gefahr verbunden, weil eben selbstthätige Ventile an sich sehr empfindliche Konstruktionsteile sind und nur für bestimmte Kraftwirkungen und bestimmte Geschwindigkeiten vollständig entsprechen können.

Diese Mängel vermeide ich durch den Zwangsschluss der Ventile. Ich wende gesteuerte Ventile an, vor allem der unbedingten Sicherheit halber. Ich will den unsicheren Zustand nicht, dass die Ventile gelegentlich unkontrollierbare Bewegungen machen. Ich halte es für die größte, wenn auch durch Jahrhunderte ererbte Unvollkommenheit der Pumpen, dass die Ventile selbstthätig sind. Diese Unvollkommenheit wird durch den Zwangsschluss ganz beseitigt. Die Vorteile der gesteuerten Ventile hinsichtlich Verringerung der Dimensionen, Sicherheit des Betriebes, Anlagekosten usw. brauche ich nicht hervorzuheben.

Die äußere Steuerung für die Ventile ist in sehr verschiedenartiger Weise ausgeführt worden, wobei vielfach besonderen Wünschen Rechnung getragen wurde.

Die konstruktive Ausführung der äußeren Steuerung ist auch innerhalb weiter Grenzen willkürlich; die Aufgabe der Steuerung ist eine so einfache, dass ein Versagen auch bei mangelhafter Konstruktion nicht eintreten kann. Wohl aber muss die Pumpe in ihrer ganzen Bauart und in allen Einzelheiten für raschen Gang ausgeführt werden; der Zwangsschluss der Ventile allein thut es nicht.

Zu Anfang hatte ich vielfach die Anwendung gesteuerter Ventile an Pumpen zu verhindern, welche mit unbehebbar Fehlern behaftet und für raschen Gang überhaupt nicht befähigt waren. Ebenso ist es häufig vorgekommen, dass Fabriken, welche überhaupt im Bau von Pumpen nicht die geringste Erfahrung besitzen, ohne weiteres und unter Zugrundelegung ganz unbrauchbarer Vorbilder auf den Bau raschlaufender Pumpen übergehen zu können vermeinten; den gesteuerten Ventilen wurde zugemutet, alles weitere zu besorgen; dadurch wurde zu Anfang mancher Fehler begangen. Trotzdem ist der Ventile wegen doch keine einzige Störung vorgekommen.

Wie bei jeder neuen Sache, wurde ich hierbei ausnahmslos für alle Betriebsvorkommnisse verantwortlich gemacht. Die geringste Störung, auch wenn sie mit den Ventilen in gar keinem Zusammenhange stand, wurde doch ausschließlich letzteren und mir zur Last geschrieben, wobei es auch an »Missverständnissen« nicht fehlte; diese haben angeblich kurze Beine; in Wirklichkeit laufen sie mit Blitzzugsgeschwindigkeit, und die Richtigestellung kommt schwerfällig oft erst nach Jahren dahinter gehinkt. Hierüber liefse sich manches berichten; dies wird aber besser unterbleiben, weil solches nichts neues ist und keiner »Neuerung« im Kampfe gegen gewohntes und ererbtes erspart bleibt. Immerhin möchte ich hervorheben, dass die Durchführung der »Neuerung« lange Jahre harte und ärgerliche Arbeit kostete, für welche nur die reiche Erfahrung Entschädigung bot.

Im Anschlusse hieran möchte ich einige Beispiele ausgeführter Wasserwerkmaschinen mit Riedler-Pumpen in den Hauptzügen angeben, und zwar am besten in der Reihenfolge, in welcher sie der Zeit nach entstanden sind.

Ich erwähne zunächst:

Die Wasserwerkmaschinen für das städtische Wasserwerk in Smichow bei Prag.

Gebaut von F. Ringhoffer in Smichow.

(Fig. 1 bis 3.)

Die alte Wasserwerksanlage bestand aus 2 langsamgehenden Pumpmaschinen, und zwar eincylindrigen Dampfmaschinen, welche etwa 26 Umdr. machten, und deren Kurbelwellen auf der zweiten Seite eine unter 180° versetzte Kurbel besitzen und mit dieser die Pumpen mit verkleinertem Hube betreiben. Die Maschine I war für 1 cbm, die Maschine II für 2 cbm i. d. Min. gebaut. Die Pumpen hatten große längliche Ventilkästen, in denen je 3 Saugventile und 3 Druckventile (einfache Ringventile mit Lederdichtung und geringem Hube) angebracht waren.

Nachdem die Bauart der Pumpen eine größere Umdr.-Zahl nicht zuliefs, wurde die Aufstellung einer neuen Maschine III mit 4 cbm minutlicher Leistung beschlossen und die Ausführung der Maschinenfabrik F. Ringhoffer in Smichow übertragen, und für diese Maschine wurde die gleiche Anordnung wie bei Maschine I und II gewählt. Die Pumpen haben 400 mm Dmr., 700 mm Hub und gesteuerte Ventile; die Umdrehungszahl war mit 26 in 1 Min. vorgeschrieben; die Maschine läuft vor der Hand mit dieser Geschwindigkeit, sodass zur Zeit der Vorteil der gesteuerten Ventile nicht in erheblichem Maße ausgenützt wird. Es ist jedoch die Erhöhung der Umdr.-Zahl nach Maßgabe des steigenden Wasserbedarfes in Aussicht genommen. Die Maschine fördert wie die früheren auf 50 m, später nach Erhöhung des Reservoirs auf etwa 60 m Druckhöhe.

Nach Inbetriebsetzung der Maschine machte sich das Bedürfnis geltend, die höher liegenden Stadtteile mit Wasser zu versorgen, da diese an die bestehende Wasserleitung nicht angeschlossen werden konnten, weil das Rohrnetz

Wasserwerksmaschinen in Smichow. Hochdruckpumpe.

Fig. 1. Seitenansicht.

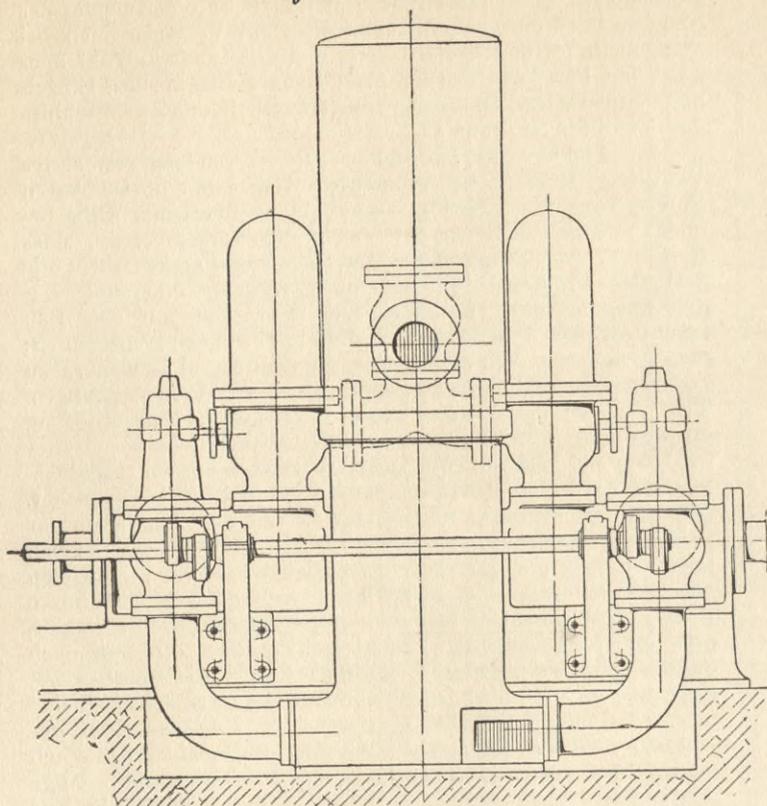
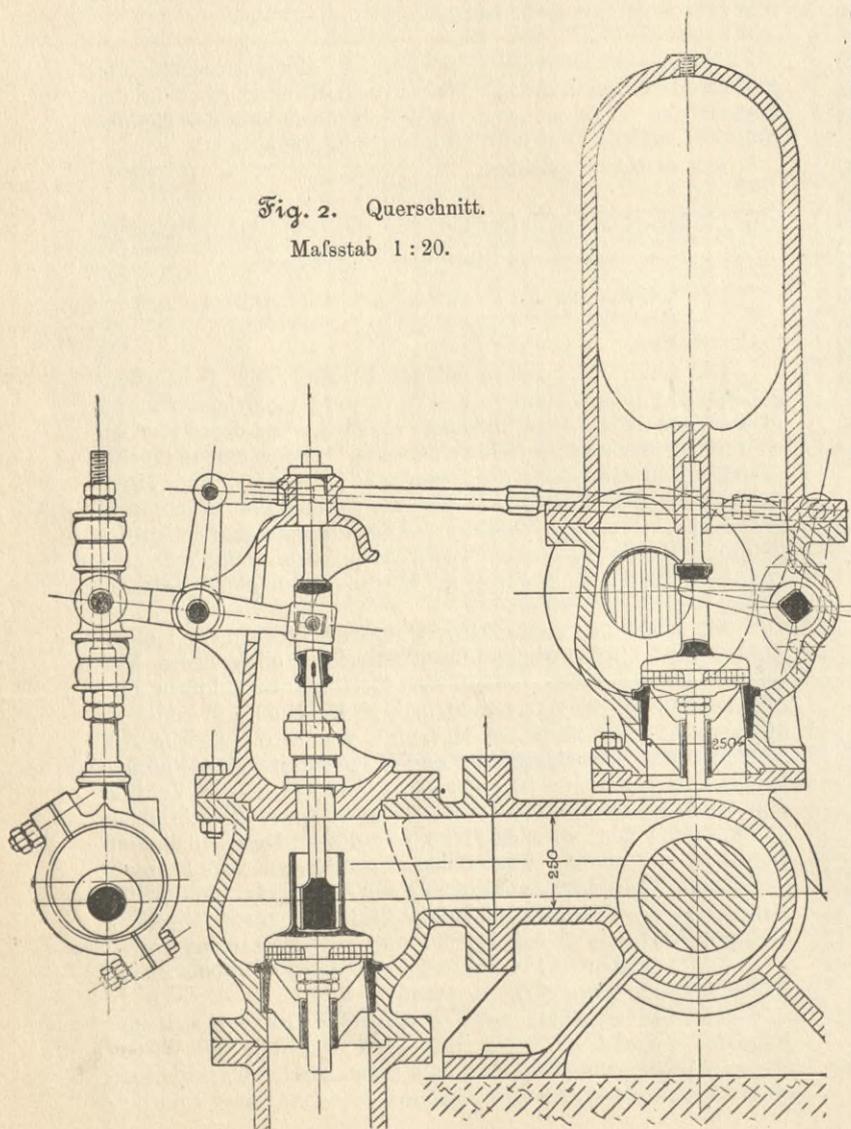


Fig. 2. Querschnitt.

Mafsstab 1 : 20.



einen höheren Druck nicht aushielt. Der besonders ruhige Gang der Maschine III hatte zur Folge, dass für die höhere Zone mit 110 m Druckhöhe die Aufstellung einer neuen Maschine IV mit 1 cbm i. d. Min. und gesteuerten Ventilen beschlossen wurde. Die Anordnung der Maschine ist die gleiche wie bei den Maschinen I bis III.

Die Pumpen haben 160 mm Dmr., 500 mm Hub und arbeiten mit 60 Umdr. Die Saugventile sind seitlich, die Druckventile über den Pumpenkörpern angebracht und mit dem gleichfalls seitlich aufgestellten Windkessel verbunden, dessen unterer Teil als Saugwindkessel, der obere Teil als Druckwindkessel dient. Fig. 1 und 2 zeigen die Anordnung der Ventile und deren Steuerung. Dieselbe wurde derart ausgeführt, dass ein Exzenter das Saug- und Druckventil einer Pumpenseite abwechselnd steuert. Das Exzenter arbeitet mit geringem Voreilungswinkel, und die eingeschalteten Kautschukfedern nehmen die Exzenterbewegung vom Ventilschluss bis zum Hubwechsel des Exzenters auf, sodass die geringen Exzentergeschwindigkeiten nicht auf den Ventilschluss Einfluss nehmen, der Ventilschluss sonach mit erheblicher Geschwindigkeit erfolgt.

Der befriedigende Gang der Maschine IV war Veranlassung, dass der Umbau der Maschine I auf die gleiche Leistung, Umdr.-Zahl und Förderhöhe beschlossen wurde, sodass dieselbe als Reserve für Maschine IV dient. Die vorhandenen Pumpen von 210 mm Dmr., 550 mm Hub wurden gegen solche von 150 mm Dmr., 550 mm Hub ausgewechselt; die Ventilanordnung und Steuerung ist die in Fig. 1 und 2 dargestellte.

Zuletzt wurde die Maschine II, welche für die untere Zone in Reserve stand, zur Erzielung einer größeren Leistung ebenfalls umgebaut und mit gesteuerten Ventilen versehen, wobei die Pumpenzylinder und Plunger erhalten blieben, und nur die oblongen Ventilkästen ausgewechselt wurden. Da diese Maschine für die untere Zone, welche ursprünglich nur 50 m Druckhöhe aufwies, nur für 26 Umdr. konstruiert war und wegen Beibehaltung der Pumpenkörper eine Verkleinerung der Plunger nicht stattfinden konnte, so mussten bei Erhöhung der Umdr.-Zahl Festigkeit und Abnutzungsverhältnisse des Triebwerkes als Ausgangspunkt genommen werden. Diese Verhältnisse gestatteten die Erhöhung der Umdr.-Zahl von 26 auf 35, wodurch die Leistung von 2 cbm auf 2,7 cbm erhöht wurde. Die Pumpen haben 316 mm Dmr., 550 mm Hub; die Saug- und Druckventile jeder Pumpenseite sind seitlich über einander angeordnet und mit dem hinter der Pumpe stehenden Saug- und Druckwindkessel verbunden.

Die Anordnung der Steuerung zeigt die Fig. 3. Ein gemeinschaftliches Exzenter bewegt die schwingende Steuerscheibe, von welcher die Einzelbewegungen auf die Ventile übertragen werden, im übrigen mit gleicher Wirkungsweise wie bei Maschine IV beschrieben. Die beiden Maschinen I und IV können mit dem Rohrnetz der unteren Zone verbunden werden, sodass letztere im Falle des Stillstandes der Maschine III genügend mit Wasser versorgt werden kann. Die Lieferung der Maschine IV sowie der Umbau der Maschinen I und II wurden gleichfalls durch die Maschinenfabrik F. Ringhoffer in Smichow ausgeführt.

Wasserwerksmaschine in Brünn.

Gebaut von Friedrich Wanniek in Brünn.

(Fig. 4 bis 8.)

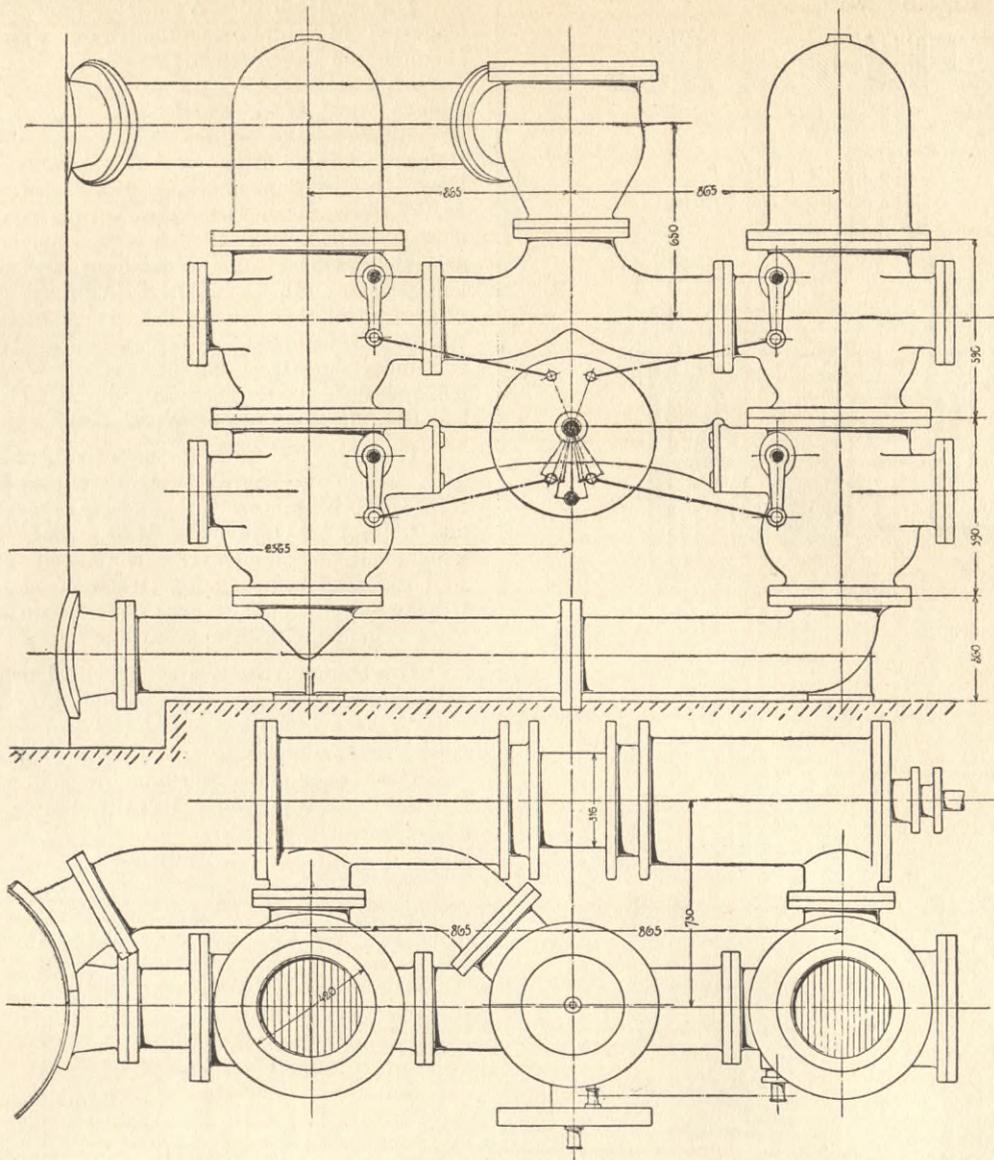
Die Wasserwerksmaschine in Brünn ist auch derart entstanden, dass gegenüber einem fertigen Abschlusse, welcher 27 Umdr. i. d. Min. feststellte, die gesteuerten Ventile nur angewandt wurden, um größere Betriebssicherheit zu erzielen, ohne an den vorgeschriebenen Maschinenabmessungen etwas zu ändern. Gegeben war der Maschinenhub mit 1200 mm, der Kolbendmr. mit 300 mm, die Umdr.-Zahl von 27 i. d. Min., die Saughöhe 4,1 m und die Druckhöhe 50 m plus Reibungswiderstand von 9 bis 17 m. Die Dampfspannung war mit Rücksicht auf die vorhandene alte Kesselanlage mit nur 3 Atm. anzunehmen und sollte erst später, nach Aufstellung neuer Kessel, 5½ Atm. betragen. Außerdem war die Ventilkonstruktion so, wie in Fig. 6 dargestellt, vorgeschrieben, welche sich bei liegenden Differentialpumpen desselben Wasserwerkes (gebaut von J. Simpson & Co. in London) sehr gut bewährt hatte.

Wasserwerks-
maschinen in
Smichow.

Fig. 3.

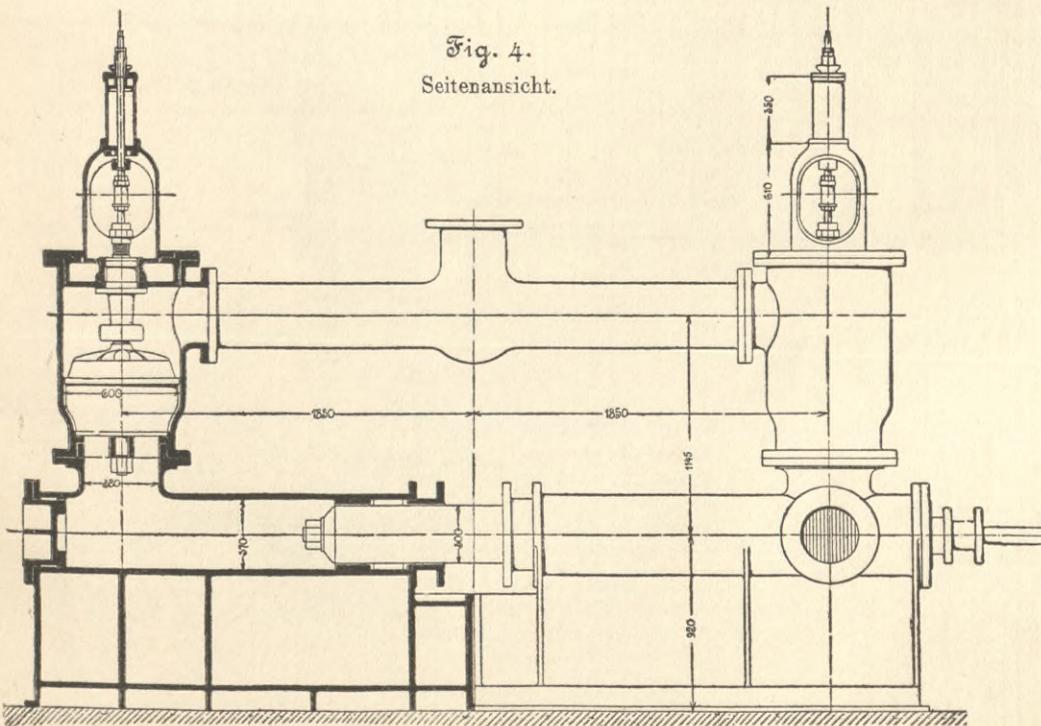
Umbau der Nieder-
druck-Pumpe.

Mafsstab 1:25.



Wasserwerksmaschine in Brünn.

Fig. 4.
Seitenansicht.



Mafsstab 1:40.

Fig. 5.
Querschnitt.

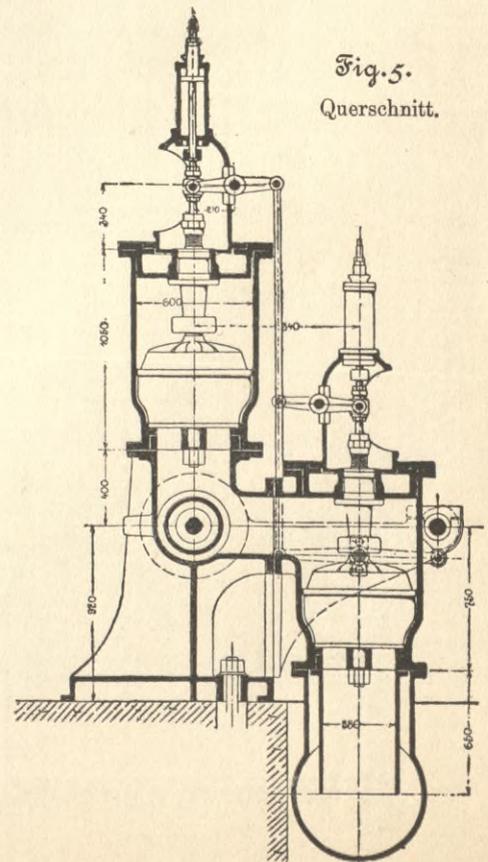
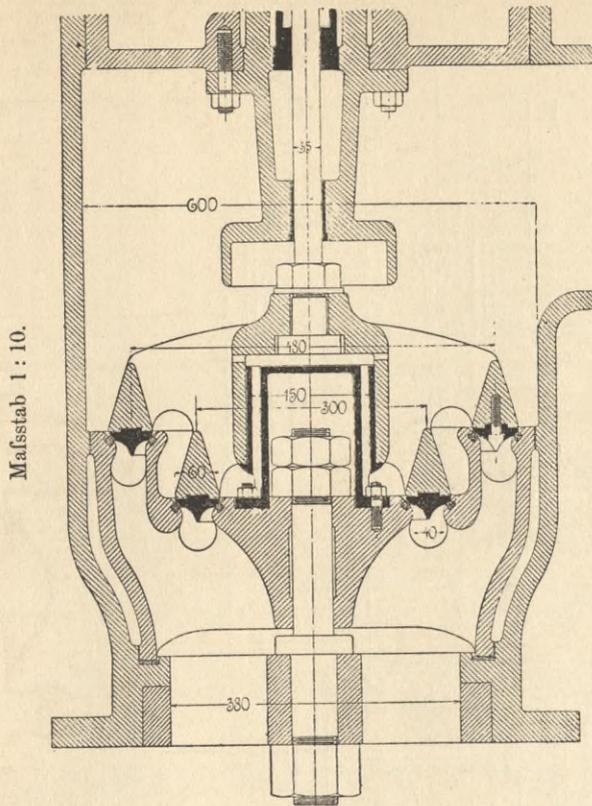


Fig. 6. Ventile.



Der Antrieb der Ventilsteuerung erfolgt von der verlängerten Maschinensteuerungswelle durch Vermittlung von Daumen und Uebersetzungshebeln, so wie in Fig. 5 dargestellt. Nach Inbetriebsetzung dieser Maschinen ergaben sich Schwankungen des Druckwindkessels. Das Druckrohr mündete im höchsten Punkte des Windkessels und wurde durch ein Heberrohr im Innern des Windkessels bis zum Boden geleitet. Bei rascherem Gange traten infolge der Beschleunigung der Wassermassen Druckschwankungen ein, welche an sich nicht erheblich waren, aber wegen der erwähnten Anordnung des Druckrohres am Windkessel große Hebelarme finden konnten und ein taktmäßiges Vibrieren des Windkessels mit den Pumpenhüben bewirkten. Der Uebelstand wurde dadurch vollständig behoben, dass das Druckrohr in den Windkessel von unten eingeführt und die erwähnte Wirkung des Hebelarmes infolgedessen beseitigt wurde (s. Fig. 7); außerdem wurden über den Druckventilen Windhauben angebracht.

Die Maschine ist für höhere Umdr.-Zahlen nicht bestimmt; doch wurde die ganze Maschine mit 35 Min.-Umdr. und eine Hälfte der Maschine mit größerer Geschwindigkeit betrieben und hierbei 52 Umdr. i. d. Min. erzielt. Die ganze Maschine konnte auf die gleiche Geschwindigkeit nicht erprobt werden, weil das vorhandene enge Druckrohr der Stadtleitung solche Geschwindigkeitssteigerung ohne gefährliche Druckerhöhung nicht zugelassen haben würde.

Die Dampfzylinder sind, mit Rücksicht auf den ursprünglichen Betrieb mit 3 Atm. Dampf, für den jetzigen Betrieb mit $5\frac{1}{2}$ Atm. verhältnismäßig groß (950 Niederdruck-, 580 mm Hochdruckzylinder).

Die Maschine ist seit Sommer 1886 in Betrieb und wurde von der Maschinenfabrik Friedr. Wannick sehr sorgfältig ausgeführt.

Wasserwerksmaschinen in Brünn.

Fig. 7.

Mafsstab 1 : 100.

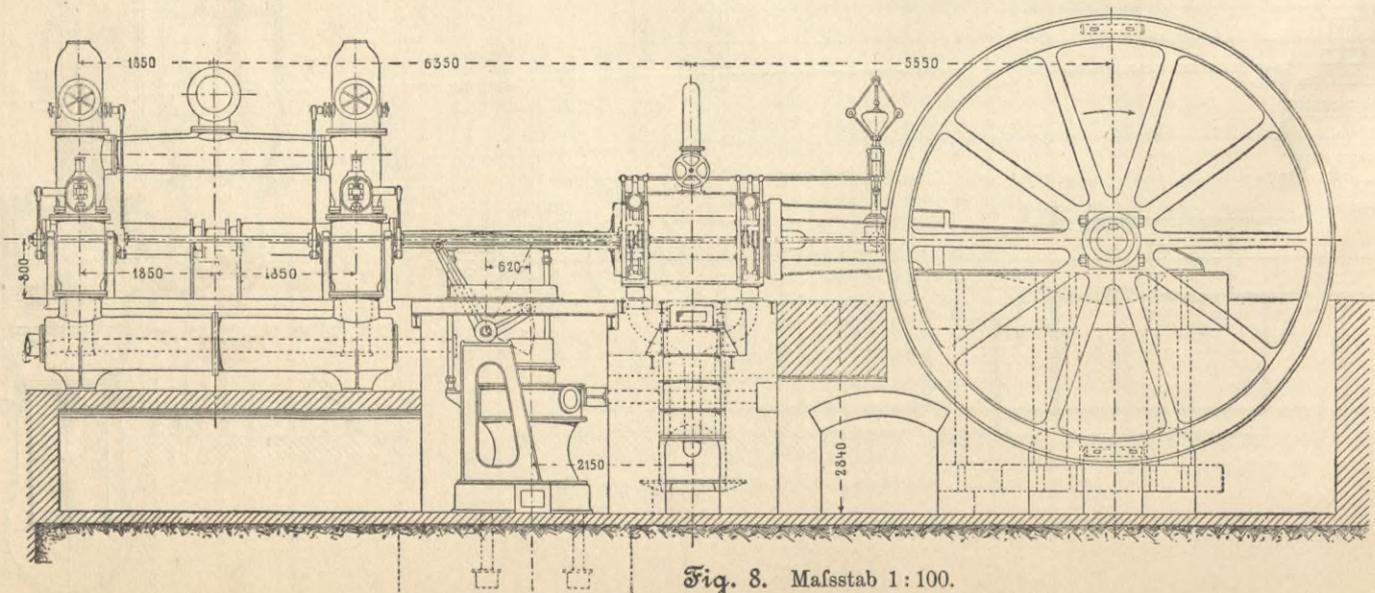
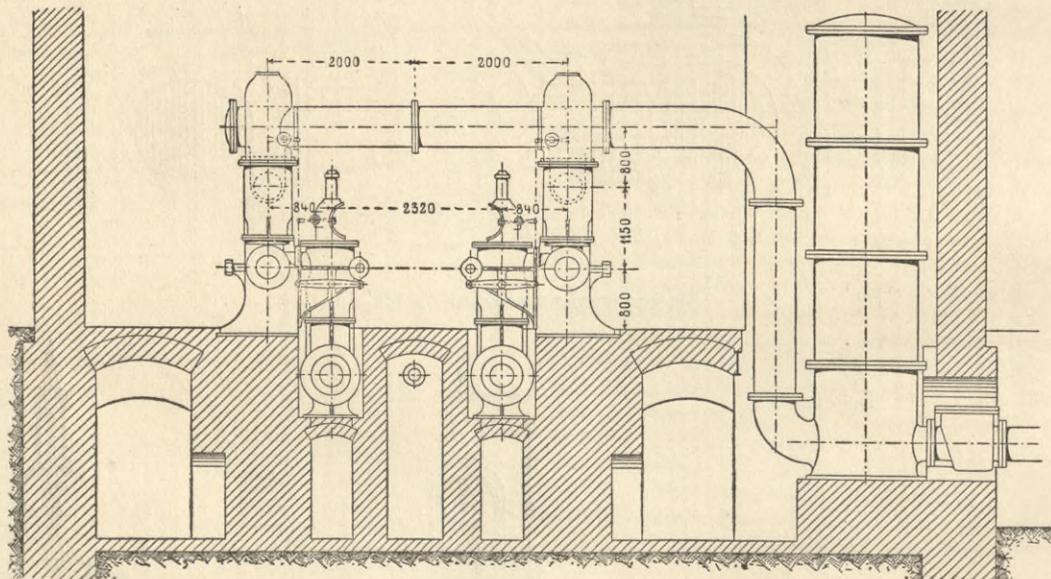


Fig. 8. Mafsstab 1 : 100.

Fig. 9. Seitenansicht.

Wasserwerk in Agram.
Maßstab 1 : 50.

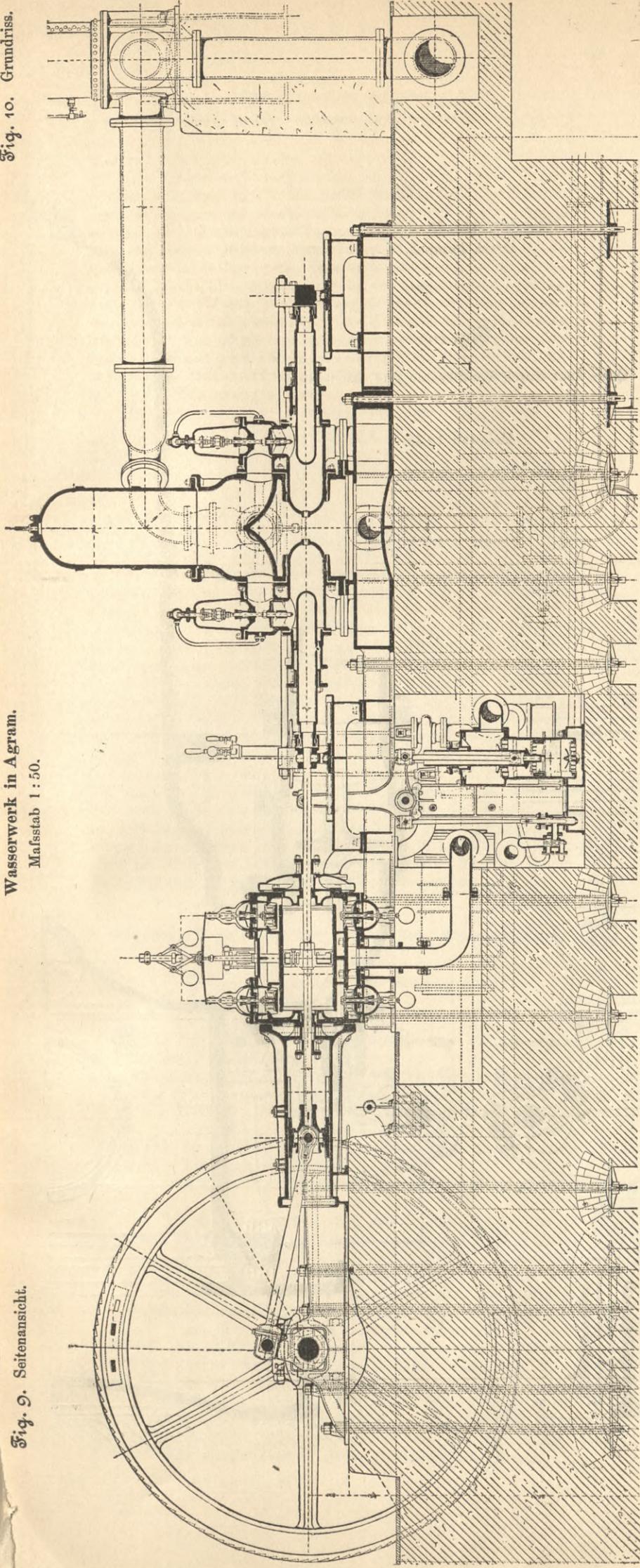
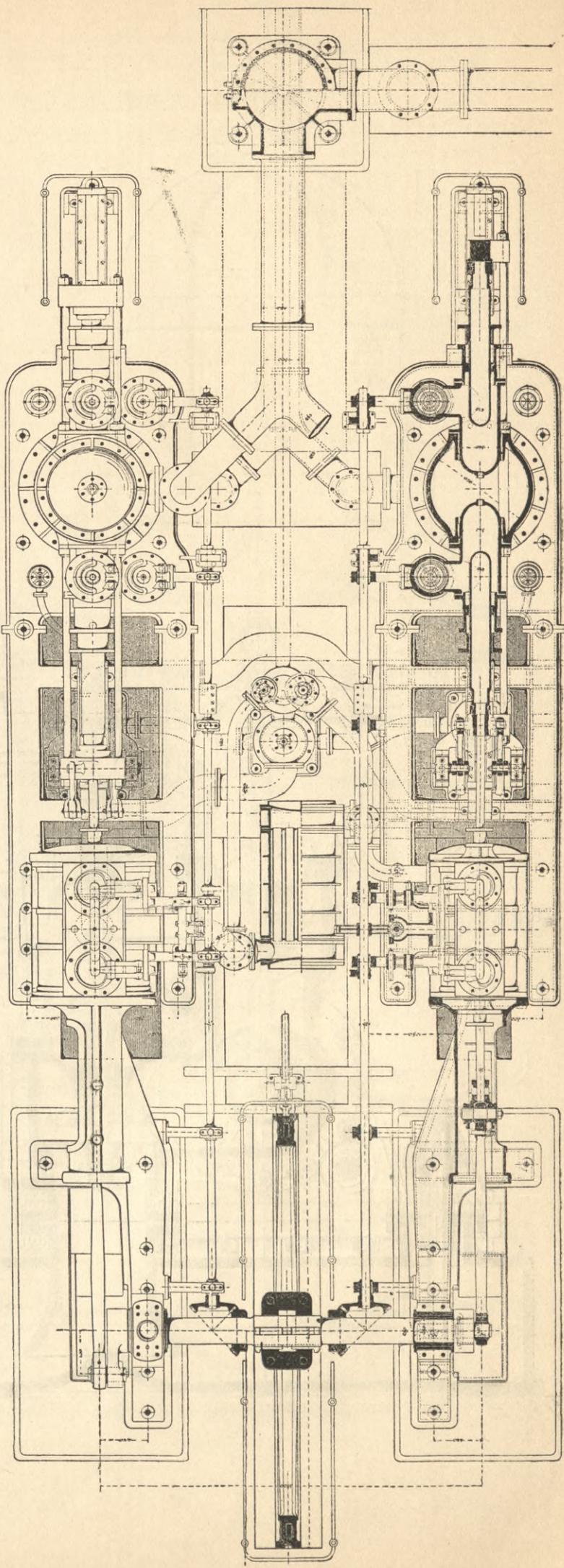


Fig. 10. Grundriss.

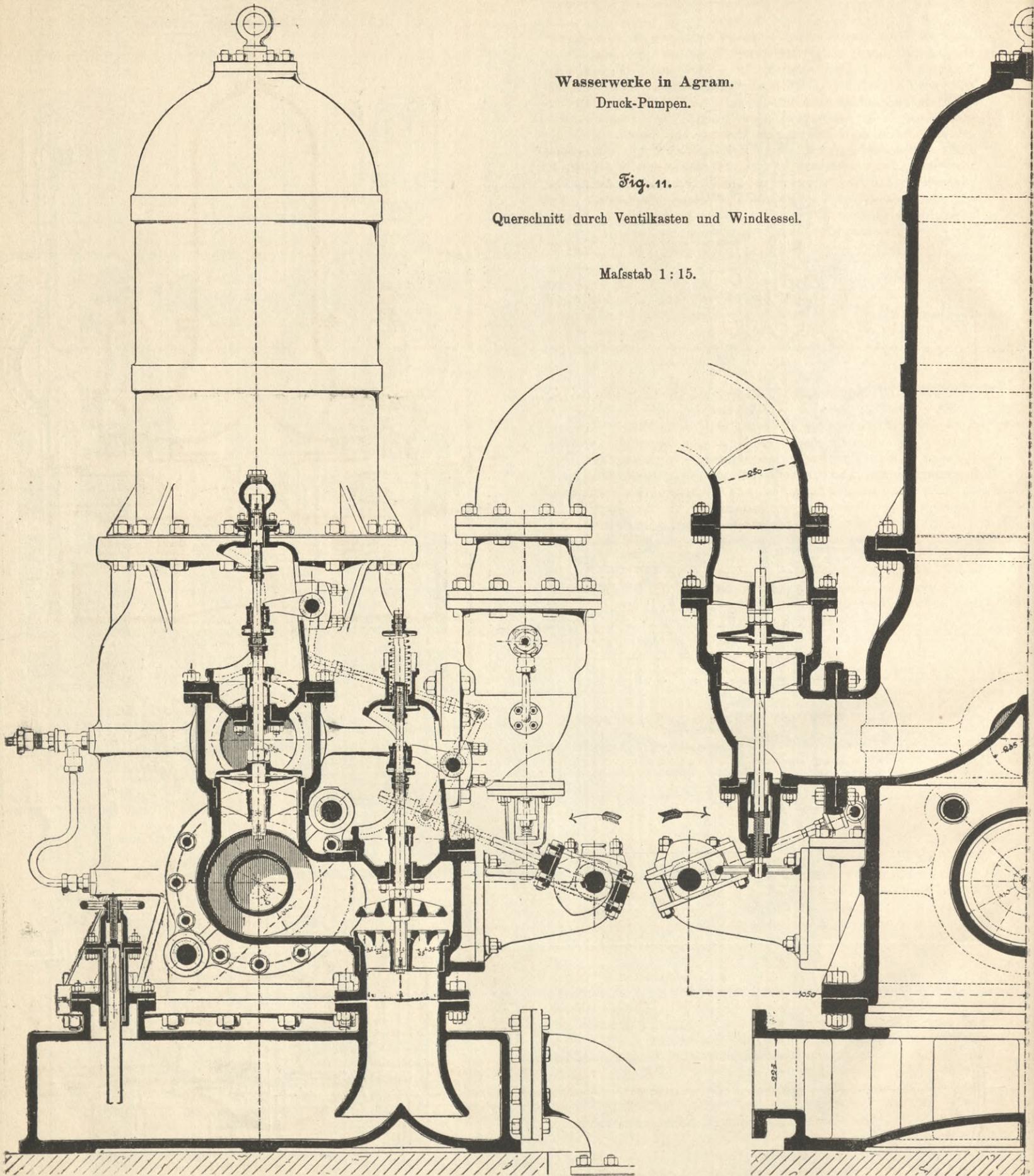


Wasserwerke in Agram.
Druck-Pumpen.

Fig. 11.

Querschnitt durch Ventilkasten und Windkessel.

Mafsstab 1 : 15.



Wasserwerk in Agram.

Gebaut von Th. Schultz und L. Goebel in Wien.

(Fig. 9 bis 13.)

Die Wasserwerksmaschine für die städtischen Wasserwerke in Agram ist die erste Maschine mit gesteuerten Ventilen, welche für rascheren Gang von vornherein angelegt wurde. Die Lieferungsbedingungen verlangten eine Wasserlieferung von mindestens 6000 cbm in 24 Std. bei einer Druckhöhe von 72 m bis zum Wasserspiegel des Hochbehälters, jedoch im Zusammenhang mit einem gegebenen, vorläufig nicht abzuändernden, sehr ungünstigen Rohrnetz, bestehend aus einer Hauptdruckleitung, vom Wasserwerk in die Stadt, von etwa 4 km Länge und einem Dmr. von nur 235 mm. Von dem Hauptnetz aus zweigt ein Rohrstrang von etwa 3 km Länge zum Hochbehälter ab, und dieser Rohrstrang besitzt nur einen Dmr. von 210 mm.

Die Bauart der Maschine ist aus Fig. 9 bis 14 ersichtlich. Die Antriebsmaschine ist eine Verbundmaschine vollkommener Bauart, mit Collmann-Steuerung. Die Zeichnungen bedürfen weiterer Erläuterung nicht. Für die Pumpe ist wesentlich die Anbringung von Saug- und Druckkesseln über einander in der Mitte der Pumpe, sodass diese Windkessel das eigentliche Bett der Pumpe bilden. Die Pumpencylinder sind in diesen zentralen Windkessel eingelegt und die Ventilkasten seitlich angeordnet (Fig. 11 bis 13).

Um die Pumpenkolben herausnehmbar zu machen ohne jeglichen Ausbau anderer Maschinenteile, sind die Pumpenplunger an Traversen geschraubt und so befestigt, dass sie sammt den Stopfbüchsen seitlich herausgezogen werden können. Diese Anordnung macht die Anwendung von Umführungsstangen, wie in der Zeichnung ersichtlich, nötig.

Die Steuerung erfolgt von der verlängerten Dampfmaschinenwelle durch Daumen und Hebel in der in Fig. 11 ersichtlichen Weise. Die Steuerungsdaumen wirken zweiseitig und schliessen abwechselnd das Saug- und Druckventil derselben Pumpenseite (Fig. 11). Die Prüfung der Maschine bei Uebernahme derselben fand statt bei 30 Min.-Umdr. der ganzen Maschine und bei 50 Min.-Umdr. i. d. Min. mit der halben Maschine. Letzteres war nötig in Hinsicht auf die erwähnten sehr engen Druckröhren; der Versuch ergab einen Betriebsdruck von 10 Atm. in der Stadtleitung, wobei aber ein Teil des geförderten Wassers vor Eintritt in die Hauptleitung wieder ausgelassen werden musste.

Das neue Pumpwerk des städtischen Wasserwerkes in Budapest.

Gebaut von L. Lang in Budapest.

(Fig. 14 bis 19.)

Für die Erläuterung dieser Ausführung ist die kurze Angabe der Vorgeschichte nötig.

Die Anlage des alten Pester Wasserwerkes und die Ausarbeitung der Pläne für ein neues großes Wasserwerk wurde 1867 William Lindley übertragen, und für letzteres eine Flusswasserversorgung mit künstlicher Filtrirung auf der Neupester Hafensinsel in Aussicht genommen. Diese kam aber zunächst nicht zur Ausführung, sondern es musste eine vorläufige Wasserwerksanlage an der oberen Donauzeile ausgeführt werden.

Es wurden 3 Brunnen und das Maschinenhaus mit 2 liegenden Borsig'schen Pumpmaschinen (A, B, Fig. 14) (315 mm Kolben, 1580 Hub, 12 bis 20 Min.-Umdr.) erbaut und die Wasserversorgung mit dieser Anlage begonnen und die großen Wasserbehälter in Steinbruch und das Rohrnetz der Stadt, beides für das spätere endgültige Wasserwerk berechnet, ausgeführt. Der Wasserverbrauch stieg so rasch, dass ein vierter Brunnen hergestellt werden musste. Anfang der 70er Jahre war auch diese Anlage vollständig unzureichend, und vom jetzigen Leiter des Wasserwerkes, Direktor Wein, wurde 1874 eine dritte Maschine C, Fig. 14 (liegende Maschine mit stehender Pumpe (1350 Hub, $n = 12$ bis 25) Differentialpumpen 600/425, 630 Hub, gebaut von der Maschinenfabrik der ungarischen Staatsbahnen) aufgestellt und

Wasserwerk in Agram.

Druckpumpen.

Fig. 12. Längsschnitt.

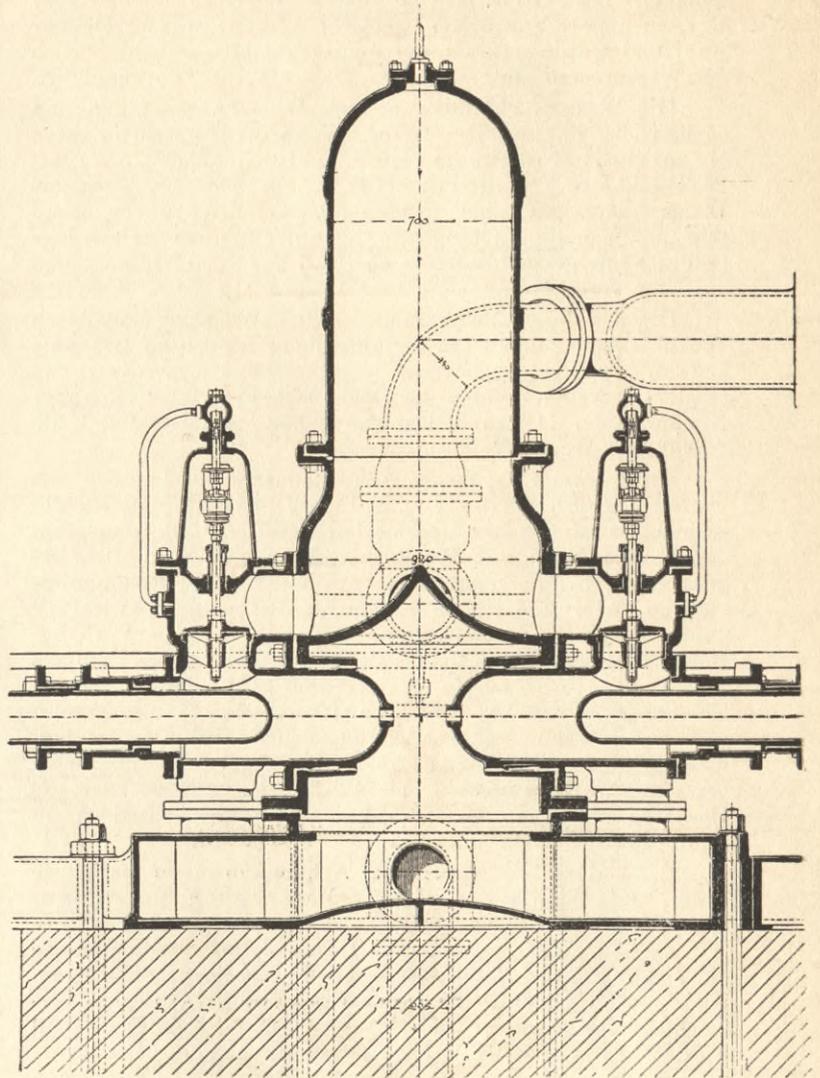
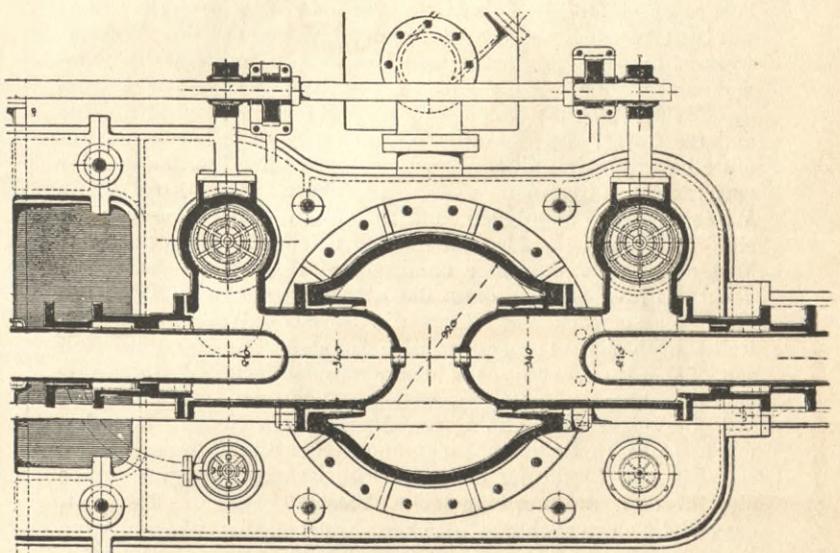


Fig. 13. Grundriss.



Mafsstab 1 : 30.

die Frage des neuen Wasserwerkes weiter verfolgt. Nachdem aber die Vorarbeiten nicht rasch durchführbar waren, über wichtige Fragen der Wassergewinnung Entscheidung nicht getroffen werden konnte, andererseits aber die Entwicklungsfähigkeit des vorläufigen Wasserwerkes nachweisbar war, so musste aus diesem gemacht werden, was erreichbar war, und wurde die Erweiterung beschlossen und ebenso die Wasserversorgung von ganz Ofen bis 1882 durchgeführt.

Die Wasserverhältnisse und die Wasserwerksanlage sind ausführlich im Buche »Die Wasserversorgung der Hauptstadt Budapest« von J. Wein (Budapest 1863; mit 26 Tafeln usw.) dargelegt. Hier sei nur erwähnt, dass das Donauwasser auf dem rechten (Ofener) Ufer überwiegend rein, auf dem linken hingegen (Seite der Wasserwerksanlage in Pest) infolge der Zuflüsse oberhalb der Stadt trüb ist und die Ufer verschlammt sind.

Die erwähnte Erweiterung des alten Wasserwerkes durch Wein bestand zunächst in der Aufstellung der dritten Maschine und in der Anlage eines wagerechten Sammelrohres (Fig. 14), welches längs der Donau (600 m lang, 4,5 m unter Nullpunkt der Donau) gelegt wurde und im äußersten Falle 20000 cbm Wasser liefern konnte.

Zur Verwendung dieses Wasserzufflusses wurde noch eine vierte Pumpmaschine (D u. E, Fig. 14), Erweiterung des Maschinenhauses und Vertiefung des vierten großen Brunnens geplant und die Erweiterung des Wasserwerkes in diesem Sinne 1878 begonnen und 1879 beendet, sodass mit dieser Anlage der damalige tägliche Bedarf von 16000 cbm reinem Wasser gedeckt werden konnte. Als 4. Pumpmaschine wurde 1879 eine Verbund-Balanciermaschine mit 2 stehenden, doppeltwirkenden Pumpen, gebaut von Topham in Wien (1000 Hub, $n=12$ bis 24 500 mm Dmr., 1000 m Hub), von Otto H. Mueller aufgestellt und von diesem später auch die 3 liegenden alten Pumpmaschinen in Verbundmaschinen umgebaut und mit Verbesserungen an Pumpen und Triebwerk versehen, da die Durchführung des neuen großen Wasserwerkes doch in weiter Ferne stand.

Zur selben Zeit wurden am rechten Donauufer natürliche Filter und Pumpwerke für die Versorgung von Ofen, Schwabenberg usw. ausgeführt. Die erwähnte Anlage lieferte je nach dem Wasserstande der Donau 3- bis 8000 cbm; die alten Borsig'schen Pumpwerke, welche mit ihrer Sohle 6,3 m, mit ihren Druckventilen 7,9 m über dem Nullpunkt liegen, vermochten die Brunnen nur bis $-0,6$ m auszupumpen und wurden später nur für Nutzwasserversorgung, bei unmittelbarem Ansaugen aus der Donau (s. Fig. 14) und die beiden anderen Pumpmaschinen in der Regel nur bei Ansaugen aus den Brunnen betrieben.

Dieses alte Wasserwerk war für die Bedürfnisse der Stadt Pest seit längerer Zeit nicht mehr ausreichend und stand außerdem auf dem Platze, der für den Neubau des Parlaments ausersehen war. Letzterer Bau stand unmittelbar bevor, und infolgedessen musste das Wasserwerk sofort verlegt werden, da die planmäßige Neuanlage des Wasserwerkes für den gegenwärtigen Bedarf von fast 400000 Einwohner mit einer Tagesleistung von 100000 cbm vor Beginn des Parlamentbaues unmöglich war. Es blieb demnach nichts anderes übrig, als das alte Wasserwerk zu verlegen, in unmittelbarer Nähe der Donau, aber unter Benutzung der vorhandenen Brunnen usw., ein neues provisorisches Wasserwerk anzulegen und in diesem neuen Wasserwerk eine vorläufige Maschine aufzustellen, welche soviel Wasser lieferte, dass der unmittelbare Bedarf der Stadt gedeckt wurde, sodass dann die alten Maschinen von dem alten Wasserwerk auf dieses provisorische Wasserwerk der Reihe nach übertragen werden konnten. Es handelte sich zunächst also darum, für dieses provisorische Wasserwerk eine Maschine aufzustellen, welche mindestens 1000 cbm i. d. Std. bei einer Druckhöhe von 55 bis 85 m liefert, aus den vorhandenen Brunnen saugt und in die Stadtleitung drückt.

Für die Lieferung dieser provisorischen Maschine wurde die Offertverhandlung eingeleitet. Dieselbe ergab das Resultat, dass Balanciermaschinen gleicher Konstruktion wie im alten Wasserwerke zu fast dem doppelten Preise angeboten wurden, als eine liegende Verbundmaschine mit Riedler-Pumpe, welche

die Maschinenfabrik L. Lang in Budapest offerirte. Dieser große Preisunterschied gab der Verwaltung Veranlassung, die Ausschreibung zu wiederholen und ausdrücklich raschlaufende Pumpen mit gesteuerten Ventilen zu verlangen. In dieser neuen Konkurrenz siegte abermals die erwähnte Firma, und es wurde ihr die Ausführung der Maschine übertragen.

Der Entwurf der Pumpe wurde von mir für die Maschinenfabrik angefertigt auf grund derjenigen Angaben, welche mir die Maschinenfabrik übermittelte, und zwar wurde mir die Saughöhe der Pumpe mit höchstens 5 m angegeben, und für diese Saughöhe musste die Pumpe bei der angenommenen normalen Umdr.-Zahl 50 i. d. Min. genügen, und bis auf 75 Min.-Umdr. steigerungsfähig sein, oder den Betrieb mit entsprechend größeren Kolben ermöglichen.

Die Lieferzeit der Maschine war eine sehr knapp bemessene: nur 5 Monate; jedoch waren von der Wasserwerksleitung ungefähr 6 Wochen für die Erprobung der Maschine und zur Behebung allfälliger Mängel zur Verfügung gestellt, in Erwägung des Umstandes, dass bei dieser Anlage zum ersten male der rasche Gang bei so großen Leistungen durchzuführen war. Die Maschine wurde jedoch mit großer Verspätung geliefert, der Parlamentsbau konnte nicht aufgeschoben werden, und die Maschine musste sofort nach ihrer Aufstellung in vollen Betrieb gesetzt werden. Unmittelbar vorausgehend musste infolge der Cholera, Herbst 1886, in Pest der Betrieb der alten Borsig-Pumpen, welche unfiltrirtes Wasser unmittelbar aus der Donau saugten und in die Stadt lieferten, eingestellt werden, sodass alle Pumpen, nach ihrer Uebertragung in das provisorische Wasserwerk, nur filtrirtes Wasser aus den alten vorhandenen Brunnen zu saugen hatten. Dies musste aber unabänderlich die Folge haben, dass der Wasserspiegel im Saugbrunnen tief herabgesenkt wurde und die Saughöhe sehr bedeutend anwuchs.

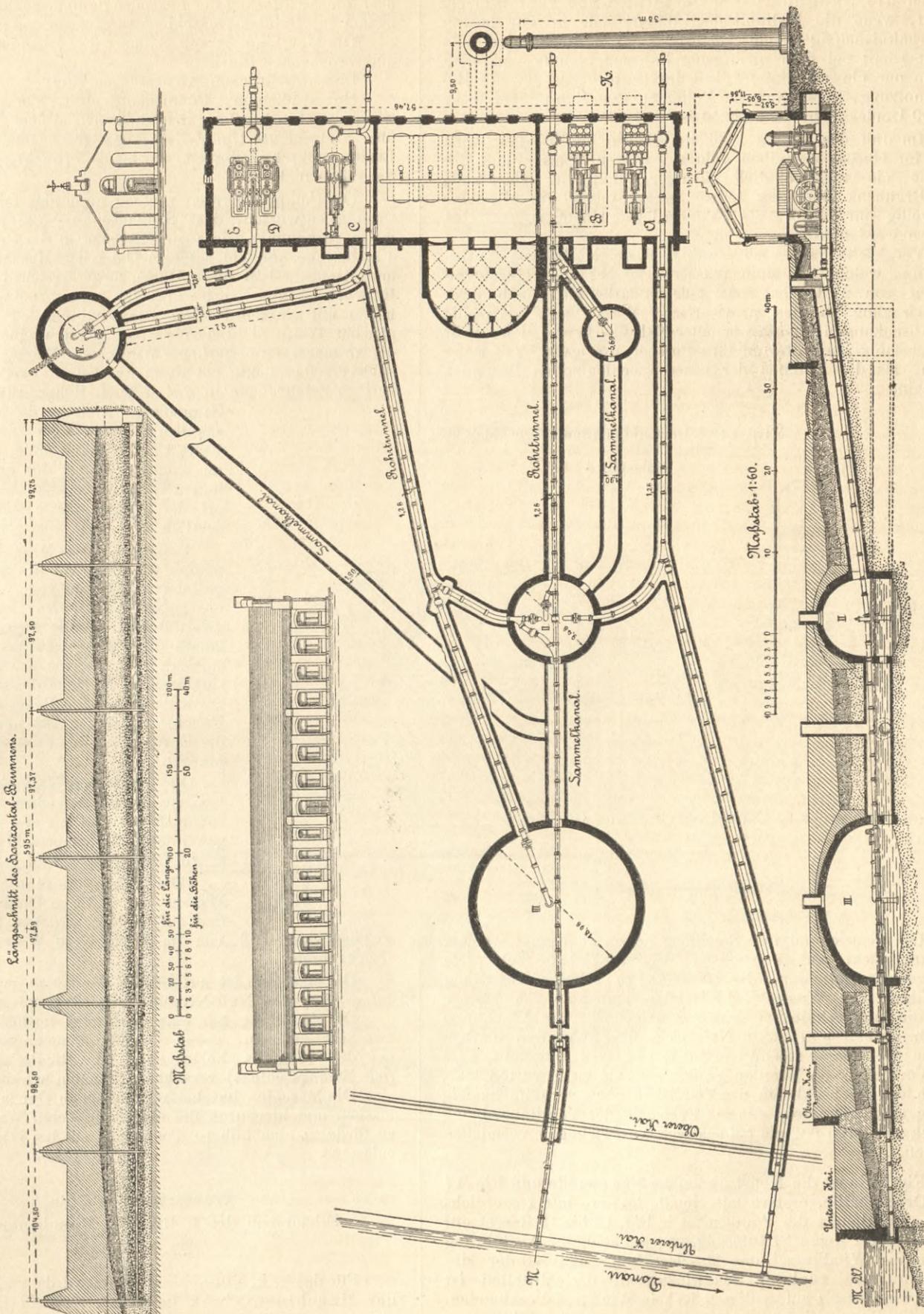
Einige Tage vor der Ingangsetzung der Maschine (Sommer 1886) erhielt ich zum ersten male die vollständige Fundamentzeichnung der Maschine, aus welcher zu ersehen war, dass die Maschinensohle so hoch lag, dass die Saughöhe unter Voraussetzung einer möglichen Absenkung von 3,12 m unter den Nullpunkt des Donaupegels, über 8 m betragen musste. Unter solchen Umständen war richtiger Gang der Pumpen bei der gewährleisteten Geschwindigkeit von 50 Umdr. entsprechend einer größten Kolbengeschwindigkeit von 3,14 m unmöglich. Ich suchte Verschiebung der Ingangsetzung der Pumpe zu ermöglichen, was jedoch nicht mehr durchführbar war. Die Pumpe musste in Gang gesetzt werden, und, was von vornherein anzunehmen war, trat ein: die Pumpe war bei thatsächlich eingetretener Absenkung von mehr als 3,5 m unter Null, je nach dem Luftdruck, nur etwa mit 40 bis 50 Min.-Umdr. betriebsfähig und konnte die garantirte Geschwindigkeit von 50 Min.-Umdr. nicht immer und weitere Steigerung stoffsrei überhaupt nicht erreichen. Außerdem waren die Saugventile fehlerhaft konstruirt und wurden nach etwa $\frac{3}{4}$ jährigem Betriebe, nachdem die alten Maschinen des alten Wasserwerkes in die neue Anlage übertragen wurden, abgeändert, sodass größerer Ventilquerschnitt und kleinerer Ventilwiderstand ermöglicht wurde. Aber es ergab sich noch nicht die volle Leistung; bei mehr als 50 Umdr. war der Gang der Pumpe stotternd, hervorgerufen dadurch, dass bei der großen Saughöhe die Pumpe sich nicht voll mit Wasser füllen konnte.

Fig. 15 zeigt die Aufstellung der Maschine. Die Absenkung des Wasserspiegels im Brunnen beträgt im Hochsommer und Winter, überhaupt bei niedrigem Wasserstand der Donau mehr als 3,7 m unter Null, und selbst bei Hochwasser ist der Höhenunterschied zwischen dem Wasserspiegel im Strome und dem abgesenkten Wasserspiegel, im nur 40 m vom Fluss entfernten Brunnen zeitweilig mehr als 6 m. Diese im laufenden Betrieb andauernde ungewöhnlich große Absenkung und entsprechend große Saughöhe ist, wie aus dem früheren hervorgeht, hervorgerufen durch die für den vollen Bedarf ganz ungenügende Filterwirkung der Brunnen und durch die Entnahme des gesammten Wasserbedarfes aus den alten Brunnen.

Altes Wasserwerk in Budapest.

Fig. 14. Anordnung der Brunnen und des Maschinenhauses.

Masstab 1 : 700.



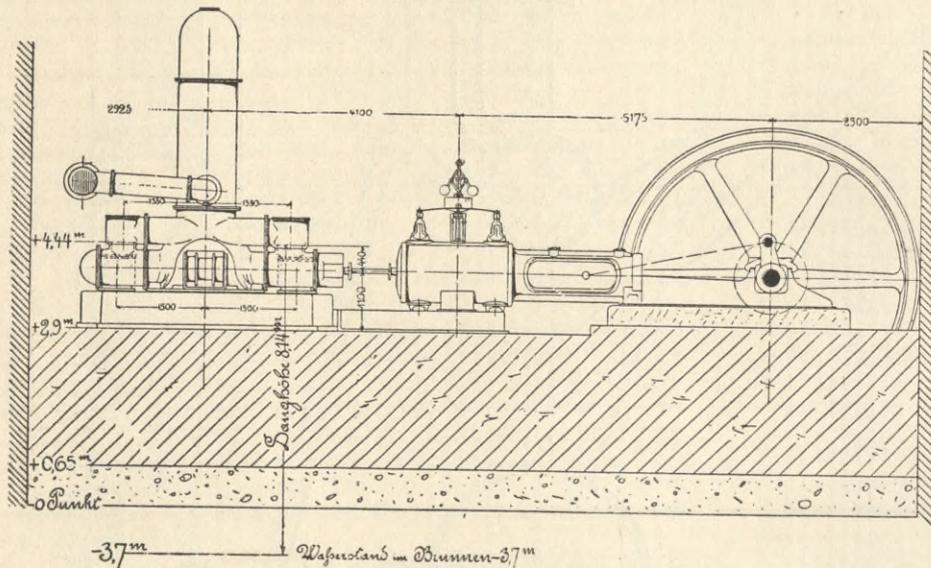
Die Sohle der neuen Maschine (Fig. 15) liegt 3 m über Null, und das Druckventil, bis zu welchem die Saughöhe zu rechnen ist, liegt 1,54 m über der Maschinensohle, sodass im ganzen die Saughöhe 8 m übersteigt und fast 9 m erreicht, wenn die hydraulischen Widerstände in der langen unverhältnismäßig engen Saugleitung 0,7 m übersteigen. Es bleibt somit bei dem niedrigsten Barometerstande von etwa 72 cm nur ein so geringer Teil des Luftdruckes für die Beschleunigung, dass auf ein Vollfüllen der Pumpe bei mehr als 50 Umdr. nicht zu rechnen ist.

Im Juli des Jahres 1886 und ebenso im Frühjahr 1887 und im Herbst desselben Jahres war der Wasserstand der Donau ein ungewöhnlich niedriger, und die Absenkung des Brunnens überstieg selbst 3,8 m, sodass die Maschine zeitweilig nur mit 42 bis 45 minutlichen Umdr. stoffsrei betrieben werden konnte.

Vergleichs halber sei erwähnt, dass die Balanciermaschine, welche im alten Wasserwerke bei einer Geschwindigkeit von 21 Umdr. stets tadellos arbeitete, nach ihrer Uebertragung in das provisorische Wasserwerk zeitweilig bei Absenkungen über 3,5 m unter Null überhaupt nicht mehr betriebsfähig war, obwohl ihre Pumpen um etwa $\frac{3}{4}$ m tiefer lagen, als die Pumpen der neuen raschlaufenden liegenden Maschine.

Fig. 15. Gesamtanordnung der Maschine.

Mafsstab 1:125.



Die Ventile und ihre Steuerung haben zu irgend welcher Störung nicht Anlass gegeben. Seit 1887 habe ich nicht Gelegenheit gefunden, die Maschine zu sehen. Aus einer Mitteilung der Wasserwerksdirektion entnehme ich jedoch, dass die Saugverhältnisse seither günstiger sind, die Absenkung im Brunnen $3\frac{1}{2}$ m unter Null nicht übersteigt und infolgedessen die Pumpe stoffsrei arbeitet; nur wird mitgeteilt, dass der Verschleiß an Ventilen größer sei, als zu erwarten war, indem das Nachschleifen der Ventilsitzflächen verhältnismäßig häufig erfordert wird, was auf Fehler in der Ventilanordnung zurück zu führen ist, die bei späteren Ausführungen vermieden wurden.

Fig. 16 zeigt die Konstruktion der Saugventile und Fig. 17 der Druckventile, erstere mit Metall, letztere mit Lederdichtung. Die Bauart der Pumpen ist in Fig. 18 bis 19 dargestellt und erfordert keine Erläuterung. Auch bei dieser Ausführung bilden die Windkessel das Maschinenbett, und ist der Maschinenrahmen zugleich Saugwindkessel, der Mittelteil ist Druckwindkessel; außer diesem ist kein Windkessel vorhanden, und die Pumpe drückt unmittelbar in das Stadt-Rohrnetz. Die Steuerung der Pumpenventile erfolgt von der verlängerten Welle der Dampfmaschine (Collmann-Steuerung) durch unrunde Scheiben, wie in Fig. 19 dargestellt.

Die Aufstellung der Maschine, ohne Stangenkupplung zwischen Dampfmaschine und Pumpe, war durch den Umstand veranlasst, dass das Maschinenhaus schon vor Entscheidung über die Ausführung der liegenden Pumpmaschine für die Aufnahme von Balanciermaschinen vorgesehen und hergestellt war.

Die Maschine ist seit Sommer 1886 bis jetzt in fast ununterbrochenem Betrieb.

Ihre wesentlichen Abmessungen sind:

Hub 1200 mm, Pumpenkolbendmr. 325 mm, Saughöhe wie angegeben bis 9 m, Druckhöhe 54,5 m über Null bis 84,5 m über Null, minütl. Umdr.-Zahl 50, steigerungsfähig bis 75 Umdr. Letztere Geschwindigkeit wurde nie erreicht, auch bei 6 m Saughöhe nicht.

Die Pumpen wurden von mir unter der falschen Voraussetzung entworfen, dass Saughöhen bis 5 m nur ausnahmsweise vorkommen, dass die Saughöhe in der Regel nur 3 bis 4 m betrage und bei raschem Gang der Maschine bis 75 minütl. Umdr. selbst diese Höhen nicht erreichen werden. Der Entwurf ist aber auch sonst im ganzen und in den Einzelheiten mit einigen Fehlern behaftet, und ich würde ihn in gleicher Weise nicht durchführen, selbst wenn die Saughöhen die vorausgesetzten geringen Werte nicht überschreiten würden. Andererseits möchte ich aber hervorheben, dass ich nach seitherigen Erfahrungen in der sicheren Beherrschung so großer Saughöhen, wie sie bei dieser Anlage hauptsächlich zu überwinden waren (über 8 m), keine Unmöglichkeit finde, auch nicht unter Zugrundelegung der erwähnten sehr hohen Geschwindigkeiten; aber die Bauart der Pumpe müsste eine andere, wesentlich aber nicht kostspieligere werden.

Trotzdem diese Maschine, mit Ausnahme der Zeit, wo die Saugventile abgeändert und durch neue ersetzt wurden, nie außer Betrieb war, auch das voll geleistet hat, was die Ausschreibung verlangte (aber nicht was das Angebot versprach), so haben die erwähnten Schwierigkeiten im Betriebe dieser Pumpe doch zu den maßlosesten Uebertreibungen und Fabeln Anlass gegeben und längere Zeit die Entwicklung des Pumpensystemes gehindert.

Die technischen Bedingungen des Lieferungsvertrages zwischen Stadt und Maschinenfabrik sind mir erst später bekannt geworden; die hauptsächlichsten technischen Bedingungen sind folgende:

»Die Maschine muss stündlich 1000 cbm Wasser von - 3,5 m Donauegel saugen und auf + 41 m drücken bei einem Bewegungswiderstand von im Mittel 10 m Wassersäule in den Druckrohren.

Die Maschine ist auf dem hierfür schon gegebenen Raum auf + 3 m über Null-Niveau mit der Grundplatte aufzustellen. Die Maschine hat eine horizontal liegende Compoundmaschine zu sein, deren Dampfkolbenstangen unvermittelt auf die ebenfalls horizontalen mit Riedler'schen Ventilen (mit Zwangschluss) versehenen Pumpen wirken.

Die Maschine hat bei regelmäßigem Gange 50 Touren zu machen und hierdurch die obigen 1000 cbm Wasser stündlich zu fördern; eine höhere Tourenzahl sei bei etwaigem Bedarf zulässig.

Die Maschine hat bei regelmäßigem Gange 50 Touren zu machen und hierdurch die obigen 1000 cbm Wasser stündlich zu fördern; eine höhere Tourenzahl sei bei etwaigem Bedarf zulässig.

Wasserwerk in Pola.

Erbaut von der I. Brüner Maschinenfabrik.

(Fig. 20 bis 23.)

Für das k. k. Seearsenal Pola wurde von der I. Brüner Maschinenfabrik im Jahre 1885 ein Pumpwerk geplant, welches bei 800 mm Hub, 210 mm Kolbendmr. und 26 Umdr. i. d. Min. einer stündlichen Leistung von 200 cbm zu entsprechen hatte. Bei Abschluss des Vertrages wurde der Maschinenfabrik gestattet, statt dieser Dimensionierung eine

Wasserwerksmaschine in Budapest.

Fig. 16. Saugventil 1 : 10.

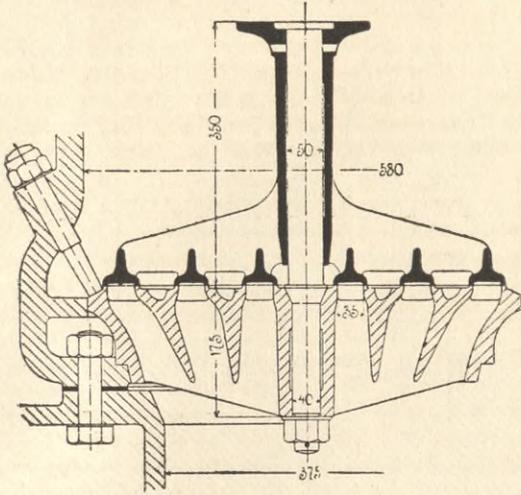


Fig. 17. Druckventil 1 : 10.

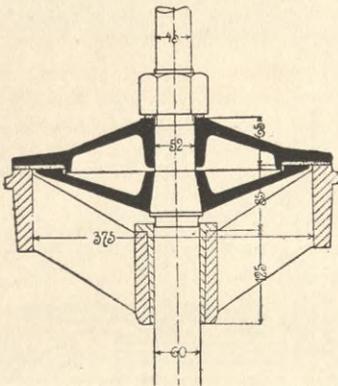


Fig. 19. Querschnitt.

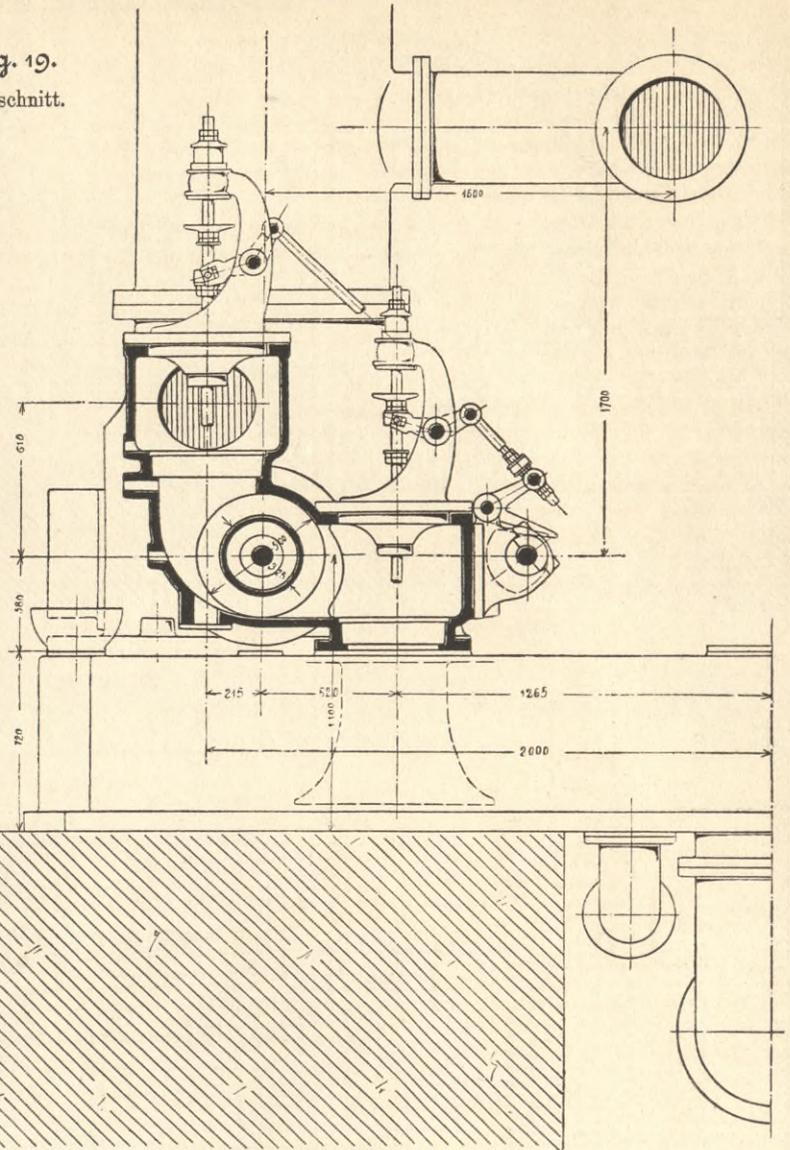
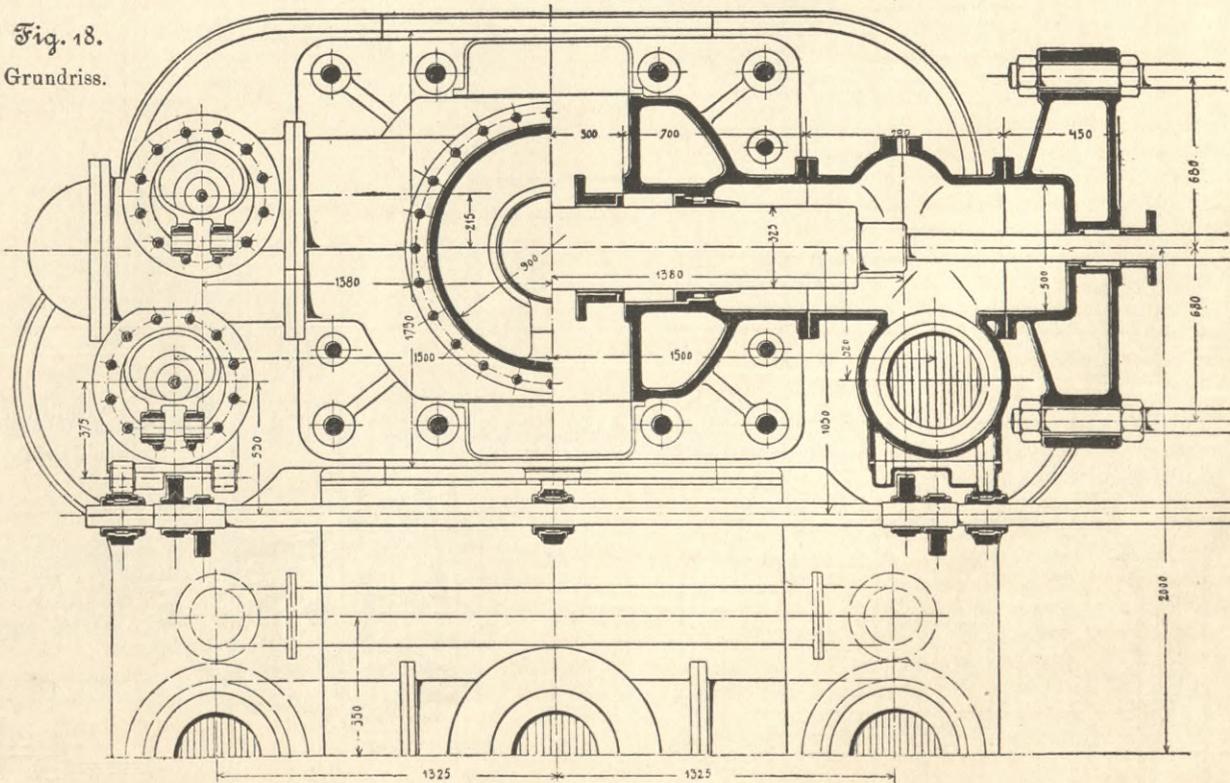


Fig. 18. Grundriss.



Masstab 1 : 30.

andere zu wählen unter Annahme gesteuerter Ventile und raschen Ganges, wobei der Maschinenhub auf 700 mm vermindert, die Umdr.-Zahl auf 50 i. d. Min. erhöht wurde (475 mm Niederdruck, 300 Hochdruckcylinder mit Collmann-Steuerung); die Saughöhe betrug $5\frac{1}{2}$ m, die Druckhöhe 40 m bis zum Hochdruckbehälter bei 300 m Leitungslänge und 240 mm Dmr. der Leitung. Die Maschine wurde von der genannten Fabrik ausgeführt, ihre Konstruktion ist in den vorstehenden Fig. 20 bis 23 dargestellt. Die Pumpen arbeiten mit Scheibenkolben; Saug- und Druckventile sind seitwärts schräg am Pumpenkasten angebracht und werden ohne Vermittlung von Hebelgestängen von der durchlaufenden Steuerwelle mittels Daumen angetrieben. Die Ventile sind einfache Plattenventile, durch Spiralfedern entlastet. Die Führung der Ventilspindeln erfolgt auf der Steuerwelle.

Bei der Inbetriebsetzung dieser Maschine haben sich Störungen in der Saugleitung ergeben. Die Saugleitung war vorhanden und mit nur 158 mm Dmr. ausgeführt, welcher Dmr. für die Betriebsverhältnisse und große Sauglänge unzureichend ist, sodass konstante Geschwindigkeit in der Saugleitung nicht erzielt werden konnte und im Saugwindkessel erhebliche Druckschwankungen auftraten. Die Uebelstände wurden dadurch behoben, dass unmittelbar an der Pumpe ein weiterer Saugwindkessel in die Saugleitung eingeschaltet wurde, der zur Ausgleichung der Schwankungen ausreichte. Nach Behebung dieser Uebelstände hat die Pumpe in allen Teilen an-

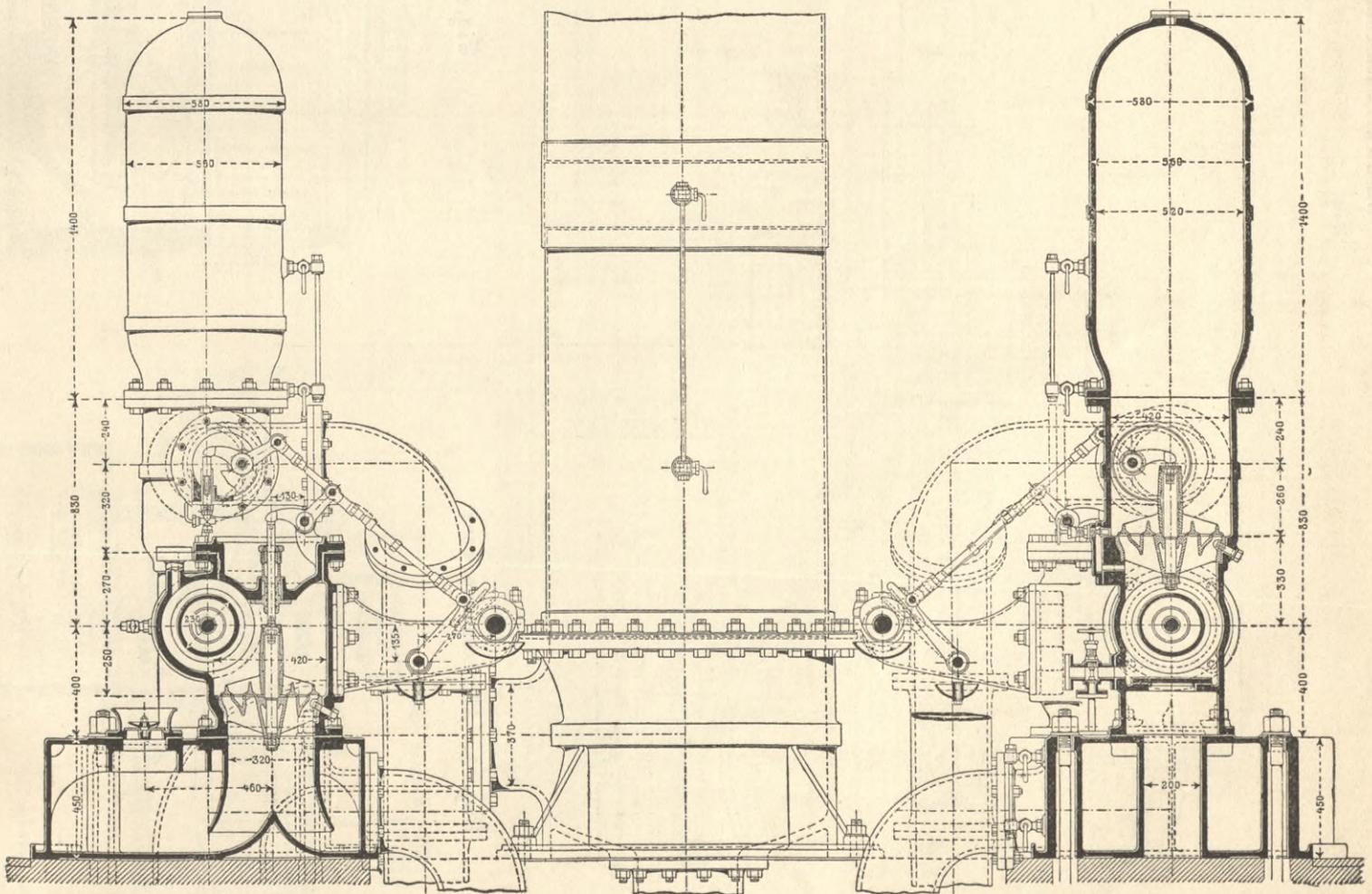
standslos entsprochen und ist seit Sommer 1886 ununterbrochen in Betrieb.

Die bisher erwähnten Pumpenkonstruktionen wurden fast sämtlich gleichzeitig entworfen und gebaut. Es war nicht möglich, irgend welche Erfahrungen der einen Pumpe beim Baue der anderen anzuwenden, und dies erklärt auch die Thatsache, dass an jeder dieser Pumpen Uebelstände auftraten, deren Behebung in einzelnen Fällen Mühe und Kosten verursachte. Es lagen keinerlei Vorbilder für den richtigen Zusammenhang zwischen gesteuerten Ventilen und Gesamtanordnung raschlaufender Maschinen vor; die Erfahrungen mussten erst gewonnen werden. Sobald diese Maschinen im Betrieb waren und nur die ersten Erfahrungen vorlagen, ergab sich bei allen folgenden Ausführungen die Möglichkeit, diese Erfahrungen in ganzem Umfange zu benutzen, und seit dieser Zeit ist auch keine einzige Maschine in Gang gekommen, welche hinsichtlich der Ventile und aller sonstigen wesentlichen Teile nicht vollständig bei der ersten Inangsetzung entsprochen hätte. Das muss um so mehr hervorgehoben werden, weil auch die nun zu erwähnenden Anlagen fast sämtlich nahe an der Grenze der technischen Möglichkeit (im Zusammenhange mit den zugestandenen Anlagekosten) ausgeführt werden mussten. Die Beachtung des letzteren Umstandes ist wesentlich bei der Beurteilung der nun zu beschreibenden Ausführungen.

Wasserwerksmaschine in Graz.

Fig. 28. Druckpumpen-Querschnitt.

Mafsstab 1 : 25.



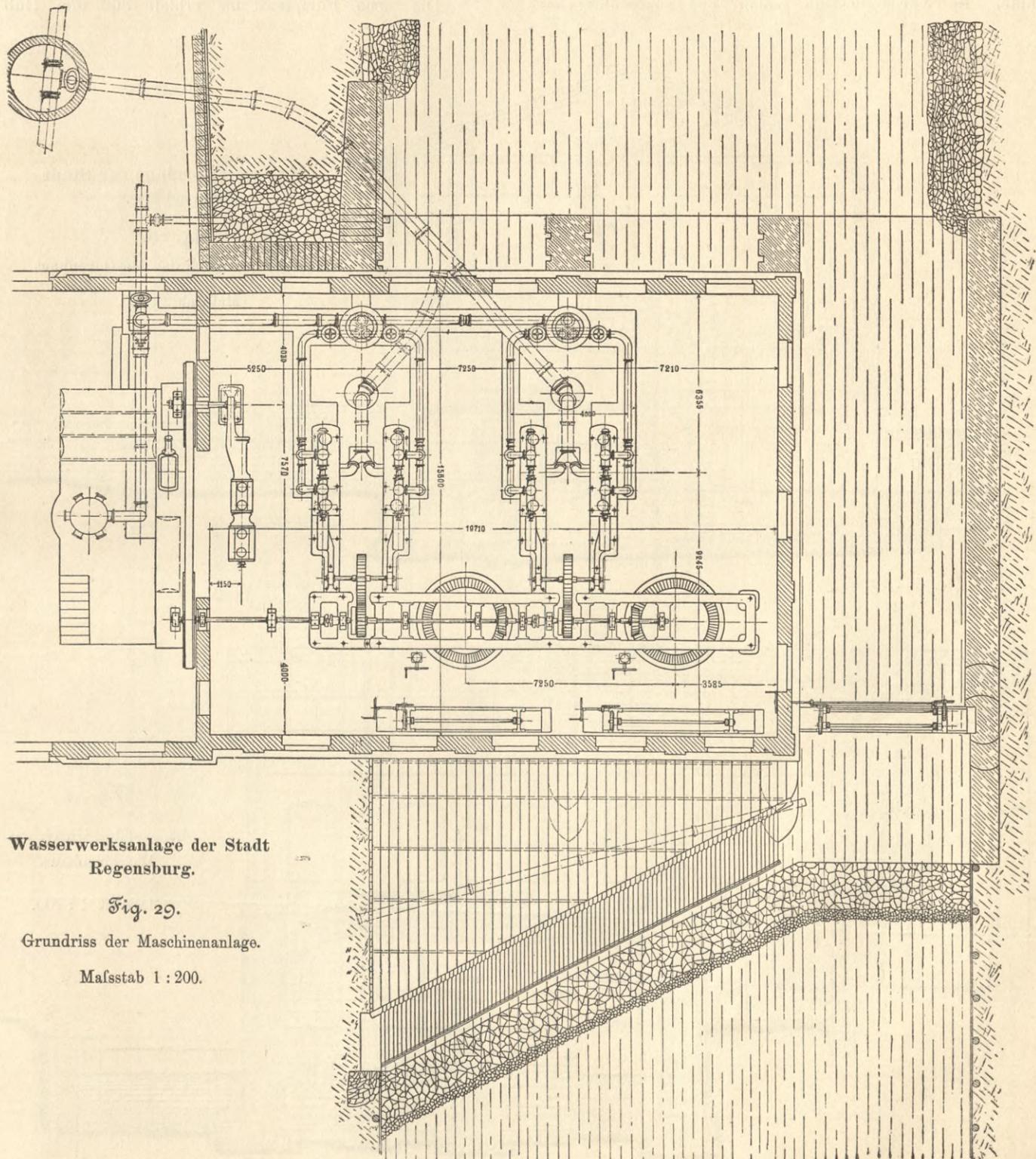
Wasserwerk in Graz.

Gebaut von Th. Schultz & L. Goebel in Wien.

(Fig. 24 bis 28.)

Für die Wasserversorgung der Stadt Graz diente bis zum Jahre 1887 die alte Pumpenanlage, bestehend aus 2 liegenden Dampfmaschinen, ursprünglich Zwillingmaschinen, später in Verbundmaschinen umgebaut, welche durch Räderübersetzung (1:2,92) mit normal $9\frac{1}{2}$ minütl. Hüben je vier doppeltwirkende stehende Pumpen antrieben; diese sind so tief in das Maschinenfundament versenkt, dass Saughöhen

von 5 m nicht überschritten werden. Diese Pumpen haben anfangs zu vielen Betriebsstörungen Anlass gegeben; insbesondere waren Brüche an den Pumpen, am Maschinentriebwerk, an Zahnrädern usw. sehr häufig, sämtlich verursacht durch Stöße in den Pumpen. Erst durch Einführung einer ungewöhnlich sorgfältigen Ueberwachung der Pumpen gelang es, diese Uebelstände zu beheben, und die Pumpen waren, bei allerdings sehr geringer Umdrehungszahl, 8 bis 10 i. d. Min., betriebsfähig. Der Dampfverbrauch dieser alten Maschinen war nach Umbau der Zwillingmaschinen in Verbundmaschinen (durch Otto H. Mueller) ein geringer, weil durch die Vermittlung der Räderübersetzung die Antriebsmaschine



Wasserwerksanlage der Stadt
Regensburg.

Fig. 29.

Grundriss der Maschinenanlage.

Mafsstab 1:200.

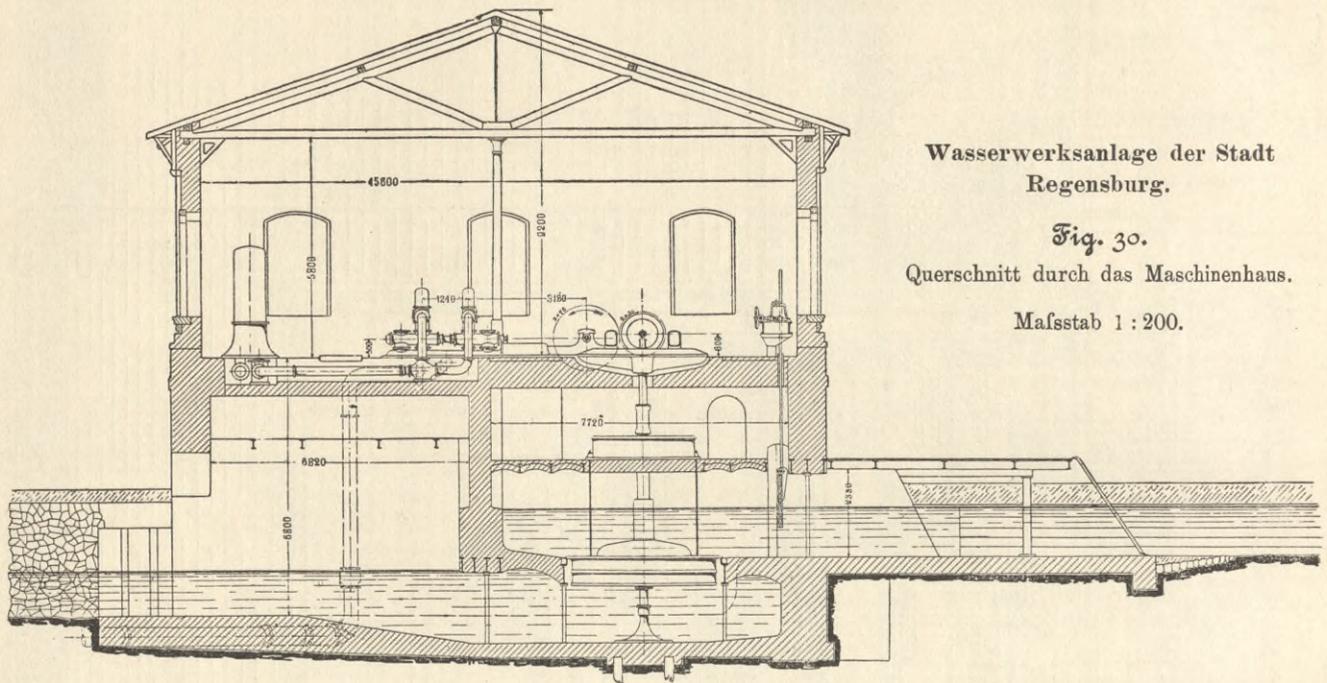
mit günstigerer Kolbengeschwindigkeit betrieben werden konnte (normal 28 Min. i. d. Min.).

Die alte Anlage war für den Bedarf nicht mehr ausreichend, eine Vergrößerung des Wasserwerkes in Aussicht genommen, jedoch nur bei Aufwendung sehr geringer Mittel. Infolgedessen mussten die vorhandenen Einrichtungen möglichst ausgenutzt und eine Maschine so aufgestellt werden, dass nicht nur sehr geringe Maschinenkosten, sondern dass auch im ganzen sehr geringe Baukosten auflaufen konnten. Dies war nicht anders möglich, als durch Wahl einer liegenden Maschine mit hoher Umdrehungszahl, mit der Maschinensole so tief unter der alten Maschine, dass die Saughöhe 5 bis 6 m bis zum tiefsten Wasserspiegel im Brunnen nicht überschreiten konnte. Es wurde deshalb geplant und ausgeführt: eine

Baugrube unmittelbar neben dem vorhandenen Maschinenhaus auszuheben (Fig. 25 bis 26), darin das Maschinenfundament in der erwähnten Höhe aufzuführen, und das ganze durch ein kleines Maschinenhaus abzuschließen, nur so hoch, als zur Anbringung genügender Fenster nötig war. Die Zugänglichkeit des neuen Maschinenhauses konnte durch einige Treppen von der alten Anlage aus leicht erzielt werden. Die alte Brunnenanlage blieb unverändert bestehen, nur wurde ein neues Saugrohr gelegt und der Anschluss an die Druckleitung hergestellt.

Für die Neuanlage wurde verlangt: ein Pumpwerk mit 4 Plungerpumpen, bei 50 Min.-Umdr. 360 cbm stündliche Leistung und Steigerung der Leistung bis 540 cbm, d. i. Steigerung der Geschwindigkeit bis 75 Min.-Umdr.

Die neue Pumpmaschine erhielt 800 mm Hub und



Wasserwerksanlage der Stadt
Regensburg.

Fig. 30.

Querschnitt durch das Maschinenhaus.

Mafsstab 1 : 200.

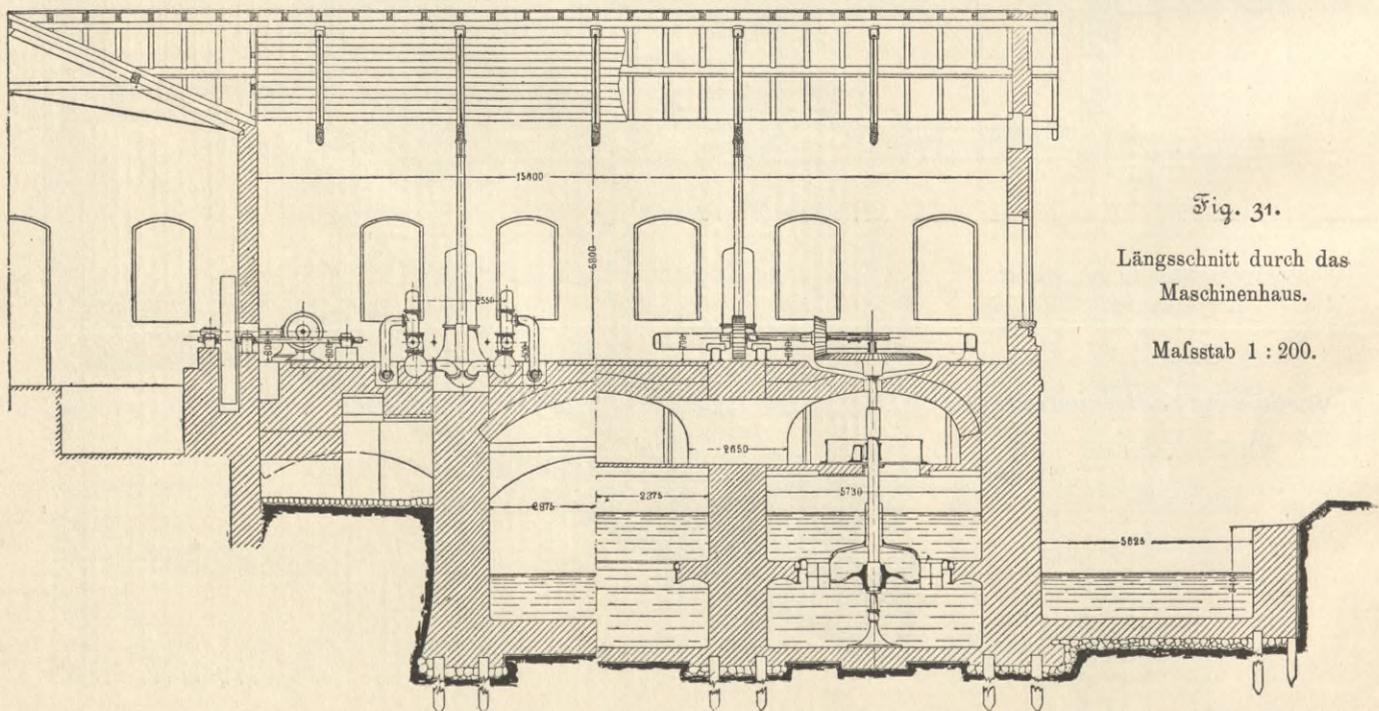
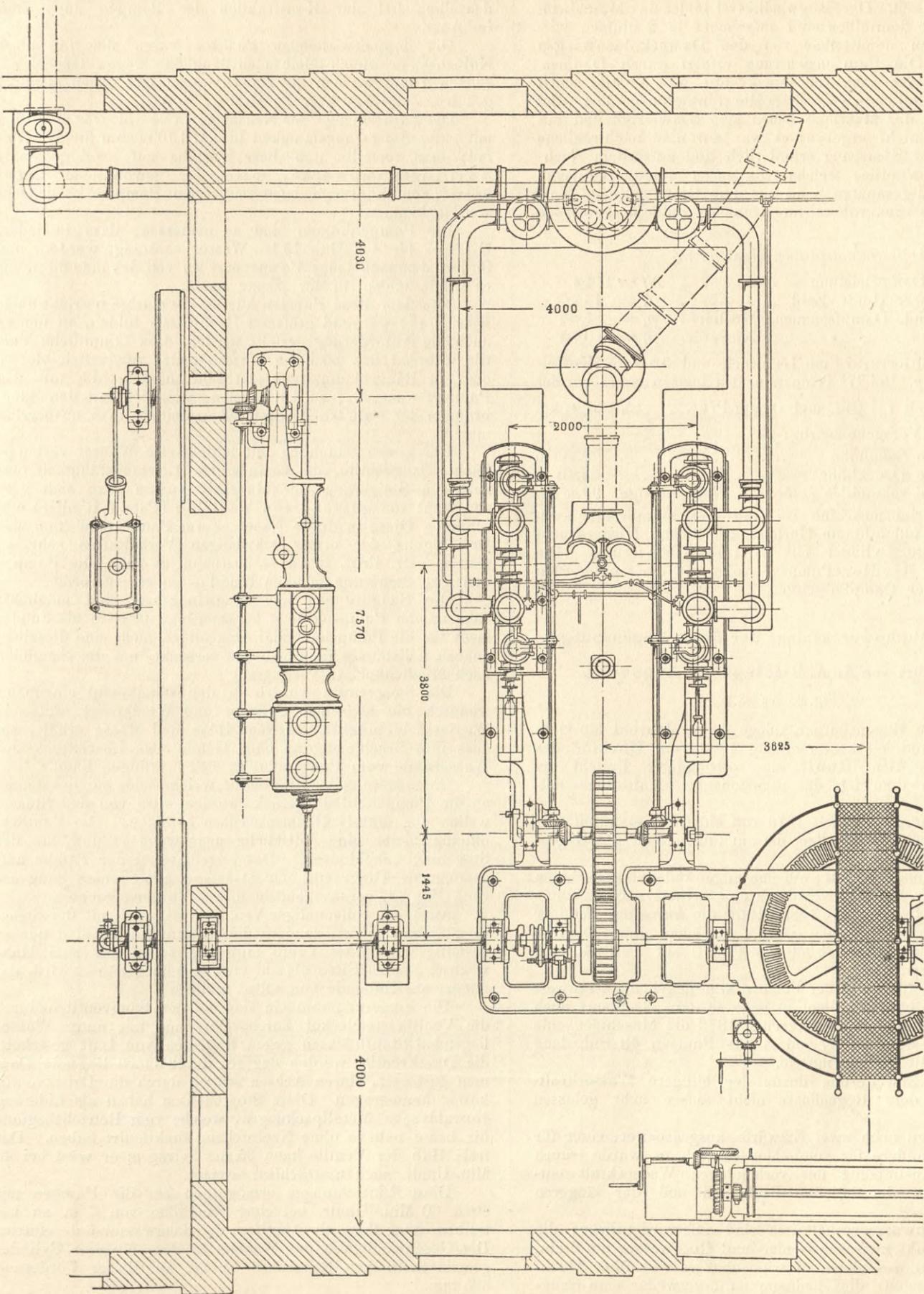


Fig. 31.

Längsschnitt durch das
Maschinenhaus.

Mafsstab 1 : 200.



Wasserwerksanlage der Stadt Regensburg.
Fig. 32. Grundriss der Pumpen- und Triebwerksanordnung.
Maßstab 1 : 75.

230 mm Pumpenkolben-Dmr. und hatte im mittel mit 60 Umdr. i. d. Min. zu laufen. Die Saughöhe betrug 5 bis 6 m, die Druckhöhe $6\frac{1}{2}$ Atm. Die Anordnung ist aus Fig. 27 ersichtlich. Der Saugwindkessel bildet das Maschinenbett, und über demselben sind aufgebaut: je 2 einfach wirkende Pumpen unmittelbar von den Dampfkolbenstangen angetrieben. Die Pumpensteuerung erfolgt durch Daumen, getrennt für jedes Saug- und Druckventil. Die Ventile selbst sind als gewöhnliche zweiseitige Ringventile ausgeführt. Bei Ingangsetzung der Maschine haben sich Schwierigkeiten mit den Pumpen nicht ergeben; es war nur eine nachträgliche Einstellung der Steuerung erforderlich und außerdem Nachschleifen der Ventile, welche teils durch einigen Kernsand teils durch mitgesaugten Sand aus dem Brunnen (nach Verlängerung des Saugrohres im Brunnen) undicht geworden waren.

Bei den Uebernahmeproben ergab sich:

die ind. Dampfleistung	$N_i = 114,6$
bei mittlerer Umdr.-Zahl	$n = 48,4;$
mittlere ind. Dampfspannung Hochdr. .	$p_i = 1,693$
» » » Niederdr.	$p_i = 0,705$

bei 64 cm Luftleere, 74 cm Luftdruck und $5,2$ Atm. Kesseldampfspannung. Bei 37° Temperatur des Speisewassers war der Dampfverbrauch f. 1 Std. und Dampf-Pfkr. 7,45 kg.

Während der Versuche betrug:

die Saughöhe	5,53 m
die Druckhöhe	64,845 »
die sekundlich geförderte Wassermenge	99,86 ltr.

Die Antriebsmaschine ist eine Verbundmaschine von 800 mm Hub mit 500 mm Hochdruck, 790 mm Niederdruckcylinder, beide Cylinder mit Collmann-Steuerung. Die Steuerung der Riedler-Pumpen erfolgt von der verlängerten Steuerwelle der Dampfmaschine.

Die neue Pumpwerksanlage der Stadt Regensburg.

Ausgeführt von L. A. Riedinger in Augsburg.

(Fig. 29 bis 38.)

Ueber die Regensburger Anlage ist im Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1889 vom Direktor des Wasserwerkes Hrn. Ruoff ein vollständiger Bericht erschienen, aus dem ich das nachstehende unmittelbar entnehme:

»Regensburg wird seit 1875 von einer Pumpstation versorgt, und zwar aus Quellen, die am linken Ufer des Regenflusses entspringen.

Die Stamanlage mit zwei einarmigen Balanciermaschinen von je 40 Pfkr. musste 1878 durch eine dritte Dampfmaschine verstärkt werden, worauf 1885 wieder die Anregung zu einer Werkserweiterung gegeben wurde, nachdem der jährliche Wasserverbrauch von 778950 cbm (1876) auf 1819546 cbm (1882) gestiegen war.

Die Instandhaltung der Pumpen war ungemein erschwert durch den Einbau derselben in enge finstere Brunnen; auch hatte das Hochwasser im Dezember 1882 die Maschinensole um 7 cm überschwemmt, sodass das Pumpen 48 Std. lang ganz eingestellt bleiben musste.

Bei der Erweiterung durfte der billigere Wasserkraftbetrieb mit dem Regenflusse nicht aufser acht gelassen werden.

Es wurden auch zwei Entwürfe ausgearbeitet, einer für Dampf, der andere für gemischten Betrieb, es wurde jedoch sofort die Ausnutzung der vorhandenen Wasserkraft entschieden trotz der höheren Baukosten und der längeren Bauzeit.

Die Hochwasserverhältnisse sind außerordentliche; die Donau schwankt zwischen Nieder- und Hochwasser um $5,4$ m, der Fußboden des neuen Maschinenhauses war über Hochwasser zu bringen; dies bedingte nun, entweder eine Saughöhe von rund 7 m zu wagen, oder die Pumpen wieder in Brunnen hineinzubauen; man entschied sich für die große Saughöhe.

Bei dem großen Luftgehalt des Quellwassers, zu dessen Ermittlung man vorher Versuche angestellt hatte, durfte dieser Umstand nicht leicht genommen werden; man behielt denselben bei der Konstruktion der Pumpen auch stets im Auge.

Die doppelwirkenden Pumpen waren der für beide Kolbenseiten gleich bleibenden Saughöhe wegen liegend anzuordnen und wurden mit Doppelplunger und gegen einander gekehrten Stopfbüchsen konstruiert.

Die Fördermenge der Neuanlage in 24 Std. war 8000 cbm mit einer Steigerungsfähigkeit bis auf 10000 cbm für den Notfall; man verteilte nun diese Leistung auf zwei getrennte Zwillingpumpwerke, sodass der gewöhnliche Tagesbedarf von 5000 cbm auch mit einem Pumpwerke gedeckt werden kann.

Die Pumpenkolben sind so bemessen, dass in jedem Cylinder für den Hub 15 ltr. Wasser verdrängt werden, und fördert demnach jedes Pumpenpaar so viel Sekundenliter, als es Umdrehungen in der Minute macht.

Nachdem diese Pumpen künftig die einzige betriebsfähige Einrichtung während größerer Hochwasser bilden, so musste auch die Anforderung gestellt werden, dass sämtliche Ventile während des höchsten Wasserstandes zugänglich bleiben oder in Räumen untergebracht sein müssen, die mit den Pumpen wasserfrei zu halten sind, wie dies mit den Saugbrunnen der Fall ist, deren Quellenzuleitung man absperrbar machte.

Die große Saughöhe mit lufthaltigem Wasser verlangte leichte Saugventile, die veränderliche Leistungsfähigkeit eine zulässige Steigerung der Hubzahl, sodass man sich gern zur Wahl von gesteuerten Ventilen (Patent Riedler) entschloss. Diese erprobte Neuerung im Pumpenbau kam der Bewältigung der etwas schwierigen Verhältnisse sehr zu statten. Hr. Prof. Riedler übernahm es auch, die Pumpen und ihre Steuerung in allen Einzelheiten zu entwerfen.

Die Saugbrunnen und Saugwindkessel sind möglichst nahe an die Pumpenkolben herangerückt, letztere als Fundamente für die Pumpencylinder ausgebildet, auch sind dieselben nahezu vollständig im Fußboden versenkt, um die Saughöhe nach Möglichkeit zu verringern.

Die Saugventile wurden in den Windkessel eingebaut, wodurch die zwischen Cylinder und Windkessel hängende Wassersäule möglichst geringe Höhe und Masse erhält, sodass ihre Beschleunigung ohne Gefahr des Losreisens der Wassersäule vom Pumpenkolben sicher erfolgen kann.

Die Steuerung der Ringventile, welche beide möglichst nahe an die Pumpenkolben gerückt wurden, wird von den Steuerwellen aus mittels Daumenscheiben bethätigt. Die Ventileröffnung bleibt eine vollständig ungezwungene und von der Steuerung unbehinderte. Das beigefügte an der Pumpe aufgenommene Diagramm der Daumenweglinie eines Saugventiles, Fig. 38, veranschaulicht diesen Vorgang genauer.

Auch ein vollständiger Ventilschluss wird mit der Steuerung nicht bewirkt, sondern die Steuerungshebel sind nur so gestellt, dass jedes Ventil mittels derselben bis zum Hubwechsel seinem Sitze bis auf etwa $\frac{1}{3}$ mm genähert wird, damit es am Hubende von selbst schließt.

Die Steuerungsspindeln sind bei den Saugventilen durch die Ventilkastendeckel durchgeführt und mit unter Wasser liegenden Stopfbüchsen gegen Eintreten von Luft gesichert; die Druckventile werden dagegen durch innen liegende Daumen gesteuert, deren Achsen seitlich durch die Druckventilkästen herausragen. Diese Stopfbüchsen haben als Liderung Howaldt'sche Metallpackungen, welche vom Betriebsbeginne bis heute nahezu ohne Nachstellung funktionieren haben. Der freie Hub der Ventile kann 35 mm betragen; er wird bei 40 Min.-Umdr. auch thatsächlich erreicht.

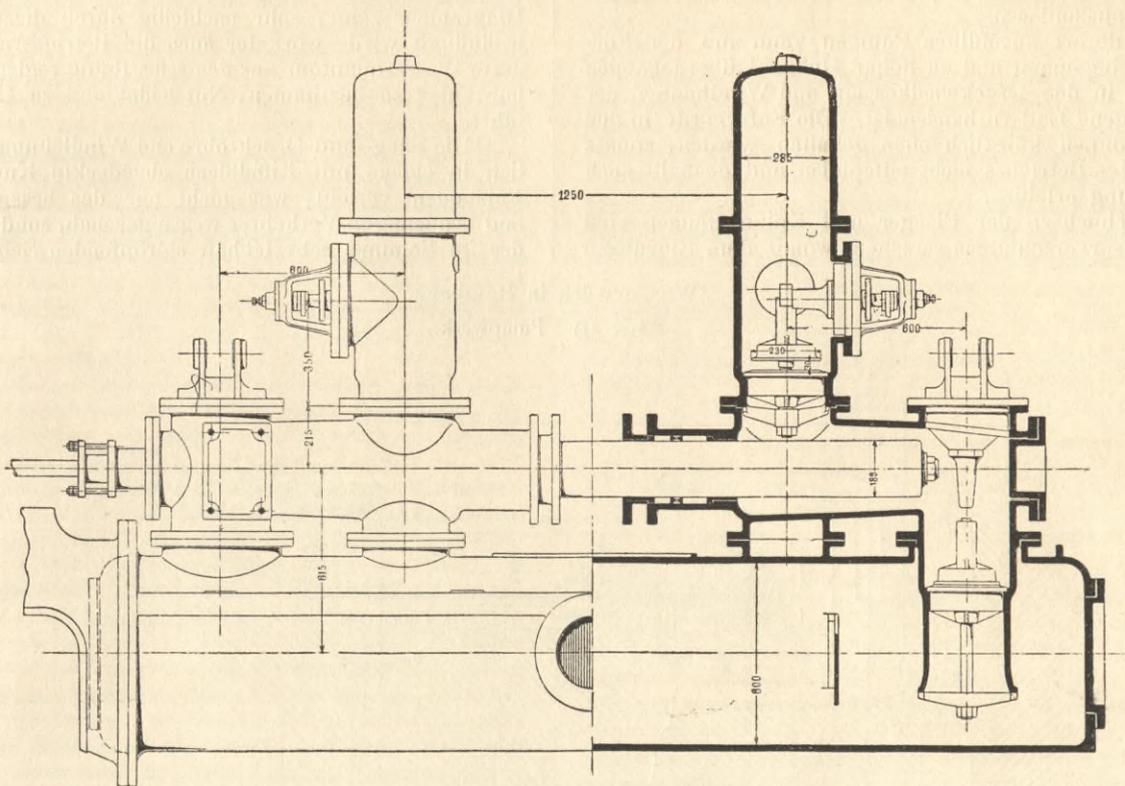
Diese Einrichtungen ermöglichen es, die Pumpen mit etwa 60 Min.-Umdr. bei einer Saughöhe von 7 m zu betreiben, ohne dass ein Abreißen der Saugwassersäule eintritt. Die Geschwindigkeit des Wassers in dem für vier Cylinder gemeinschaftlichen Saugrohre beträgt bei dieser Förderung 625 mm.

Bei den weiten Pumpencylindern kann mit der trockenen Pumpe kein selbstthätiges Ansaugen erfolgen, namentlich dann nicht, wenn die Wassersäule bis zum Reservoir auf den

Wasserwerksanlage der Stadt Regensburg.

Fig. 33. Längsschnitt.

Mafstab 1:25.



Druckpumpen.

Fig. 34. Querschnitt.

Fig. 35. Grundriss.

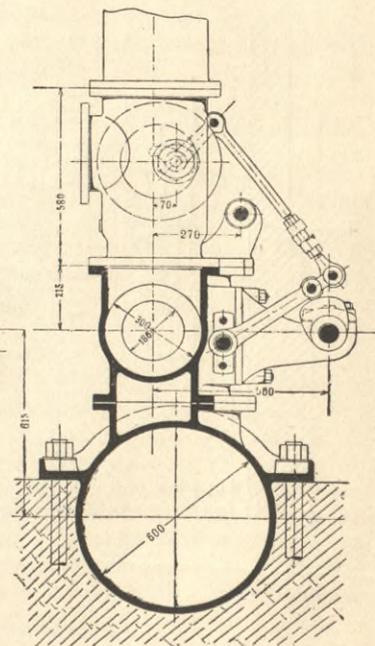
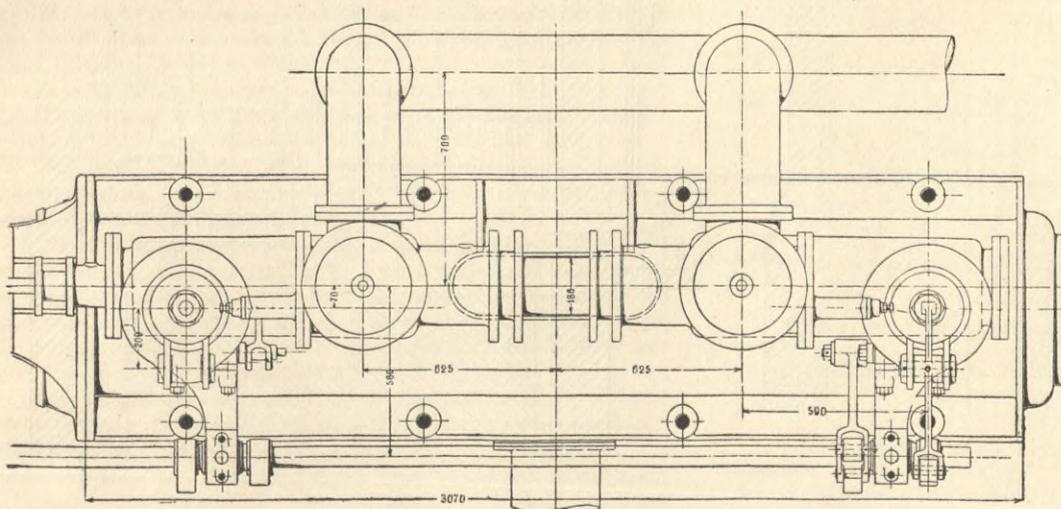
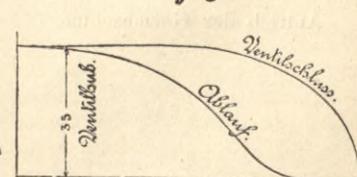
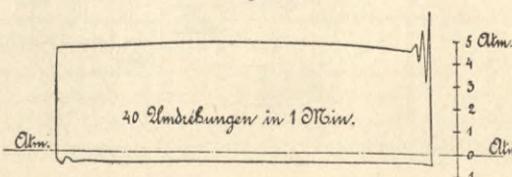
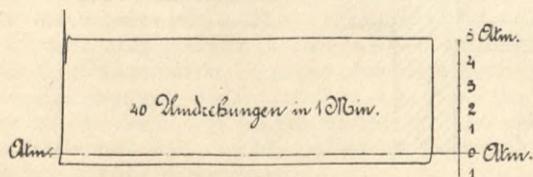


Diagramme.

Fig. 36.

Fig. 37.

Fig. 38.



Bei den Pumpen konnte hierfür eine vollständig umlaufende Tropfrinne an die Saugwindkessel angegossen werden, wodurch es ermöglicht wird, den Fußboden ganz trocken zu halten. Die Pumpen sowie die später beschriebenen Motoren und Transmissionen wurden durch die Maschinenfabrik von L. A. Riedinger in Augsburg musterhaft ausgeführt und haben bei der ersten Inangsetzung schon so gut funktioniert und entsprochen, dass daran keine nennenswerten Abänderungen mehr vorzunehmen waren.

Die zu gebote stehende Wasserkraft des Regenflusses entspricht einer Mindestwassermenge von 12 cbm i. d. Sekunde und einem Höchstgefälle von rund 1,70 m, sodass im allgemeinen für den Pumpwerksbetrieb die Aufschlagwassermenge als überschüssig vorhanden ist, nachdem die Wasserrechte von der Stadtgemeinde erworben worden waren.

Als letzte Stauanlage vor der Einmündung des Regens in die Donau und nur 3800 m von ihr entfernt wird der Unterwasserspiegel stets von den Donauwasserständen beeinflusst; die Motoren wurden daher für ein kleineres Gefälle von etwa 1,30 m berechnet.

Die wechselnden Unterwasserstände waren auch maßgebend für die Wahl von Jonval-Turbinen; auch durfte für letztere ein Nutzeffekt von mindestens 75 pCt. in Aussicht genommen werden.

Den langjährigen Pegelbeobachtungen beim Maschinenhause war zu entnehmen, dass Gefälle von mindestens 0,50 m öfters wiederkehren und Tage lang anhalten; man wollte daher mit diesem Gefälle noch mindestens 3500 cbm Wasser in 24 Stunden fördern können, um während solcher Wasserstände wenigstens nur am Tage mit Dampfkraft zur Bewältigung des ganzen Wasserbedarfes nachhelfen zu müssen; überdies war anzunehmen, dass in den meisten derartigen Fällen sich mit dem Unterwasserspiegel auch der Oberwasserspiegel etwas heben werde, was bisher so ziemlich eingetroffen ist, weil gewöhnlich der Regenfluss gleichzeitig mit der Donau ins Steigen gerät, ausgenommen nach lokalen Gewittergüssen, welche den Wasserkraftbetrieb überhaupt nicht zu stören pflegen. Die eigentlichen Stillstände des Turbinenbetriebes sind daher nur bei großen Hochwassern, welche schon die Ufer überfluten, zu gewärtigen.

Aus Zweckmäßigkeitsgründen musste verlangt werden, für jede Zwillingpumpe eigene Motoren zu haben, die so zu kuppeln sind, dass beide bei kleinem Gefälle auf eine Pumpe arbeiten können, oder dass ein Motor allein bei großem Gefälle beide Pumpen bewegen kann.

Ferner mussten diese hochwasserfreien Pumpen auch mit Dampfkraft zu betreiben sein, weil die Balancierpumpen früher schon überschwemmt worden sind.

Deswegen wurde eine gemeinschaftliche Transmission nötig, von der aus beide Zwillingpumpen mit Zahnradern angetrieben werden.

Unter die Transmission legte man in getrennte Kammern zwei Jonval-Turbinen von 3,90 m Dmr., welche Größe durch die Transportfähigkeit bedingt war. Jede Turbine kann bei 0,50 m Gefälle noch über 4 cbm Wasser i. d. Sek. aufnehmen. Die Schaufelung ist in zwei Kränze geteilt, von denen der innere abgeschützt werden kann.

Die Kammerbreiten und Rechenquerschnitte sind so reichlich bemessen, dass auch bei gesenktem Oberwasserspiegel, beispielsweise beim Passiren von Flößen im Hauptflusse, die Umdr.-Zahlen der Turbinen nicht sehr erheblich abnehmen; bei großem Gefälle findet gewöhnlich noch eine Drosselung mit den Einlassschützen statt.

An das Ende der Haupttransmission wurde der Dampfmaschinenantrieb gelegt, der durch einen breiten Lederriemen von der neu beschafften 100 pferdigen Maschine zur Transmission vermittelt wird, weil man gern ein elastisches Glied zwischen Dampfmaschine und Pumpenzahnräder einzuschalten bemüht war, nachdem sich direktes Kuppeln an die Schwungradwelle räumlich nicht durchführen liefs.

Aus dem gleichen Grunde wurden die Hoch- und Niederdruckzylinder hinter einander gestellt, Schwungrad- und Kondensationspumpe sogar auf die andere Seite der Scheidemauer zwischen altem und neuem Maschinenhause verlegt, um den Riementrieb hart an die Wand zu bringen, wo er keinen nutzbaren Raum versperrt.

Die Uebersetzungsverhältnisse liefsen sich so günstig gestalten, dass die Dampfmaschine für normalen Betrieb 84 Umdr. i. d. Min. machen kann, was etwa einer Kolbengeschwindigkeit von 2 m i. d. Sek. entspricht, so dass sich ein weit geringerer Dampfverbrauch für die Stundenpferdekraft erhoffen liefs als bei den Maschinen der älteren Anlage, welche mit einem Cylinder mit höchstens 0,70 m mittlerer Kolbengeschwindigkeit arbeiten.

Für den Riemenlauf und den Aufnehmer musste des Hochwassers wegen ein wasserdichter Blechkasten eingemauert werden, da sich ein zuverlässig dichter Anschluss des neuen Bauwerks an das alte nicht erwarten liefs.

Die so getroffene Einrichtung ermöglicht nun, die Wasserkraft bis zu einem Gefälle von 300 mm noch auszunutzen; halbe Dampfkraft ist dann nur 15 Std. lang täglich nötig.

Dampfhilfe oder ausschließlicher Dampfbetrieb wird jährlich nur an 50 bis 60 Tagen beansprucht; die zu erzielende Kohlenersparnis macht eine Summe von 13 000 bis 14 000 *M* im Jahr aus, während das aufgewendete Baukapital sich sammt Grund- und Wasserkrafterwerbung nur auf 250 000 *M* beziffert.

Pumpwerk der Stadt Bamberg.

Gebaut von L. A. Riedinger in Augsburg.

(Fig. 39 bis 42.)

Kurze Zeit nach Inangsetzung des Regensburger Wasserwerkes wurden von der Firma L. A. Riedinger nach gleichem Modell 2 Pumpen für das städtische Wasserwerk in Bamberg geliefert, deren jede bei 58 Min.-Umdr. 100 cbm stündlich zu heben hat. Der Pumpen-Plunger hat 185 mm Durchmesser und 600 mm Hub. Die Förderhöhe ist 32 m oder 80 m, d. h. jede Pumpe hat einzeln nach einem Behälter mit 80 m gesammter Förderhöhe zu drücken oder beide Pumpen zusammen nach einem niedriger (32 m) gelegenen Behälter.

Das Pumpwerk dient als Reserve und wird durch eine Gasmaschine von nominell 46 Pfrk. angetrieben. Die Pumpe wurde tief gelegt, um die Saughöhe von 7 m nicht zu überschreiten; für die Pumpe liegt die Gefahr teilweiser Ueberflutung bei Hochwasser vor, wogegen diese Möglichkeit bei der Gasmaschine auszuschliessen und diese hoch zu legen war.

Der Maschinenraum war gegeben, desgleichen die Aufstellung und die Drehungsrichtung der Gasmaschine. Um an der Pumpe den Druck in der Geradföhrung nach aufwärts zu vermeiden, wurde auch die Drehungsrichtung der Pumpe (Rückwärtsgang) beibehalten und in die Räderübersetzung ein Zwischenrad eingeschaltet. Eine stehende Gasmaschine dient zum Anlassen der großen Gasmaschine, deren Kurbelwelle durch eine Reibungskupplung mit dem Pumpenvorgelege gekuppelt wird.

Wasserwerk in Bielefeld.

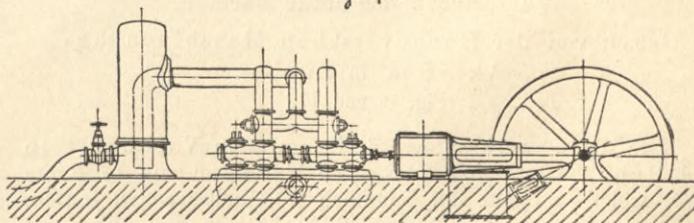
Gebaut von L. A. Riedinger in Augsburg.

Fig. 43.

Nach dem gleichen Modell wie die Regensburger Pumpen hat die Firma Riedinger 2 Maschinen für das Wasserwerk Bielefeld geliefert und anfangs dieses Jahres in Betrieb gesetzt, jede Maschine mit Zwillingpumpe. Die allgemeine Anordnung ist in Fig. 43 dargestellt. Die Leistung

Pumpwerk in Bielefeld.

Fig. 43.



jeder Maschine beträgt 3000 cbm in 22 Std.; die Förderhöhe ist 54,3 m (5,7 m Saughöhe bis Fußboden des Maschinenhauses); die gesammte Widerstandshöhe beträgt 63 m. Die Antriebs-Dampfmaschinen haben 300 mm Hochdruck-, 450 mm Niederdruck-Cylinder und 600 mm Hub. Die normale Umdrehungszahl ist 56 in der Minute. Die Pumpenkolben haben 160 mm Durchmesser.

Eine in der allgemeinen Anordnung den Regensburger Pumpen ähnliche Anlage wird gegenwärtig von der Königin-Marienhütte in Cainsdorf für das städtische Wasserwerk in Zwickau ausgeführt.

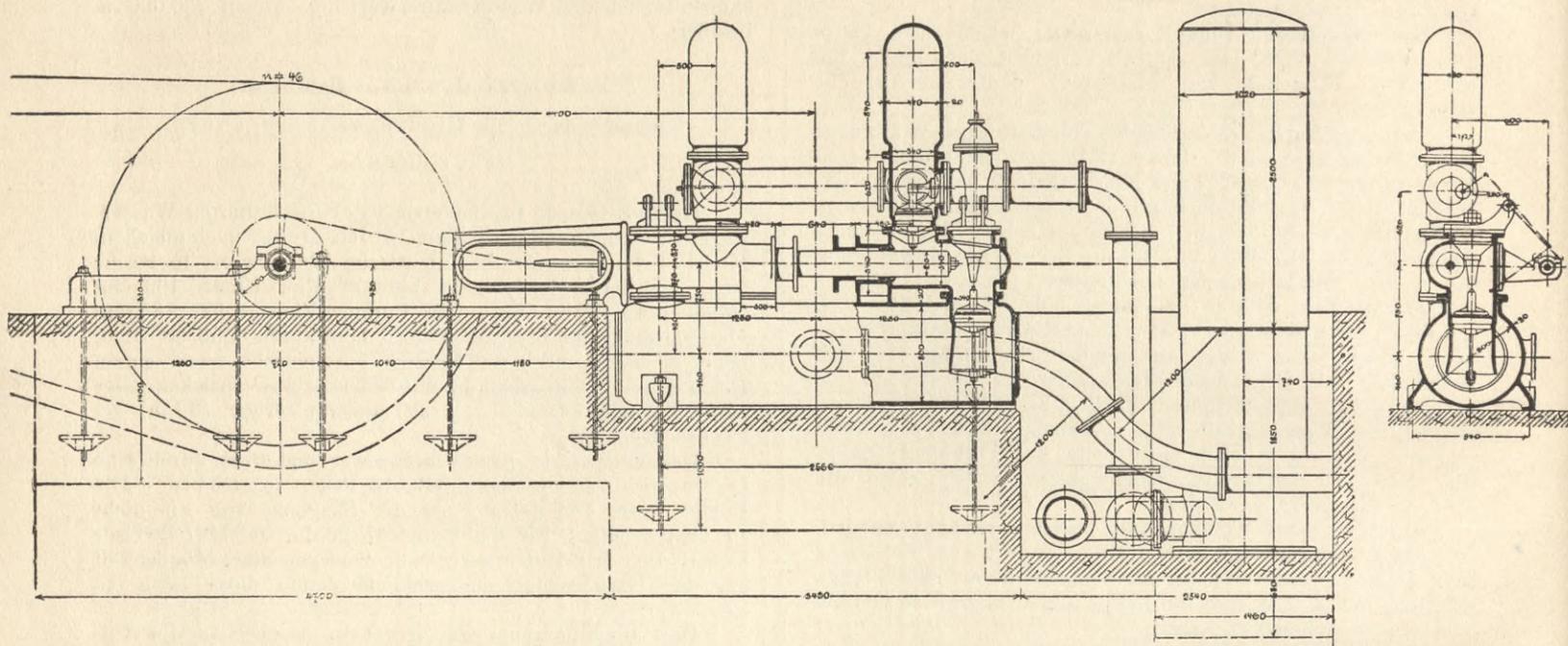
Gegeben war eine mit 92 Min.-Umdr. von Turbinen angetriebene Antriebswelle, von welcher aus 3 Pumpenpaare mittels Räderübersetzungen anzutreiben waren. Jede Pumpe soll in 22 stündiger Betriebszeit 4000 cbm heben.

Nach dem ursprünglichen der Verdingung zu grunde gelegten Entwürfe sollten die Pumpen mit nur geringer Umdrehungszahl arbeiten, wobei die Triebwerksbelastungen fast 7000 kg erreichten. Ein von der K. Marienhütte vorgelegter Entwurf, in Fig. 44 und 45 dargestellt, mit Riedlerpumpen, verminderte diese Beanspruchung auf fast $\frac{1}{3}$ und wurde bei entsprechend beträchtlichem Preisunterschied angenommen. Hierbei waren nur 46 Min.-Umdr. der Pumpenwelle angenommen, und vorausgesetzt, dass der Antrieb von der Turbinenwelle mittels Riementriebes erfolge. Diese Antriebsweise wurde jedoch nicht angenommen und die Räderübersetzung beibehalten, die allerdings vollkommen sicher ist, aber wegen des unvermeidlichen Spielraumes zwischen den Zähnen und des Druckwechsels ganz ruhigen Gang nicht zulässt. Hingegen wurden die Vorteile der Konstruktion erhöht ausgenutzt durch die Gestattung von 60 Min.-Umdr. der Pumpenwelle bei ent-

Fig. 44. Seitenansicht.

Fig. 45. Querschnitt.

Mafstab 1:60.



sprechender Verminderung des Kolbendurchmessers auf 225 mm bei 800 mm Hub. Die Anlage ist zur Zeit noch nicht in Betrieb.

Die Maschinenfabrik G. Kuhn in Stuttgart-Berg hat neuestens für das städtische Wasserwerk Elberfeld eine Maschinenanlage mit Riedler-Pumpen gebaut und anfangs d. J. in Betrieb gesetzt. Die eine Maschine ist im Pumpwerke zu Benrath, die zweite zugehörige Maschine in der Zwischenstation Haan aufgestellt und in Betrieb. Die Abmessungen sind: 720/1175 Dampfzylinder, 310 mm Pumpenkolben, 1100 mm gemeinsamer Hub, Druckhöhe 12 Atm. Vorgeschrieben war die Aufstellung der Maschine auf gleichartigem Bett wie die Nachbarmaschinen und auf vorhandenem Fundament. Weiter war gegeben die min. Umdr.-Zahl mit 24, die bis 36 steigerungsfähig sein muss. Eine weitere Steigerung der Leistung war nicht verlangt. Die Maschinen haben bei ihrer Inbetriebsetzung bei sehr guter Ausführung vollständig entsprochen. Die Ventilsteuerung erfolgt in ähnlicher Weise wie bei den vorher besprochenen Pumpen.

Wasserwerk der Stadt Barmen.

Gebaut von der Hannoverschen Maschinenbau-Akt.-Ges. in Linden.
(Fig. 46 und 47.)

Die Wasserwerksanlage für Barmen in Vollmarstein a. d. Ruhr besteht aus 3 liegenden Maschinen von 1100 mm Hub, welche normal mit minutlich 20 Umdrehungen laufen, aus Sammelbrunnen bei etwa 6 bis $6\frac{1}{2}$ m Saughöhe das

Wasser ansaugen und zum Hochbehälter drücken (20 Atmosphären Druckhöhe).

Die Pumpen entnehmen das Wasser den an der Ruhr liegenden Brunnen, letztere im mittel 60 m von den Pumpen entfernt, und drücken es in gusseisernen Röhren von 350 mm Lichtweite in einen Turm auf dem höchst gelegenen Punkt des Loh bei Grundschtel, von wo es durch einen Fallrohrstrang der Stadt Barmen zufließt.

Die tiefste Absenkung liegt + 82 m über Amst. Peg., die Höhe der Wassersäule bis zum Turm + 271 m, die gesammte Förderhöhe ist somit 189 m bei etwa 6 m Saughöhe.

Jede Maschine hat in 24 Std. 5000 cbm zu heben. Die größte Geschwindigkeit war mit 24 Min.-Umdr. gegeben. Die Einzelheiten dieser Maschinen sind in der Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1885 S. 277 u. f. mit Taf. XIII bis XVI von H. Glass ausführlich mitgeteilt.

Die Lieferung einer vierten Maschine für dieses Wasserwerk wurde der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. in Linden übertragen, welche auch seit 1883 die früheren 3 Maschinen baute. Für die neue Maschine wurden besondere Lieferungsbedingungen nicht aufgestellt, der Fabrik jedoch freigestellt, bei raschem Gang Riedler-Pumpen anzuwenden, und im Vertrage wurden die Lieferungsbedingungen der 3 alten Maschinen beibehalten; jedoch verlangt, dass die Leistung mindestens 6000 cbm in 24 Std. betragen müsse. Als größte Saughöhe war $6\frac{1}{2}$ m anzunehmen; die Umdrehungszahl wurde auf 45 in der Minute festgesetzt, weiter die Bedingung gestellt, dass die neue Maschine auf das bereits vorhandene Fundament gestellt werden müsse, welches für die Aufstel-

Wasserwerk der Stadt Barmen.
(Vollmarstein.)

Druckpumpen.

Fig. 46. Längsschnitt.

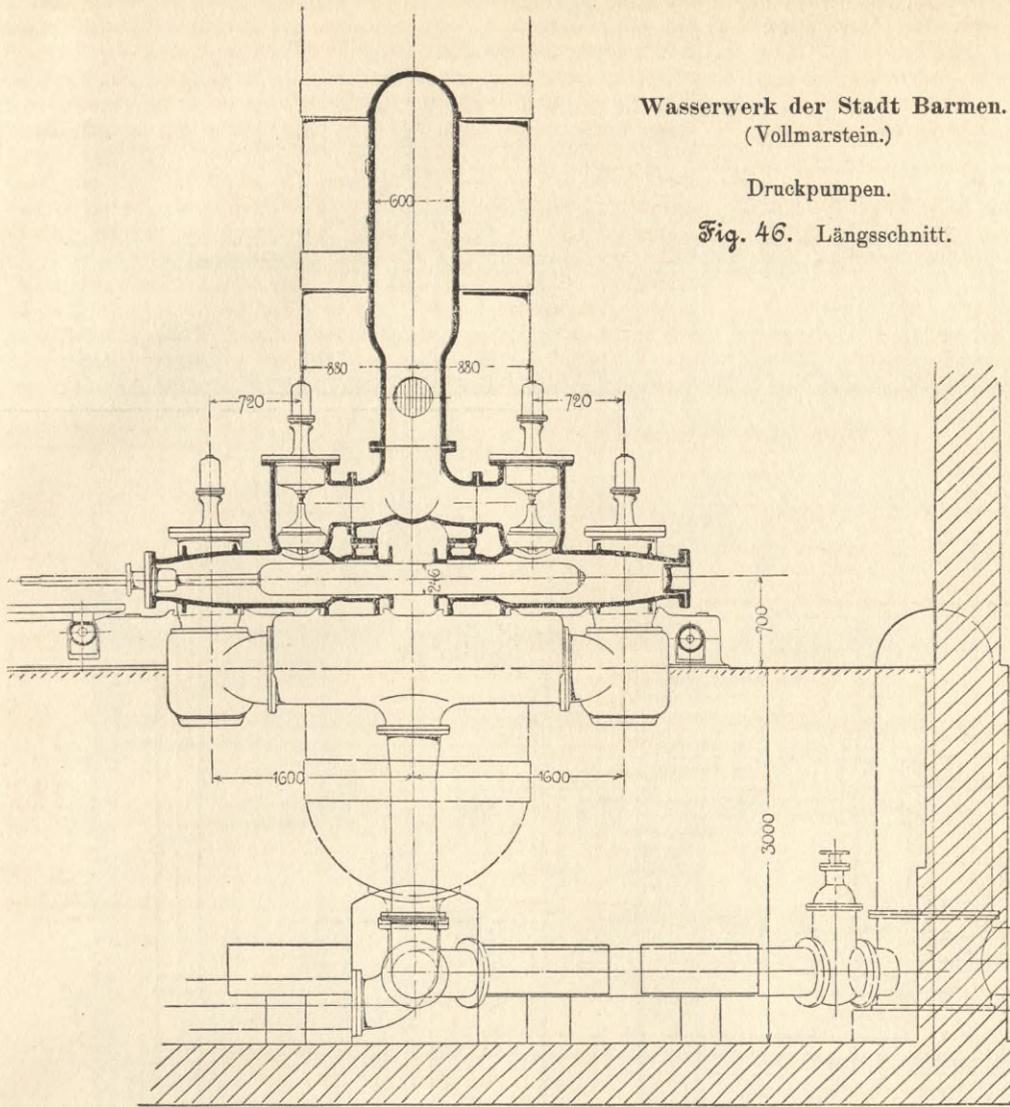
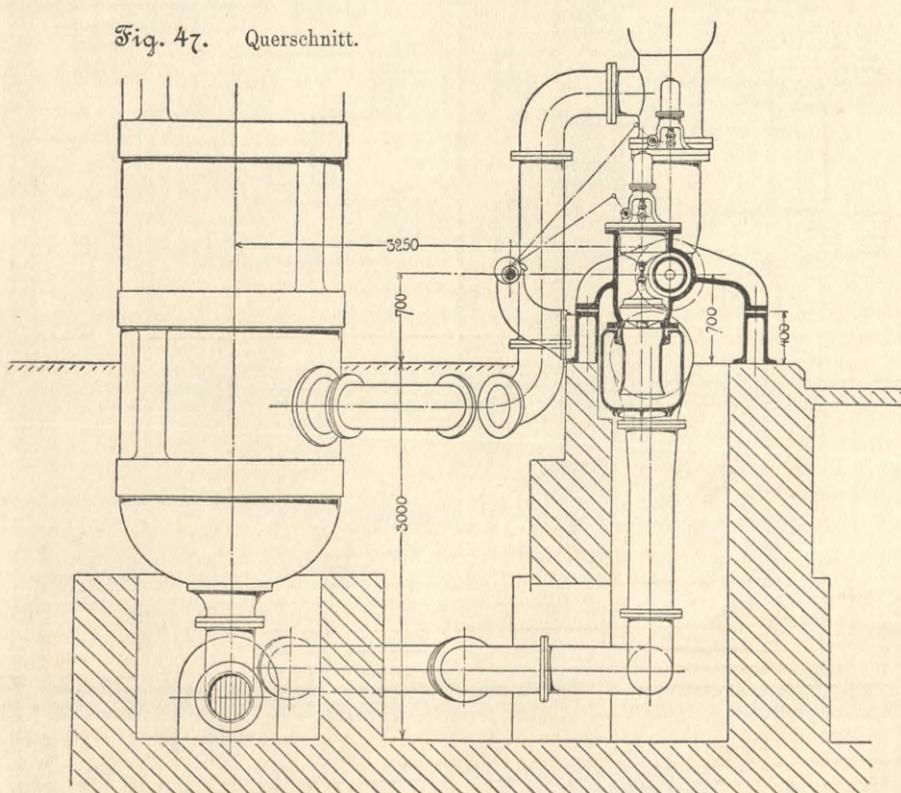


Fig. 47. Querschnitt.



Mafsstab 1 : 50.

lung einer Maschine vorgesehen war, identisch mit den im Wasserwerk bereits vorhandenen. Dies gab zu einigen ungewöhnlichen Einzelheiten Anlass.

Die Maschine erhielt 1100 mm Hub bei 245 mm Pumpendurchmesser. Die Dampfmaschine ist einzylindrig, arbeitet mit Kondensation und Collmannsteuerung und treibt hinter sich 2 einfach wirkende Pumpen. Die Steuerung der Pumpenventile erfolgt indirekt, derart, dass die Ventile durch starke Stahlfedern belastet sind und diese Belastung von den Ventilen abgehoben wird, zur Zeit, wenn sie sich öffnen sollen, während die Belastung freigegeben wird und nach Maßgabe der Exzentergeschwindigkeit die Ventile schließt, zur Zeit, wenn der Ventilschluss stattfinden muss.

Bei Inangsetzung der Maschine hat der Gang des Triebwerkes nicht vollständig befriedigt. Es ergaben sich bei rascherem Gang, d. i. über 45 Umdrehungen, Erschütterungen im Triebwerke. Die Ursache dieser Erschütterungen wurde zunächst in dem allerdings ungewöhnlichen Luftgehalte des Wassers gesucht, und die Maschinenfabrik hat deshalb einen überhöhten Saugwindkessel ausgeführt derart, dass das Saugrohr von dem Sammelbrunnen auf etwa 7 m in die Höhe aufsteigt und dann wieder nach abwärts geführt wird, sodass im Scheitelpunkt eine erhebliche Ausscheidung von Luft stattfinden musste, welche Luft dann weggepumpt wurde. Diese Einrichtung hat aber an dem Gang der Pumpe wesentlich nichts geändert, sodass zu vermuten stand, dass der Luftgehalt der Pumpe Ursache der Vibrationen im Triebwerk nicht sei. Diese Vermutung wurde auch durch den Versuch bestätigt, dass die Nachbarmaschine der neuen Maschine das Wasser zu hob, also alles Wasser bereits die erstere Pumpe einmal passirt hatte, wobei die im Wasser gebundene Luft unter dem Einfluss der Luftverdünnung größtenteils aus dem Wasser entweichen musste. Dieses zugehobene Wasser wurde in das Maschinenfundament der neuen Maschine ausgegossen und von dieser aufs neue angesaugt und fortgedrückt. Hierbei betrug die Saughöhe statt 6 m nur etwa 2 m und die Entlüftung des Wassers war jedenfalls eine sehr weitgehende. Trotzdem ergab sich ein wesentlicher Unterschied im Gang des Triebwerkes nicht. Die Mängel mussten daher im Triebwerke der Maschine liegen, und eine sorgfältige Regulierung desselben

Wasserwerk der Stadt Rotterdam.

Fig. 48. Längsschnitt.

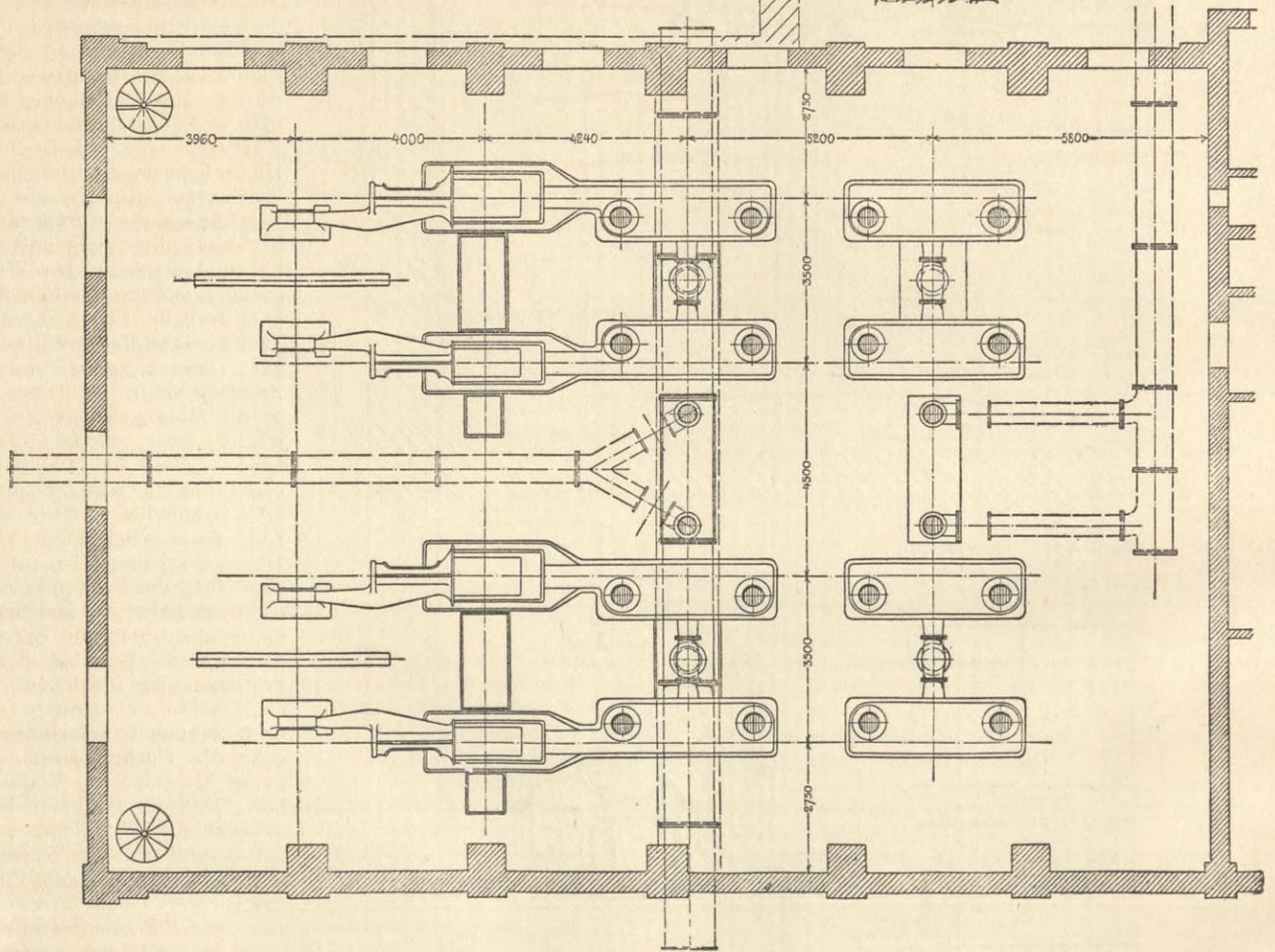
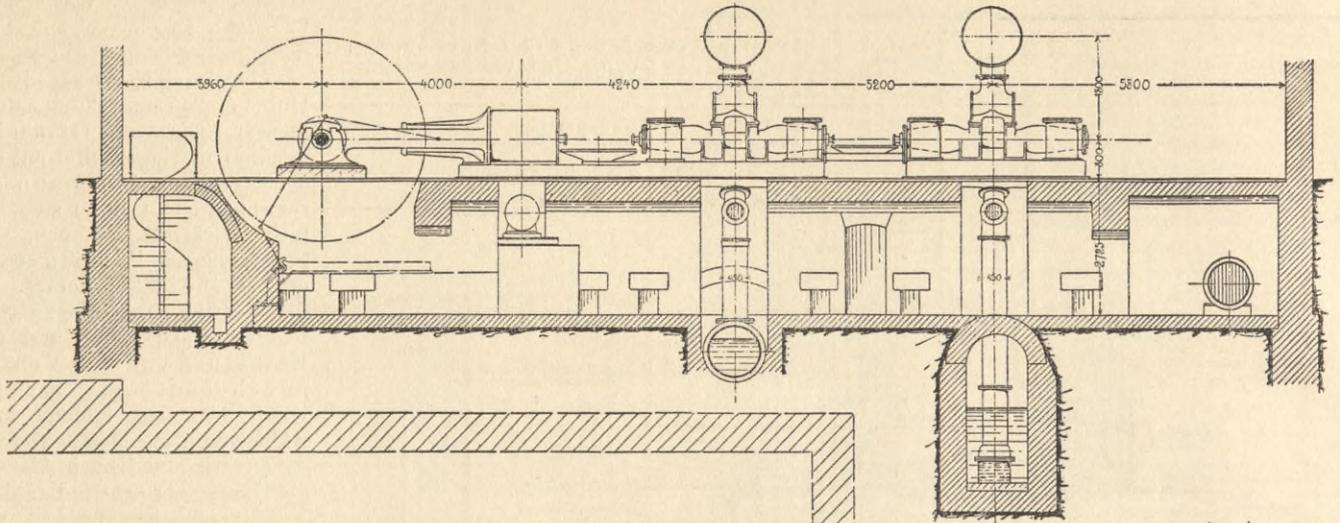


Fig. 49. Grundriss.

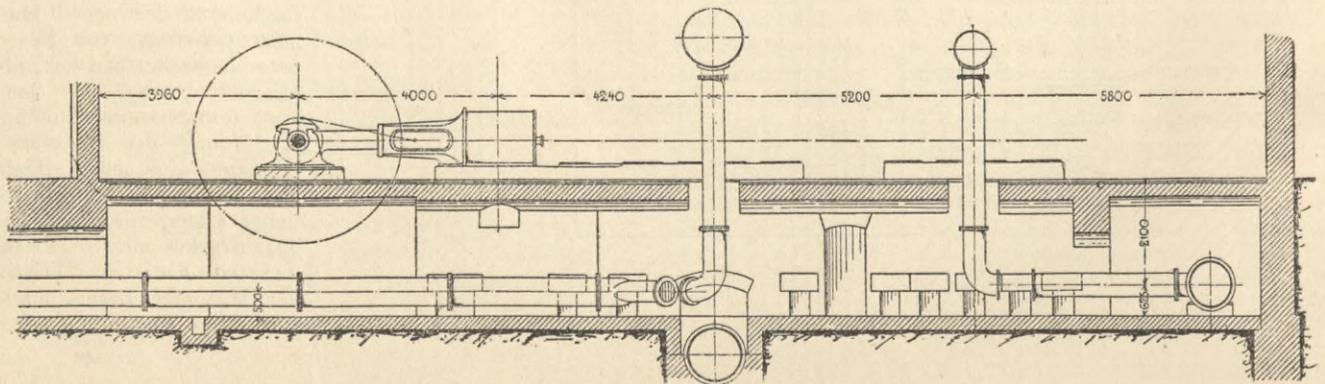


Fig. 50. Längsschnitt.
Mafsstab 1 : 150.

Wasserwerk der Stadt Rotterdam.

Fig. 51. Querschnitt durch die Turmpumpen.

Maßstab 1 : 45.

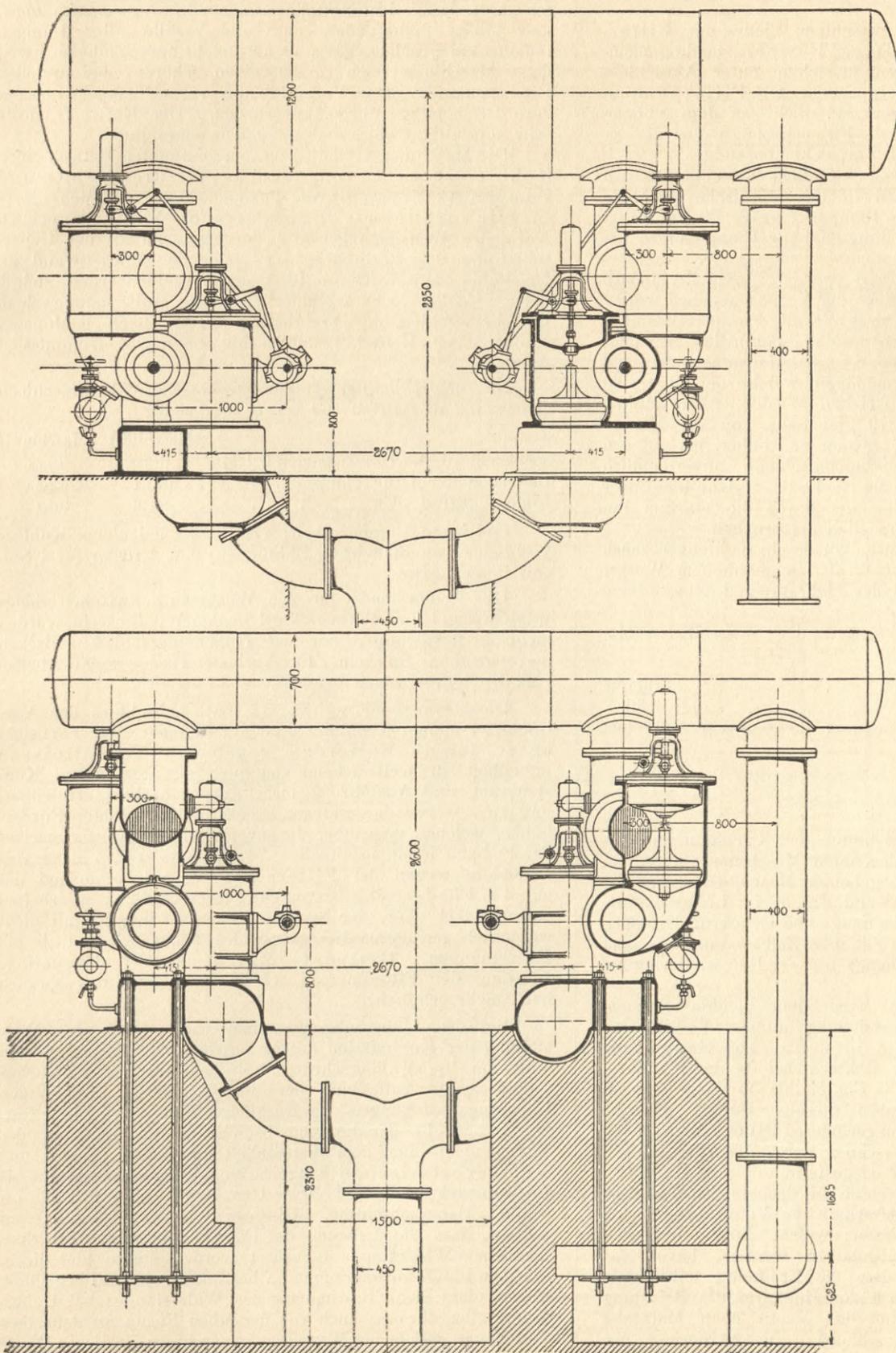


Fig. 52. Querschnitt durch die Filterpumpen.

sowie der Steuerungen behob auch diese Mängel. Seit dieser Zeit ist die Maschine in anstandslosem Betrieb, und die Pumpen arbeiten nicht nur bei der garantierten Umdrehungszahl von 45 in der Minute, sondern, trotz der großen Druckhöhe, bedeutenden Abmessungen und großen Belastung auch bis zu einer Umdrehungszahl von 62 in der Minute vollkommen ruhig, und erst bei letzterer Umdrehungszahl und bei Ueberschreitung der Saughöhe von $6\frac{1}{2}$ m ergab sich nicht mehr die Vollfüllung der Pumpe und entsprechender Stofs im Triebwerke.

Weiter wurden mit dieser Maschine günstige Resultate in Hinsicht des Dampfverbrauches erzielt. Die Antriebsmaschine ist, wie erwähnt, eine eincylindrige Kondensationsmaschine mit Collmannsteuerung. Die Maschinenfabrik garantierte einen Dampfverbrauch von $9\frac{3}{4}$ kg für die Pumpenpferdekraft. Bei den Uebernahmeversuchen (Juni 1888) wurden erzielt: bei durchschnittlich 47,48 Min.-Umdr. und 198,234 m gesammter Förderhöhe, 97,475 ltr. Hubvolumen der Pumpe und 95,53 ltr. wirklich gehobenem Wasser: der Speisewasser-Verbrauch = 9,30 kg für die Stunde und Pumpenpferdekraft; ein Ergebnis, welches für eine eincylindrige Maschine als ein ganz vorzügliches bezeichnet werden muss.

Neues Wasserwerk in Rotterdam.

Gebaut von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. in Linden.

(Fig. 48 bis 57.)

Für die Erweiterung des städtischen Wasserwerkes in Rotterdam wurde Ende 1885 die Lieferung von 2 großen Pumpmaschinen mit je 900 cbm stündlicher Leistung ausgeschrieben. Hierbei wurde das vorteilhafteste Angebot von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. auf Maschinen von 1 m Hub mit Riedler-Pumpen, mit 50 Min.-Umdr. laufend, abgegeben. Der sehr große

Preisunterschied mit den Angeboten auf langsamlaufende Pumpen veranlasste die Stadtverwaltung, die Ausschreibung zu wiederholen und hierbei raschlaufende Pumpen zu verlangen. Hierbei blieb abermals die genannte Maschinenfabrik Siegerin, offerirte jedoch Maschinen mit nur 0,9 m Hub, welche mit 60 Min.-Umdr. für die Normalleistung zu laufen hatten.

Verlangt waren 2 Pumpmaschinen, jede mit Filterpumpen und Hochdruck- (Turm-) Pumpen, beide gemeinsam von derselben Verbunddampfmaschine unter Ausschluss von Zwischenübersetzungen angetrieben. Die Filterpumpen jeder Maschine müssen 930 cbm stündlich aus dem Ablagerungsbehälter saugen und auf die Filter heben, wobei die gesammte Förderhöhe im mittel 5 m nicht übersteigt.

Die Turmpumpen müssen stündlich 900 cbm aus den Reinwasserkanälen saugen und in das städtische Rohrnetz drücken. Die Druckhöhe der Pumpen beträgt 20 bis 40 m. Die Saughöhe beträgt 4 bis 5 m, bis zur Pumpenmitte gerechnet.

Die Wahl der Maschinenart war frei gestellt, jedoch bemerkt, dass liegenden Maschinen der Vorzug gegeben würde. Hierzu mag erwähnt werden, dass die alte Pumpwerksanlage in Rotterdam aus 4 Maschinen besteht, sämmtlich liegender Aufstellung, mit ein cylindrigen Kondensationsmaschinen und mit doppelt wirkenden Kolbenpumpen, welche bei 18 bis 20 Min.-Umdr. unmittelbar angetrieben werden. Die älteren Anlagen wurden 1872 und 1879 gleichfalls von der Hannoverischen Maschinenbau-A.-G. gebaut und haben bis auf den mit solchen einfachen Expansionsmaschinen unvermeidlich höheren Kohlenverbrauch und die Nachteile, welche langsamer Gang bei jeder größeren Maschine durch die starken Belastungen mit sich bringt, vorzüglich entsprochen.

Bei Vergebung der Neuanlage wurde ein Kohlenverbrauch von 1 kg für jede Pumpenpferdekraft, an gehobenem Wasser bestimmt, vorausgesetzt, und der Mehraufwand musste vom Lieferanten vergütet werden.

Die wesentlichen Abmessungen der ausgeführten Maschine sind:

Gemeinsamer Maschinenhub	900 mm
minutl. Umdr.-Zahl	60
Hochdruck-Dampfcylinder	530 mm
Niederdruck- »	860 »
Filterpumpendmr.	314 »
Turmpumpen »	315 »
Dampfspannung	6 Atm.

Die Filterpumpen sind hinter den Turmpumpen aufgestellt und auf dem durchlaufenden Maschinenrahmen befestigt. Die Gesamtanordnung beider Maschinen zeigen die Fig. 49 im Grundriss, Fig. 48 und Fig. 50 im Längsschnitte. Fig. 48 und 50 stellen auch die Saug- und Druckrohrleitungen dar, welche die Filterpumpen mit dem Zuflusskanal aus dem Klärbehälter und die Turmpumpen mit der Reinwasserleitung verbinden.

Die Druckwindkessel sind über beiden Pumpen liegend angebracht; ihre Verbindung mit den Ventilkästen beider Pumpen zeigen die Fig. 51 u. 52. Die Saugwindkessel bilden zugleich den Rahmen bei beiden Pumpen, deren Bauart noch besonders in Fig. 53 bis 55 dargestellt ist.

Die Filterpumpen haben dieselbe Bauart wie die Turmpumpen und sind nur dem geringeren Druck entsprechend leichter ausgeführt. Der Querschnitt durch die Filterpumpen ist noch besonders in Fig. 52 dargestellt.

Die Pumpenventile (Ringventile mit flachem Sitze) werden indirekt gesteuert; sie sind aufserhalb der Ventilkastendeckel durch starke Spiralfedern belastet; welche durch die Steuerungsexzenter vom Ventil abgehoben werden, bevor das Ventil sich eröffnen soll, sodass die Eröffnung selbstthätig stattfinden kann, während nach der Hubmitte die Belastung wieder frei gegeben wird und das Ventil nach Malsgabe der Exzentergeschwindigkeit schliesst. Die Steuerung der Ventile der Filterpumpen ist die gleichartige. Für den Steuerungsantrieb dient die verlängerte Steuerwelle der Dampfmaschine (Sulzer-Ventilsteuerung).

Die beiden Maschinen wurden im Jahre 1886 gebaut, kamen wegen Verzögerung der Bauarbeiten aber sehr ver-

spät, Sommer 1888, zur Aufstellung und in Betrieb. Von Ende 1888 bis jetzt haben diese beiden Maschinen allein die ganze Wasserversorgung bewirkt, und zwar in ununterbrochenem, ungewöhnlich angestregtem Betriebe. Während dieser Zeit arbeitete stets eine Maschine mit täglich 24 stündiger Betriebszeit, die zweite mit 12 bis 15 stündiger Betriebszeit. Hierbei ist nicht die geringste Störung vorgekommen, und haben insbesondere auch die Ventile aller Pumpen tadellos entsprochen. Dies ist umsomehr hervorzuheben, weil diese Maschinen noch zu denjenigen gehören, bei welchen Riedlerpumpen ohne Vorbilder und vorangegangene besondere Erfahrungen ausgeführt wurden. Der Entwurf wurde sehr sorgfältig studirt und vorzüglich ausgeführt.

Die Maschinenfabrik hat für den gesammten Betrieb einen Kohlenverbrauch von nur 1 kg für die Stunde und Pumpenpfr. garantirt, die Pumpenleistung aus den thatsächlich gehobenen und gemessenen Mengen berechnet. Nach den Bestimmungen des Vertrages musste bei Ueberschreitung des Verbrauches der laufende Mehraufwand an Heizkohle kapitalisirt vom Lieferanten bezahlt werden, sodass jedem $\frac{1}{10}$ kg Mehrverbrauch 11000 fl. Holl. entsprachen. Die Ermittlung des Verbrauches musste nach 6 Monaten regelmäßigen Betriebes durch eine städtische Kommission stattfinden.

Bei den Uebernahmeversuchen waren beide Maschinen gleichzeitig in Betrieb und betrug hierbei für

	Maschine I	Maschine II
durchschnittliche Umdrehungen i. 1 Min.	60,58	60,68
Lieferung der Druckpumpen	260,1	262,3
Lieferungsgrad pCt.	97,6	98,4

Geleistete Pumpenarbeit: 277,3 Pfrk. bei einem Kohlenverbrauch von 3600 kg in 12 Stunden, d. s. 1,112 kg für 1 Std. und Pumpenpfr.

Die Widerstände für den Wasserweg zwischen Saugwasserspiegel und Wasserspiegel in den Windkesseln wurden nicht berücksichtigt, nur der Höhenunterschied zwischen den genannten Spiegeln. Für Verluste wurden keine Abzüge vom Kohlenverbrauch gemacht.

Diese Garantie, welche erst nach Abschluss des Vertrages zu meiner Kenntniss gelangte, ist nach meiner Ansicht unter den in Rotterdam gegebenen Verhältnissen unbedingt zu weit gehend und auch mit der besten Konstruktion und Ausführung nicht mit Sicherheit erreichbar, und zwar wegen der geringen Druck- und gesammten Förderhöhen, welchen gegenüber die unvermeidliche Leergangsarbeit der Pumpen in unvorteilhaftem Verhältnisse stehen muss, insbesondere wegen der Filterpumpen, welche normal mit nur 4 m Förderhöhe, davon nur 2 m Druckhöhe, zu arbeiten haben, dabei aber, der Stopfbüchsen usw. wegen, mit nicht wesentlich geringeren Leergangswiderständen arbeiten als die Druckpumpen. Getrennte Maschinen für die geringe Leistung der Filterpumpen würden den Gesamtverbrauch noch mehr erhöhen.

Bei den Uebernahmeversuchen wurde nach der Feststellung der Kommission der garantirte Kohlenverbrauch von 1 kg um $\frac{1}{10}$ kg überschritten. Es schwebt aber noch verschiedenartige Auffassung der Berechnungsart, die in den Lieferungsbedingungen ausdrücklich nicht angegeben war. Die städtische Kommission berechnete die Leistung der Filterpumpen aus dem thatsächlich gehobenen Wasser und der hydrostatischen Saughöhe vom Saugwasserspiegel bis Filterspiegel, und unter dieser Grundlage ergab sich die erwähnte Ueberschreitung. Hiergegen macht der Lieferant geltend, dass die Leistung der Filterpumpen aus dem thatsächlichen Widerstande berechnet werden müsse und dieser aus dem Indikatordiagramme zu bestimmen sei, und begründet weiter, dass diese Bestimmung des Widerstandes bei Uebernahme aller älteren, auch von derselben Firma an denselben Empfänger gelieferten Wasserwerksmaschinen in dieser Weise durchgeführt wurde, und dass die gleiche Berechnung bei Abgabe der Garantie auch für die neuen Maschinen vorausgesetzt wurde. Nach dieser letzteren wohl berechtigten Berechnung der Arbeit der Filterpumpen würde nach den Ergebnissen der Versuche die Kohlengarantie genau erreicht sein.

Mit Rücksicht auf die geringen Förderhöhen beider Pumpen muss selbst das Ergebnis nach der ersten Auffassung unter Berücksichtigung aller gegenwärtig vorliegenden Erfahrungen als ein vorzügliches und die Rotterdamer Anlage im Zusammenhange mit den gegebenen örtlichen und durch die Lieferungsbedingungen vorgeschriebenen Verhältnissen als eine sehr hervorragende Leistung bezeichnet werden.

Pumpwerk der chemischen Fabrik in Heilbronn.
 Gebaut von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G.
 (Fig. 58 bis 60.)

Der Verein chemischer Fabriken in Mannheim beschloss 1887, den ungünstigen zersplitterten Betrieb zahlreicher Pumpwerke in der chemischen Fabrik Heilbronn durch ein

Fig. 53.

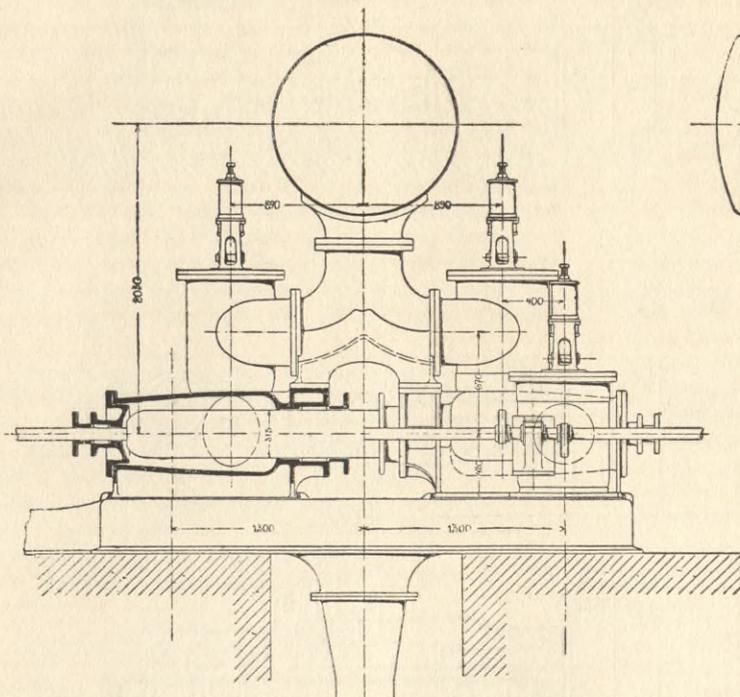
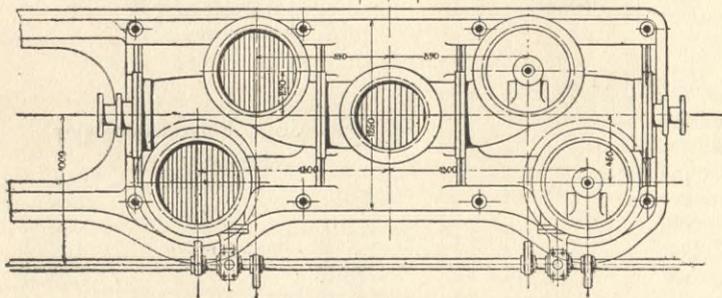
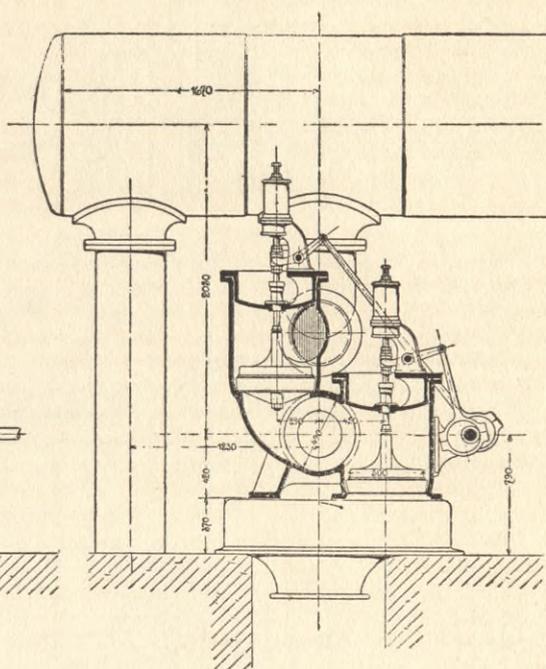


Fig. 54.



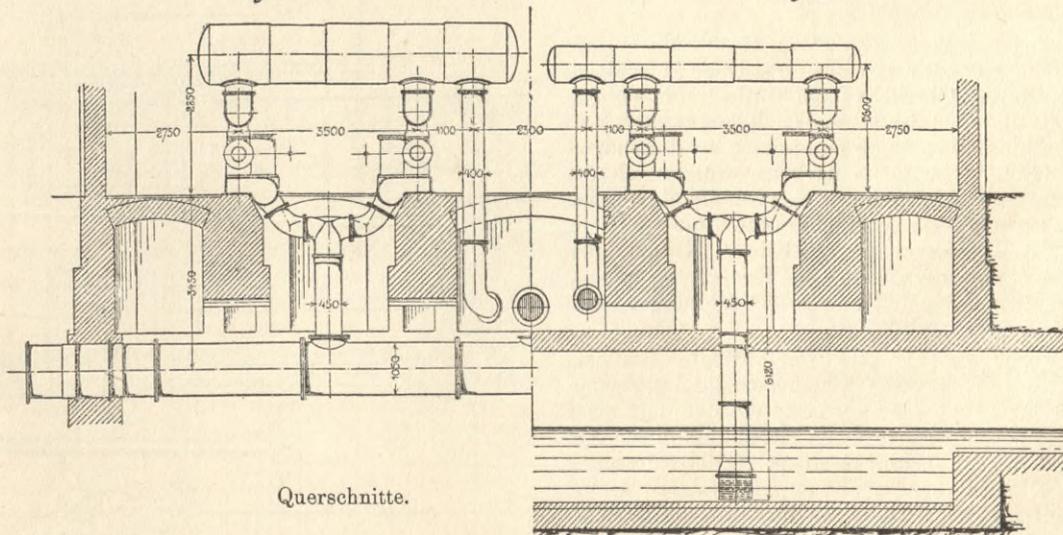
Wasserwerk der Stadt Rotterdam.

Turm- (Hochdruck-) Pumpen.
 Maßstab 1 : 50.

Fig. 55.

Fig. 56.

Fig. 57.



Querschnitte.

Turmpumpen.

Filterpumpen.

Maßstab 1 : 150.

Pumpwerk der chemischen Fabrik Heilbronn.

Fig. 58. Seitenansicht.

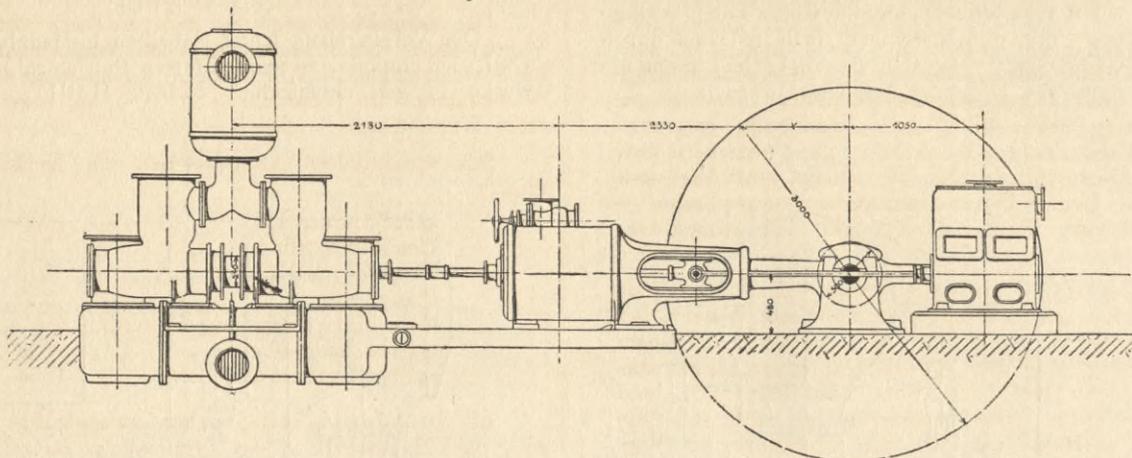
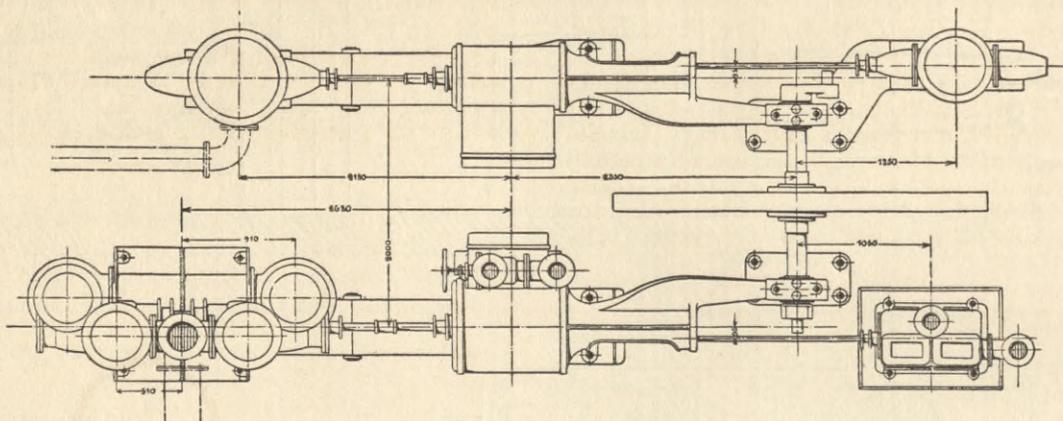


Fig. 59. Grundriss.



Maßstab 1:60.

gemeinsames Pumpwerk zu ersetzen. Es dienten für verschiedenartige Zwecke: Hebung von Neckarwasser in den Hochbehälter, Hebung von reinem Brunnenwasser und Kesselspeisung, mehrere Pumpwerke, welche im Laufe der Zeit mit dem zunehmenden Bedarf aufgestellt und jedes einzeln durch seine zugehörige Dampfmaschinen betrieben wurden. Der unvermeidlich große Dampfverbrauch dieser zahlreichen kleinen Maschinen, die schon durch ihre Bauart unvollkommen arbeiten und sich jeder guten Instandhaltung entziehen, ebenso auch die verzweigten langen Dampfleitungen machten es wünschenswert, den Pumpenbetrieb, soweit es die örtlichen Verhältnisse erlaubten, zu vereinigen.

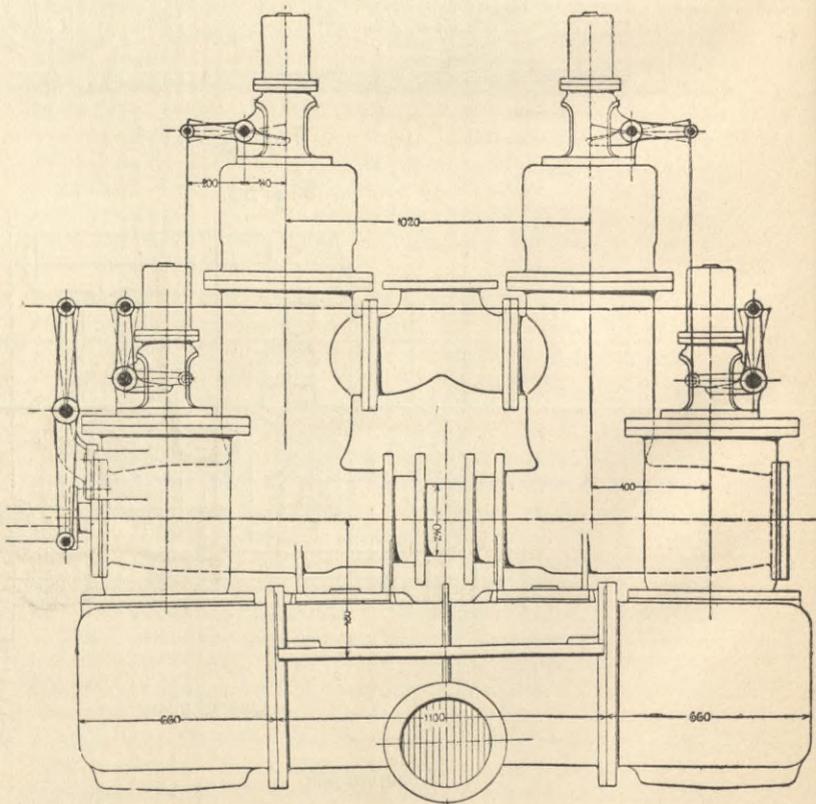
Es wurde zu diesem Zwecke neben dem Haupt-Maschinengebäude (für die Gaskompressoren) ein versenkter Maschinenraum ausgehoben, durch Oberlicht vom großen Maschinenraum aus belichtet und von letzterem auch zugänglich hergestellt. In diesem Maschinenraum wurde eine zweicylindrige Verbundmaschine (Fig. 58 bis 60) eingebaut, welche mit der verlängerten Kolbenstange des Niederdruckcyinders die doppelt wirkende Flusswasserpumpe, vom Hochdruckcyinder aus die Brunnenpumpe antreibt, während von beiden Kreuzköpfen aus nach vorwärts (Schwungradseite) die Kesselspeisepumpe und der Kondensator für die Dampfmaschine angetrieben werden.

Die Flusswasserpumpe (Fig. 60) erhielt Riedler-Pumpen, deren Ventile von der verlängerten Schieberstange des Grundschiebers des Niederdruckcyinders gesteuert werden, und zwar wie bei den beiden vorhin besprochenen Maschinen durch Abheben und Freigeben der Ventilbelastung. Die Bewegung der Schieberstange wird auf einen doppelarmigen Hebel und von diesem auf die Steuerhebel der Pumpenventile übertragen.

Aehnliche Pumpwerke sind noch für mehrere andere Fabriks-Wasserversorgungen ausgeführt worden.

Fig. 60. Flusswasser-Pumpe.

Maßstab 1:25.



Das neue Wasserwerk in Pilsen.

Gebaut von E. Skoda in Pilsen

(Fig. 61 u. 62 und Taf. XXI.)

Die Pumpwerkanlage besteht aus zwei doppelt wirkenden Filterpumpen, jede getrennt durch eine eincylindrige Dampfmaschine mit Doppelschieber-Steuerung angetrieben; die Pumpenventile (Stufen-Ringventile) sind nicht gesteuert, da die grösste Umdr.-Zahl 40 i. d. Min., die Förderhöhe nur 4 m beträgt. Außerdem enthält die Anlage zwei Verbunddampfmaschinen, hinter Hoch- und Niederdruckzylinder je eine doppeltwirkende Riedler-Pumpe für den Hochdruckbetrieb.

Für die Anlage (1887 entworfen) war verlangt, dass jede Hochdruckmaschine bei 25 Min.-Umdr. 6000 cbm Wasser täglich liefert und bis 50 Min.-Umdr., d. s. 12 000 cbm Tagesleistung, steigerungsfähig ist. Die Filterpumpen saugen das Wasser aus dem Fluss oder dem Sammelbrunnen und heben es in die Filter. Der Sammelbrunnen steht mit dem Flusse durch ein Rohr von 500 mm Lichtweite in Verbindung; die Absenkung in diesen Brunnen war mit 1 m anzunehmen. Die grösste Saughöhe für die Filterpumpen beträgt 6 m.

Von den Druckpumpen wurde zweierlei Betrieb verlangt. Sie entnehmen das Wasser entweder aus den Filter-Sammelbehältern und drücken das filtrirte Wasser in den Hochbehälter bei etwa 60 m Druckhöhe, oder sie entnehmen das Wasser unter Umständen den Filtern unmittelbar. Im Bedarfsfalle endlich müssen die Hochdruckpumpen auch unmittelbar aus dem Sammelbrunnen, d. i. aus dem Flusse, saugen, wobei die grösste Saughöhe (7 m) erreicht wird. Auf den Betrieb einer Maschinenhälfte allein wurde verzichtet. Die

erwähnten Bedingungen machten die Anlage der auf Taf. XXI dargestellten doppelten Saugleitungen (420 mm l. Dmr.) und deren Absperrungen notwendig.

Die Saughöhen ergaben sich hierbei: von Mitte der Druckpumpen bis Wasserspiegel im Sammelbehälter — 3 m, bis Wasserspiegel in den Filtern + 0,2 m und bis zum normalen Wasserspiegel im Sammelbrunnen — 5,6 m, bezw. bei niedrigstem Wasserstande — 6,88 m.

Die wesentlichen Abmessungen der Hochdruckpumpen sind:

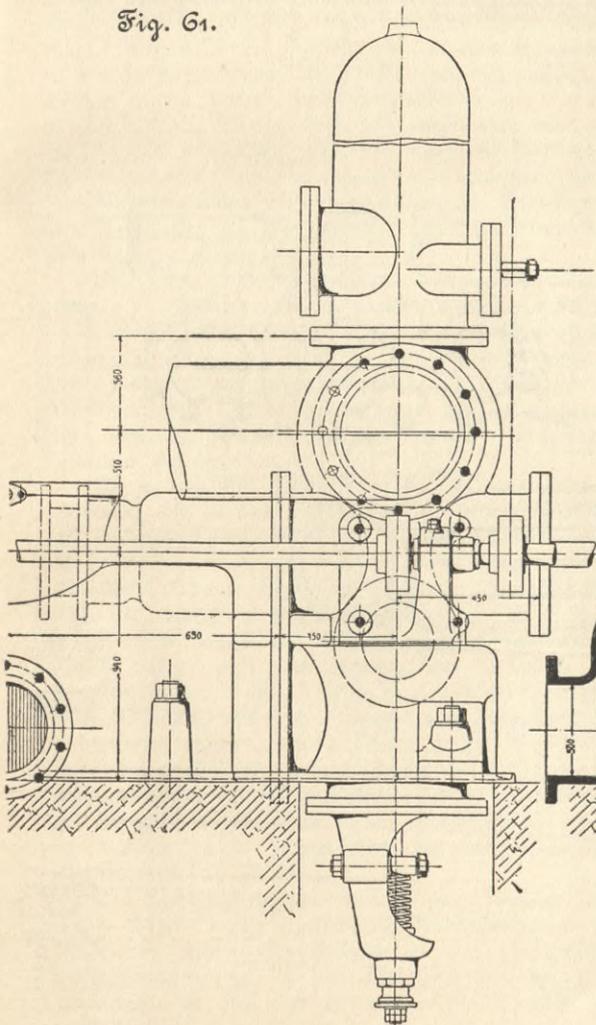
gemeinsamer Hub	1000 mm
Hochdruckzylinder	540 »
Niederdruckzylinder	800 »
Plungerdmr.	250 »
Kesseldampfspannung Ueberdr.	6½ Atm.
grösste Saughöhe	7 m
grösste Förderhöhe	70 m

Die Hochdruckzylinder haben zwangläufige Ventilsteuerung nach Hackworth in der verbesserten Bauart von Radovanovic, der schon früher die Hackworthsteuerung dadurch verbesserte, dass der Schleifbacken in die Erweiterung der Exzenterstange gelegt wurde (Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1888 S. 1066 Jubiläumsausstellung, Wien), sodass die Uebertragung in einer Ebene und frei von zufälligen Fehlern erfolgt¹⁾. Bei den Pilsener Wasserwerksmaschinen ist die Prismenführung ganz beseitigt und durch Lenker ersetzt, welche mit geringerem Reibungswiderstand arbeiten²⁾.

¹⁾ D. R.-P. 51247.

²⁾ D. R.-P. 51876.

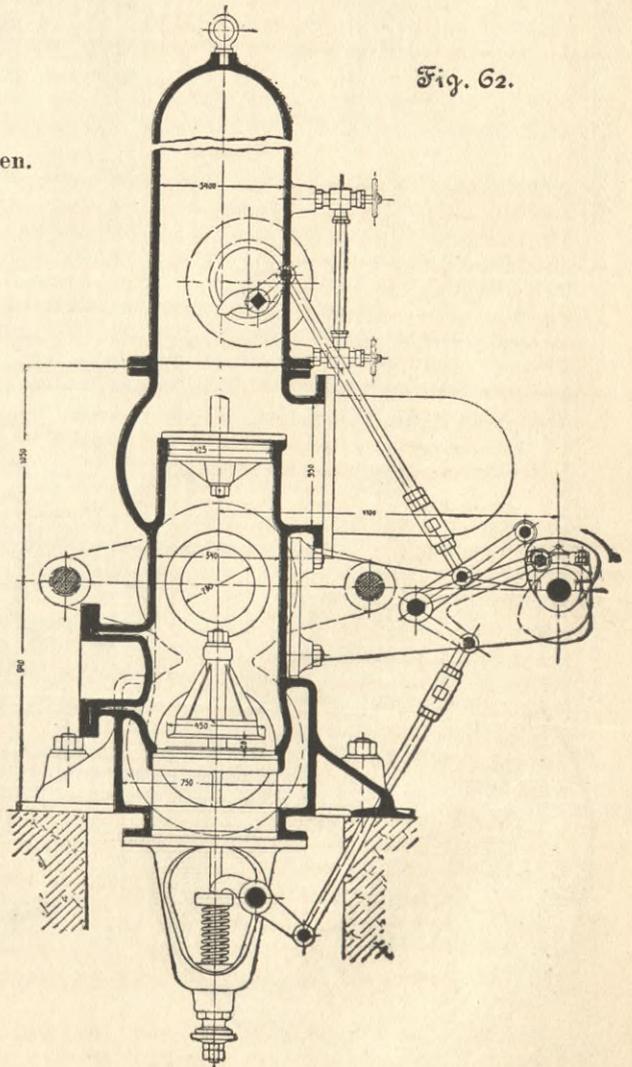
Fig. 61.



Wasserwerk in Pilsen.

Druckpumpen.
Mafsstab 1 : 25.

Fig. 62.



Wasser, der genannten Stelle entnommen, als sehr ungünstig für den Kesselbetrieb usw.

Diese Umstände machten eine Neuanlage notwendig, und zwar musste wegen des großen Kochsalzgehaltes des bisher beschafften Wassers die Wasserversorgung unbedingt von der etwa 2 Kilometer entfernten Ruhr erfolgen. Die Erbauung des Wasserwerkes in unmittelbarer Nähe des Flusses war aber Hochwasserverhältnisse wegen unthunlich, und blieb keine andere Wahl, als die Saug- und Filterbrunnen in unmittelbarer Nähe der Ruhr anzulegen und zwei Saugleitungen bis zur etwa 1 Kilometer entfernten Pumpenanlage herzustellen, welche zweckmäßig erst in dieser Entfernung am Damm des Kaiserhafens erbaut werden konnte.

Es waren zunächst die Bedenken gegen solche lange Saugleitung zu erwägen. Man beabsichtigte, zwei Pumpmaschinen aufzustellen, deren jede 5 cbm i. d. Min. ansaugt und auf 40 m Höhe drückt; dabei waren 2 Saugleitungen von je 400 mm lichtem Dmr., aber nur eine gemeinsame Druckleitung von 400 mm lichtem Dmr. bei etwa 1200 m Länge in Aussicht genommen. Die genaue Berechnung ergab jedoch für den Betrieb der beiden langen Saugleitungen keine erhebliche Betriebsgefahr. Die Wassergeschwindigkeit beträgt 1,4 m, wenn ein Saugrohr abgestellt und beide Pumpen in Betrieb sind, bzw. 0,7 m, wenn beide Saugröhren und beide Pumpen in Betrieb stehen.

Unter der Annahme, dass der Betrieb beider Pumpen aus irgend welcher Ursache unterbrochen werde, ergab die Berechnung des Massendruckes zuverlässige Betriebssicherheit. In dem Falle, dass die Saugleitungen mit den Pumpen unmittelbar verbunden werden, unter Einschaltung eines großen Saugwindkessels vor den Pumpen, ergab die Berechnung im ungünstigsten Falle eine Druckerhöhung im genannten Windkessel von 2 Atm., hervorgerufen durch den Massendruck. Solche Druckerhöhung schien gegenüber der geplanten Ausführung unbedenklich; nachdem aber, nach erfolgtem plötzlichem Stillstand der Pumpen, der anwachsende Windkessel-Druck in kurzer Zeit den Gegendruck auf die strömende Wassersäule und das Zurückpendeln der letzteren verursachen musste, so wurde vorgezogen, die Druckerhöhung vollständig zu vermeiden durch Anlage eines Sammelbrunnens vor den Pumpen, in welchen die Saugröhren frei ausgießen, und aus welchem die Pumpen ansaugen. Hierbei ergab die Berechnung für den Fall plötzlicher Unterbrechung der Ansaugung eine Erhöhung des Wasserstandes im Sammelbrunnen, hervorgerufen durch den Wasserdruck, die gegenüber den örtlichen Verhältnissen vollständig zulässig war.

Der niedrigste Wasserstand war auf + 20 m N.-N., der höchste auf + 29,3 m N.-N. anzunehmen, und da die Maschinensole zur Sicherung gegen Ueberflutung unbedingt über + 30 m zu legen war, so blieb nur die Wahl zwischen stehenden Druckpumpen in ausgemauertem Schacht oder Ausführung von besonderen Zubringpumpen bei Anwendung von über Flur liegenden Pumpen, durch liegende Dampfmaschinen unmittelbar angetrieben.

Es wurde die Ausführung der letzteren Anordnung entschieden, die in den Fig. 63 u. 64 veranschaulicht ist. Die Zubringpumpen sind in einen Schacht eingebaut und werden senkrecht von oben von der zweiten Stirnkurbel der Schwungradwelle (700 mm Hub) angetrieben. Dieselbe Kurbel treibt auch die über Flur liegende Luftpumpe. Jede Zubringpumpe ist einfach wirkend, mit Plunger in geschlossenem Druckraum, sodass Saug- und Hubwirkung nur auf den Aufgang des Plungers fallen. Die Ventile sind selbstthätige gewöhnliche Gummiventile. Saug- und Druckwindkessel sind unmittelbar unter- bzw. oberhalb der Ventile angebracht. Trotz dieser Windkesselanordnung und trotz sehr reichlicher Bemessung der Ventilquerschnitte haben diese Zubringpumpen den Anforderungen nicht ganz entsprochen; sie sind zwar von Anfang an in ungestörtem Betrieb, aber der Gang ist nicht vollständig stoffsrei.

Die Zubringpumpen fördern das Wasser in ein senkrechte Standrohr neben den Druckpumpen. Aus diesem Standrohre fließt das Wasser in den Saugwindkessel der Druckpumpen und in das Einspritzrohr des Kondensators. Außerdem ist für das überschüssige Wasser ein Ueberfall angebracht.

Die Druckpumpen werden von der liegenden Antriebmaschine unmittelbar angetrieben. Die beiden Stopfbüchsen der Druckplunger liegen ganz unter Wasser; das Mittelstück bildet den Saugwindkessel. Die Druckwindkessel sind unmittelbar über den Druckventilen angebracht. Die Steuerungen werden von der verlängerten Schieberstange des Grundschiebers der Dampfmaschine zwangsläufig geschlossen; die Uebertragung der Schlussbewegung erfolgt auf eine schwingende Scheibe und durch Kniehebel auf die 4 Pumpenventile.

Die Druckpumpen haben sich vom ersten Anlassen an vollständig bewährt und arbeiten stoffsrei. Die Umdr.-Zahl i. d. Min. ist 60.

Das neue Wasserwerk der Stadt Leipzig,

erbaut von A. Thiem in Leipzig.

(Pumpmaschinen ausgeführt von der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz.)

(Fig. 65 bis 71. Tafel XXII und XXIII.)

Von dem Erbauer des hochinteressanten neuen Leipziger Wasserwerkes, Hrn. A. Thiem, wurde ich zur Zeit der Vergebung der Maschinen eingeladen, am Entwurfe der Pumpmaschinen mitzuwirken, nachdem Riedler-Pumpen im Entwurfe schon vorgesehen und der liefernden Maschinenfabrik aufgetragen waren. Ich fand einen vollständigen von Hrn. Thiem aufgestellten Gesamtentwurf des Pumpwerkes vor, so wohl durchdacht und den gegebenen Verhältnissen angepasst, dass sich meine Mitwirkung nur auf die Ausbildung der Einzelheiten und Benutzung der seither gemachten Erfahrungen beschränkte.

Durch diese Mitarbeit hatte ich Gelegenheit, die höchst lehrreichen Bauausführungen genau kennen zu lernen, die sich insbesondere durch Einfachheit, Zweckmäßigkeit und Anpassung an die eigenartigen örtlichen Bedingungen hervorragend auszeichnen, im Gegensatz zu den leider häufigen schablonenhaften Anlagen, die vollständig gleichartig unter den denkbar verschiedensten örtlichen Bedingungen ausgeführt wurden, wo letztere doch naturgemäß durch ihre Verschiedenartigkeit auch durchaus verschiedenes unabänderlich bedingen.

Nachdem Hr. Thiem bisher nicht Veranlassung fand, die Wasserwerksanlage ausführlicher zu veröffentlichen, benutze ich diesen Bericht dazu, eine allgemeine Uebersicht der Anlage und der wesentlichen Einzelheiten der Wassergewinnung und Wasserhebung zu geben, und ich verdanke Hrn. Thiem die freundlichst gewährte Zustimmung. Ich entnehme zunächst den 1887 für die Leipziger Hauptversammlung (s. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1887 S. 860) von Hrn. Thiem aufgestellten allgemeinen Angaben das nachfolgende und füge ihnen die für das Verständnis erforderlichen vollständigen Zeichnungen und Skizzen bei.

Allgemeines.

Das ältere Wasserwerk bei Connewitz liefert je nach seiner Beanspruchung bis zu 22 000 Tageskubikmeter Wasser, welches sich zu etwa einem Drittel aus Grundwasser und zu zwei Dritteln aus künstlich filtrirtem Pleiße-wasser zusammensetzt. Die notwendig gewordene Erweiterung des älteren Werkes sollte sich derart vollziehen, dass die neu zu beschaffenden Wassermengen in Form von künstlich filtrirtem Pleiße- bzw. Elsterwasser gewonnen werden sollten. Die städtischen Behörden beschlossen jedoch, zunächst die Umgebung von Leipzig bis zu praktisch erreichbaren Entfernungen hydrologisch untersuchen zu lassen, und es vom Ausfalle der Untersuchungen abhängig zu machen, ob die Stadt gezwungen sei, sich mit künstlich filtrirtem Flusswasser wohl oder übel zu begnügen, oder in die günstige Lage kommen werde, unterirdisch fließende Grundwasserströme nutzbar zu machen.

Die Tageslieferung des neuen Werkes sollte, unabhängig vom alten, 30 000 cbm Wasser betragen.

Die hydrologischen Untersuchungen sind erfolgreich gewesen.

Die besonderen Ergebnisse sind veröffentlicht durch A. Thiem: 1. Die Wasserversorgung der Stadt Leipzig.

Vorprojekt. Leipzig 1879. 2. Beitrag zur Kenntnis der Grundwasserverhältnisse im norddeutschen Tieflande. Journ. f. Gasbel. u. Wasserversorgung, 1881. 3. Bau und Betrieb einer neuen Brunnenform. Ebenda, 1885, S. 140.

Ueber die geologischen Verhältnisse giebt Auskunft: H. Credner: Geologische Spezialkarte des Königreichs Sachsen. Sektion Naunhof nebst Erläuterungsheft.

Der Bezugsort des Wassers liegt im Staatswalde bei Naunhof, 17 km, in der Luftlinie gemessen, vom Mittelpunkt der Stadt entfernt in etwa südöstlicher Richtung.

Die Länge des hydrologisch untersuchten Untergrundes beträgt örtlich 5 km, die mittlere Breite 3 km. Auf grund der Untersuchungen stellte sich der wasserführende Untergrund als eine Röhre mit stark in die Breite gezogenem Querschnitt dar. Die wasserdichten Wandungen werden gebildet: oben durch einen wasserdichten lössähnlichen Decklehm von durchschnittlich 2 m Mächtigkeit, unten durch Porphyry oder tertiäre Thone, seitlich-westlich durch tertiäre Thone und seitlich-östlich durch Phosphoryr. Die Röhre ist gefüllt in ihrer ganzen Ausdehnung mit echt fluvialen Gebilden, bestehend aus Kiesen und Sanden altdiluvialen Muldenschotters. Diese durchlässigen Massen werden von Wasser in solcher Menge durchströmt, dass es allseitig unter Spannung steht und an einzelnen Punkten nach Durchstechung des Decklehmes freifließend zu Tage tritt, sich also unter artesischer Spannung befindet. Das Wasser durchfließt die örtlich gekannte Länge der Röhre von Südost nach Nordwest mit einem Reibungsverlust, also einem Gefälle von 5,5 m auf etwa 5000 m bei mittleren hydrologischen Zuständen. Der benetzte Röhrenquerschnitt beträgt etwa 36 000 bis 40 000 qm. Die Schwankungen im Grundwasserspiegel vollziehen sich nicht, wie bei freiem Spiegel, fortlaufend mit der Strömungsgeschwindigkeit, sondern, entsprechend dem gespannten Zustande des Wassers, nahezu gleichzeitig über das ganze Versuchsfeld. In etwa halber Höhe der wasserführenden Schicht liegt ein weniger durchlässiges Band von feineren Sanden, wodurch die Ausbildung zweier hydrologisch verschiedener Wasserstockwerke bewirkt wird. Damit steht im Zusammenhang der Eisengehalt des Wassers an bestimmten und nahezu unverschieblich begrenzten Orten.

Die Wasserfassung.

Das untere Wasserstockwerk ist eisenfrei, das obere teilweise eisenhaltig. Orte, mit dieser Eigenschaft behaftet, mussten von der Fassungsanlage ausgeschlossen werden; deshalb konnte letztere nicht derart ausgeführt werden, dass ihre Wirkung sich gleichmäßig verteilt über das Feld erstreckte, es mussten vielmehr die eisenfreien Stellen für eingreifende Entnahme benutzt und die eisenhaltigen nach Möglichkeit davon ausgeschlossen werden.

Die Fassungsanlage hat eine Länge von 1700 m und besteht in der Hauptsache aus 5 Ringbrunnen, Taf. XXIII (Fig. 8 bis 12), die in geradliniger Reihenfolge senkrecht zur Strömungsrichtung des Grundwassers und in nahezu gleichen gegenseitigen Abständen erbaut sind. Je ein Ringbrunnen besteht aus 20 Rohrbrunnen, Taf. XXIII (Fig. 1 bis 7), angeordnet auf dem Umfange eines Kreises von 20 m Dmr. und in Tiefen von 11 bis 15 m unter Flur reichend. Die Saugröhren der einzelnen Rohrbrunnen vereinigen sich nach ihrem Uebergang aus der senkrechten in die wagerechte Lage in radialer Richtung im Mittelpunkt des Kreises; von dort aus wird die Summe ihrer Wasserergiebigkeit in einem Rohrkörper vereinigt, der sich an eine Heberleitung anschließt, welche schließlich die Wassermengen aller Brunnen nach einem gemauerten Schachtbrunnen, dem Sammelbrunnen (Textfig. 68), abführt und dort in einer senkrechten Leitung mündet. Aus dem Sammelbrunnen schöpfen die Pumpen, senken daselbst den Wasserspiegel und bewirken die Thätigkeit der Fassungsanlage; diese bezw. die zu ihr gehörigen Rohrleitungen wirken demnach als Heber, dessen einer Schenkel im Sammelbrunnen liegt, während die anderen Schenkel aus den Saugröhren der einzelnen Rohrbrunnen gebildet werden.

Zwischen den Ringbrunnen verteilt liegen noch 40 Stück einzelne Rohrbrunnen, welche unmittelbar an die Heber-

leitung sich anschließen, sodass im ganzen 140 Stück Rohrbrunnen in Wirksamkeit gesetzt werden können.

Die Durchmesser der Heberleitung schwanken zwischen 500 und 800 mm; die Saugröhren der Rohrbrunnen haben einen solchen von 100 mm. Der tiefste abgesenkte Wasserspiegel soll nicht mehr als 8 m unter Flur liegen.

Die Wasserhebung.

Es sollen täglich 30 000 cbm Wasser gefördert werden. Unter Berücksichtigung der Höhenlage des Saugwasserspiegels und des für die Stadt nötigen Versorgungsdruckes, sowie der Widerstände in den Leitungen, muss das Wasser 32 m hoch gehoben, also eine Arbeit von rund 150 Pfr. geleistet werden. In anbetracht der Lieferungsfähigkeit des bestehenden Werkes ist zunächst nur die Aufstellung der Kessel und Maschinen ohne Reserve für die genannte Leistung erfolgt. Es sind 2 Dampfkessel von je 80 qm Heizfläche mit Ten-Brink-Apparat, Flammröhren und Vorwärmer aufgestellt, welche den Dampf für zwei Verbundbalanciermaschinen liefern. Letztere haben 430 bezw. 660 mm Cylinderbohrung und machen im normalen Betriebe, bei 1000 mm Hub, 40 Umdr., bei angestregtem Betriebe 50 Umdr. i. d. Min. Die Maschinen haben Ventilsteuerung mit Auslösung und von Hand verstellbarer Expansion und arbeiten mit einer Anfangsspannung von 6 Atm. Ueberdruck, 13,7-facher Gesamtexpansion und Kondensation. Beide Cylinder sind in Flurhöhe gelagert; sie verrichten gleiche Arbeit und übertragen sie durch die nach unten verlängerte Kolbenstange auf je eine gekuppelte Plungerpumpe von 310 mm Kolben-Dmr..

Neues Wasserwerk der Stadt Leipzig.

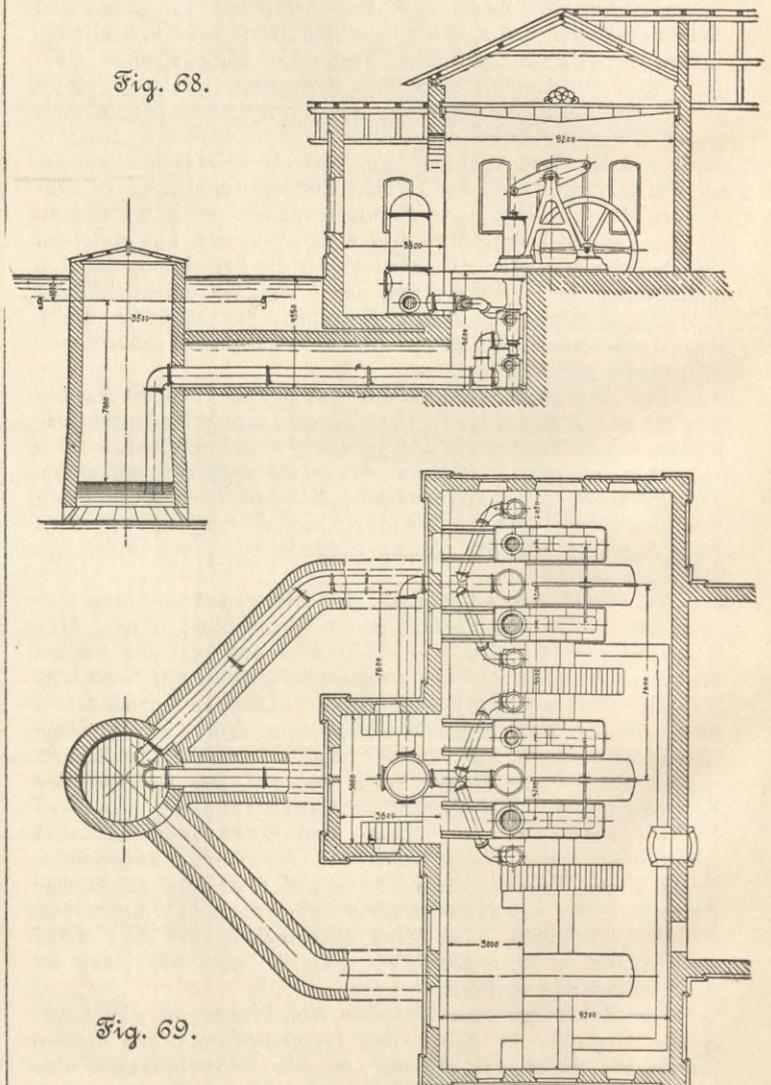


Fig. 68 und 69. Anordnung des Pumpwerkes.

Mafsstab 1:300.

Neues Wasserwerk der Stadt Leipzig.

Fig. 65. Querschnitt.

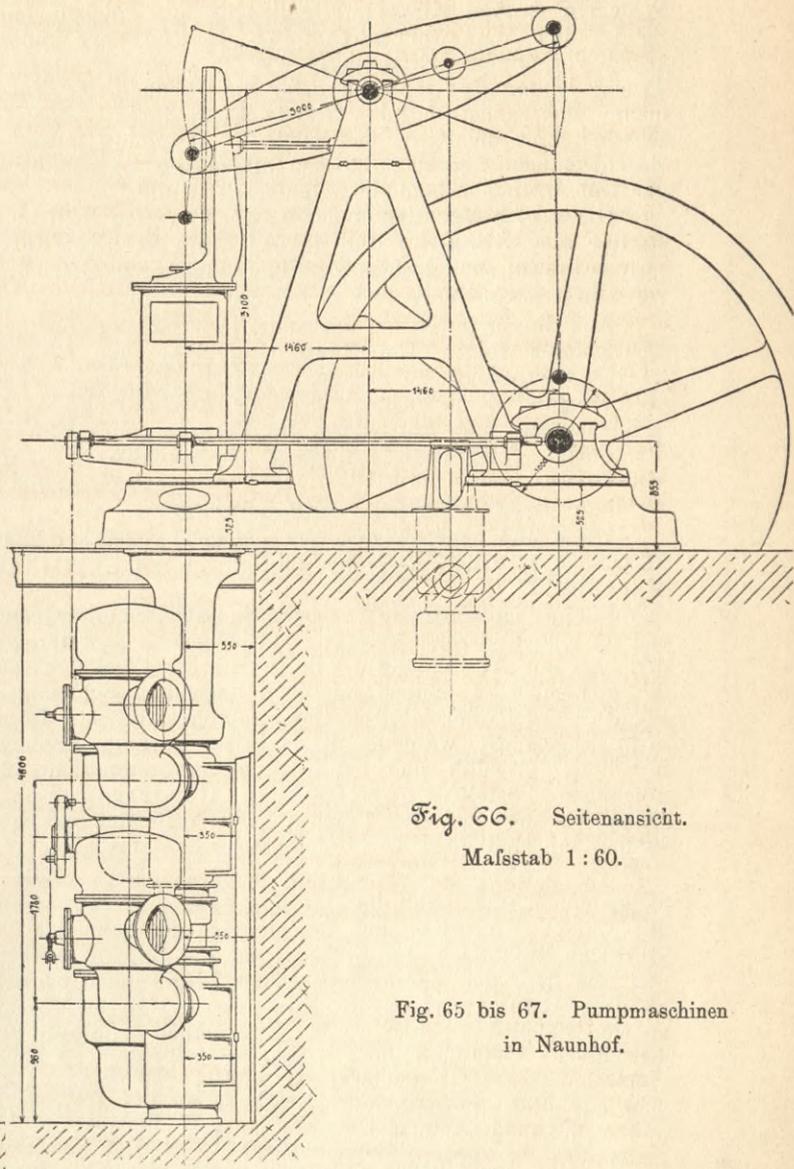
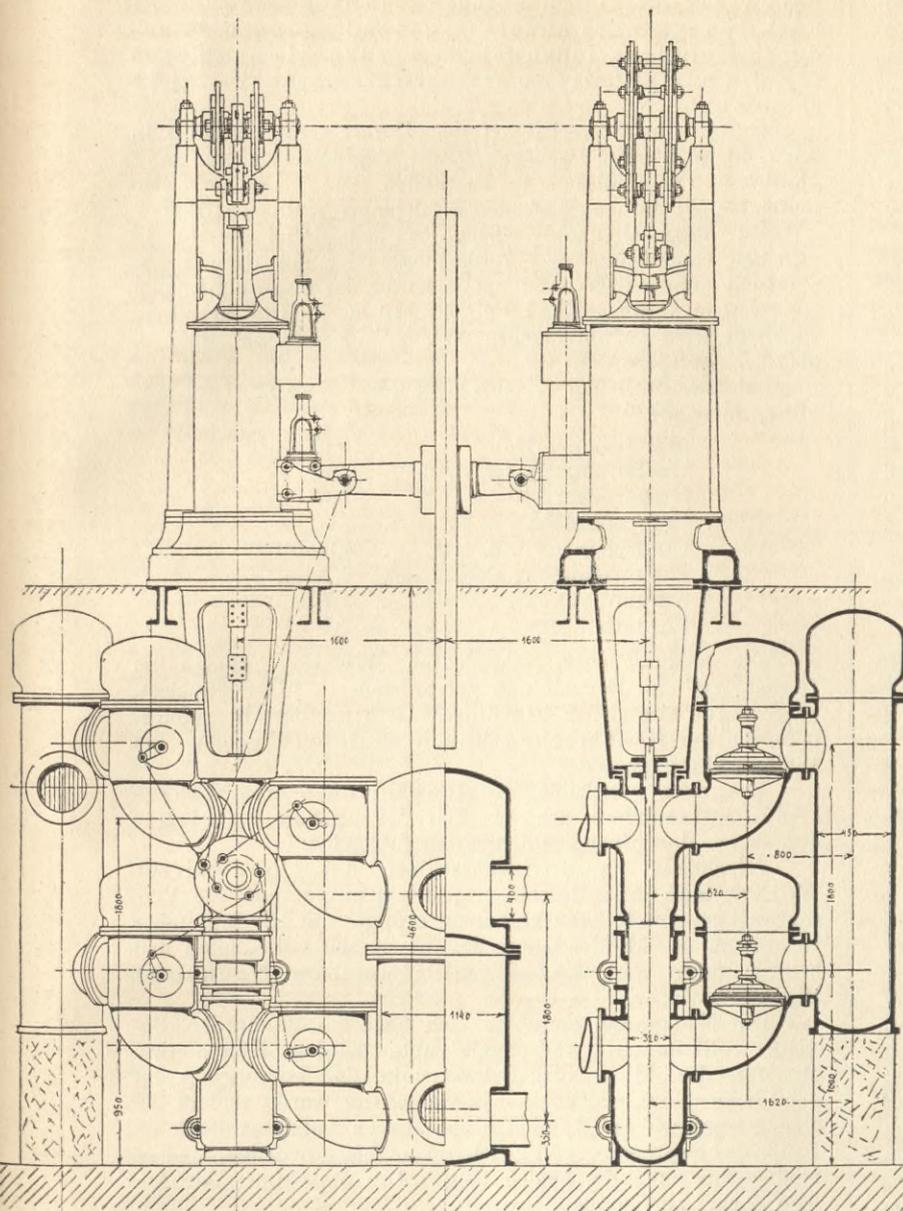


Fig. 66. Seitenansicht.

Maßstab 1:60.

Fig. 65 bis 67. Pumpmaschinen in Naunhof.

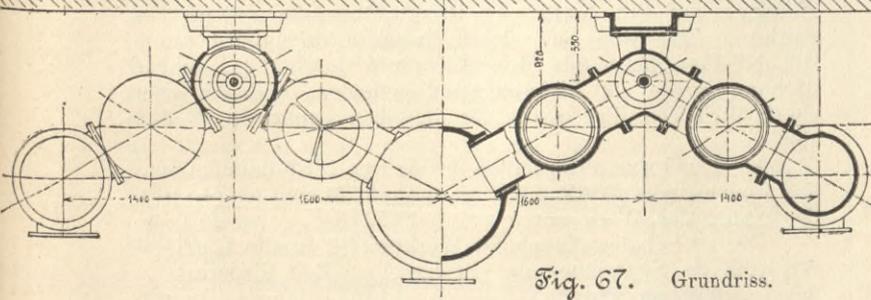


Fig. 67. Grundriss.

welche, unter Flur gelagert, in fester maschineller Verbindung mit den Dampfzylindern sich befindet und außerdem in die Fundamente verankert ist.

Es laufen nur die schwankenden und diejenigen Arbeitsmengen durch den Balancier, welche zum Antriebe der verschiedenen Luft- und Wasserpumpen notwendig sind. Der schmiedeeiserne Balancier ist auf A-Trägern aufgelagert; Biegungsspannungen sind dadurch fast vollständig ausgeschlossen und jede Verbindung des Gestelles mit den Umfassungswänden des Gebäudes vermieden.

Die Maschinenfundamente und Grundmauern der Gebäude sind aus Stampfbeton hergestellt.

Sämtliche Pumpenventile sind nach Riedler's Patent gesteuert.

Die Gesamtanordnung der Kessel und Maschinen und des Sammelbrunnens sind in Fig. 68 u. 69 dargestellt, die Anordnung der Maschine und Druckpumpe in den Figuren 65 bis 67. Die Steuerung der Riedler-Pumpen erfolgt von der Steuerwelle der Dampfmaschine aus durch einen am Ende derselben befestigten zweiseitig wirkenden Daumen, der durch eine Zugstange eine schwingende Scheibe bewegt, von welcher aus die Schlussbewegung auf die 4 Pumpenventile übertragen wird.

Die Gründe, welche zu dieser Anordnung der Maschinen und zum gewählten Entwurf der Einzelheiten führten, lasse ich wörtlich folgen:

»Bei Entwurf der Anlage handelte es sich darum, dieselbe in ihrer Gesamtheit gut, zweckmäßig und billig herzustellen. Der Bau setzt sich aus verschiedenen Gliedern zusammen: Maschinen, Kesseln, Fundamenten und Gebäuden; es sollte nicht jedes dieser Glieder an sich die genannten Bedingungen erfüllen, sondern alle zusammen genommen. Es konnten deshalb recht teure Maschinen angeschafft werden, wenn durch deren Konstruktionsart eine hinreichend große Ver-

billigung der Gebäude und Fundamente bedingt und ermöglicht wurde.

Die wasserführende Schicht, aus welcher das Versorgungswasser entnommen werden sollte, besteht aus altdiluvialen Muldenschotter in einer Mächtigkeit bis zu 15 m, und mehrere Schichten groben Kiesel wechsellagern mit solchen feiner Sande; der Wasserreichtum ist ein großer, und aufgrund vorgängiger Erfahrungen war zu erwarten, dass bei Trockenlegung der Baugrube für die Gebäude und Fundamente das einströmende Grundwasser durch seine Geschwindigkeit die Kiese und Sande in Bewegung setzen, sie einschweben und dadurch eine allgemeine Lagenänderung der Untergrundsbestandteile veranlassen würde.

Die große Mächtigkeit der wasserführenden Schicht gestattete eine Senkung des natürlichen Grundwasserspiegels von mindestens 7 m im zukünftigen Betrieb als vorteilhaft anzunehmen und zu bewirken.

Aus diesen durch die unabänderliche Sachlage bedingten Erwägungen folgt: Die Baugrube muss eine möglichst kleine Grundfläche erhalten, und die Pumpen müssen tief liegen, d. h. kleine horizontale Ausdehnung des Maschinenhauses und Aufstellung der Pumpen unter Flur sind die Folge. Die erste Bedingung ist von horizontalen Maschinen gar nicht erfüllbar, die letztere schwierig und im Zusammenhang mit ersterer noch schwieriger.

Diese und auch einige andere allgemein gegen horizontale Maschinen sprechenden Gründe führten zur Wahl vertikaler Maschinen.

Für größere vertikale Wasserwerksmaschinen mit Schwungrad ist eine andere, konstruktiv befriedigende Gestaltung als diejenige mit Anwendung des Balanciers nicht bekannt; auch die stehenden Maschinen mit oben liegendem Schwungrad können wegen der großen Gesamthöhe als gute Lösung nicht angesehen werden. Es wurden deshalb Balanciermaschinen gewählt und dabei die selbstverständlichen Bedingungen gestellt: unmittelbare Uebertragung der Dampfleistung auf die Pumpen und vollständiger Kraftschluss innerhalb der Konstruktionsteile der Maschine.

Als Anzahl der minutlichen Umdrehungen wurde 40 angenommen und dafür die Maschine gebaut; hierauf wurden die Dampf-, Arbeits- und Beschleunigungsdrucke für verschiedene Stellungen des Kolbens und der Zapfen berechnet und aus den sich daraus ergebenden Diagrammen beurteilt, ob ohne Rücksicht auf die Pumpenventile die Maschine an sich stoffsrei arbeiten werde. Bekanntlich erfüllt die Seite des kleinen Cylinders diese Bedingung für eine weit höhere Umdrehungszahl als diejenige des großen; für letztere ergab sich mit aller Sicherheit ein stoffsreier Gang bei 40 Umdr., und wahrscheinlich auch bei 50 i. d. Min.

Da die geodätische Saughöhe mehr als 6 m für die oberen Pumpen betrug, so blieb für Beschleunigungsdrucke und Widerstände in den Pumpen und Ventilen nicht mehr viel übrig, und jene mussten soweit als möglich herabgezogen werden. Schwere oder dauernd mit Kräften belastete Ventile zur Erzielung eines sicheren Schlusses waren demnach ausgeschlossen und leichte Ventile mit zwangsläufigem Schlusse nach Riedler's Konstruktion wurden eingeführt. Wenn auch nicht notwendig, wurden dennoch Saug- und Druckventile gleichartig behandelt.

Die ausgeführte Maschine hat gezeigt, dass 53 Umdr. i. d. Min. stoffsrei erzielt werden, und ein mehr als zweijähriger Betrieb hat ungefähr 50 Min.-Umdr. als angemessen und vorteilhaft nachgewiesen. Eine Steigerung, die noch leicht durchführbar wäre, ist nur deshalb nicht gerechtfertigt, weil die hydraulischen Widerstände stark wachsen und den wirtschaftlichen Gang des Betriebes beeinträchtigen.

Die Rücksichten, welche für kleine horizontale Abmessungen des Maschinenhauses maßgebend waren, gelten, wenn auch stark abgeschwächt, für das Kesselhaus. Bei 50 Umdr. beträgt die Tagesleistung des Werkes 38 000 cbm auf 32 m Höhe zu fördern. Diese Leistung wurde halbirt und je von einer Maschine mit Kessel erzeugt, während eine 3. Maschine mit Kessel im Rückhalt steht. Das Maschinenhaus hat 226 qm und das Kesselhaus 175 qm lichte Grundfläche, sodass

für die ganze Anlage auf Maschinen und Kessel nur 401 qm entfallen.

In dieser Weise ist die Anlage aus den vorhandenen Verhältnissen herausgewachsen, und damit auch gesagt, dass andere Grundbedingungen zu anderen Konstruktionen führen werden. Einen Typus für die vorteilhafteste Wasserwerksmaschine giebt es nicht.

Durch die Einverleibung der Vororte von Leipzig in Alt-Leipzig werden weitere 30 000 Tageskubikmeter unter ähnlichen Verhältnissen zu beschaffen sein. Die mit den laufenden Maschinen gemachten Erfahrungen sind so zufriedenstellend, dass eine Abweichung von den dabei leitend gewesenen Grundsätzen ein Rückschritt oder ein teureres Experiment sein würde. Es hat sich nur die ursprünglich angenommene Umdr.-Zahl von 40 als zu niedrig herausgestellt; es wird zu untersuchen sein, ob sie nicht auf 60 i. d. Min. zu erhöhen ist.«

Die wesentlichen Abmessungen der Naunhofer Maschinen sind:

gemeinsamer Hub	1000 mm
Hochdruckcylinder	430 »
Niederdruckcylinder	660 »
Pumpenkolben	310 »
Umdrehungen i. d. Min.	40—50
Dampfspannung, Ueberdruck	6 Atm.
Saughöhe	7 m
Förderhöhe	32 »

Die beiden zuerst aufgestellten Maschinen kamen im Herbst 1887 in Betrieb und entsprachen in jeder Hinsicht, 1888 wurde die dritte gleiche Maschine bestellt, gleichfalls von der Sächsischen Maschinenfabrik gebaut und 1889 in Gang gesetzt.

Aus dem amtlichen Betriebsberichte des Jahres 1887, insbesondere aus der Zeit des ersten Betriebes der neuen Maschinen, entnehme ich folgendes:

»Nachdem die Betriebsmaschinen des Connewitzer Werkes noch einen letzten, angestrengten Sommer die Versorgung der Stadt bewirkt hatten, erfolgte am 19. September vormittags die Miteinstellung des inzwischen vollendeten und bereits durch mehrtägigen Betrieb erprobten Naunhofer Wasserwerkes.

Die Neuanlage bewährte sich auch im dauernden Betriebe vollkommen, und somit ruhte in den letzten drei Monaten des Jahres der Schwerpunkt der Versorgung auf dem Naunhofer Werke. In Connewitz waren zudem die beiden stehenden Maschinen der älteren Anlage A noch im Laufe des September völlig betriebsunfähig geworden, und es blieben nur noch die beiden liegenden Maschinen der Anlage B zur Verfügung.

Noch rechtzeitig war es jedoch gelungen, die stehenden, ebenso wie die liegenden Maschinen des Connewitzer Werkes auf die Leistung ihrer Pumpen zu untersuchen. Der nun zu solchen Zwecken verfügbare ältere Hochbehälter diente als Messgefäß, und durch diese genaue Aichung wurde ein Lieferungsgrad gefunden, welcher nicht unerheblich von den bisher für dieselben benutzten Werten abwich.

An der Gesamtförderung des Jahres 1887 nahmen teil: das Connewitzer Werk mit . . . 3876674 cbm = 74,1 pCt. das Naunhofer Werk mit . . . 1359884 » = 25,9 »

Der Anteil des Naunhofer Werkes fällt in die Betriebszeit vom 19. September ab. In derselben Zeit förderte das Connewitzer Werk 140576 cbm = 9,4 pCt. das Naunhofer Werk 1359884 » = 90,6 »

Connewitzer Werk (bis 18. Septbr.):

Die Maschinenanlage A daselbst förderte 796802 cbm = 21,4 pCt. Die stehenden Cornwall'schen Maschinen Nr. I und II waren im Betriebe 2603 Std. mit einer mittleren Hubzahl von 10,41 in der Minute (4 Atm. Dampf). Die mittlere Förderhöhe betrug 41,9 m, die durchschnittliche Leistung von 1 kg Brennmaterial in gehobenem Wasser und Förderhöhe war für die Anlage A: 70 350 kgm.

Die Maschinenanlage B leistete den übrigen Betrag mit 2939 296 cbm = 78,6 pCt. (2 liegende Woolf'sche Maschinen) bei einer mittleren Umdrehungszahl von 15,69 in der Minute (5 Atm. Dampf); auf eine Umdrehung (Doppelhub) war dabei eine Förderung von 390 ltr. zu rechnen, entsprechend einem Volumeffekte der Pumpen von 88,5 pCt., dessen niedriger Wert durch das reichliche Ansaugen von Luft, für einen ruhigen Gang der Pumpen erforderlich, zu erklären ist. Die mittlere Förderhöhe stellte sich auf 40,7 m, die durchschnittliche Leistung von 1 kg Brennmaterial ergibt sich zu 89 170 kgm.

Die vom Lieferungsgrad der Pumpen abhängigen Zahlen des vorjährigen Berichtes sind zum Vergleiche für Maschinenanlage A um 2 pCt., für Maschinenanlage B um 7 pCt. zu vermindern.

100 kg Kohle kosteten 1,386 \mathcal{M} . Werden die Unterschiede der beiden Maschinenanlagen nach Beteiligung an der Leistung und Ausnutzung des Brennstoffes berücksichtigt, so kommt als Sonderaufwand für Kohle für je 1 Kubikmeter in den Hochbehälter geförderten Wassers

auf Anlage A: 0,83 Pfg.,
auf Anlage B: 0,63 Pfg.

Nach dem 18. September kam Maschinenanlage A nur noch zu einer Förderung von 4561 cbm, welche vornehmlich zur Aichung der Pumpen diente.

Dauernder arbeitete Maschinenanlage B mit einer Förderung von 136 015 cbm bei 15,11 Umdr. i. d. Min. und einer Förderhöhe von 39,4 m; 1 kg Kohle entsprach einer Leistung von 66 100 kgm.

Die um fast 25 pCt. geringere Ausnutzung der Kohle ist eine Folge der häufigen und längeren Betriebsunterbrechungen, der Kohlenverbrauch für 1 cbm nach den Hochbehältern geförderten Wassers betrug für Anlage B: 0,82 Pfg.

Das Naunhofer Werk

förderte 1 200 040 cbm in den drei Monaten Oktober bis Dezember. Diese Menge wurde geleistet in einer Betriebszeit von 1742 Stunden von den beiden Verbund-Balanciermaschinen No. I und II bei durchschnittlich 39,17 Umdr. i. d. Min.; jeder Umdrehung entspricht eine Fördermenge von 293 ltr., berechnet aus dem Inhalte der je vier paarweise gekuppelten Plungerpumpen mit einem Lieferungsgrade von 97 pCt. Die mittlere Förderhöhe stellte sich dabei zu 25,3 m, demnach die mittlere Beanspruchung der Maschinen zu 64,7 Pfk.

Während die Umdrehungszahl der normalen von 40 fast gleich ist, bleibt die Förderhöhe hinter der normalen von 31,9 m um 6,6 m oder rund 20 pCt. zurück und um annähernd ebenso viel daher die ausgenutzte Leistung hinter der normalen. Die genannte normale Förderhöhe gilt für den gleichzeitigen Betrieb beider Maschinen und eine Absenkung des Saugwasserspiegels von 7,0 m unter niedrigsten natürlichen Grundwasserstand im Sammelbrunnen. Beide Bedingungen waren in der vorliegenden Betriebszeit nicht erfüllt. Es entfallen auf den Tag nur 18,9 Betriebsstunden mit rund 13 000 cbm Förderung, noch nicht die Leistung einer der Maschinen erschöpfend, und die mittlere Absenkung im Sammelbrunnen betrug nur 3,6 m. Auch dieses Maß musste bei der geringen Entnahme aus Betriebsrücksichten künstlich erzeugt werden, indem dauernd über 50 der 140 vorhandenen Fassungsbrunnen geschlossen gehalten wurden.

Die beiden Flammrohrkessel No. 1 und 2 mit Ten-Brinkapparat von je 76,3 qm Heizfläche und 2,16 qm verfügbarer Rostfläche bei 7 Atmosphären höchst zulässigem Druck hatten für die genannte Betriebszeit nach Angabe der eingestellten Wassermesser rund 1250 cbm dem Kondensator entnommenes Wasser zu verdampfen, wozu, einschließlich Anfeuern mit 6 pCt. der Gesamtmenge, 214 100 kg Brennmaterial verbraucht wurden. Die Dampfabgabe zum Betriebe vollzog sich abweichend von der Maschinenbetriebszeit in 1763 Stunden, weil wechselweise ein Kessel beiden Maschinen, aber auch beide Kessel nur einer Maschine dienten.

Die angegebene Menge Feuerungsmaterial setzte sich aus den verschiedensten Sorten Stein- und Braunkohlen zusammen;

vorwiegend waren es Pechkohlen aus sächsischen Revieren, rein oder wachsend bis mit der doppelten Menge Meuselwitzer Braunkohle gemischt verfeuert, im Durchschnitt zwei Drittel Steinkohle und ein Drittel Braunkohle. Die verfügbare Rostfläche reichte für die braunkohlenreichste Mischung noch vollkommen aus, und musste für jede Sorte und Mischung die notwendige und passende Verkleinerung derselben durch Versuche bestimmt werden; eine Rückführung auf Stunde und Quadratmeter Rostfläche im großen Durchschnitt ist daher nicht gegeben.

Aus den Einzelanteilen und Preisen der verschiedenen Sorten berechnet, stellt sich der Doppelzentner des in oben angegebener Menge verbrannten Gemisches auf 1,333 \mathcal{M} , einer mittleren sächsischen Kohle entsprechend.

Es ergibt sich dann folgende Uebersicht der erzielten Leistung und Ausnutzung:

Kessel:

Verdampfung 5,8 fach,
Dampfpreis 2,29 \mathcal{M} .

Maschinen:

mit 1 kg Dampf erzeugt 24,33 mt Arbeit.

Gesamtanlage:

mit 1 kg Kohle erzeugt: 142,1 mt Arbeit,

Aufwand an Kohle für je 1 Cubikmeter nach den Hochbehältern geförderten Wassers: 0,24 Pfg.

Als ungekünstelte Ergebnisse eines ersten Wintervierteljahres dürften diese Zahlen recht vorteilhafte genannt werden können.

Im Sommer 1888 wurden mit den Maschinen I und II die Uebernahmeversuche durchgeführt. Für dieselben waren die Bestimmungen der Lieferungsbedingungen maßgebend. Diese bestimmten:

»Die Prüfung erstreckt sich auf den fehlerlosen Gang und Ermittlung der mit 1 kg Dampf erzeugten Arbeit. Die Prüfung umfasst eine ununterbrochene Zeitdauer, welche je nach dem Ermessen des Rates der Stadt Leipzig eine Woche bis einen Monat betragen soll. Die Prüfung erfolgt nicht in der Form eines Experimentes, sondern in der des ordnungsgemäßen Betriebes von 15 000 cbm für Betriebstag und Maschine. Um die ununterbrochene Messung zu ermöglichen, werden in dem 5500 m vom Wasserwerk entfernten Messbehälter Poncelet-Ueberfälle aufgestellt, welche denjenigen entsprechen, welche Lesbeos in seinen »Expériences hydrauliques 1851« veröffentlichte. Die Höhe des Ueberfallstrahles wird sowohl unmittelbar als auch fortlaufend durch Registrirapparate gemessen und graphisch aufgetragen. Die erhaltenen Diagramme geben in ihrem Flächeninhalte die gehobenen Mengen nach Größe und zeitlicher Verteilung.

Der wasserdichte Zustand der Leitung kann in den Pausen erkannt und etwaige Verluste festgestellt werden. Die Förderhöhe wird durch ein offenes Quecksilbermanometer bestimmt, dessen Füllung auf ihre Dichte geprüft wurde.

Der Speisewasserverbrauch wird durch zwei zum gegenseitigen Vergleich aufgestellte Kolbenwassermesser gemessen, deren Angaben dadurch geprüft werden, dass das Speisewasser aus einem geachten Gefäße entnommen wird. Ein zwischen Messer und Kessel eingefügter Thermometer giebt die Speisewassertemperatur behufs Berechnung des Wassergewichtes.

Der Dampfkesselbetrieb untersteht während der Versuchsdauer der fortlaufenden Aufsicht des Maschinenlieferanten, dessen Sache es ist, auf etwaige Verluste aufmerksam zu machen und deren Größe gemeinsam mit dem Bevollmächtigten des Rates festzustellen. Dem Lieferanten steht es frei, den ihm gelieferten Dampf sowohl zum unmittelbaren Betrieb, als auch zur Heizung der Cylinder usw. zu verwenden.

Neben den Messungen der Fördermengen und Förderhöhen, des Dampfverbrauches, Hubzahlen und der Wasserstände in den Windkesseln und im Brunnen sind stündlich

Abnahmeversuche in Naunhof mit Maschine I.

No.	Tag 1888 August	Zeit		Minuten		Umdr.- Anzahl zu 293 ltr.	mittlere Förderhöhe m	Speisewasser kg					Leistung m/kg
		von	bis	Arbeits- zeit	Pause			zugemessen	Kondens- wasser	Leck- wasser	Gesamt- verlust	wirklicher Verbrauch	
1.	9	9. 01 ¹ / ₂	VII. 54 ¹ / ₂	653	—	33 535,5	31,485	11 500	359,04	nur Speisepumpe 6,75	366	11 134	27,785
2.	9/10	VII. 54 ¹ / ₂	6. 56	646 ¹ / ₂	15	33 207,0	31,570	11 500	372,24	6,60	379	11 121	27,620
3.	10	6. 56	VII. 49	758	15	33 920,5	31,573	12 880	393,36	8,85	402	12 478	28,920
4.	10/11	VII. 74	7. 50	704	17	35 212,0	31,260	11 960	389,66	5,25	395	11 565	27,951
5.	11	7. 50	VII. 48	703	15	35 332,5	31,044	11 500	386,76	7,05	394	11 106	28,935
6.	11/12	VII. 48	7. 33 ¹ / ₂	690 ¹ / ₂	15	34 637,5	31,160	11 960	395,47	7,50	403	11 557	27,362
7.	12	7. 33 ¹ / ₂	VII. 48 ¹ / ₂	718 ¹ / ₂	16	36 134,0	31,225	11 960	440,61	8,64	449	11 511	28,716
8.	12/13	VII. 48	7. 35	692	15	34 781,0	31,256	11 500	431,64	9,00	441	11 059	28,830
9.	13	7. 35	VII. 34 ¹ / ₂	701 ¹ / ₂	18	35 118,0	31,170	11 500	442,46	9,00	451	11 049	29,096
10.	13/14	VII. 34 ¹ / ₂	7. 46 ¹ / ₂	716	16	35 989,0	31,252	11 960	474,67	9,00	484	11 476	28,723
11.	14	7. 46 ¹ / ₂	VII. 44	702 ¹ / ₂	15	35 421,0	31,261	11 960	466,28	9,00	475	11 485	28,313
12.	14/15	VII. 44	7. 30	691	15	34 742,0	31,242	11 500	437,44	4,50	442	11 058	28,795
13.	15	7. 30	VII. 17	692	15	34 904,5	31,157	11 500	489,19	7,50	497	11 003	28,959
14.	15/16	VII. 17	7. 33 ¹ / ₂	711 ¹ / ₂	25	35 617,5	31,136	11 960	458,56	4,50	463	11 497	28,262
15.	16	7. 33 ¹ / ₂	VII. 25	696 ¹ / ₂	15	35 019,5	31,258	11 500	492,88	6,00	499	11 001	29,096
16.	16/17	VII. 25	7. 45	725	15	36 310,5	31,303	11 960	470,61	1,50	472	11 488	29,056
17.	17	7. 45	VII. 29	689	15	35 026,0	31,200	11 500	451,44	3,00	454	11 046	29,054
18.	17/18	VII. 29	7. 37 ¹ / ₂	713 ¹ / ₂	15	35 662,0	31,266	11 500	465,16	—	465	11 035	29,527
19.	18	7. 37 ¹ / ₂	VII. 25	692 ¹ / ₂	15	35 126,5	31,280	11 500	423,72	3,00	427	11 073	29,073
20.	18/19	VII. 25	7. 18	698	15	34 794,5	31,335	11 500	419,84	—	420	11 080	28,830
21.	19	7. 18	VI. 53	656	39	33 214,5	31,349	11 040	475,20	6,00	481	10 559	28,890
22.	19/20	VI. 53	6. 49 ¹ / ₂	701 ¹ / ₂	15	35 496,0	31,356	11 960	451,44	—	451	11 509	28,246
23.	20	6. 49 ¹ / ₂	VI. 56	711 ¹ / ₂	15	35 601,5	31,257	11 960	412,19	—	412	11 548	28,235
	ohne 1 bis 17	16 434 ¹ / ₂		16 063 ¹ / ₂	371	809 803,0	31,274	269 560	9999,83	122,64	10 122	259 438	28,60
		11 468		11 190	278	562 824,0	31,249	—	—	—	—	178 966	28,81

Anmerkung. Von morgens 6 Uhr bis abends 5 Uhr 59 Min.: Arabische Ziffern; von abends VI Uhr bis morgens V Uhr LIX Min.: Römische Ziffern.

Abnahmeversuche in Naunhof mit Maschine II.

No.	Tag 1888 Juni	Zeit		Minuten		Umdr.- Anzahl zu 293 ltr.	mittlere Förderhöhe m	Speisewasser kg					Leistung m/kg
		von	bis	Arbeits- zeit	Pause			zugemessen	Kondens- wasser	Leck- wasser	Gesamt- verlust	wirklicher Verbrauch	
1.	12/13	VII. 01	9. 24	857	6	44 397	31,558	14 720	378,31	Speisepumpe Flansch a. Kessel	378	14 342	28,622
2.	13	9. 24	X. 12	743	25	39 161	31,609	13 340	340,56	21,30	362	12 978	27,946
3.	13/14	X. 12	8. 48	636	—	33 115	30,827	10 580	261,36	10,65	272	10 308	29,017
4.	14	8. 48	VII. 04 ¹ / ₂	616 ¹ / ₂	—	32 349	30,375	10 580	349,80	29,29	379	10 201	28,223
5.	14/15	VII. 04 ¹ / ₂	7. 17 ¹ / ₂	724	9	37 505	31,505	12 420	309,14	9,70	332	12 088	28,641
6.	15	7. 17 ¹ / ₂	VII. 01 ¹ / ₂	695	9	36 080	31,612	11 960	322,61	13,31	353	11 607	28 791
7.	15/16	VII. 01 ¹ / ₂	7. 51 ¹ / ₂	764	6	39 823	31,808	13 340	320,50	30,30	351	12 989	28,573
8.	16	7. 51 ¹ / ₂	VII. 04	665 ¹ / ₂	7	34 853	31,259	11 500	254,76	11,15	278	11 222	28,445
9.	16/17	VII. 04	7. 04	715	5	37 486	31,425	12 420	387,55	19,65	417	12 003	28,756
10.	17	7. 04	VI. 50 ¹ / ₂	691 ¹ / ₂	15	37 071	31,581	12 420	357,72	22,95	382	12 038	28,495
11.	17/18	VI. 50 ¹ / ₂	6. 30	685 ¹ / ₂	14	35 974	31,567	11 960	278,52	18,15	311	11 649	28,563
12.	18	6. 30	VII. 04	739	15	39 476	31,774	13 340	386,76	24,30	410	12 930	28,423
13.	18/19	VII. 04	6. 58 ¹ / ₂	699 ¹ / ₂	15	36 722	31,502	11 960	273,24	11,15	316	11 644	29,109
14.	19	6. 58 ¹ / ₂	VI. 51 ¹ / ₂	678	35	35 609	31,474	11 960	243,67	31,95	268	11 692	28,086
15.	19/20	VI. 51 ¹ / ₂	6. 18 ¹ / ₂	673	14	34 911	31,535	11 500	327,36	24,30	363	11 137	28,964
16.	20	6. 18 ¹ / ₂	5. 37 ¹ / ₂	649 ¹ / ₂	29 ¹ / ₂	34 192	31,611	11 500	323,40	11,15	351	11 149	28,405
17.	20/21	5. 37 ¹ / ₂	V. 19 ¹ / ₂	687	15	36 198	31,558	11 960	347,66	27,30	406	11 554	28,980
18.	21	V. 19 ¹ / ₂	2. 47	552 ¹ / ₂	15	28 836	31,546	10 120	257,40	31,95	285	9 835	27,099
	ohne 1, 2 u. 18	12 706		12 471 ¹ / ₂	234 ¹ / ₂	653 758	31,451	217 580	5719,82	101,75 391,95	6214	211 366	28,505
		10 507 ¹ / ₂		10 319	188 ¹ / ₂	541 364	31,428	—	—	—	—	174 211	28,63

Indikatorgramme aufzunehmen. Die notwendigen Schmierpausen und sonstigen Unterbrechungen unterstehen nach Dauer und zeitlicher Verteilung so lange dem Belieben des Lieferanten, als die gesammte tatsächliche Tagesleistung während höchstens 22,8 Arbeitsstunden 15 000 cbm nicht unterschreitet. Jeder Betriebsunterbrechung und Wiederaufnahme hat eine Messung der genannten Größen voranzugehen.

Die Mehrleistung einer Maschine wird nur zur Hälfte als Ausgleich für eine Minderleistung der zweiten Maschine in Rechnung gezogen.

Nach bedingungsgemäsem Ausfall der Erprobung erfolgt die Uebernahme der Maschine. Verbrauchen die Maschinen mehr Dampf, als gewährleistet wurde, so bezahlt der Lieferant den wirtschaftlichen Verlust. Es wird hierbei die mittlere tägliche Fördermenge von 10 000 cbm für jede Maschine und die aus den Erfahrungen des ersten Betriebsjahres sich ergebende mittlere Förderhöhe der Arbeitsberechnung zu grunde gelegt; in gleicher Weise wird der Dampfpreis ermittelt und daraus der jährliche wirtschaftliche Verlust bestimmt, welchen der Rat durch die Minderleistung zu tragen hätte. Unter Voraussetzung einer 20 jährigen Betriebsdauer der Maschine wird dieser Verlust verzwanzigfacht, und die sich ergebende Summe hat der Lieferant zu bezahlen.

Die Uebernahmeversuche haben im Sommer 1888 stattgefunden und haben bei sehr hoher Garantie sehr befriedigende Ergebnisse geliefert, und zwar

Die Ergebnisse der Versuche sind sehr beachtenswert. Die ersten mit Maschine I vorgenommenen Versuche dürften

wegen noch nicht genügender Uebung in der Beobachtung auszuschneiden sein, sodass demnach in einem 9 tägigen ununterbrochenen Betriebsdurchschnitte, d. i. vom 12 bis 26. August, die mit 1 kg Dampf geleistete Arbeit 28,81 mt beträgt. Werden auch die ersten Versuche mitgerechnet, so ergibt sich die Leistung bei 12 tägigem ununterbrochenem Betriebe mit 28,60 mt an gehobenem Wasser für jedes kg verbrauchten Dampfes.

Dies sind sehr günstige Ergebnisse, wenn berücksichtigt wird, dass sie nicht in Paradeversuchen, sondern im tatsächlichen Betriebsdurchschnitt gewonnen wurden, dass die Versuche mit 7 m Saughöhe durchgeführt wurden, die an sich schon geringe Druckhöhe aber noch wesentlich unter derjenigen war, für welche die Maschinen berechnet und ausreichend gebaut werden mussten, sodass auch die Leergangsarbeit größeren Einfluss ausübt als bei stärkerer Belastung der Maschine.

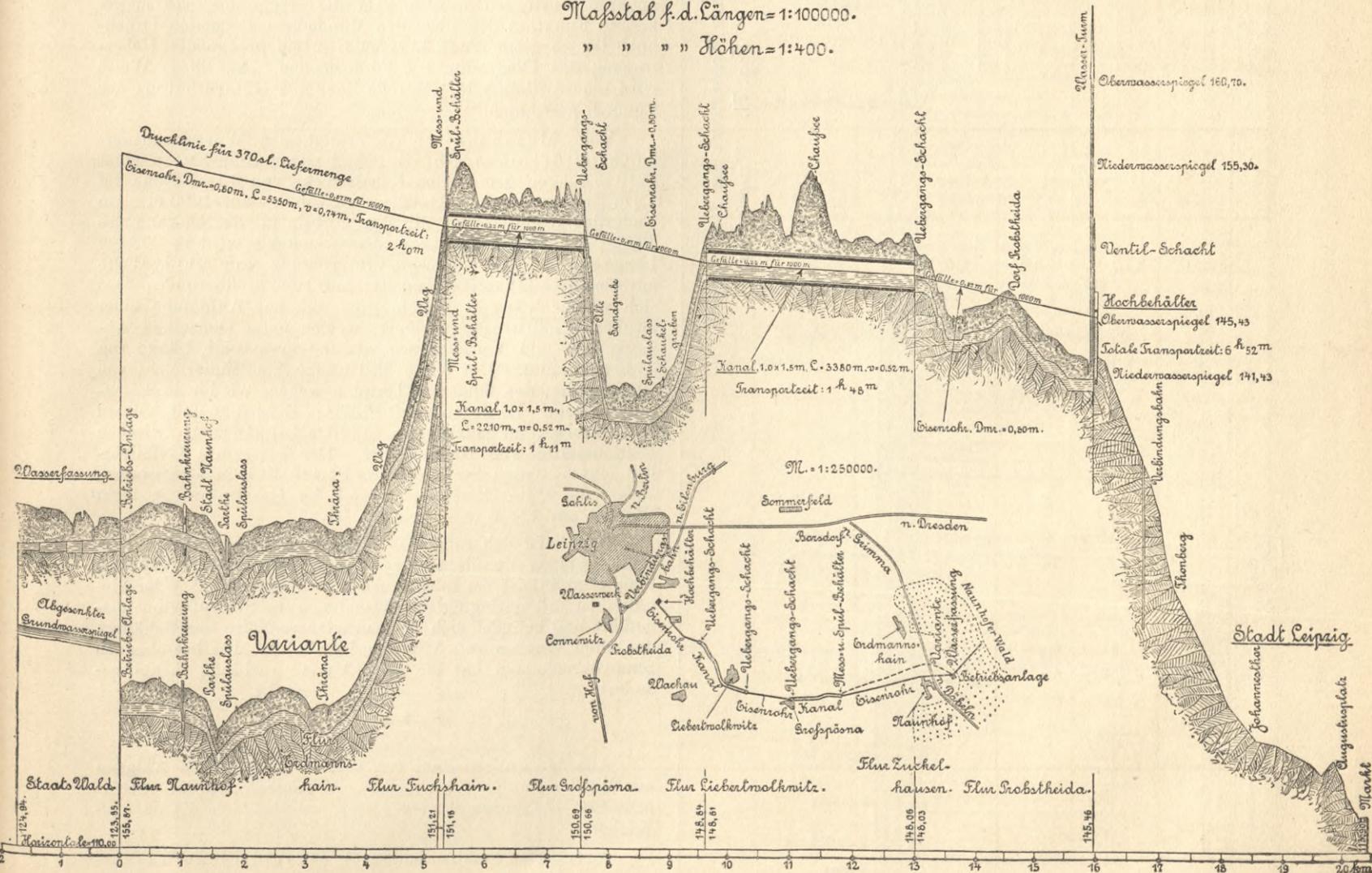
Hervorzuheben ist, dass die Leistung der Maschinen mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit zunahm und das günstigste Ergebnis bei 52 Min.-Umdr. erreichte. Ueber diese Geschwindigkeit hinaus nahm die Leistung wieder ab, da die hydraulischen Widerstände bei erhöhter Geschwindigkeit erheblich zunehmen mussten, da die Pumpen nur für normal 40, höchstens 50 Umdr. verlangt und berechnet wurden. Die größte Leistung betrug $29\frac{3}{4}$ mt für 1 kg Dampf. In einzelnen Teilen der Versuche wurden auch 30 mt überschritten. Letzteres hebe ich insbesondere hervor im Gegensatz zu den üblichen Paradeversuchen, aus denen

Neues Wasserwerk der Stadt Leipzig.

Fig. 70. Lageplan.

Maßstab f. d. Längen = 1:100000.

„ „ „ „ Höhen = 1:400.



ihrer Bauart den beschriebenen Leipziger Maschinen gleichartig, jedoch für etwa 3mal so große Leistung bestimmt. Auch diese Maschinen werden mit Rücksicht auf die örtlichen Verhältnisse als Balanciermaschinen ausgeführt und normal mit 50 Min.-Umdr. betrieben. Die Ausführung wurde der Gutehoffnungshütte in Sterkrade übertragen.

Wasserwerk in Waldhof.

Fig. 72. Längsschnitt.

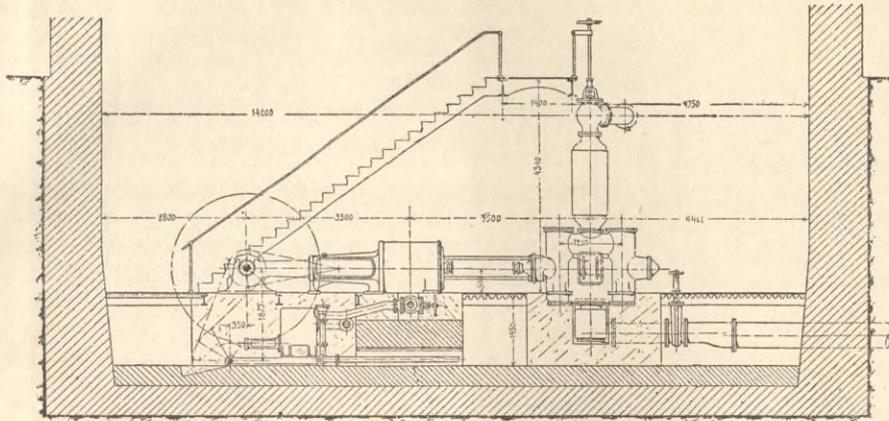


Fig. 73. Grundriss.

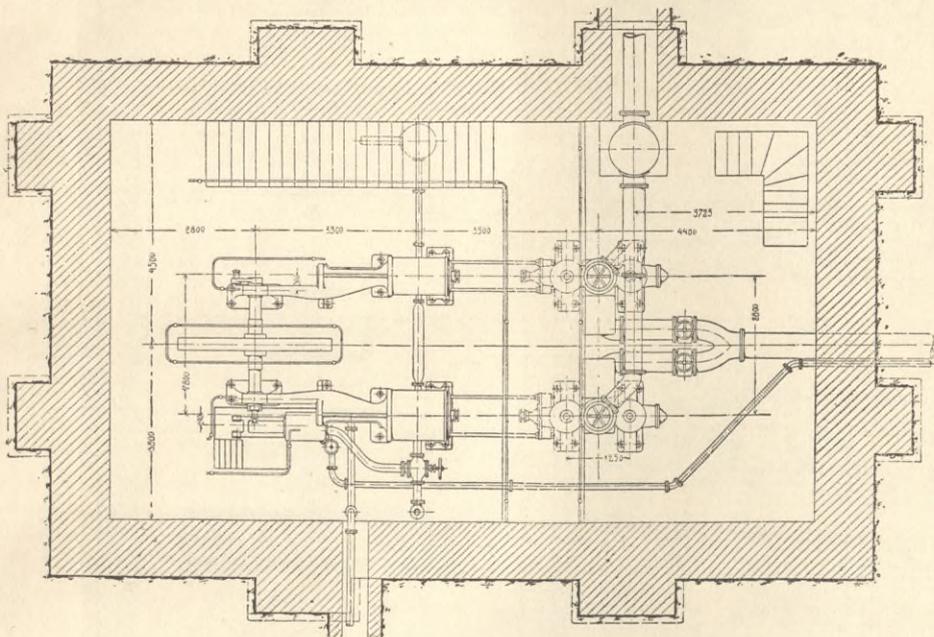
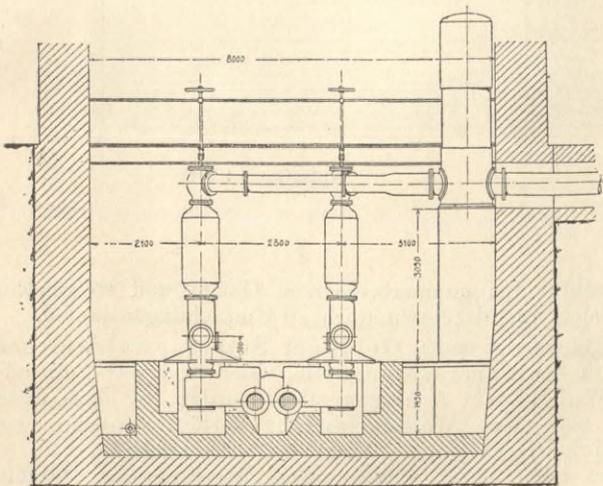


Fig. 74. Querschnitt.



Mafsstab 1:150.

Wasserwerks-Maschinen mit Riedler-Pumpen,
von Gebrüder Sulzer in Winterthur.

(Fig. 72 bis 78.)

Anfang 1887 wurde für die Zellstofffabrik in Waldhof bei Mannheim die Aufstellung eines großen Pumpwerkes für die Wasserversorgung der Fabrik beschlossen und dafür vom Erbauer der Anlage Hrn. Ingenieur Völkner Riedler-Pumpen in Aussicht genommen. Die Ausführung wurde an Gebrüder Sulzer in Winterthur übertragen.

Das Pumpwerk hat stündlich 550 cbm anzusaugen und auf 28 — 35 m Höhe zu fördern. Die Saughöhe war in Unkenntnis der wahrscheinlichen Brunnenabsenkung mit mindestens 6 m anzunehmen. Die Sohle des Maschinenfundamentes ist 4,34 m über normalem Wasserspiegel, und der ganze Maschinenraum ist zur Sicherung der Saughöhe um etwa 4 1/2 m unter Boden versenkt und durch Treppen und eine Quergalerie vorzüglich zugänglich gemacht.

Die allgemeine Anordnung ist in Fig. 72 bis 76 dargestellt; die Anlage ist in Hinsicht auf die verhältnismäßig große Leistung mit sehr geringen Kosten ausgeführt und übertrifft dabei, was musterhafte Ausführung der Maschine und Anordnung des Maschinenraumes anbetrifft, manches kostspielige Wasserwerk.

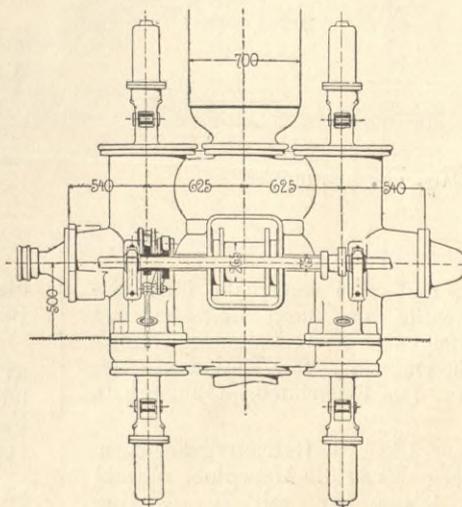
Für den Betrieb steht Dampf von 6 Atm. Ueberdruck zur Verfügung. Die Länge der Dampfleitung beträgt etwa 100 m. Als Antriebsmaschine dient eine Verbundmaschine mit Sulzer-Steuerung. Die Druck-Pumpen werden unmittelbar angetrieben und sind durch Längsstangen mit der Dampfmaschine verbunden.

Die wesentlichen Abmessungen sind folgende:

gemeinsamer Hub	750 mm
Hochdruckcylinder	400 »
Niederdruckcylinder	575 »
Pumpenkolben	265 »
minutl. Umdrehungszahl	60.

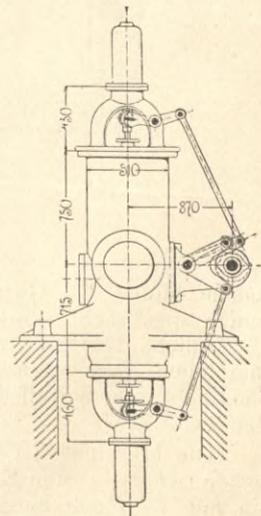
Die Druckpumpen haben die in Fig. 75 und 76 dargestellte allgemeine Anordnung. Pumpenkörper mit allen Ventil-

Fig. 75. Druck-Pumpen.



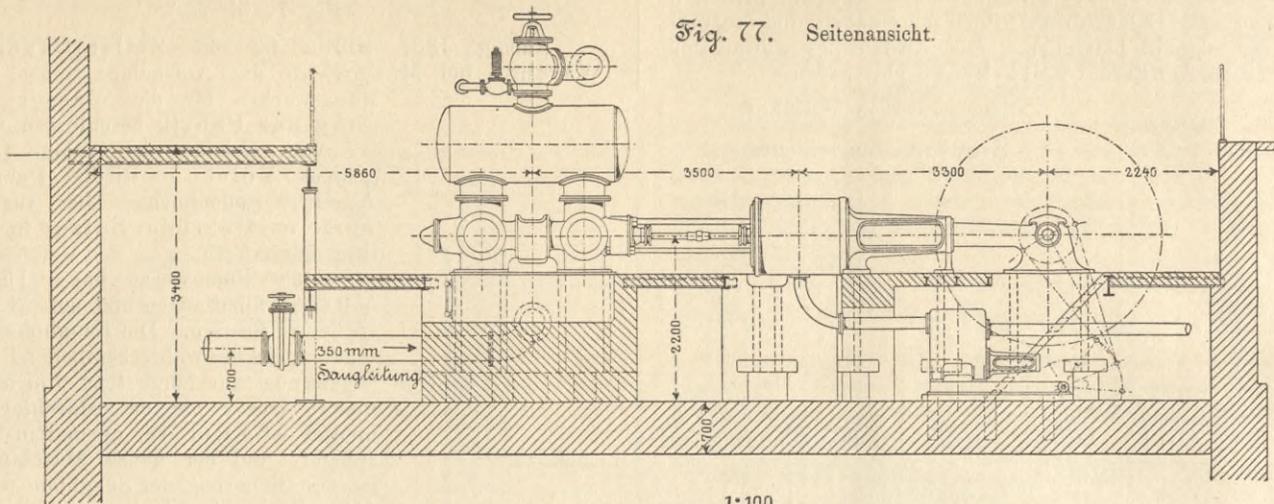
Mafsstab 1:50.

Fig. 76.



Wasserwerk der Badischen Anilinfabrik in Ludwigshafen.

Fig. 77. Seitenansicht.



1:100.

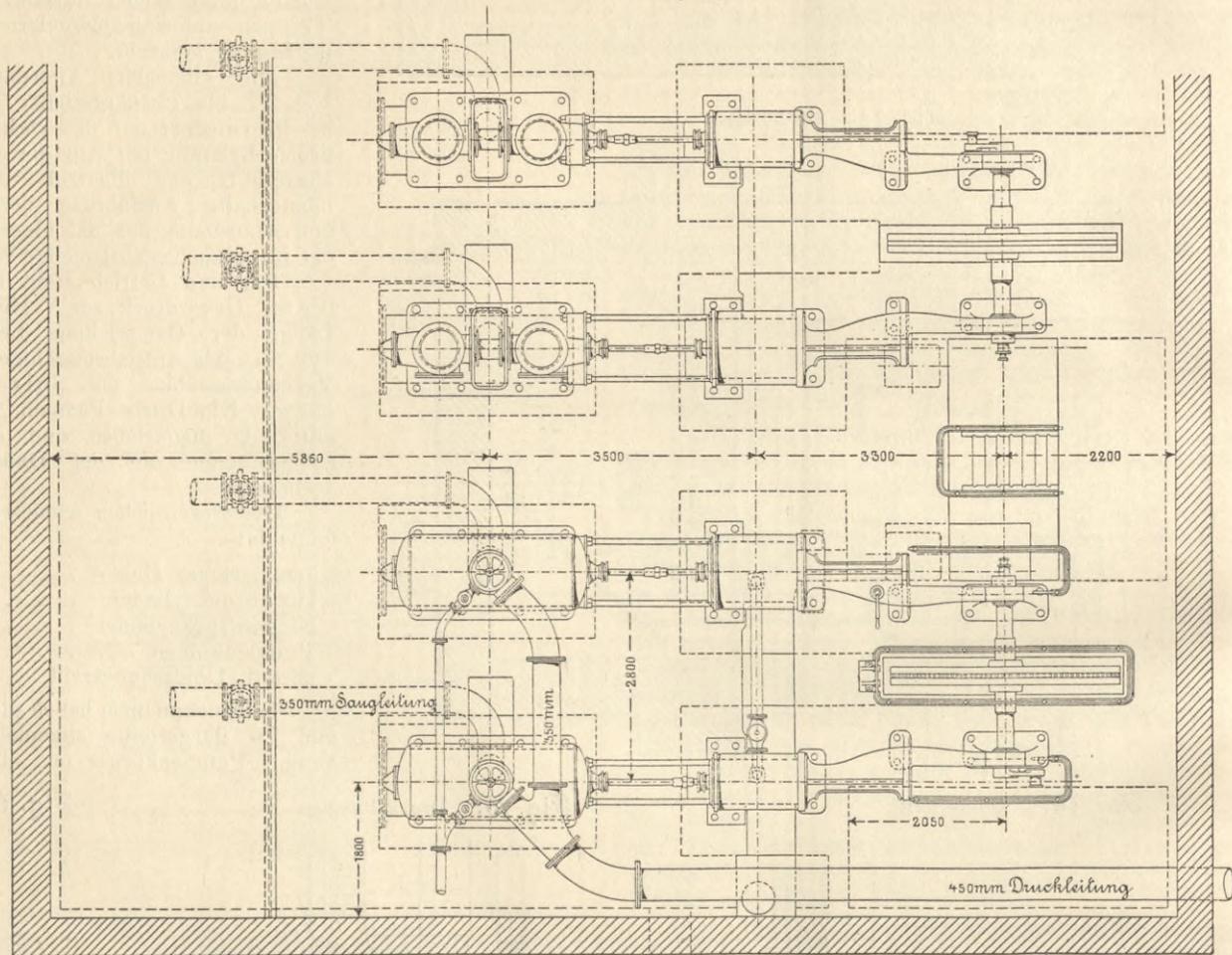


Fig. 78. Grundriss.

Maßstab 1:100.

kästen bilden ein Gussstück und sind senkrecht über einander angebracht, die Saugventile von unten eingesetzt und zugänglich. Die Steuerung erfolgt von der verlängerten Dampfmaschinen-Steuerwelle durch Daumen, die Entlastung der Ventile durch Spiralfedern in den Federbuchsen außerhalb der Ventildeckel.

Die Maschine ist Sommer 1887 in Betrieb gekommen. Schon bei der ersten Erprobung wurde die Maschine, obwohl sie nur 60 Umdrehungen zu leisten hat, mit 70–75 Umdrehungen versucht. Im weiteren laufenden Betriebe musste

die Maschine bei ununterbrochenem Gange und steigendem Bedarf stets mit durchschnittlich 70 Umdrehungen laufen.

Gegenwärtig bauen Gebrüder Sulzer zwei weitere größere Pumpmaschinen, die ihnen von der Zellstofffabrik Waldhof in Auftrag gegeben wurden, so dass diese Fabrik über eine Wasserversorgung verfügt, welche eine stündliche Leistung von 2000 cbm übersteigt.

Der Hub dieser beiden neuen Maschinen ist 900 mm bei normal 60 Umdrehungen und 285 mm Plungerdurchmesser. Die allgemeine Anordnung der Verbund-Dampf-

maschine und der direkt angetriebenen Riedler-Pumpen ist dieselbe wie beschrieben. Die Pumpen sind von der liefernden Maschinenfabrik mit mehreren Verbesserungen versehen, welche eine einfachere Uebertragung von der Steuerwelle auf die Ventile und bessere Zugänglichkeit der letzteren zum Zwecke haben.

In gleicher Weise wurde 1888 von Gebrüder Sulzer ein großes Pumpwerk für die Wasserversorgung der Badischen Anilin- und Sodafabrik in Ludwigshafen ausgeführt, dessen Anordnung in Fig. 77 und 78 dargestellt ist. Die Maschine hat 750 mm Hub, 265 mm Plungerdurchmesser und arbeitet normal mit 60 Min.-Umdr.

Eine zweite ebensolche große Wasserversorgungsmaschine ist gegenwärtig für die Badische Anilin- und Soda-Fabrik bei Gebr. Sulzer im Bau.

Diese Pump-Maschinen gehören zu den best ausgeführten Pumpen, und sind deren zweckmäßige Bauart, geringe Anlagekosten und die musterhafte Ausführung zweifellos Ver-

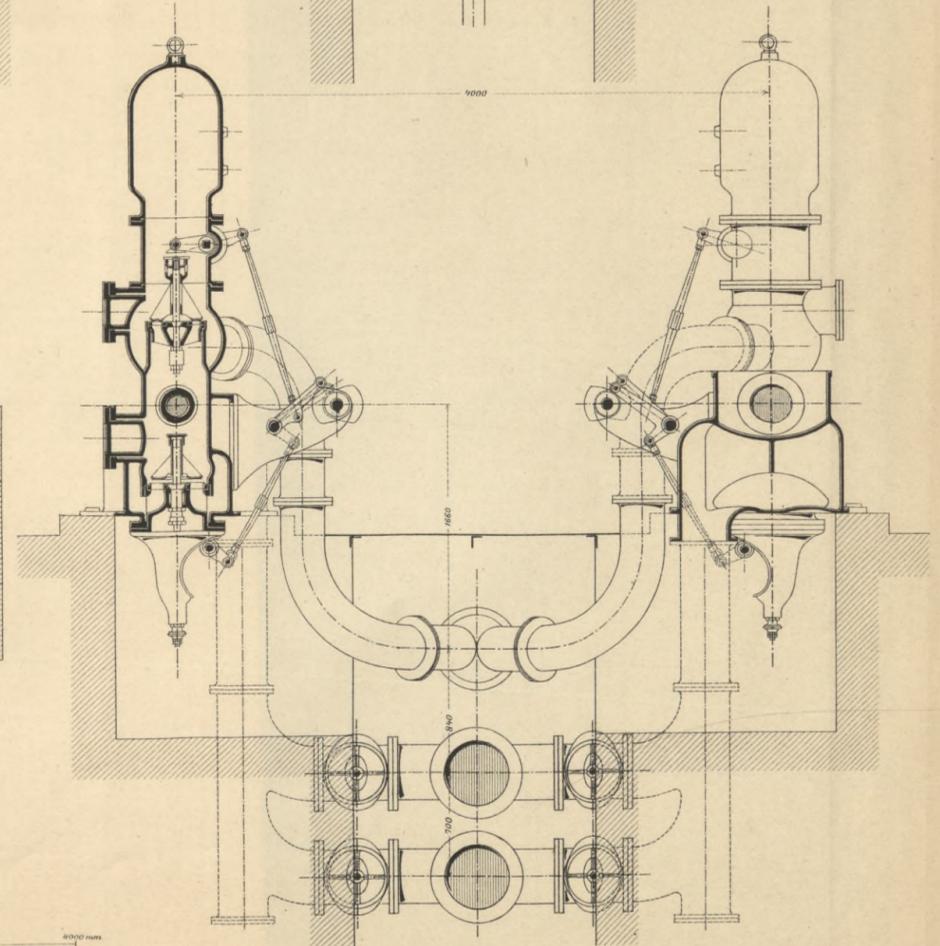
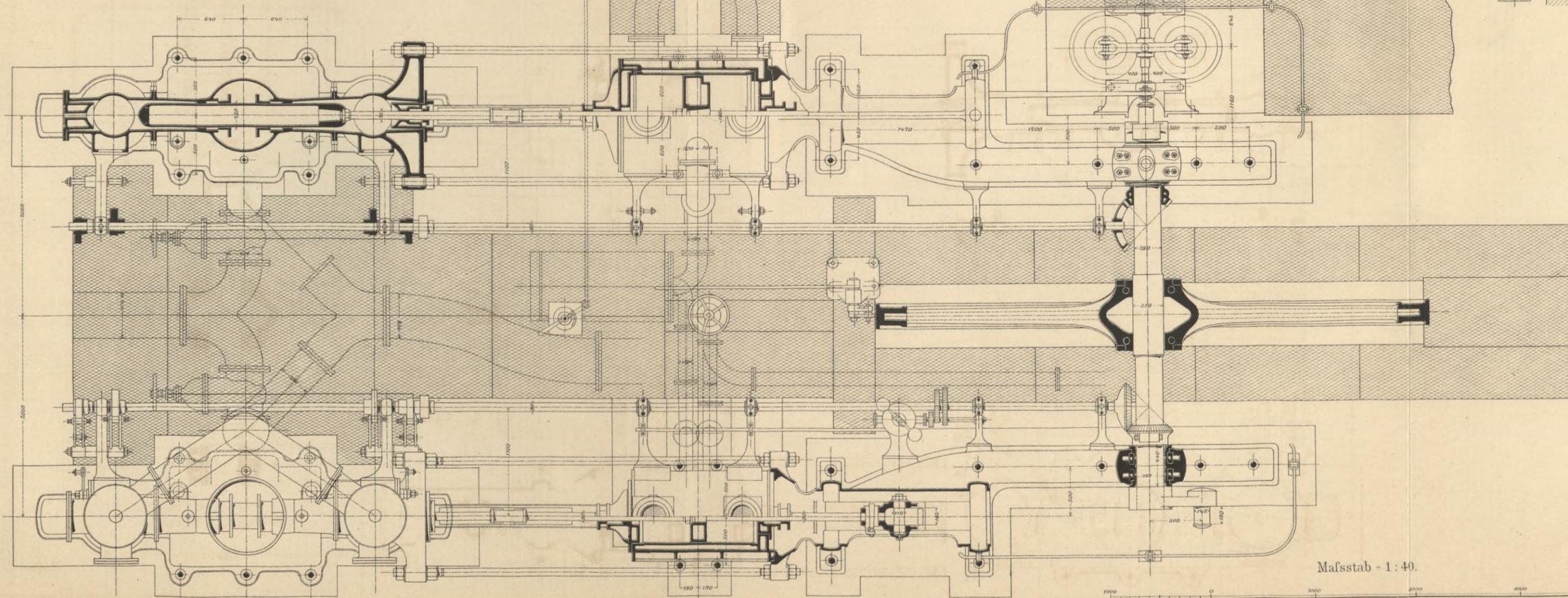
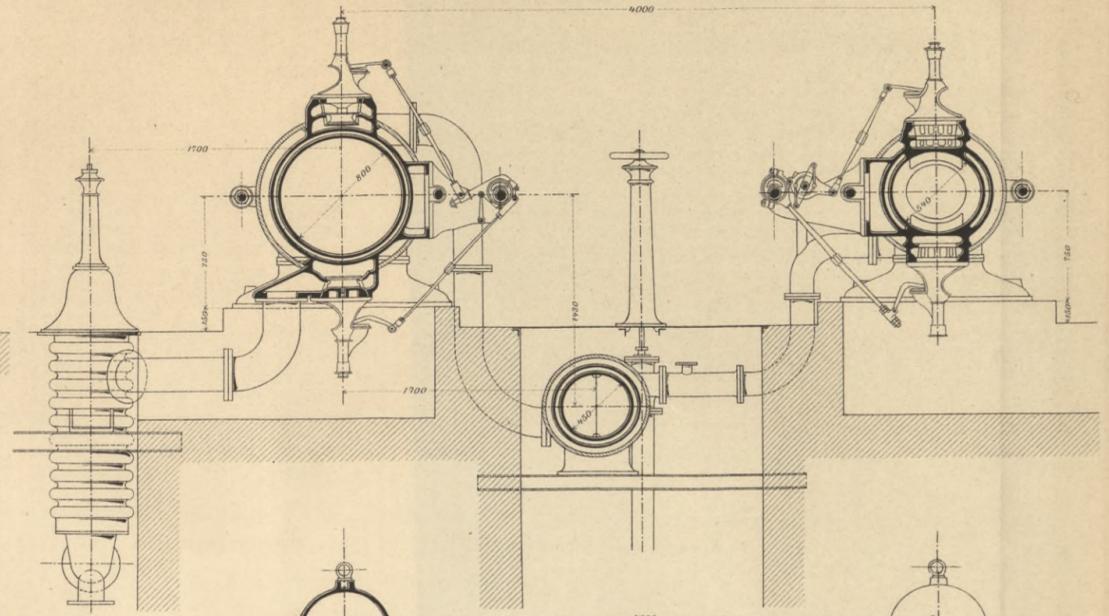
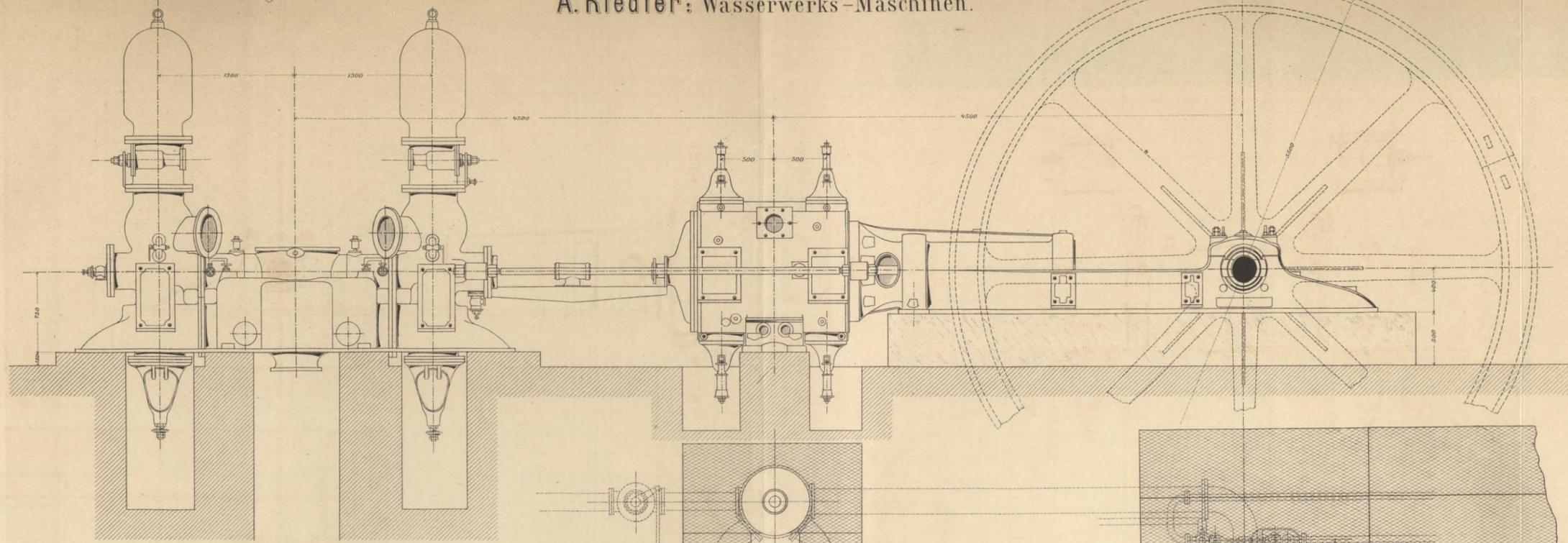
anlassung zu rasch hinter einander erfolgten Ausführungen mit einer Leistungsfähigkeit, welche bisher auf dem Gebiete der Fabrikwasserversorgungen nur höchst selten vorgekommen ist. Die Leistung jeder dieser Maschinen übersteigt die von Wasserwerksanlagen mittlerer Städte und erreicht in der Gesamtanlage der neuen Pumpen sogar die Leistung größerer städtischer Wasserwerke.

Die Beschaffung so leistungsfähiger Wasserversorgungen für Fabriken ist, außer den sehr geringen Anlagekosten, insbesondere auch ermöglicht durch den sehr geringen Dampfverbrauch dieser raschlaufenden Dampfmaschinen und deren große Betriebssicherheit. Gerade in dieser doppelten Hinsicht lassen die Pumpwerke für Fabrikwasserversorgung früherer Zeit, von seltenen Ausnahmen abgesehen, alles zu wünschen übrig und gehören, im ärgsten Gegensatze zu den besprochenen Anlagen, meist zu den schlechtesten Pumpen, die durch Zufall und Zwangslage entstanden, dem Zweck höchst ungenügend entsprechen und für den Betrieb sehr hohen Kostenaufwand erfordern.

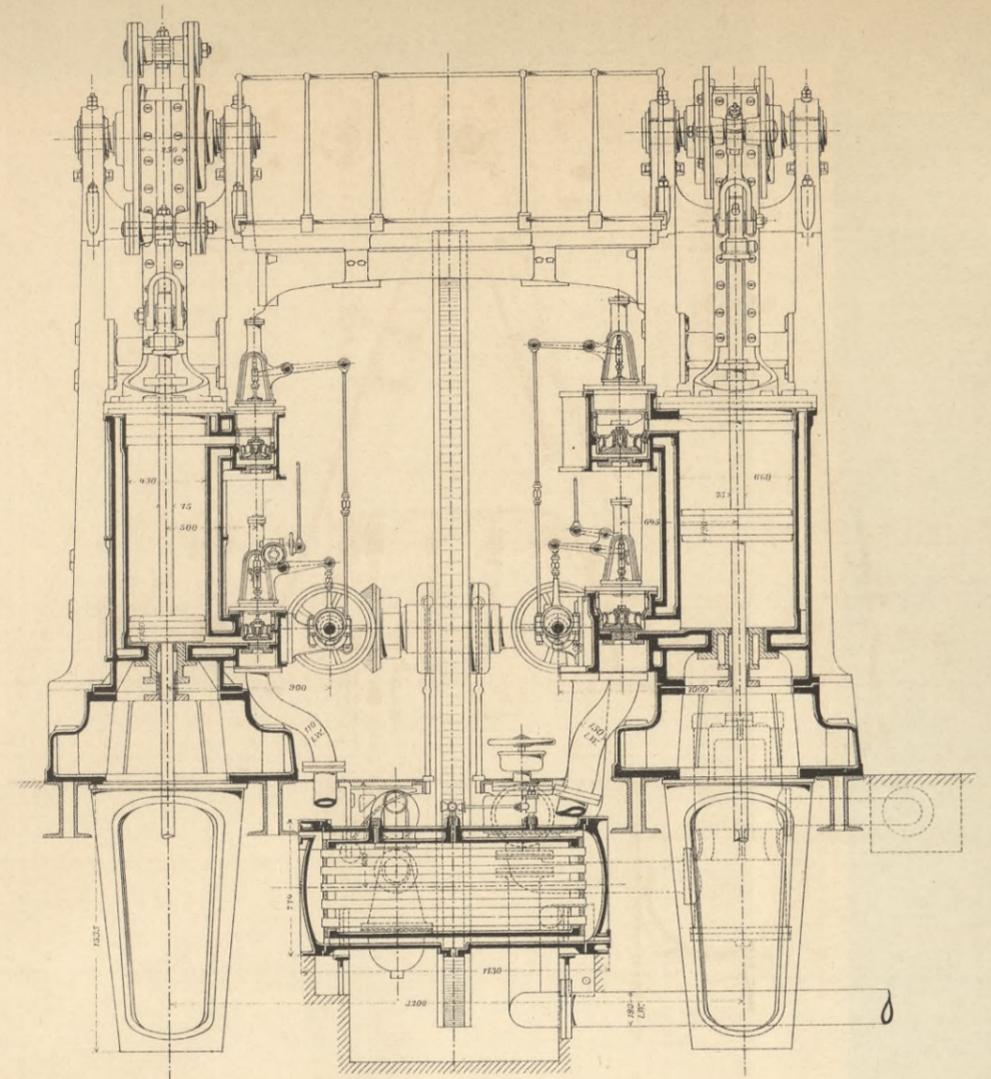
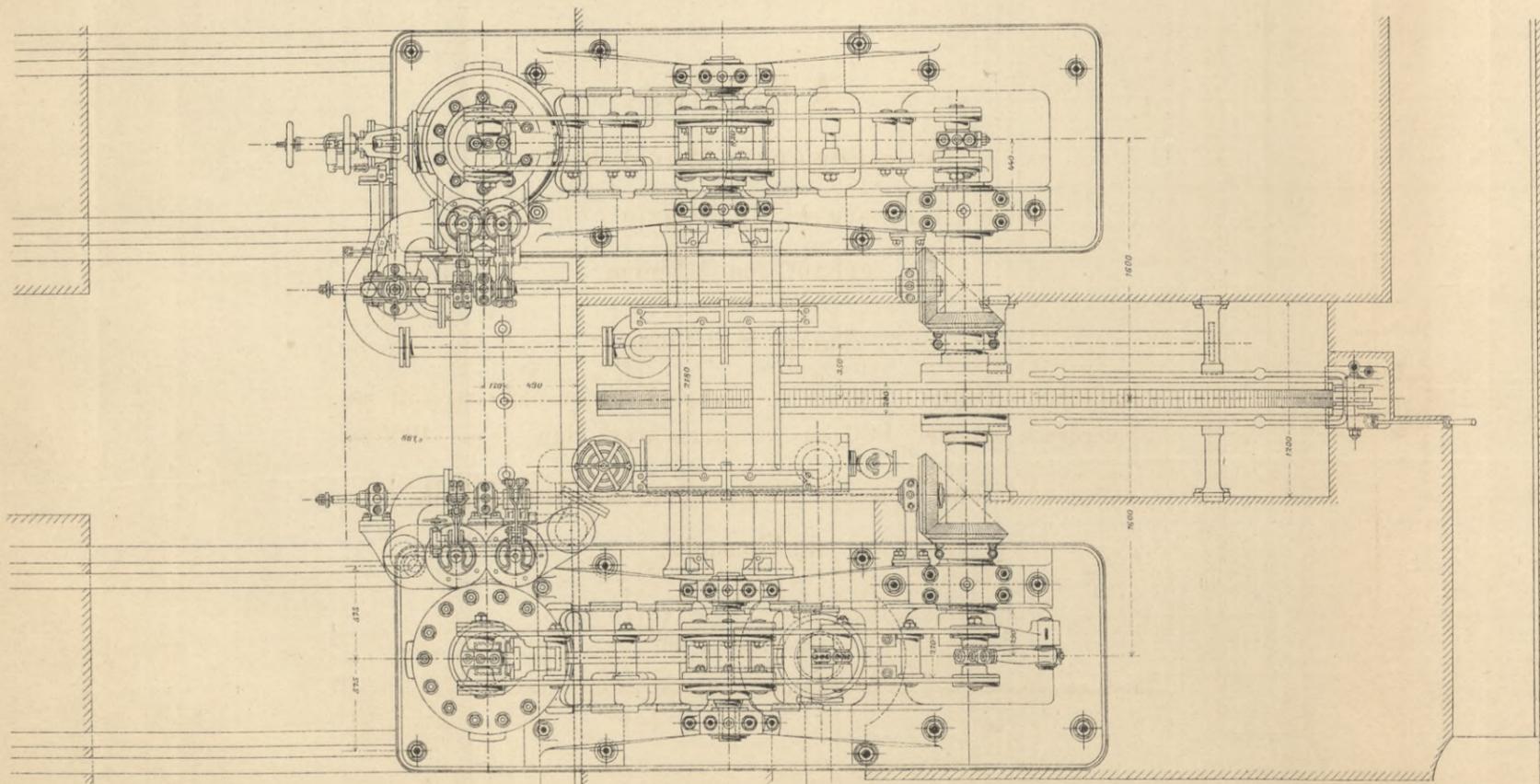
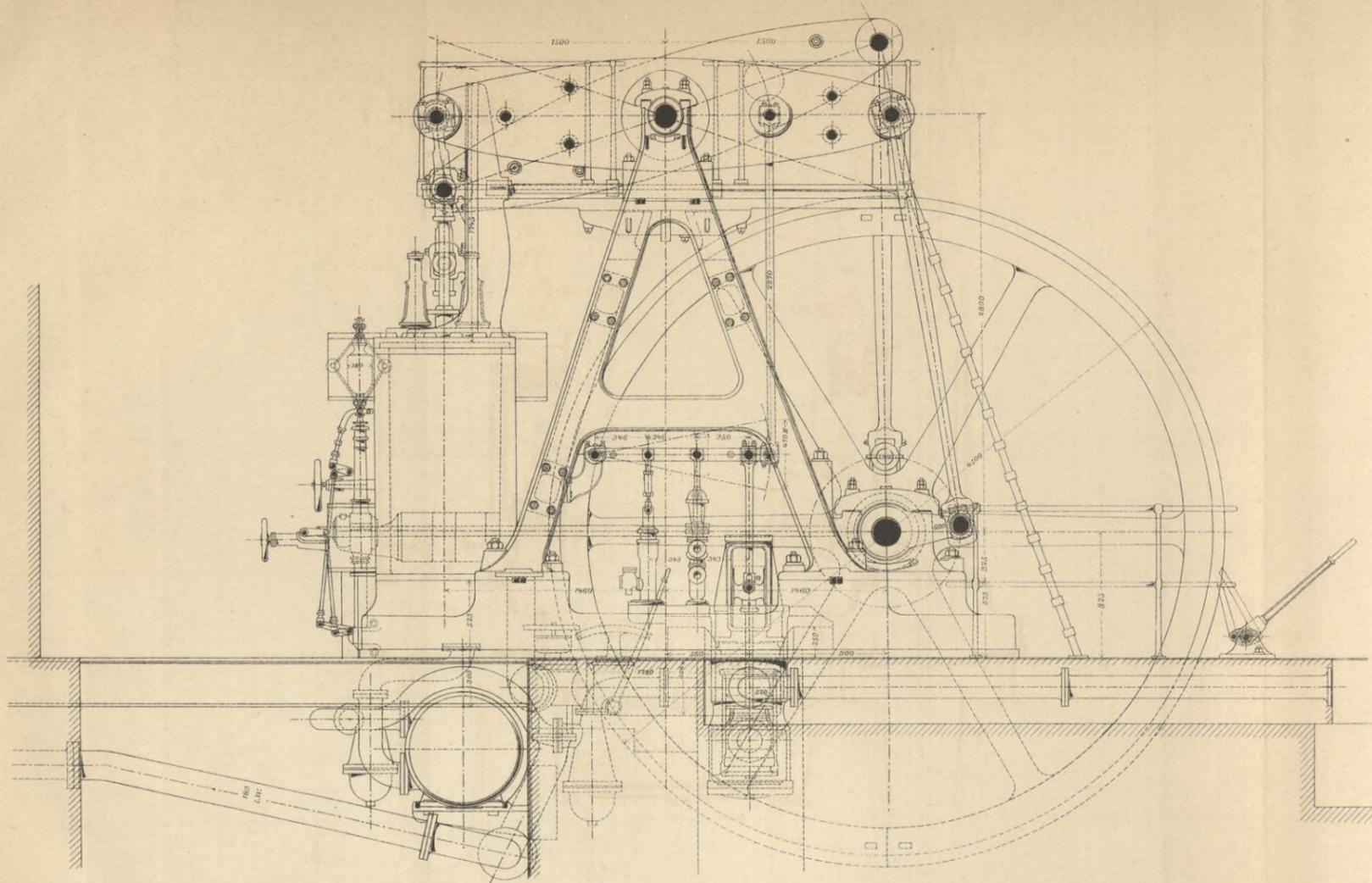


A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 45/46.

Hochdruck-Pumpe.



Mafsstab - 1 : 40.



A. Riedler:
Wasserwerks-Maschinen.

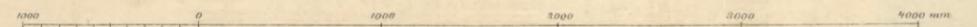
Neues Wasserwerk in Leipzig (Naunhof.)
 erbaut von A.Thiem.

Pump-Maschine:

Hochdruck-Cylinder: 430 mm Pumpenkolbendurchmesser: 300 mm
 Niederdruck-Cylinder: 660 mm gemeinsamer Hub: 1000 mm

ausgeführt von der Sächsischen Maschinenfabrik
 in Chemnitz.

Masstab - 1:40.



Neues Wasserwerk in Leipzig (Naunhof), erbaut von A. Thiem. Wasserfassung-(Rohr- u. Ringbrunnen).

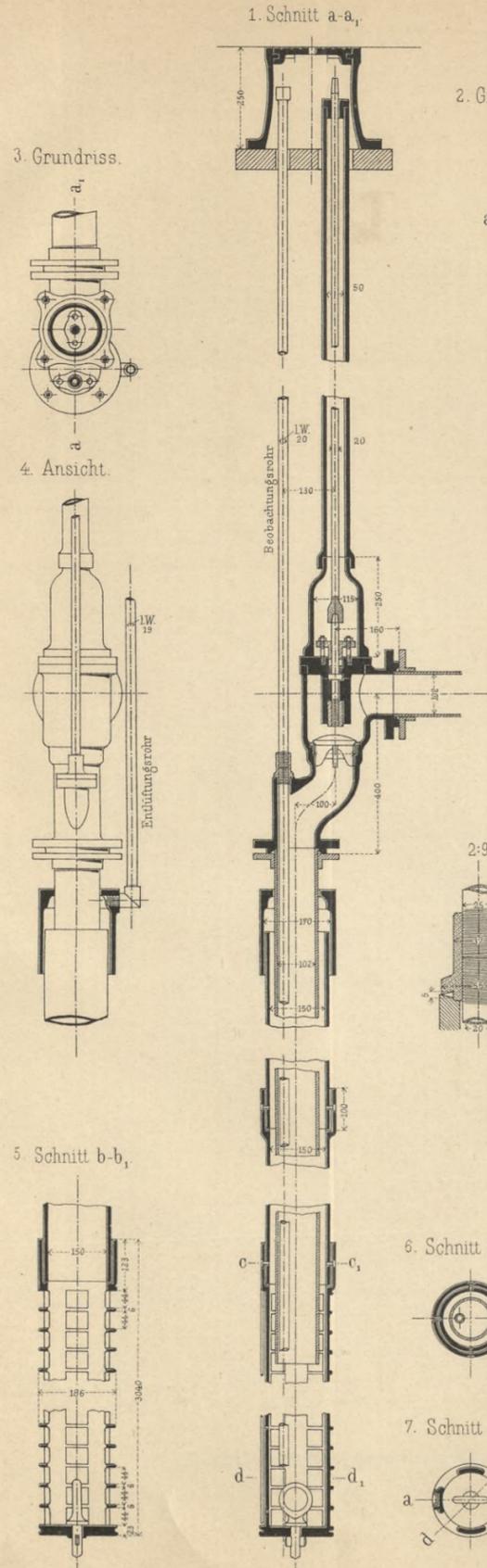


Fig. 1-7
Rohrbrunnen
1:15.

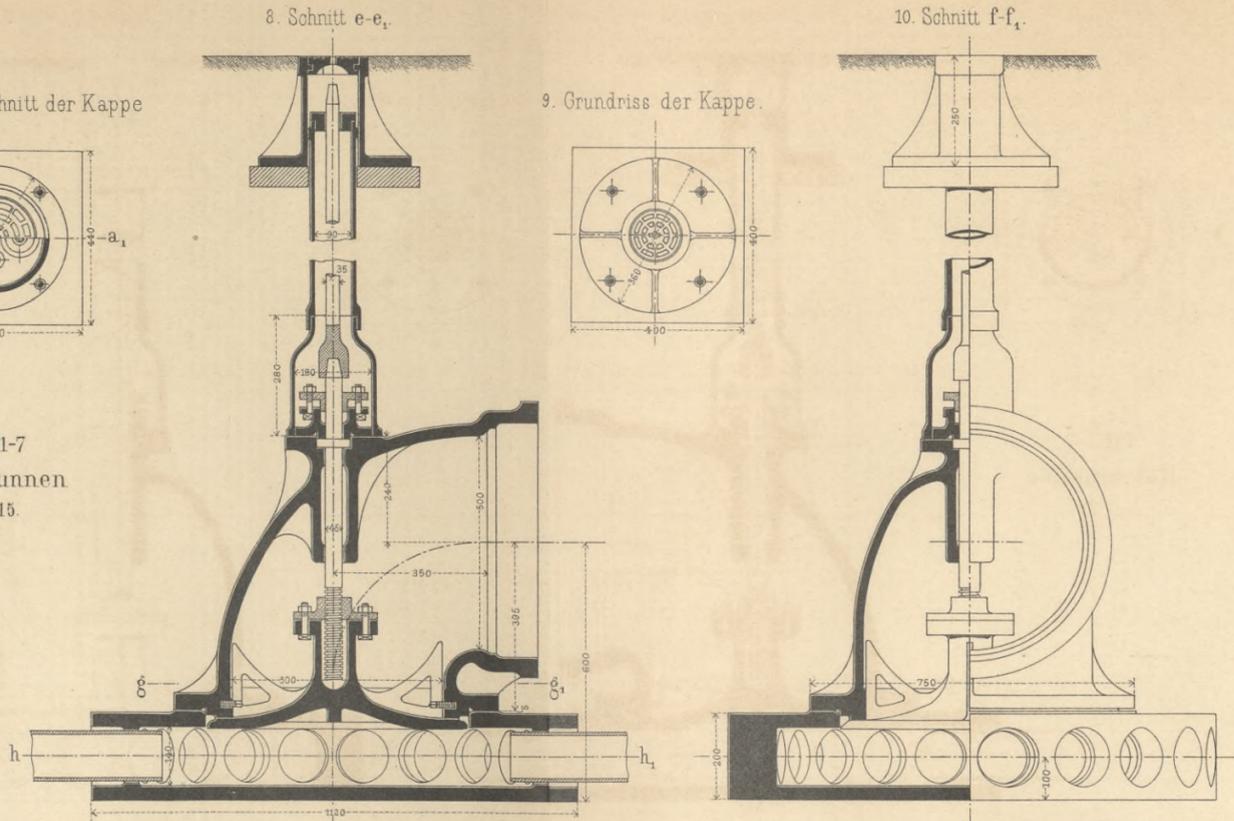


Fig. 8-12
Ringbrunnen
1:15.

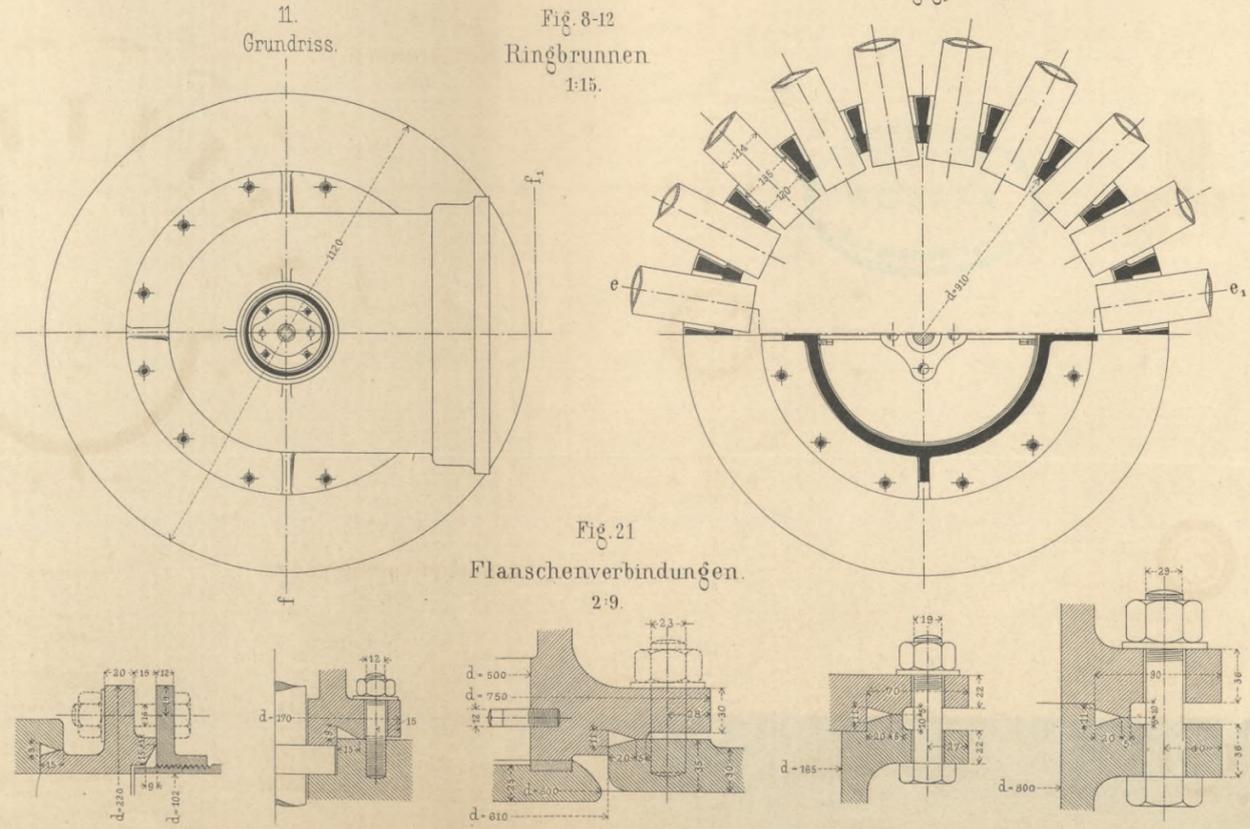


Fig. 21
Flanschenverbindungen.
2:9.

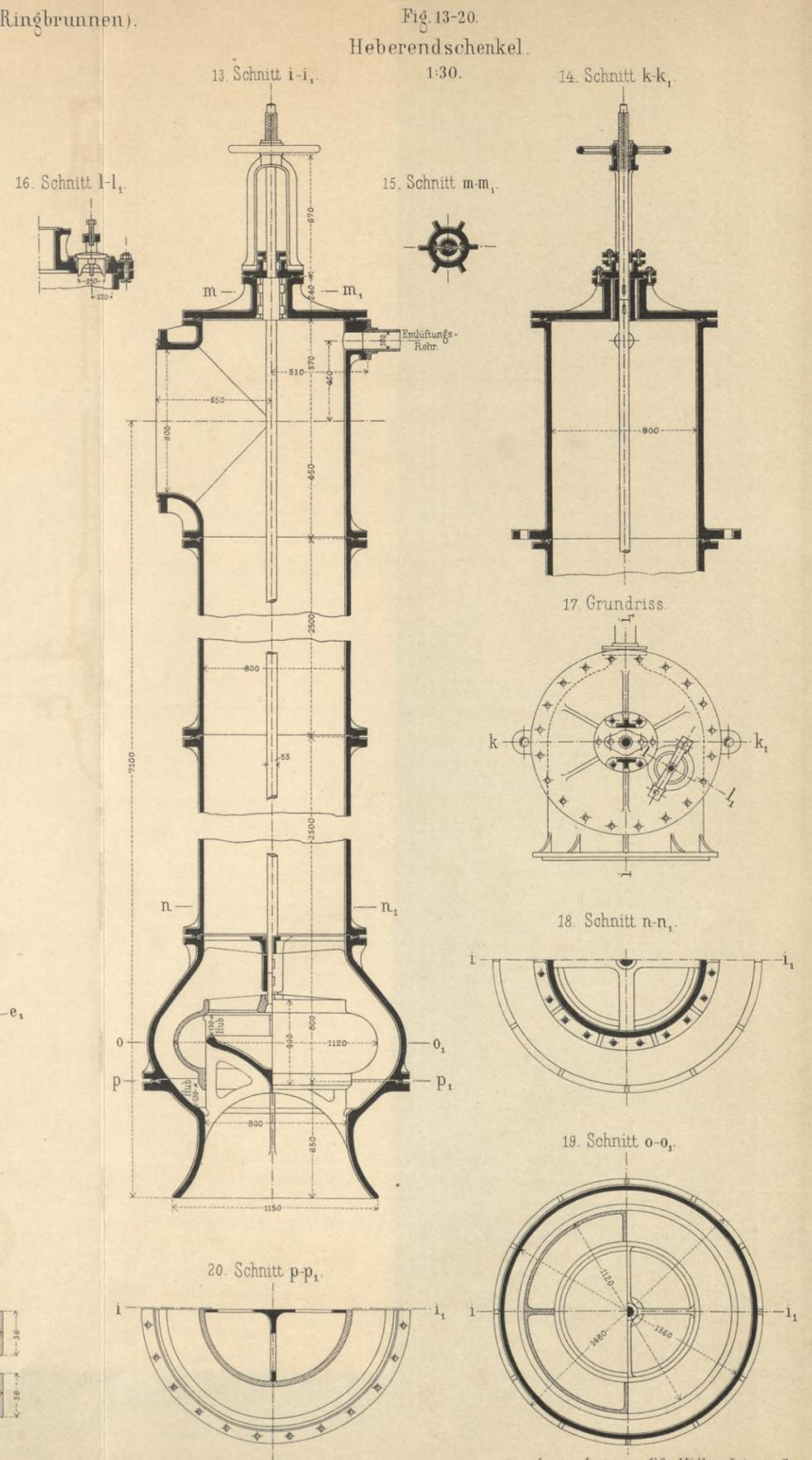


Fig. 13-20.
Heberendschenkel.
1:30.

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

101

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

33682

Kdn., Czapskich 4 — 678. 1. XII. 52, 10.000

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305772