

eine sehr einfache und dabei vollkommene Expansionssteuerung, wie aus den Diagrammen Abb. 4—6 hervorgeht.

Die Saugsteuerung des Kompressors erfolgt durch einen Rundschieber an jedem Cylinderende, der durch eine Gegenkurbel angetrieben wird; die Drucksteuerung der rückläufigen Ventile (Abb. 8) durch den Kompressorkolben. Die Eröffnung dieser Ventile erfolgt durch den Expansionsdruck der Luft, der durch das hohle Ventil auf den Pufferkolben des Ventils drückt und dieses in das Cylinderinnere hinein aufdrückt. Der Zwangsschluss erfolgt gegen Ende des Druckhubs durch die unmittelbare Berührung des Ventils durch den Kompressorkolben, in den eine Feder eingeschaltet ist, um die Berührung geräuschlos zu machen.

Der Bericht des Maschinen-Laboratoriums der Technischen Hochschule über die Erprobung dieses Kompressors lautet wie folgt:

#### Versuche mit einem

### Kompressor mit rückläufigen Druckventilen.

Auf Veranlassung des Herrn Geheimen Regierungsraths Professor Riedler hat die Maschinenbauanstalt A. Borsig in Tegel bei Berlin mir zur Erprobung im Maschinen-Laboratorium der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin einen Luftkompressor mit einem Luftcylinder von 270 mm Durchmesser und einem Dampfcylinder von 270 mm Bohrung bei 350 mm gemeinsamem Hub geliefert.

Die Versuche wurden im März 1899 ausgeführt und hatten den Zweck:

die Wirkungsweise des Kompressors und der neuen Druckventile festzustellen, und zwar bei der normalen Umlaufzahl von 120 Umdrehungen minutlich, für welche die Maschine berechnet ist, sowie bei der darüber hinaus erreichbaren Geschwindigkeit; insbesondere war

die Bewegung der Druckventile durch Ventilhebungs-Diagramme bei den verschiedenen Geschwindigkeiten festzustellen und

etwa nothwendige Veränderungen in der Bauart der Einzelheiten durch die Versuche zu ermitteln.

Der Kompressor wurde von der Maschinenfabrik A. Borsig nach den Entwürfen der Herren Professoren Riedler und Stumpf ausgeführt. Abgesehen von Einzelheiten in der konstruktiven Ausbildung liegt das wesentlich Neue in den Druckventilen mit ihrer Eröffnungsbewegung nach dem Cylinderinnern hinein und ihrem Zwangsschluss durch den Kompressorkolben am Ende jedes Druckhubes.

Der Eintritt der Luft in der Saugperiode wurde durch zwangsläufig bewegte Rundschieber gesteuert. Die Druckventile, deren Anordnung und Detailausbildung sich aus Abb. 8 ergibt, sind Tellerventile aus Stahl mit

einem Führungsrohr, an dessen Ende ein Druckkolben angebracht ist. Durch die Höhlung des Führungsrohres tritt die Luft während ihrer Verdichtung hinter den Druckkolben und erzeugt auf diesen wirkend den Eröffnungsdruck des Ventils. Dieser Eröffnungsdruck entspricht daher dem eines gewöhnlichen Plattenventils, dessen Querschnitt gleich ist der Fläche des Druckkolbens minus Fläche des eigentlichen Ventils. Das Ventil öffnet sich jedoch nicht wie ein gewöhnliches Ventil nach aussen, sondern nach dem Cylinderinnern, entgegen der Luftströmung beim Durchtritt durch das geöffnete Ventil.

Der Druckkolben zur Erzeugung des Eröffnungsdrucks bewirkt zugleich bei der Eröffnung des Ventils die Verzögerung der Ventilmasse und die Hubbegrenzung. Die Wirkung des Luftpuffers kann durch eine Stellenschraube geregelt werden.

Der Zwangsschluss der Druckventile erfolgt am Ende jedes Druckhubes durch den Kompressorkolben. Eine im Kolben eingeschaltete Feder hat eine sanfte Berührung zu vermitteln, auch zugleich die Schlusskraft entsprechend den augenblicklichen Widerständen zu regeln.

Der Kompressor wurde im Maschinen-Laboratorium der Technischen Hochschule auf den für solche Versuche vorgesehenen Fundamenten aufgestellt. Da die Schwungräder nicht in das Fundament eingelassen werden konnten, wurde der Kompressor durch Holzbalken erhöht aufgestellt. Diese Aufstellung war zwar nicht tadellos, genügte aber für die Versuche. Die Dampfzu- und -ableitung wurde durch bewegliche Metallschläuche hergestellt. Als Druckwindkessel wurde der grosse Pumpenwindkessel des Laboratoriums benutzt und mit dem Kompressor vorläufig durch einen Metallschlauch von 30 mm lichter Weite und etwa 15 m Länge verbunden. Als Messvorrichtungen dienten ausser den gewöhnlichen Indikatoren ein Indikator, dessen Kolben die Ventilhebungen aufzeichnete.

Bei den Versuchen waren zunächst die Steuerungen richtig zu stellen, und zwar die Saugsteuerung für einen mittleren Betriebsdruck von 3 Atmosphären, entsprechend dem Einfluss der Ausdehnung der Luft im schädlichen Raume, wobei die Schieber auf der vorderen Seite in der Todtlage, auf der hinteren Seite 3 mm nach der Todtlage schlossen. An der hinteren Cylinderseite wurde deshalb etwa 10% des Kolbenhubes nicht ausgenutzt, was bei den volumetrischen Messungen nicht berücksichtigt wurde. Die Drucksteuerung wurde so eingestellt, dass die Schliessfedern in der Todtlage der Kolben  $1\frac{1}{2}$  mm zusammengepresst waren.

Bei diesen Vorversuchen ergaben sich die Diagramme a, die keinen Beschleunigungsdruck bei der Eröffnung der Druckventile zeigten, was unwahrschein-

lich erschien, da deren Drucklinie erheblich über dem Druck des Windkessels lag.

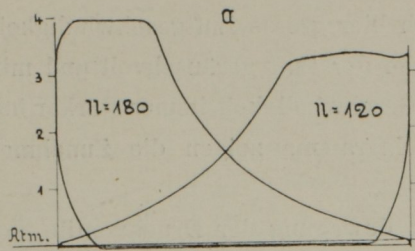


Abb. 10.

Die Ursache des gleichmässig verlaufenden Drucks musste in den Widerständen der Druckrohrleitung ge-

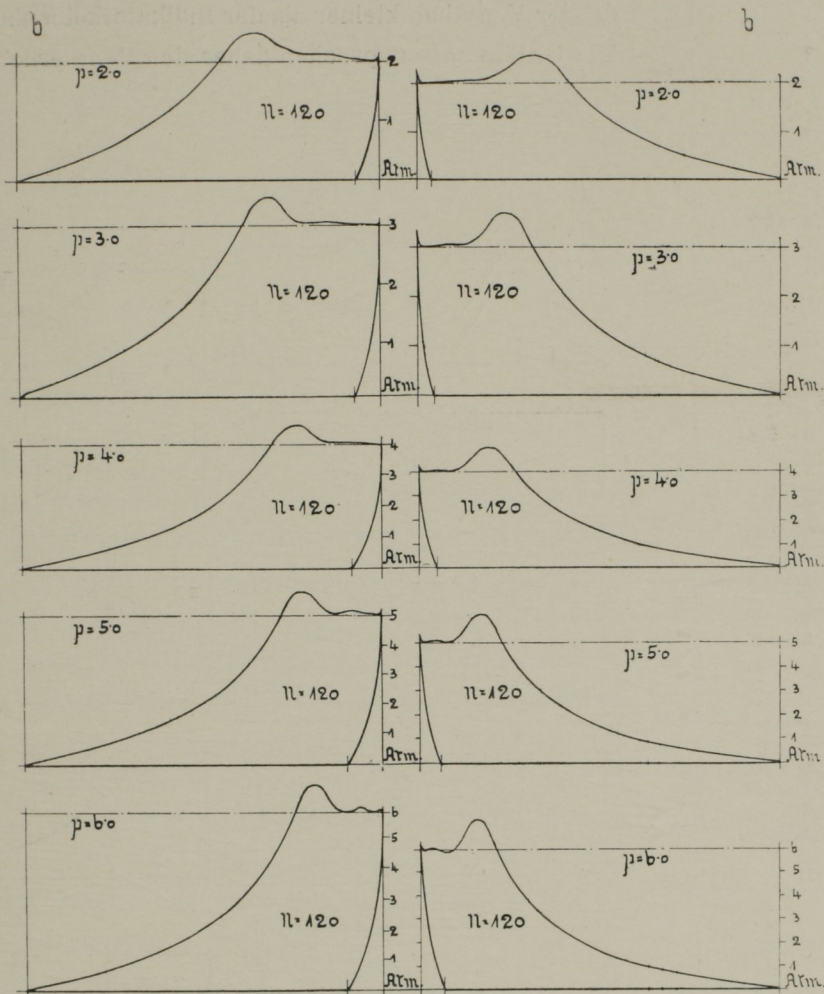


Abb. 11. Druckdiagramme.

sucht werden. Es wurde deshalb dicht neben dem Kompressor ein Luftbehälter von 400 Liter Inhalt zur Ausgleichung eingeschaltet und dieser durch eine 100 mm weite Rohrleitung mit dem Haupt-Druckwindkessel verbunden.

Die Diagramme b zeigen den Arbeitsvorgang bei der normalen Betriebsgeschwindigkeit von 120 Umdrehungen minutlich und einem von 2 bis 6 Atmosphären zunehmenden Kompressionsdruck.

Auf der hinteren Cylinderseite zeigte sich ein geringes Ansteigen des Druckes kurz vor dem Hubwechsel, was auf zu grosse Federspannung schliessen liess. Durch geringere Spannung oder gänzliche Beseitigung der Feder wurde diese Druckzunahme beseitigt.

Die Ventile arbeiteten bei diesem Betriebe tadellos. Die Berührung mit dem Kolben bei Beginn der Schlussbewegung und der Ventilschluss selbst waren nicht hörbar und der Gang der Maschine gleichmässig.

Um festzustellen, welchen Einfluss die Schliessfeder am Kompressorkolben und etwaige Ungenauigkeit der Einstellung auf den Ventilschluss ausübe, wurde der Kolben so eingebaut, dass zwischen dem Ventil und dem steuernden Kompressorkolben in seiner Todtlage 3 mm Spielraum gelassen, also die Ventile nicht ganz geschlossen wurden, sondern bei Umkehrung des Kolbens den vollständigen Schluss selbstthätig vollenden mussten.

Bei dieser Einstellung und bei verschiedener Ge-

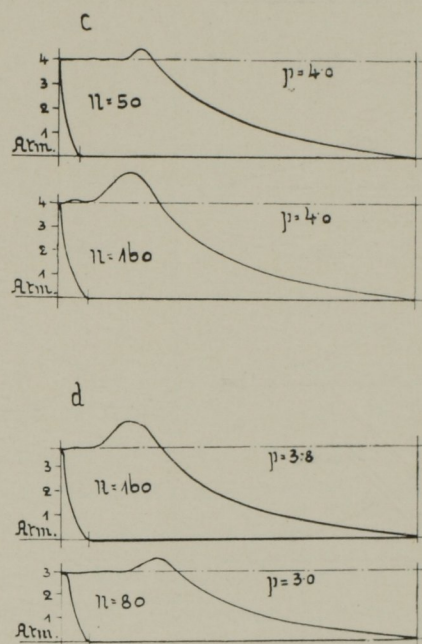


Abb. 12. Druckdiagramme.

### Diagramme des Kompressors mit rückläufigen Druckventilen.

schwindigkeit wurden Cylinderdiagramme c aufgenommen. Die Diagramme zeigten wie früher regelmässigen Verlauf, die Ventile schlossen trotz des (nicht gesteuerten) Spielraumes stossfrei und nicht hörbar, aber mit Verspätung, die im Ventilerhebungs-Diagramm zu erkennen war. Die Diagramme d sind aufgenommen bei solcher Einstellung des Kolbens, dass der nichtgesteuerte Spielraum zwischen Ventil und Kolben in seiner Todtlage auf 6 mm vergrössert war. Der Ventilschluss erfolgte jetzt nicht mehr stossfrei, sondern mit Lärm. Der Stoss des auf grösserem Wege sich selbstthätig schliessenden Ventils, sowie das Geräusch wurde jedoch mit zunehmender Geschwindigkeit etwas geringer.

Grösserer, nicht gesteuerter Spielraum von etwa 2% des Kolbenweges ist daher unzulässig, da ruhiger Gang und rechteckiger Schluss nicht mehr zu erreichen sind.

Der Kompressor wurde weiter bei niedrigem, mässigem und hohem Luftdruck und bei wechselnder Geschwindigkeit in zahlreichen Versuchen erprobt und die Umdrehungszahl hierbei bis auf das Doppelte der normalen Betriebsgeschwindigkeit (240 Um-

Die Abmessungen der Saugöffnungen und Schieber waren für 120 Umdrehungen minutlich bemessen, und bei Geschwindigkeiten über 150 Umdrehungen minutlich ergaben sich hier grosse Luftgeschwindigkeiten, sodass das Ansaugen der Luft geräuschvoll und mit weiter zunehmender Geschwindigkeit immer stärker hörbar wurde. Auch die Diagramme zeigen die Zunahme der Saugspannung.

Um die Bewegung der Druckventile bei den oben erwähnten Versuchen genau verfolgen und beurtheilen zu können, nahm ich Ventilerhebungs-Diagramme.

Zu diesem Zwecke wurde das Druckventil unmittelbar mit dem Schreibstift eines Indikators verbunden, da der Ventilhub kleiner als der Indikatorkolbenhub war. Die Ordinaten entsprechen daher den Ventilerhebungen,

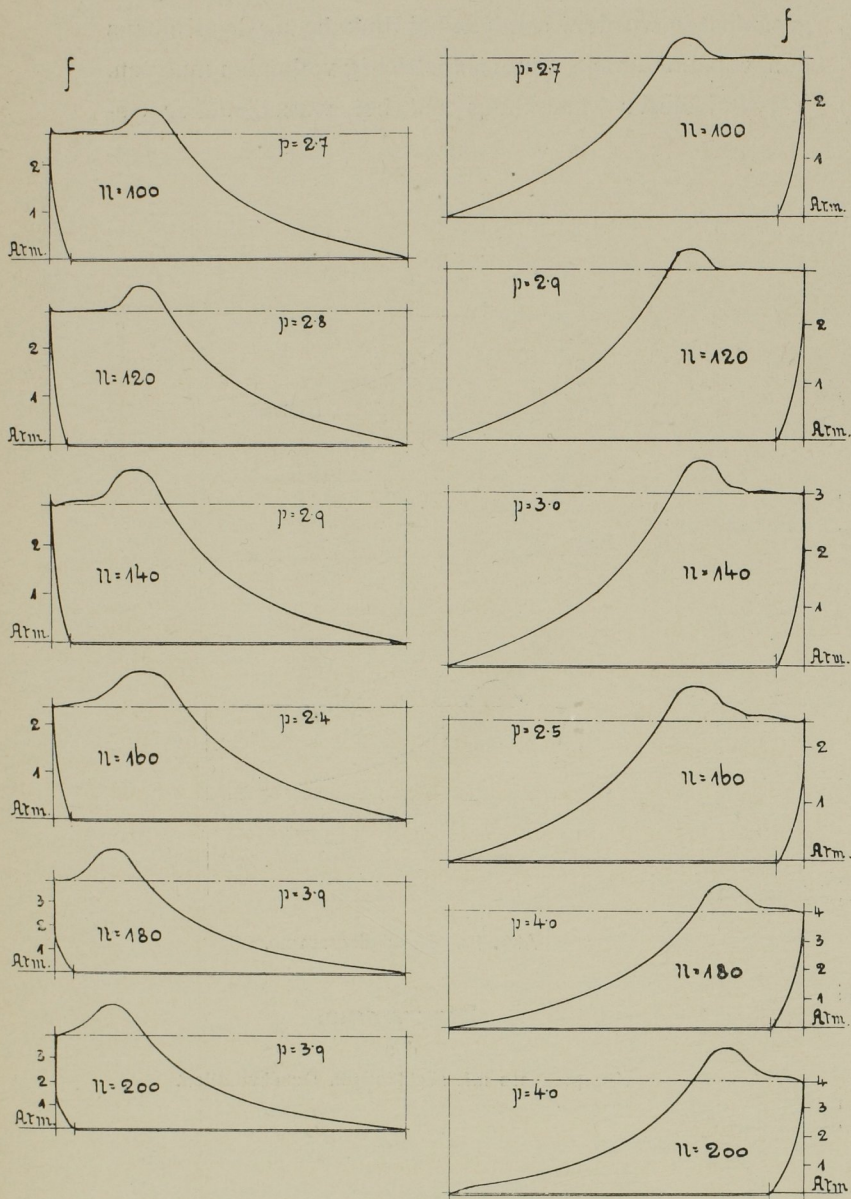


Abb. 13. Diagramme.

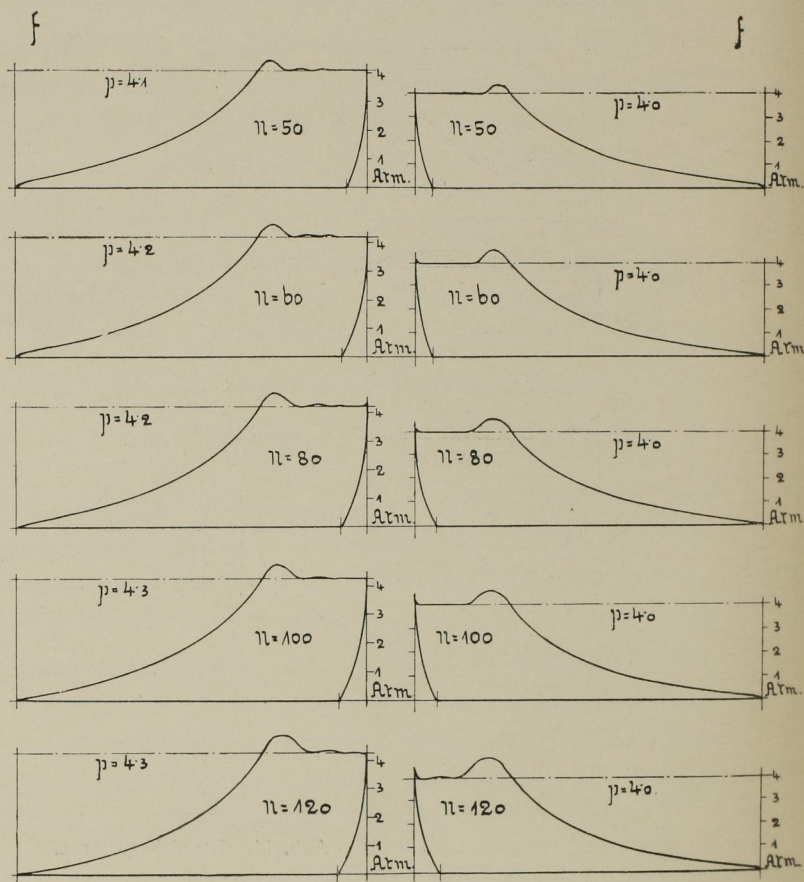


Abb. 14. Diagramme.

drehungen minutlich) gesteigert, wobei sich bei normaler Einstellung der Steuerung stets stossfreier, unhörbarer Ventilschluss ergab.

Auch eine weitere Steigerung der Umdrehungszahl liess der Kompressor zu, aber die mangelhafte Fundirung der Maschine und die nicht ausgeglichenen Triebwerksmassen waren einem solchen Betrieb hinderlich. Die Ventile arbeiteten auch bei dieser gesteigerten Geschwindigkeit fast geräuschlos.

Die Diagramme f zeigen die Druckverhältnisse im Cylinder bei verschiedenem Druck und steigender Betriebsgeschwindigkeit.

die Abscissen — da die Indikatortrommel vom Maschinen- gestänge angetrieben wurde — dem Kolbenwege.

In solcher Weise wurden aufgenommen: Ventilerhebungs-Diagramme  $g_1$ — $g_3$  bei gewöhnlicher Einstellung der Steuerung (geringer Anspannung der Feder im Kolbenhubwechsel).

Diagramme  $g_1$  zeigen für verschiedenen Luftdruck die mit der Umlaufzahl (40—150) zunehmenden Ventilerhebungen bei Einstellung des Luftpuffers auf verschiedenen Widerstand. Die Eröffnungskurven zeigen ganz regelmässiges rasches Eröffnen bei Geschwindigkeiten bis zu 60 Umdrehungen minutlich ohne nennens-

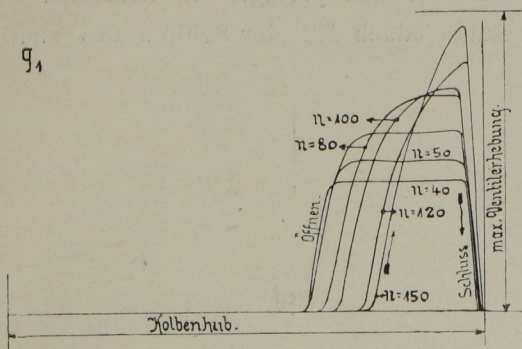


Abb. 16.

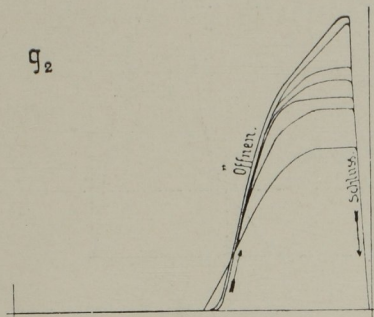


Abb. 17.

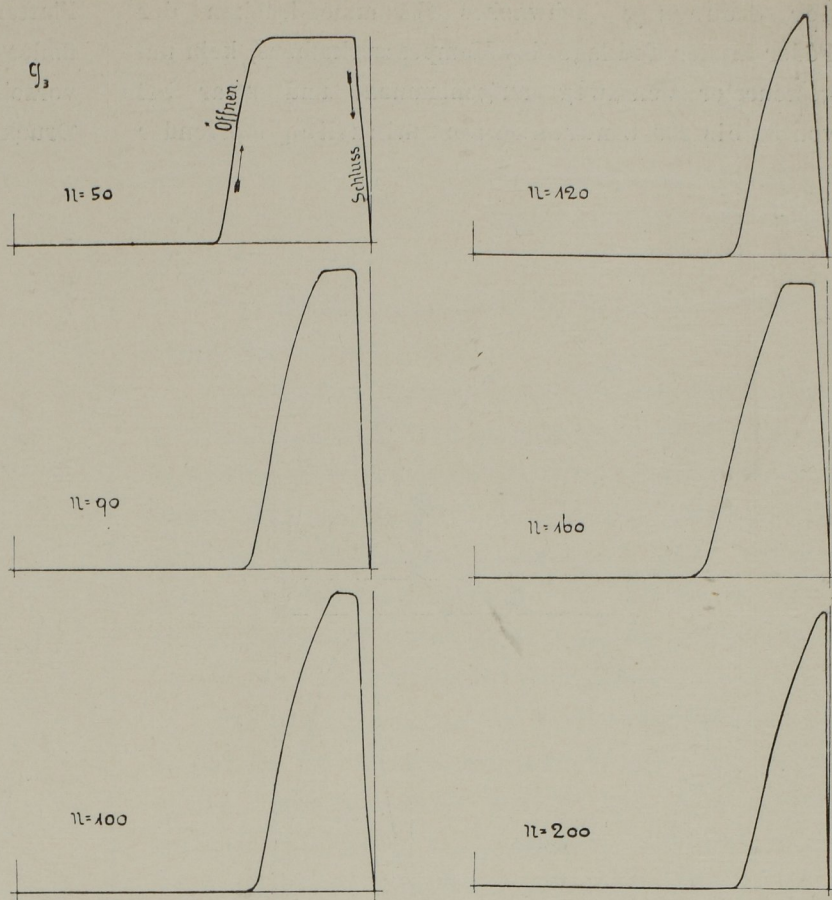


Abb. 15.

Ventilerhebungs-Diagramme.

werthe Verzögerung durch den Puffer am Ende der Eröffnungsbewegung des Ventils. Bei der zunehmenden Geschwindigkeit nimmt jedoch die Luftpufferwirkung rasch zu, zugleich aber, infolge grösserer Beschleunigung, auch die Ventilerhebung. (Die Schlusskurven sollten bei Ende des Schlusses ganz zusammenfallen; die Diagramme zeigen jedoch eine Verschiedenheit der Endpunkte, weil bei grösserer Geschwindigkeit die grössere Streckung der Indikatorschnur sich bemerkbar machte. Für den Vergleichszweck dieser Diagramme schien aber die Beseitigung dieses Mangels nicht erforderlich.)

Die Diagramme  $g_2$  zeigen die Druckventilbewegung bei normal 120 Umdrehungen minutlich bei verschiedener Einstellung und mit ihr zunehmender Wirkung des Luftpuffers im Druckventil.

Diagramme  $g_3$ : Druckventilerhebung bei geringer Wirkung des Luftpuffers und zunehmender Betriebsgeschwindigkeit von 50, 90, 100, 120, 160 und 200 Umdrehungen minutlich. Alle Diagramme zeigen gleichmässige Ventileröffnung, zunehmende Verzögerung gegen Ende der Ventilerhebung und darauf folgenden raschen, gleichmässigen Schluss der Ventile knapp vor dem Hubende.

Bei keinem Versuche konnte irgend welches Flattern der Ventile oder unregelmässige Ventilbewegung beobachtet werden.

Die Diagramme h und i mit theilweise unge-

steuertem Ventilweg sind nicht wie die früheren Ventilerhebungs-Diagramme proportional der Kolbenbewegung aufgenommen, sondern die Indikatortrommel wurde von einem Exzenter angetrieben, derart, dass der Schluss der Ventile bei grösster Geschwindigkeit der Indikatortrommel erfolgte. Hierdurch sind die Oeffnungs- und Schliessungskurven etwas gestreckter, und die Vorgänge, die sich sonst im Hubwechsel abspielen, sind deutlicher zu erkennen.

In diesen Diagrammen ist nunmehr die Kurve rechts die Eröffnungskurve. Sie zeigt die gleichmässige Ventilerhebung und darauf folgend die verzögernde Wirkung des Luftpuffers. Die gegen die Mitte links gelegene Kurve ist die Schlusskurve. Sie zeigt den raschen Ventilschluss durch den Kompressorkolben und gegen das Ende den langsamen selbstthätigen Schluss.

Die Diagramme h sind bei 3 mm ungesteuertem Spiel und verschiedenen Geschwindigkeiten, von 50—160 Umdrehungen minutlich, aufgenommen, wobei die Verspätung durch den selbstthätigen Schluss bei geringen Geschwindigkeiten höher ist als beim gesteigerten Betriebe.

Diagramme i, sind bei 6 mm ungesteuertem Spiel und sonst denselben Verhältnissen wie h aufgenommen.

Die Diagramme k sind bei normaler Einstellung

der Steuerung (schwaches Zusammendrücken der Feder in der Todtlage des Kompressorkolbens, kein ungesteuerter Ventilweg) aufgenommen, und zwar bei von 80 bis 200 Umdrehungen minutlich steigender

Flattern arbeiten. Bei grösseren Geschwindigkeiten findet kurz vor dem Todtpunkt des Kolbens ein geringes vorzeitiges Schliessen und geringes Wiederöffnen des Druckventils statt, jedoch fällt der Schluss des Ventils

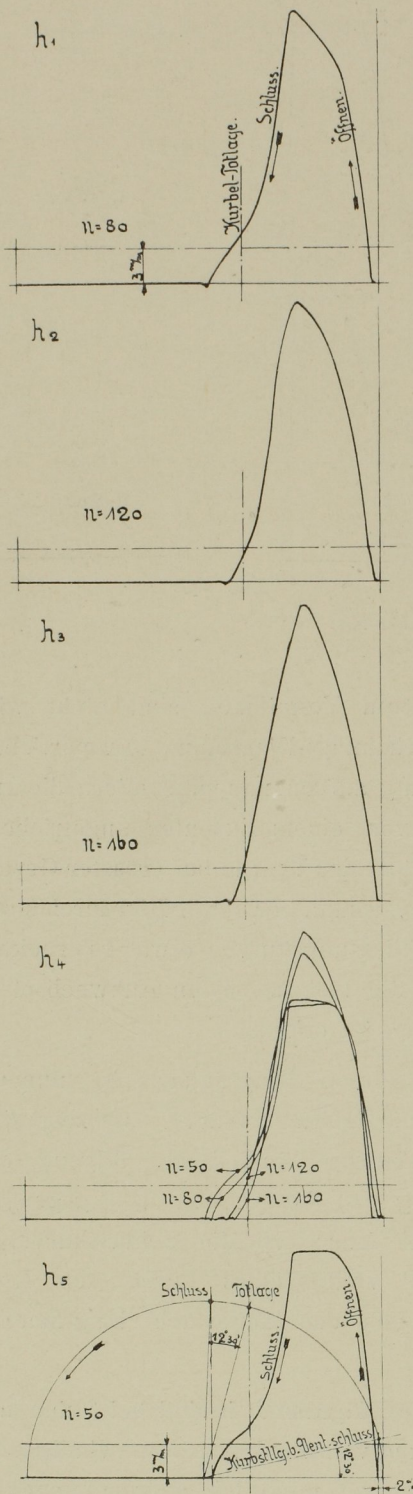


Abb. 18.  
Ventilhebungs-Diagramme.

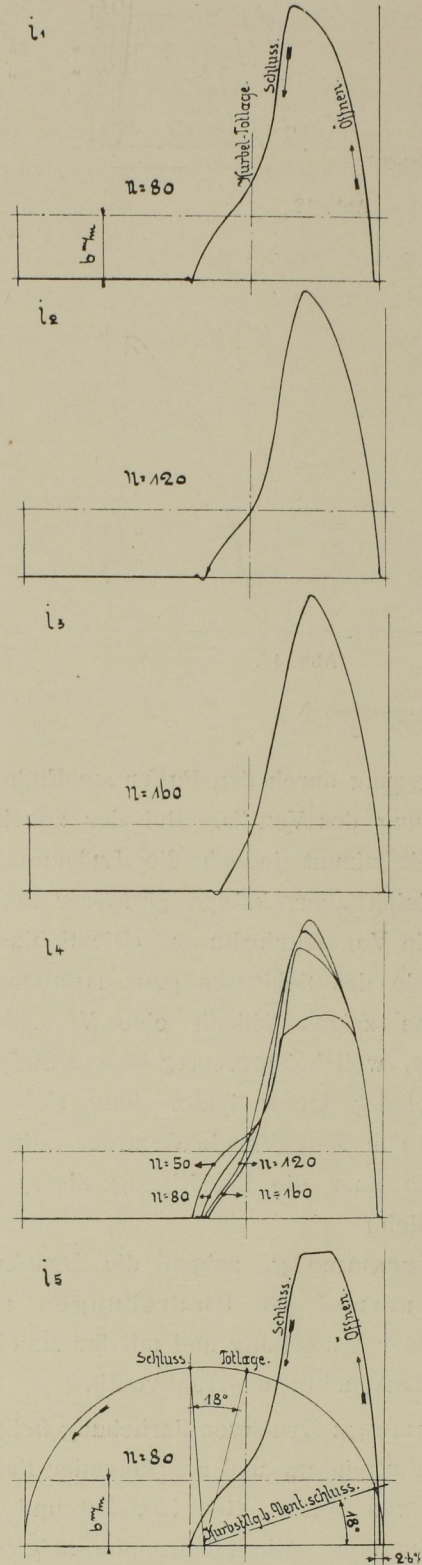


Abb. 19.  
Ventilhebungs-Diagramme.

Geschwindigkeit. Die Bewegung des Indikators ist gleichfalls von einem Exzenter abgeleitet.

Die Diagramme zeigen übereinstimmend, dass die Druckventile stets mit regelmässigem Schluss ohne

immer genau mit der Todtpunktstellung des Kolbens zusammen. Im Cylinderdiagramm und im Gang der Ventile ist dies nicht wahrnehmbar.

Der volumetrische Wirkungsgrad konnte durch

besondere Versuche genau nicht ermittelt werden. Er ergibt sich, aus den Diagrammen berechnet, zu 93—95,5%.

Hierbei ist der Einfluss des 3 mm nach dem Todtpunkt der Maschinenkurbel schliessenden Saugschiebers nicht berücksichtigt, wohl aber der Einfluss des schädlichen Raumes.

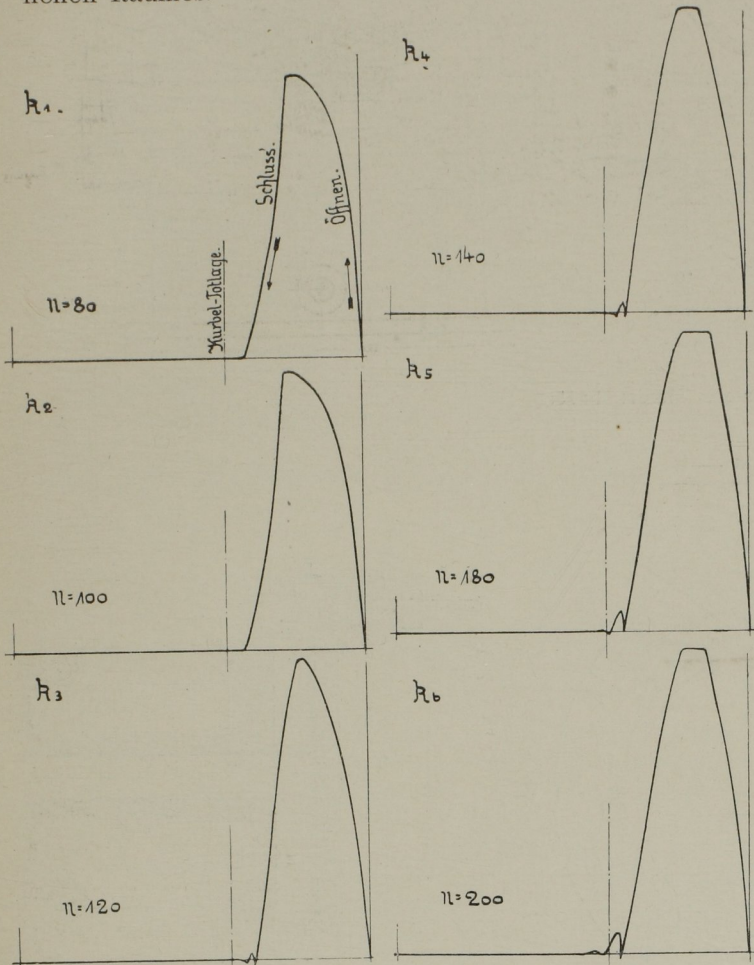


Abb. 20. Ventilerhebungs-Diagramme.

Abb. 21.

Der mechanische Wirkungsgrad ergab sich bei normalem Gang von 120 Umdrehungen minutlich, bei einem mittleren Arbeitsdruck im Dampfzylinder  $p = 2,03$  und einem mittleren Widerstand im Kompressor  $p = 1,73$ , im Mittel zu 85,7%. Beide Werthe des Wirkungsgrades sind für eine so kleine Maschine ausreichend hoch.

Das Ergebniss der Versuche kann daher dahin zusammengefasst werden:

dass die rückläufigen Ventile bei allen Untersuchungen (wechselnden Betriebsspannungen und allen Geschwindigkeiten und Geschwindigkeitsänderungen bis zu einem über das Doppelte des normalen Gangs forcirten Betriebe) tadellos arbeiteten und stets ruhigen, präzisen Ventilgang zeigten. Die Steuerung erwies sich gegenüber Ungenauigkeiten in der Einstellung bis zu 1% des Kolbenweges als unempfindlich.

Die Versuche haben die Nothwendigkeit einer Verbesserung der Ventilkonstruktion nicht ergeben. Bei solchen Kompressoren, welche bei ihrer grossen Steigerungsfähigkeit auch andauernd mit grossen Geschwindigkeiten betrieben werden sollen, müssen jedoch die Kanäle und Rohrquerschnitte richtig bemessen und die einseitig wirkenden Massen ausgeglichen werden. Die Schmierung des Kompressors kann vereinfacht werden, da die Kolbenschmierung allein auch für die Saugschieber und Druckventile vollständig ausreicht; ebenso kann der Antrieb der Saugschieber vereinfacht werden.

Charlottenburg, den 15. April 1899.

gez. Josse, Professor,  
Vorsteher des Maschinen-Laboratoriums.

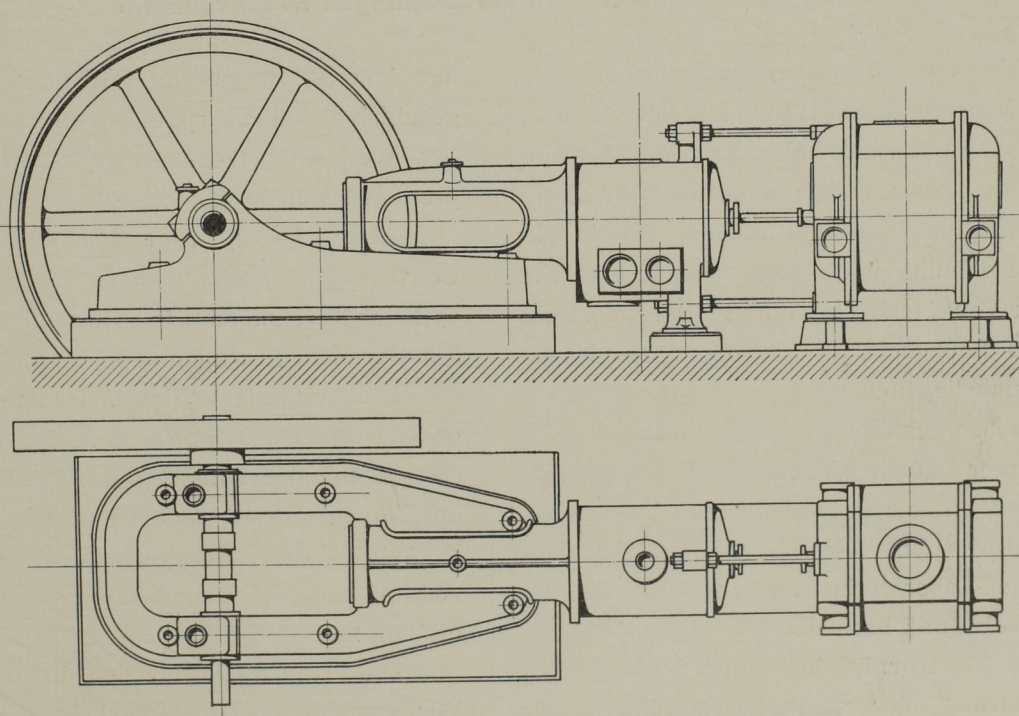


Abb. 22. Seitenansicht und Grundriss. Massst. 1:30.

Eincylinder-Kompressor mit rückläufigen Ventilen.

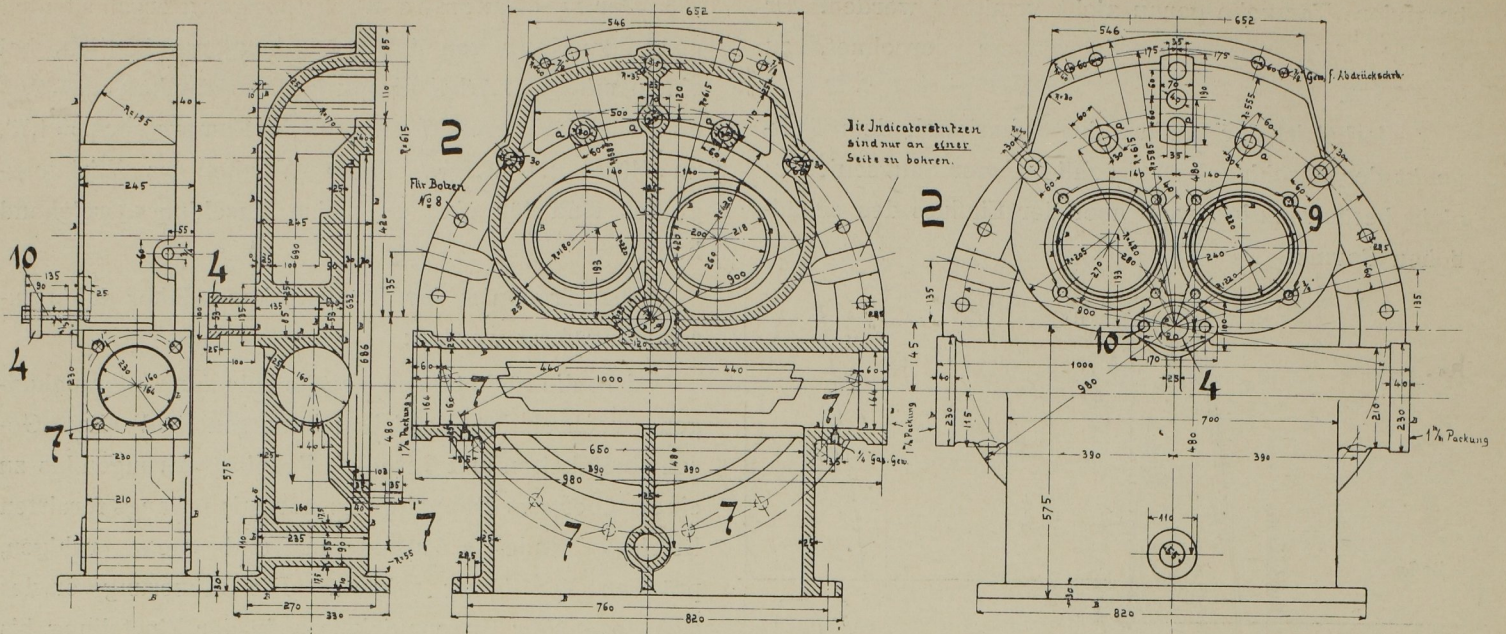


Abb. 23. Ventilkasten. Masst. 1 : 15.

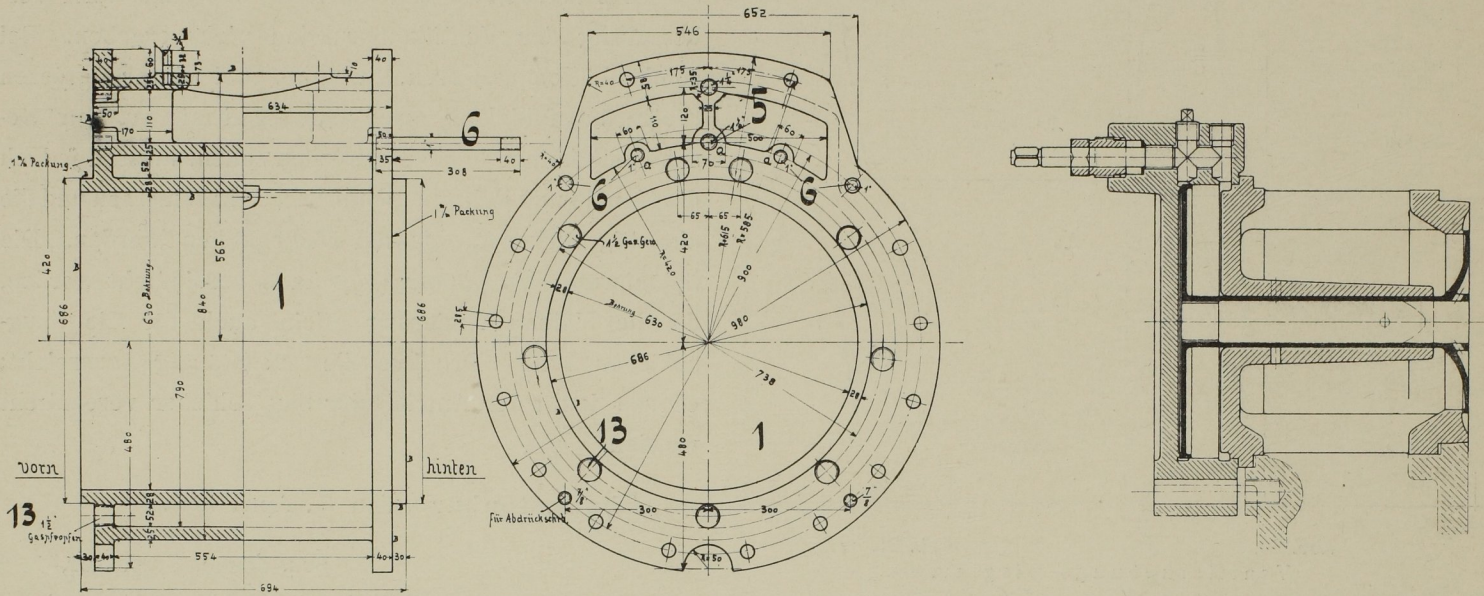


Abb. 24. Kompressor-Cylinder. Masst. 1 : 15.

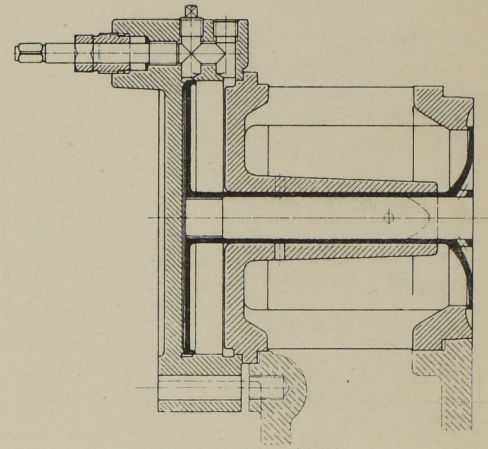


Abb. 25. Druckventil. Masst. 1 : 5.

**Eincylinder-Kompressor mit rückläufigen Druckventilen.**

Durch die Versuche ist somit nachgewiesen:  
 dass die rückläufigen Druckventile und ihre einfache Steuerung bei ausserordentlich hohen Betriebsgeschwindigkeiten, bis 300 Umdrehungen minutlich, tadellos funktionirten, dass insbesondere kein Flattern der Ventile und weder bei der Eröffnung noch beim Schluss eine Unsicherheit in der Ventilbewegung auftritt. Die konstruktiven Mittel, die Einzelheiten noch weiter zu vervollkommen, sind naheliegende.

Diese Versuchsergebnisse wurden ergänzt durch die Erprobung mehrerer einfachen Ventile für Hochofen- und Stahlwerksgebläse in einem besonderen Versuchsgebläse-Cylinder. Ueber diese Versuche, die gleichfalls im Maschinen-Laboratorium ausgeführt werden, ist im Abschnitt „Gebälse“ berichtet.

Die Firma A. Borsig in Tegel bei Berlin hat die Ausführung der neuen Konstruktion für Deutschland übernommen. Die Bauart wurde in England

und Amerika wegen ihrer Eignung für hohe Betriebsgeschwindigkeit „Express-Kompressor“ benannt.

Weitere Ausführungsbeispiele solcher Express-Kompressoren sind in Abb. 22—36 dargestellt.

Abb. 22—25: Eincylinder-Kompressor, für den Betrieb einer Mammutpumpe bestimmt, von 630 Luftcylinder-Durchmesser, 500 Hub, mit Dampfzylinder von 335 Durchmesser; minutlich 120 Umdrehungen.

Die Anordnung der Maschine ist aus Abb. 22 ersichtlich. Der Kompressor-Cylinder ist nur durch Zugstangen mit dem Dampfzylinder verbunden. Die Bauart des Kompressors-Cylinders und seiner Ventilkasten ist in Abb. 23 und 24 dargestellt, die Bauart der Druckventile und die Regulirung des Luftpuffers in Abbildung 25.

Die Saugkanäle münden in den Cylindersockel. Der gemeinsame Druckkanal ist an den Cylinder angegossen (Abb. 24).

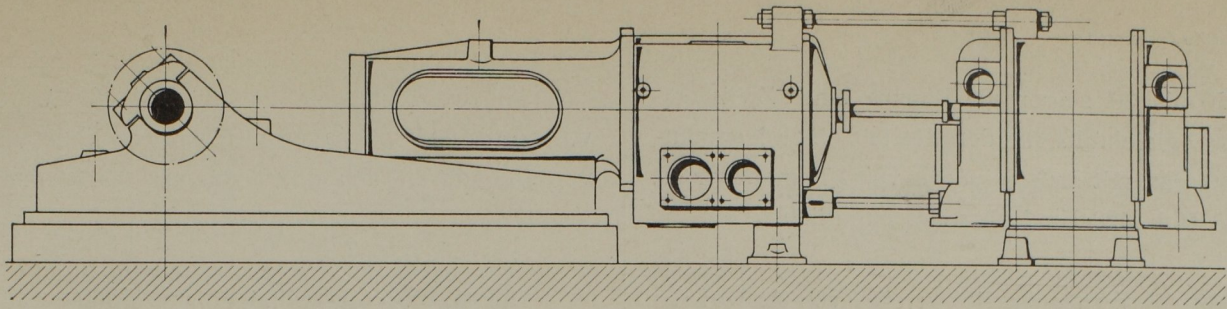


Abb. 26. Seitenansicht des Kompressors. Masst. 1:30.

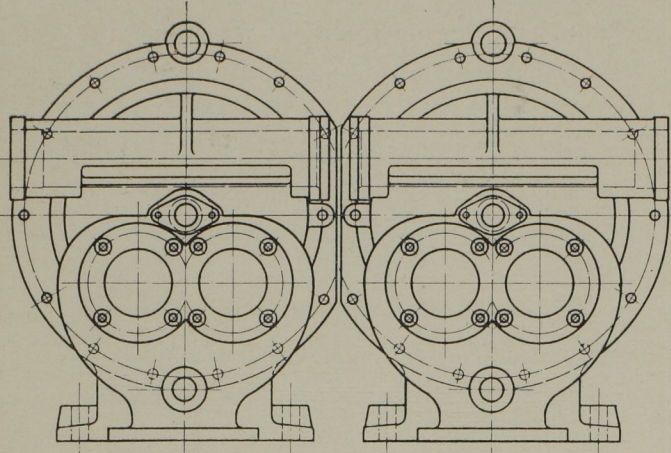


Abb. 27. Rückansicht des Kompressors. Masst. 1:15.

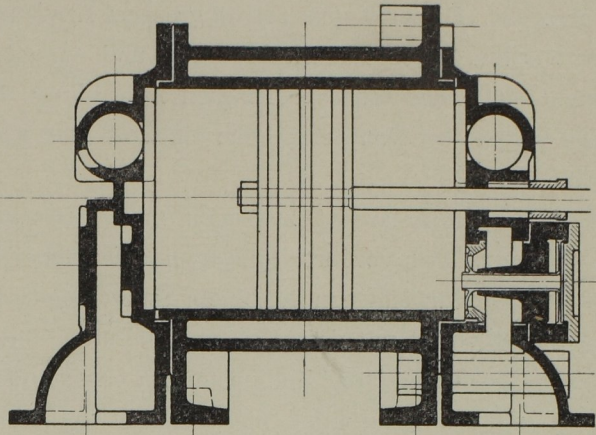


Abb. 28. Schnitt durch den Kompressor-Cylinder. Masst. 1:15.

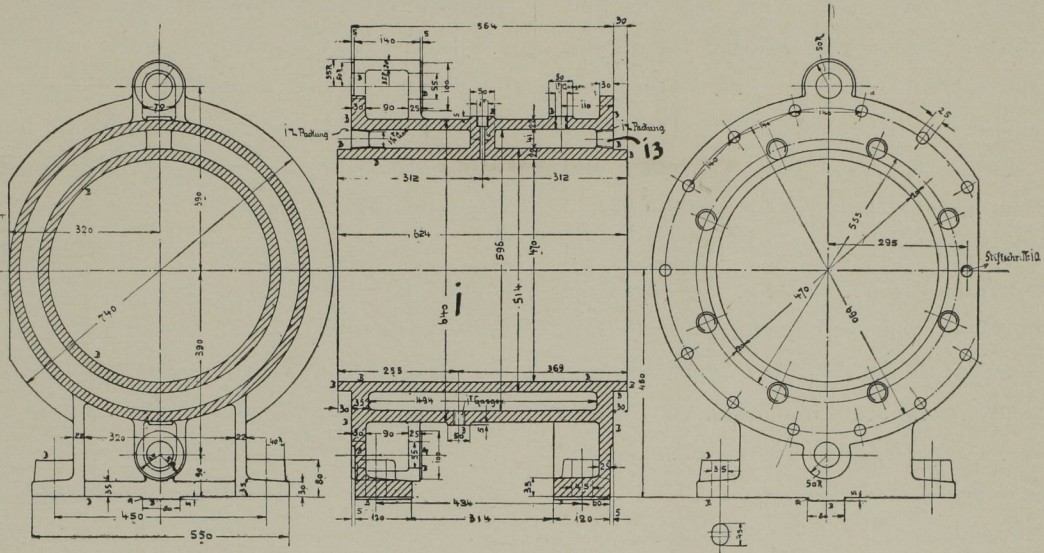


Abb. 29. Schnitte und Grundriss des Kompressor-Cylinders. Masst. 1:15.

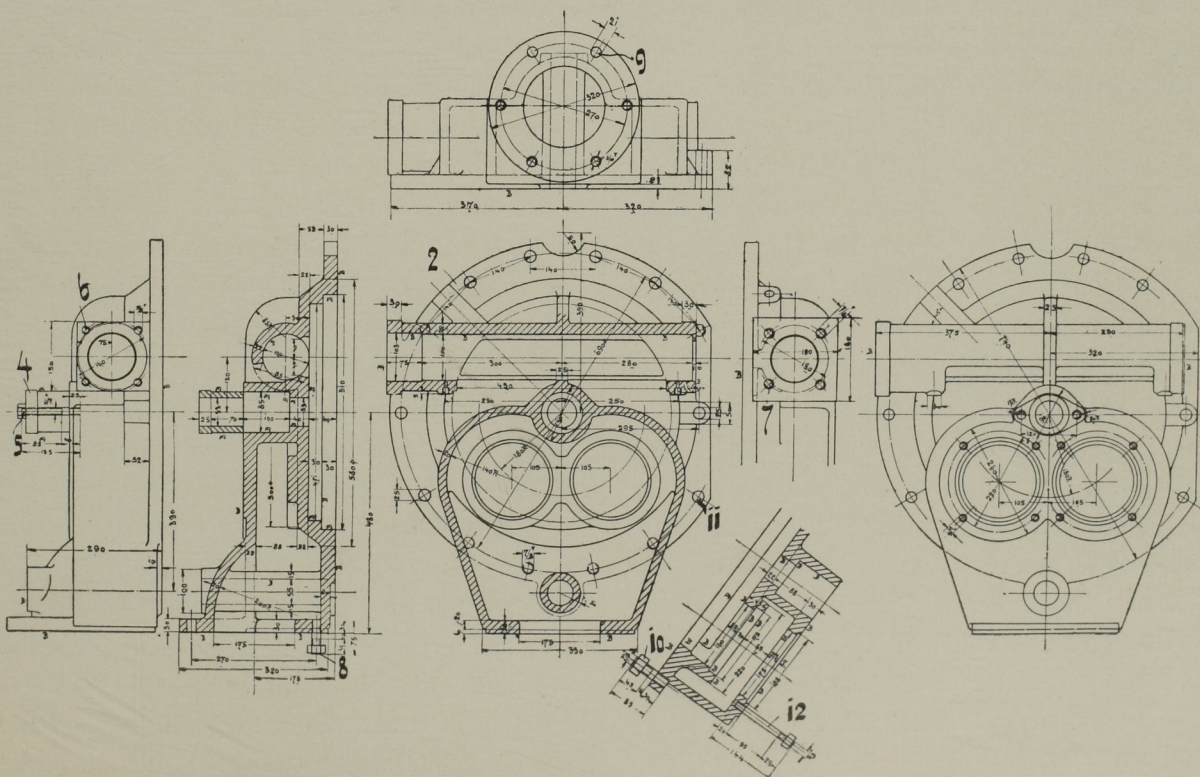


Abb. 30. Einzelheiten des Cylinderdeckels und Ventilkastens. Masst. 1:15.  
Zwillings-Kompressor mit rückläufigen Ventilen.



Abb. 26 bis 30 zeigen die Bauart eines Zwilling-Kompressors, gleichfalls für den Betrieb einer Mampumpen bestimmt, mit Luftzylindern von 470 mm Durchmesser, 480 Hub, 120 Umdrehungen minütlich.

Abb. 31—33 veranschaulichen eine von A. Borsig in sechs Grössen gebaute neue Konstruktion von „Express-Kompressoren“. Dieser Typus soll in grossem Massstabe fabriziert werden. Grosse Raumersparniss und einfaches Fundament auf grund einer gedrängten Anordnung der Maschine waren das Hauptziel beim Entwurf der Konstruktion.

Der Dampfzylinder ist zwischen zwei Schwungrädern gelagert. Der vordere Dampfzylinder-Deckel ist mit den beiden Kurbellagern in einem Stück gegossen. Der Dampfkolben ist mit dem Kolben des Luftzylinders durch die beiderseitigen Kolbenstangen verbunden, zwischen die ein Querhaupt eingeschaltet ist. Das letztere ist in zwei Geradfürungen geführt und an den äusseren Enden durch Schubstangen mit den in den Schwungscheiben eingesetzten Kurbelzapfen verbunden.

In das Stahlguss-Querhaupt ist ein Rundzapfen eingesetzt, in welchem die Kolbenstangen verschraubt sind; dies lässt eine Drehung der Traverse um den Mittelzapfen zu und sichert stets gleichmässige Belastung der beiden Schubstangen. Die Welle bildet ein einziges glattes Rundeisenstück, auf dessen freie Enden die Schwungräder ohne Keil aufgepresst sind. Die Kurbelzapfen sind mit Schleppkurbelarmen versehen, auf welche auf der einen Seite die Antriebsscheibe für den Regulator und auf der anderen Seite das Antriebsexzenter für die Kompressor-Saugsteuerung aufgesetzt sind.

An die Ventilkasten sind getrennte Druckrohre angeschlossen, weil häufig verschiedene Apparate für verschiedene Druckhöhen von einem einzigen Kompressor bedient werden müssen und unter solchen Umständen mit den beiden Kompressorseiten gegen verschiedenen Druck gearbeitet werden kann. Behufs bequemer Einsetzung des federnden Anschlages für die rückläufigen Druckventile ist der Kompressorkolben zweitheilig ausgebildet. Beide Kolben, Kompressor- wie Dampfkolben, sind sehr breit ausgebildet, damit ein nennenswerther Verschleiss nicht eintreten kann. Der Kompressorzylinder ist zwischen die beiden Ventilkasten eingeschaltet und wird durch Wasser gekühlt.

Bemerkenswerth ist die Konstruktion des Rundschiebers, dessen Muschel nicht zum schädlichen Raum gehört. Infolge dieses Umstandes im Zusammenhange mit dem ausserordentlich geringen schädlichen Raum, den das rückläufige Ventil ergibt, beträgt der gesamte schädliche Raum bei dieser Konstruktion höchstens 1%. Die Schmierung der Rundschieber erfolgt durch eine doppeltwirkende Schmierpumpe, welche seitlich am Kompressorzylinder aufgestellt ist.

Abb. 34—37 zeigen einen neuen Typus von einfachwirkenden Kompressoren mit rückläufigen Druckventilen, durch den das Bedürfniss nach einer billigen Kompressor-Konstruktion befriedigt werden soll.

Der Kompressorzylinder ist zugleich Dampf- und Luftzylinder. Auf der Triebwerkseite arbeitet der Dampf, auf der hinteren Seite wird die Luft komprimiert. Die Dampfseite wurde nach dem Triebwerk hin gelegt, um die Stopfbüchse unter der niedrigsten Temperatur zu haben. Es ist nämlich zu beachten, dass für mittlere Drucke, für Dampf und Luft als gleich gross vorausgesetzt, die Temperatur auf der Luftseite ungefähr 80° höher ist als auf der Dampfseite. In diesem Umstande liegt auch die Berechtigung zur Vereinigung des Kompressors und Dampfzylinders in einem einzigen Cylinder, indem die überschüssige Kompressionswärme der Kompressorseite durch das Metall nach der Dampfseite überfliesst und dort theilweise die Wirkung eines Dampfmantels ersetzt. Dieser Umstand liesse sich konstruktiv noch besser verwerthen, wenn man den Cylinder mit einem Luftmantel umgäbe und die komprimierte Luft aus diesem Mantel nach dem Druckrohr hin abführte. Damit wäre eine ausgiebige Heizung des eigentlichen Dampfzylinders erzielt.

Andererseits wird der eigentliche Kompressionszylinder bei jedem Hub mit einer Schicht Kondensationswasser benetzt; unter dem Einfluss der grossen Kompressionswärme wird dieses nahe dem Verdampfungspunkt befindliche Wasser energisch verdampft und durch die Aenderung des Aggregatzustandes eine grosse Wärmemenge gebunden, die Luft also gekühlt. Auf diese Weise findet ein gründlicher Wärmeaustausch zwischen Dampf- und Luftseite statt. Eine merkliche Anwärmung der Luft auf Kosten des Dampfes findet bei der grossen Geschwindigkeit, mit welcher diese Kompressoren laufen (200 Umdrehungen) und bei der schlechten Wärmeleitfähigkeit der Luft kaum statt. Indem die komprimierte Luft den Cylinder heizt, wird ein Theil der sonst verlorenen Kompressionswärme wiedergewonnen.

Um die Konstruktion einheitlich zu halten, ist die Dampfsteuerung und die Kompressor-Saugsteuerung mit Rundschiebern ausgebildet. Für die Dampfseite ist das Zweikammersystem bzw. die Hintereinanderschaltung der beiden Rundschieber gewählt, damit noch eine theilweise Entlastung des Expansionsschiebers stattfindet und der Widerstand für den Achsen-Regulator nach Möglichkeit verkleinert wird. Für die Maschinengrösse, welche in Abb. 34—36 veranschaulicht ist, genügt ein Druckventil.

Der vereinigte Dampf- und Kompressorzylinder ist mit dem Schieberkasten, der Kreuzkopfführung und dem Rahmen in einem Stück gegossen. Der vordere Stopfbüchsendeckel wird hydraulisch oder mit einer Schraube

### Eincylinder-Express-Kompressor, gebaut von A. Borsig in Berlin-Tegel.

Abb. 31. Seitenansicht des Kompressors. Masst. 1:15.

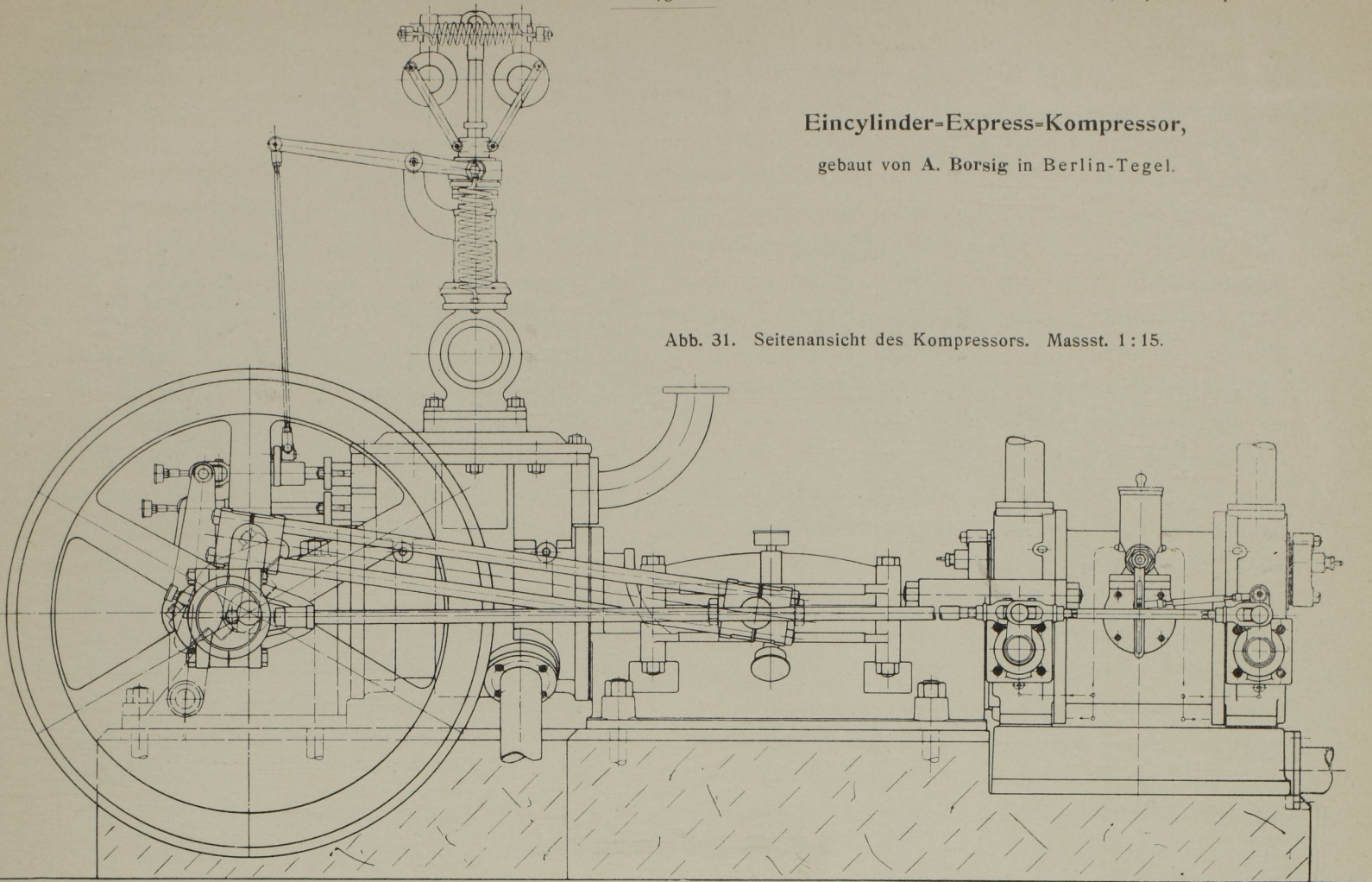


Abb. 32. Grundriss des Kompressors. Masst. 1:15.

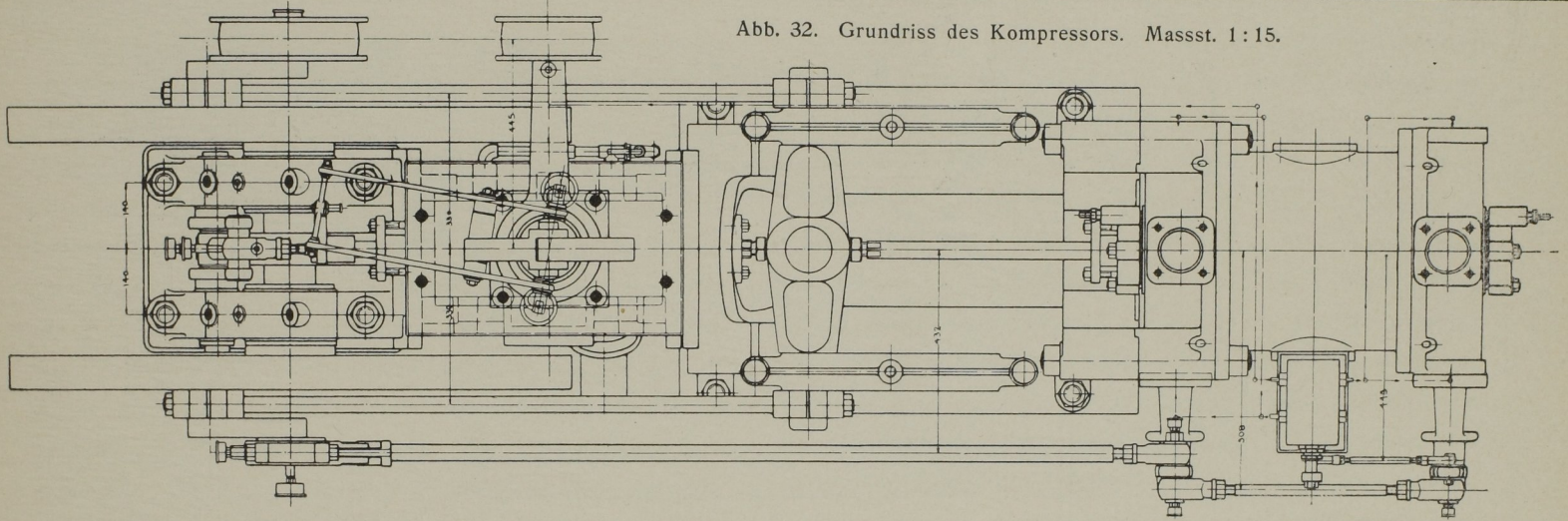
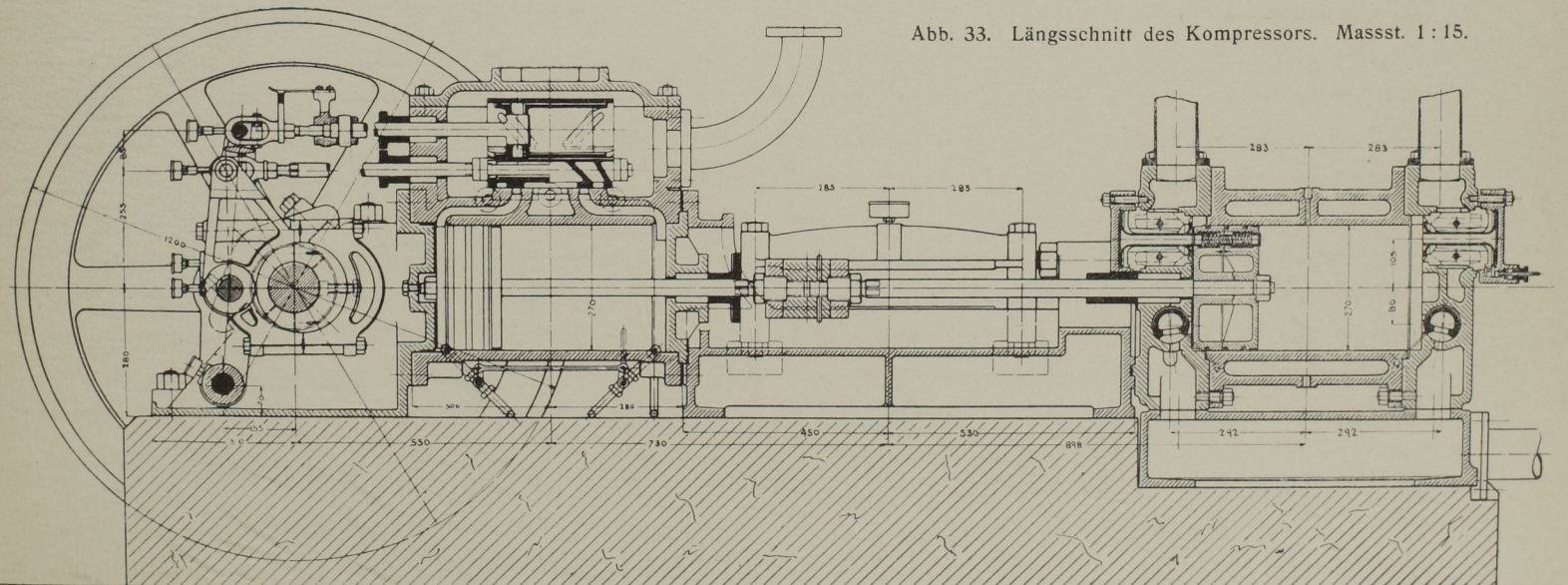


Abb. 33. Längsschnitt des Kompressors. Masst. 1:15.



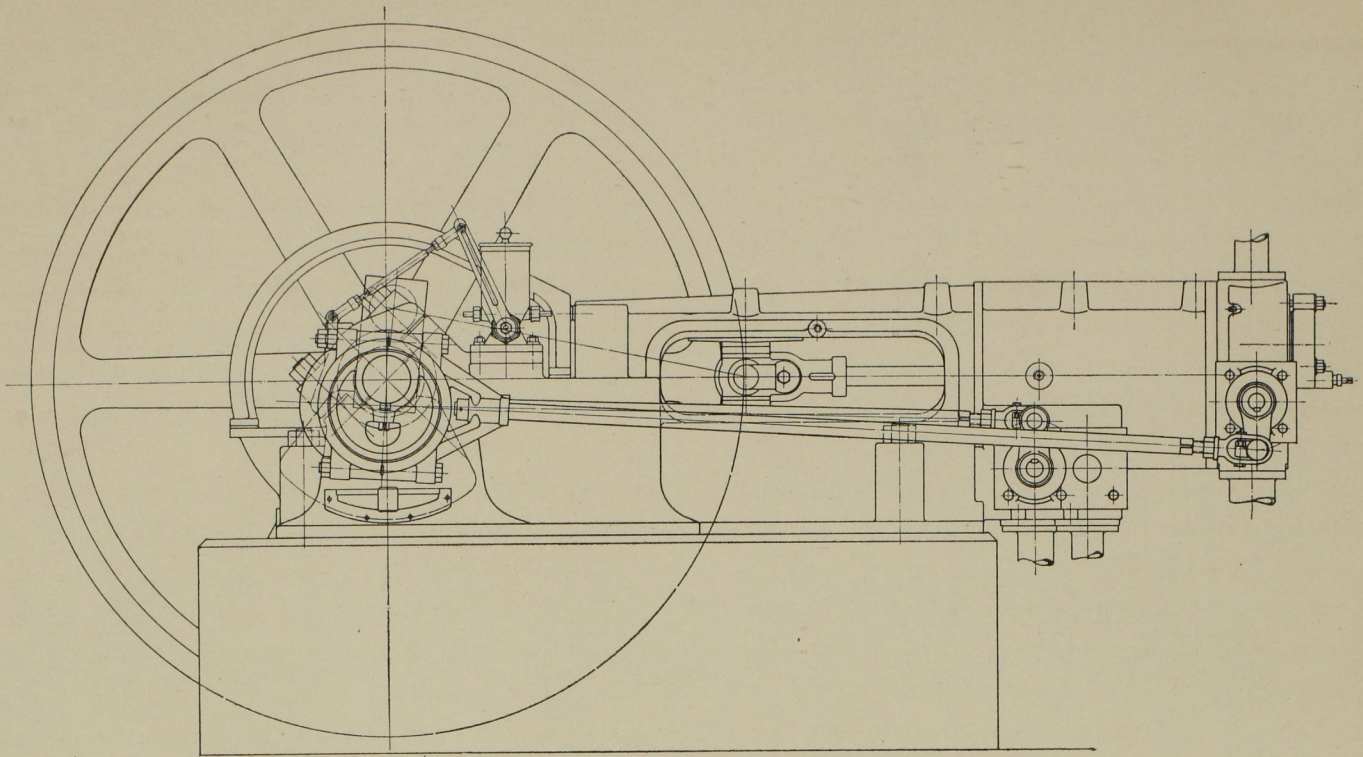


Abb. 34.  
Seitenansicht des Kompressors. Masst. 1 : 15.

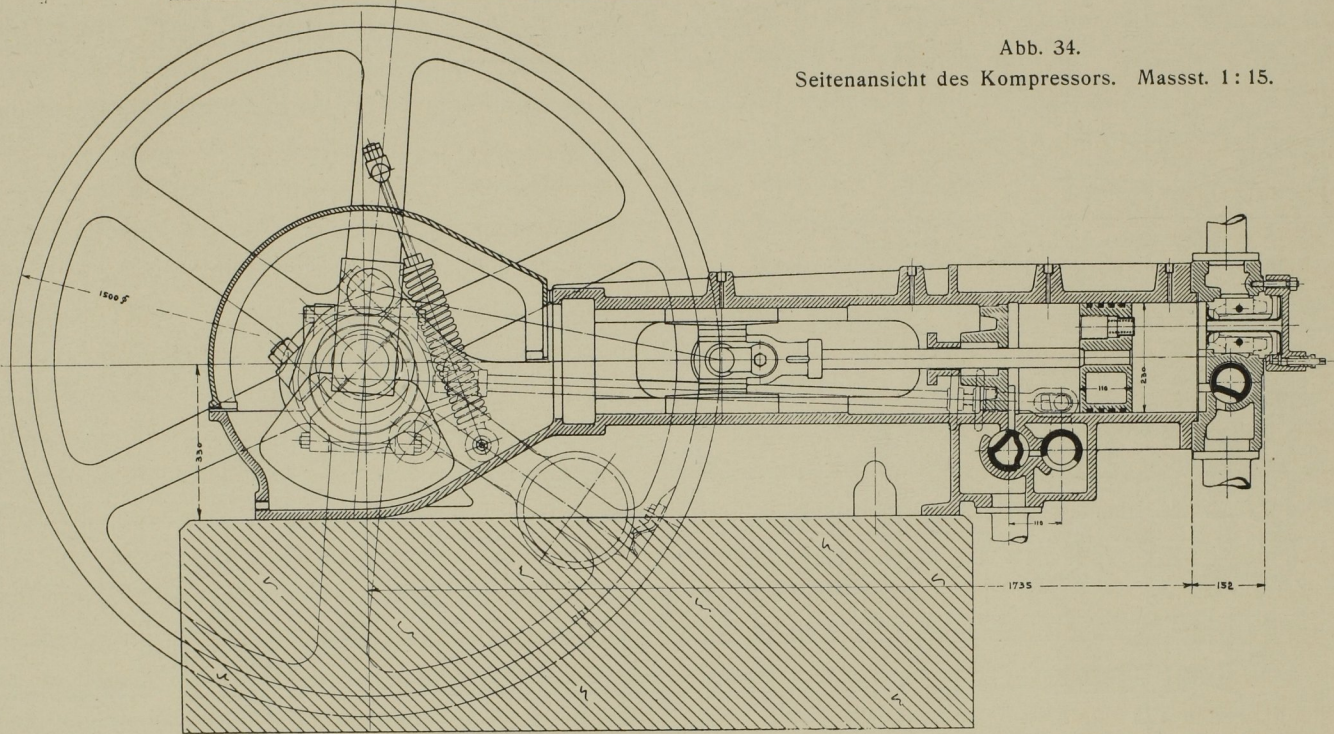


Abb. 35.  
Längsschnitt des Kompressors. Masst. 1 : 15.

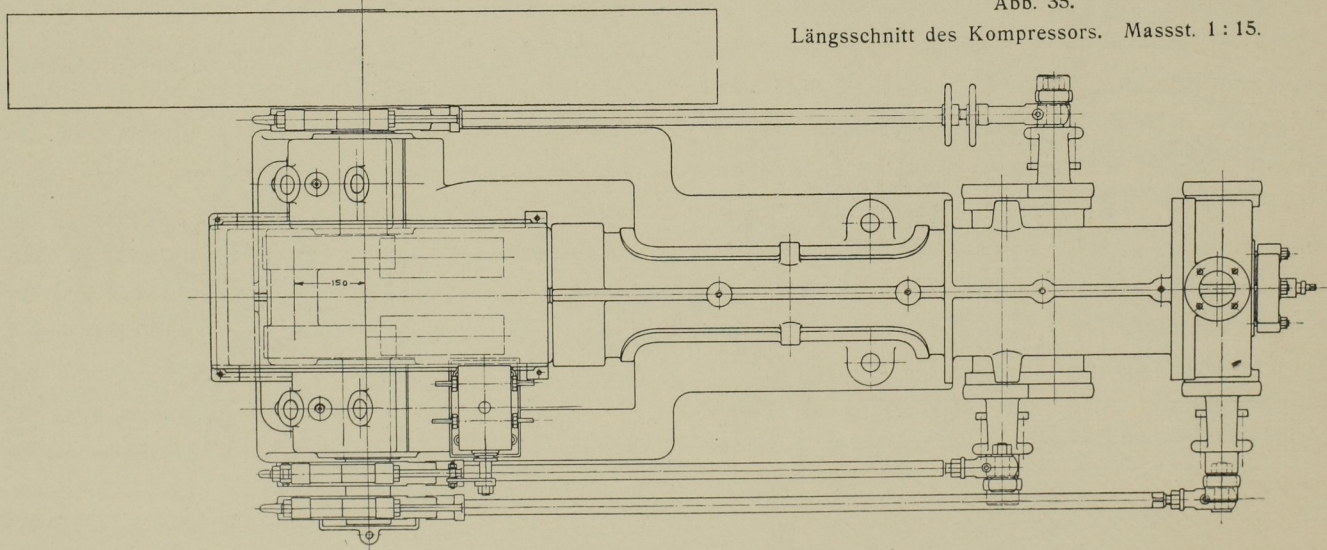


Abb. 36. Grundriss des Kompressors. Masst. 1 : 15.

**Einfachwirkender Eincylinder-Express-Kompressor**, gebaut von A. Borsig in Berlin-Tegel.

eingepresst. An das hintere Ende dieses Gussstücks wird der Ventilkasten angeschraubt.

Wesentliche Vortheile dieser Konstruktion sind: der Fortfall eines Cylinders, der geringe Raumbedarf, die weitgehende Verminderung der hin- und hergehenden Massen, die Verkleinerung des Fundaments, die Herabsetzung der Zahl der Stopfbüchsen von mindestens drei auf eine und die vollständige Vermeidung aller Stopfbüchsen, die unter Kompressionswärme zu dichten haben.

Die Maschine ist mit zwei Lagern und einer gekröpften Welle versehen. Auf dem einen Kopfende dieser Welle sitzen zwei Exzenter, wovon das eine den Grundschieber der Dampfsteuerung, das andere den Saugschieber der Luftsteuerung bethätigt. Ausserdem wird vom ersteren eine doppelwirkende Schmierpumpe zur Schmierung der Rundschieber angetrieben. Auf dem anderen Kopfende der Welle sitzt das Schwungrad. In diesem ist ein Achsen-Leistungsregulator untergebracht, der ein Exzenter verstellt, welches den Expansionschieber der Dampfsteuerung antreibt.

Durch diesen

#### **Achsen-Leistungsregulator**

wird die Regulierung des Kompressors in eigenartiger Weise durchgeführt.

Bisher ist die Lösung der Aufgabe, einen Achsenregulator in einfacher Weise für Leistungsregulierung zu bauen, noch nicht gelungen. Nun liegt aber gerade hiernach ein grosses Bedürfniss vor. Die Anbringung eines gewöhnlichen Schwungkugel-Regulators ist vielfach kostspielig und lässt hinsichtlich der Sicherheit sehr viel zu wünschen übrig. Die vorliegende Konstruktion, die für Massenausführung bestimmt ist, verfolgt das Ziel, einen Achsenregulator herzustellen, der bei grösstmöglicher Einfachheit eine wirksame Leistungsregulierung ergibt. Aus Abb. 35 ist ein solcher Regulator ersichtlich. Die Konstruktion beruht darauf, die Spannung der Feder derart zu verändern, dass entsprechend grosse Centrifugalkräfte und entsprechend grosse Umdrehungszahlen nöthig sind, um dem wechselnden Moment der Spannfeder das Gleichgewicht zu halten. Die verschieden grosse Anspannung der Feder kann nun geschehen durch Verlegung des festen Aufhängepunktes. Das führt aber auf umständliche Konstruktionen, namentlich dann, wenn der Regulator nicht auf dem Kopf einer Welle sitzt und keine freie Zugänglichkeit vom Wellenkopfende her gegeben ist. Ein einfacherer Weg zur Anspannung der Feder ist der, den anderen ohnehin beweglichen Aufhängepunkt zu verlegen. Dies wird in einfacher Weise dadurch erzielt, dass z. B. bei Einstellung auf höhere Umdrehungszahl die Länge zwischen dem beweglichen Exzenter und

der Expansionssteuerung behufs Erzielung einer momentan grösseren Füllung verändert, dadurch eine höhere Umdrehungszahl und eine neue Gleichgewichtslage für den Regulator herbeigeführt wird. Die neue Gleichgewichtslage des Regulators bedingt eine grössere Anspannung der Feder und damit die Erhöhung der Umdrehungszahl. Bei der neuen Einstellung des Regulators kommt dann die Dampfsteuerung wieder auf ihre ursprüngliche Lage zurück, weil ja der stets gleiche Widerstand auch eine stets gleiche Arbeitsleistung bedingt. Will man eine Herabminderung der Umdrehungszahl, so muss die Längenänderung zwischen Expansionssteuerung und Exzenter in der anderen Richtung erfolgen. Die Einstellvorrichtung kann, wie hier geschehen, in die Exzenterstange hineingelegt werden; sie kann aber auch, wie bei Schiebersteuerungen, in die Schieberstange, kurz irgendwie in die Verbindung zwischen Schieber und beweglichem Exzenter gelegt werden.

Sehr zweckentsprechend für Leistungsregulierung sind die sogenannten Beharrungsregulatoren. Bei den astatischen Regulatoren findet durch Verminderung der Umdrehungszahl eine sehr erhebliche Verminderung der Verstärkungskraft statt. Durch Verwendung eines Beharrungs-Achsenregulators kann dem begegnet werden. Entnimmt man etwa 90% der Verstärkungskraft aus der Beharrung und etwa 10% aus der Centrifugalkraft, so hat eine Herabminderung der Umdrehungszahl nur Einfluss auf die 10%, aber nicht auf die 90%. Wenn man demnach die Umdrehungszahl auf die Hälfte reduziert, so bezieht sich der Verlust nur auf den kleinen Beitrag aus der Centrifugalkraft, und damit wird die Verminderung der Verstärkungskraft völlig belanglos. Da andererseits die Spannung der Feder dem verhältnissmässig geringen Moment der Centrifugalkraft das Gleichgewicht zu halten hat, so kann man in die Feder eine grosse Spannungsveränderlichkeit hineinlegen und damit thatsächlich eine beliebig grosse Veränderlichkeit der Umdrehungszahl erzielen.

Die übrige Konstruktion des Regulators ist ungemein einfach. Das bewegliche Exzenter ist mit dem einen Regulatorarm und dem Gewicht am äusseren Ende dieses Armes in einem Stück gegossen. Dieses Gussstück ist um einen, am Schwungrad angebrachten Zapfen drehbar aufgehängt. Durch Verzögerung der Geschwindigkeit dreht es sich in der einen Richtung, durch Beschleunigung in der anderen Richtung, und schon dadurch wird eine Verstellung des Exzenters und damit eine Verstellung der Steuerung bewirkt. Dem Moment der Centrifugalkraft hält die Spannfeder das Gleichgewicht.

Auf diese sehr einfache Art lässt sich die Leistungsregulierung in wirksamer Weise durchführen.

