

Abnahme- und Leistungsversuche
an den Demag-Kompressoren im Hydrierwerk Scholven.

I.	Beschreibung der Kompressorenanlage	seite	2
II.	Versuchsordnung	"	3
III.	Wirkungsweise der Regulierungen	"	5
IV.	Ausführung der Versuche	"	6
V.	Versuchsergebnisse	"	7
	1) Mengenummessung Niederdruckteil	"	7
	2) Mengenummessung Hochdruckteil	"	10
	3) Elektrische Leistungsmessung	"	11
	4) Indizierung	"	12
	5) Druck- und Temperaturverlauf	"	15
VI.	Wirkungsgrade	"	17
VII.	Ergebnis der Regulierversuche	"	23
VIII.	Zusammenfassung	"	25

7 Zahlentafeln

6 Anlagen.

I. Beschreibung der Kompressoren - Anlage.

Im Hydrierwerk Scholven wurden im Jahre 1936 zur Verdichtung von Synthesegasgemischen 5 Hochdruckkompressoren, die von der Demag, Duisburg geliefert wurden, in einer Maschinenhalle (Bau 18) nebeneinander in einer Reihe aufgestellt. In der Bestellung war verlangt worden, daß die Kompressoren niederdruckseitig 6750 Normalkubikmeter (15° , 1 ata, trocken) = 7220 m^3 im Ansaugzustand (30° , 750 mm Hg 100 % Feuchtigkeit) von 1,02 ata auf 28 ata in 3 Stufen und hochdruckseitig 4600 Normalkubikmeter (15° , 1 ata, trocken) = 183 m^3 im Ansaugzustand (30° , 26,5 ata, 100 % Feuchtigkeit) von 26,5 auf 325 ata in 3 Stufen verdichten sollten. Angetrieben werden die Kompressoren durch S.S.W.-Asynchronmotore $n = 122$, die bei 5000 Volt $\cos \varphi = 0,75$ bis zu 300 Ampère belastbar sind. Der Leistungsbedarf an der Welle sollte bei 30° Kühlwasserzulauftemperatur und den angegebenen Drücken und Ansaugmengen 1650 kW nicht übersteigen.

Die von der Demag gewählte Bauart und Abmessungen der Kompressoren geht aus der beiliegenden Skizze (Bild 1) hervor. Die Niederdruckseite besteht aus einem freitragenden Differentialkolben wobei die 1. Stufe doppelwirkend, die 2. und 3. Stufe einfachwirkend sind. Hochdruckseitig ist ebenfalls ein Differentialkolben angeordnet, mit doppelwirkender 4. und einfachwirkender 5. Stufe. Die 6. Stufe ist als Plungerkolben separat hinter der 4. Stufe angebaut.

In der Bestellung war ferner ausgemacht worden, daß die Kompressoren mit Regulierung versehen werden und zwar sollten alle Kompressoren sowohl mit einer Demagregulierung wie auch mit einer Proellregulierung versehen werden können. Einstweilen waren zur Erprobung 3 Kompressoren mit einer Demagregulierung und 2 Kompressoren mit einer Proellregulierung ausgestattet. Die Demagregulierung sollte stufenlos niederdruckseitig die Menge von 100 bis 60 %, hochdruckseitig von 100 bis 60 % der Vollast regulieren, die Proellregulierung niederdruckseitig von 100 bis 0 %, hochdruckseitig von 100 bis 40 %.

II. Versuchsanordnung.

Gewährleistet wurden von der Demag die Ansaugmengen der 1. und 4. Stufe, sowie der Kraftbedarf. Die Bestimmung dieser 3 Werte war demnach der Hauptgegenstand der Untersuchung; außerdem wurde aber auch die Wirkungsweise und der Wirkungsgrad der beiden Regulierungsarten untersucht.

Eine genaue Bestimmung der angesaugten Mengen ist nur durch überkritische Entspannung hinter der letzten Stufe und Messung mittels Blende in einer geraden Rohrstrecke möglich. Hierbei muß jedoch darauf geachtet werden, daß die Pulsationen des Kolbenkompressors sich weder von der Druck- noch von der Saugseite her in die Meßstrecke fortpflanzen können. Die Anordnung der Meßstrecken geht aus Bild 2 hervor. Der untersuchte Kompressor saugt das Gas normal aus der vor dem Bau liegenden Ansaugleitung an und komprimiert es auf 28 ata. Statt das Gas nun in der Rohgasleitung zur Kohlensäurewäsche zu führen, wurde es zur Meßstrecke geleitet. Mit dem Ventil V_1 wird der Enddruck der 3. Stufe auf 28 ata gehalten. Durch das Ventil V_1 entspannt sich nun die Gasmenge auf 4 ata und strömt durch die Meßscheibe (Blende von 300/203 mm) zum Ventil V_2 . In diesem Ventil entspannt sich das Gas von 4 ata auf Gasometerdruck und wird in die Saugleitung zurückgeführt. Hierbei war die Anordnung so getroffen, daß das entspannte Gas nicht von dem Versuchskompressor, sondern von einem im Betrieb befindlichen Kompressor weggesaugt würde. Würde das entspannte und durch die Zwischenkühler getrocknete Gas vom Versuchskompressor angesaugt, so würde sich in diesem ein vom normalen Betrieb verschiedener Betriebszustand einstellen.

Mit dem Ventil V_2 wurde der Zwischendruck in der Meßstrecke bei Vollast auf 4 ata gehalten. Um bei Teillasten einen etwas größeren Ausschlag der Meßscheibe zu erzielen, wurde der Meßdruck bis auf 2 ata abgesenkt. Das Druckverhältnis in der ersten Entspannung durch das Ventil V_1 war also 28 : 4, in der zweiten Entspannung 4 : 1. Da das kritische Druckverhältnis etwa 1 : 0,6 beträgt, war somit mit Sicherheit vermieden, daß die Schwingungen in der 28 ata Druckleitung, wie auch die

Schwingungen in der Ansaugleitung sich durch die Ventile hindurch in die Meßstrecke fortpflanzen und dadurch die Messung fälschen könnten.

Analog war die Hochdruckmeßstrecke angeordnet. Der Kompressor saugte normal aus der Reingasleitung mit 26,5 ata an und verdichtete das Gas auf 325 ata. Die Verbindung zum Hochdrucknetz wurde unterbrochen und das Gas durch das Ventil V_3 von 325 auf 50 ata entspannt, durch die Meßstrecke geführt und mit einer Meßscheibe 70/35 mm gemessen. Hinter der Meßstrecke wurde das Gas im Ventil V_4 weiterentspannt von 50 auf 26,5 ata und so in die Reingasleitung zurückgeführt, daß es nicht vom Versuchs-, sondern von einem danebenstehenden Betriebskompressor angesaugt wurde.

Der Leistungsbedarf des Kompressors wurde durch Messung der vom Motor aufgenommenen Strommenge, abzüglich der Verluste des Motors ermittelt. Die Messung der aufgenommenen Leistung des Motors erfolgte in der, in der Nähe befindlichen elektr. Unterstation durch Abstoppen der Drehscheibe eines dreiphasigen Zählers, dessen Eichkurve und Temperaturabhängigkeit bekannt war. Der Zähler war an Strom- und Spannungswandler der Güteklasse 1 angeschlossen. Die Verluste des Motors wurden aus einer Wirkungsgradkurve bestimmt, die bei der Abnahme der Motore auf dem Prüffeld der S.S.W. in Berlin durch Messung der Einzelverluste (Luftreibung, Eisen und Kupferverluste) aufgestellt worden war.

Ferner wurden die sämtlichen Stufen des Kompressors indiziert; die maßgebenden Drücke und Temperaturen wurden mit geeichten Kontrollmanometern, bzw. Thermometern mit Zehntelgradeinteilung festgestellt. In den Meßstrecken wurden außer Druck und Temperatur auch das spezifische Gewicht mit Hilfe von Dichteschreibern nach dem Bunsen-Schillingprinzip registriert, sowie Proben zur analytischen Bestimmung der Gaszusammensetzung entnommen.

III. Wirkungsweise der Regulierungen.

Die Demagregulierung beruht auf dem Prinzip der Zuschaltung von schädlichen Räumen. Im Zylinder war außer dem Hubraum ein Zuschaltraum bestimmter Größe angeordnet, der vom Hubraum durch ein Ventil abgesperrt war. (siehe Skizze Bild 3) Dieses Ventil war durch eine starke Feder belastet, deren Vorspannung von außen durch ein Handrad verstellbar war. Die Wirkungsweise dieser Regulierung geht am besten aus den Diagrammen hervor (siehe Bild 4). Bei Vollast wird die Feder so weit gelöst, daß das Zuschaltventil überhaupt nicht öffnet. Die Verdichtung erfolgt also normal ohne zusätzlichen schädlichen Raum. Wird eine Teillast gewünscht, so wird die Feder mit Hilfe des Handrads etwas gespannt, so daß bei Beginn des Kompressionshubs der Zuschaltraum geöffnet ist und die Kompression sich nach dem erheblich vergrößerten schädlichen Raum richtet. Ist der Druck erreicht, der der Federspannung entspricht, so schließt das Zuschaltventil und die weitere Kompression steigt, dem verkleinerten schädlichen Raum entsprechend, erheblich steiler an. Die Rückexpansion richtet sich zunächst nach dem kleinen schädlichen Raum und fällt steil ab. Sobald der Federdruck unterschritten ist, öffnet das Zuschaltventil, sodaß nunmehr auch das im Zuschaltraum befindliche Gas expandiert und die Ansauglinie erst erheblich später erreicht wird, als ohne den Zuschaltraum. Damit öffnet das Saugventil später und die angesaugte Menge verringert sich. Die Öffnungsdauer des Ansaugventils richtet sich nach der Dauer der Rückexpansion und diese nach dem Druck im Zuschaltraum. Dieser Druck aber läßt sich durch Spannen der Feder beliebig einstellen, sodaß damit eine stufenlose Regulierung erreicht ist. Die Minimallast ergibt sich, wenn die Feder so stark gespannt wird, daß der Zuschaltraum dauernd zugeschaltet bleibt. Die Größe des Zuschaltraums richtet sich also nach der gewünschten Minimallast.

Die Proellregulierung arbeitet nach einem anderen Prinzip. Durch Anheben der Saugventile mit Hilfe von Greifern wird beim

Kompressionshub die angesaugte Gasmenge solange wieder in die Saugleitung ausgeschoben, bis die Greifer die Saugventile freigeben und diese sich schließen. Die Steuerung dieser Greifer erfolgt bei der Proellregulierung mit Öldruck, der in einer eigenen Ölpumpe erzeugt und gesteuert wird. Die Arbeitsweise dieser Steuerung geht aus den Diagrammen (Bild 4) ohne weiteres hervor.

IV. Ausführung der Versuche.

Nachdem die Meßstrecken durch Herrn Dipl.Ing. Knobloch und Herrn Dipl.Ing. Staerker aufgebaut worden waren, wurde Ende Januar 1937 mit den Versuchen begonnen. Diese mußten jedoch wegen einer Betriebsstörung gleich wieder abgebrochen werden und konnten dann erst Anfang März durchgeführt werden.

Wie aus der Beschreibung der Kompressoranlage hervorgeht, besteht ein Aggregat aus 2 von einander gänzlich unabhängigen Kompressoren mit verschiedener Ansaugmenge, verschiedener Gasart und verschiedenen Drücken, deren Antriebsleistung aber nur gemeinsam festgestellt werden konnte. Da außerdem die Wirkungsweise der Regulierungen und zwar an einem Kompressor der Demagregulierung, am anderen der Proellregulierung festgestellt werden sollte, waren eine ganze Reihe von Versuchen nötig um ein einigermaßen übersichtliches Bild zu bekommen.

Versuch 1 war ein Dauer-Vollastversuch an Maschine 3. Der Kompressor wurde schon einige Stunden vorher angefahren um Konstanz vor allem auch im thermischen Verhalten des Kompressors zu erzielen. Der Versuch selbst erstreckte sich dann über eine Stunde, während der laufend Mengen und Leistungen gemessen, 6 Diagrammsätze genommen und ebensoviele Aufschreibungen aller wichtigen Daten gemacht wurden.

Die Versuche 2 mit 9, die tags darauf hintereinander vorgenommen wurden, dienten zur Untersuchung der Wirkungsweise der Demagregulierung an Maschine 3. Begonnen wurde mit Vollast auf beiden Seiten (Versuch 2), dann kam Minimallast auf der Niederdruckseite, Vollast auf der Hochdruckseite (Versuch 3); bei Versuch 4 wurde auf beiden Seiten die Minimallast eingestellt; bei Versuch 5 wurde niederdruckseitig ca 60 %, hochdruckseitig 100 %, bei Versuch 6 niederdruckseitig ca 85 %, hochdruckseitig 100 %.

eingestellt. Bei den folgenden Versuchen 7 und 8 wurde niederdruckseitig stets mit Vollast gefahren, hochdruckseitig bei Versuch 7 ca 90 %, bei Versuch 8 ca 75 % der Vollast eingestellt. Bei Versuch 9 wurde zur Kontrolle wieder der Anfangszustand mit Vollast auf beiden Seiten gefahren. Jeder Versuch wurde ca 1/2 Stunde durchgehalten, dann wurde der neue Zustand eingestellt und zur Erreichung eines gewissen Beharrungszustandes jeweils etwa 1/2 Stunde abgewartet. Während der eigentlichen Versuchsdauer wurden jeweils mehrere Diagrammsätze genommen, sowie Mengen- und Leistungsmessungen ausgeführt.

Am darauffolgenden Tage wurde auf gleiche Weise die Proellregulierung an Maschine 4 untersucht. Bei Versuch 10 bis 14 wurde die Hochdruckseite unverändert auf 100 % Vollast gelassen und niederdruckseitig die Menge variiert und zwar Versuch 10 : 100 %, Versuch 11 ca 90 %, Versuch 12 ca 70 %, Versuch 13 Minimallast = ca 30 %, Versuch 14 war eine Wiederholung von Versuch 12 mit 80 %. Bei den 3 folgenden Versuchen wurde die Niederdruckseite unverändert mit Vollast gefahren und die Hochdruckseite variiert und zwar bei Versuch 15 auf 85 %, Versuch 16 auf ca 60 % und Versuch 17 auf Minimallast = ca 30 % eingestellt.

V. Versuchsergebnisse.

1) Mengenmessung Niederdruckteil.

Die verwendete scharfkantige Meßscheibe hatte die Abmessungen 203,8/300 mm also $m = \frac{203,8^2}{300} = 0,46$ und damit den Beiwert $\alpha = 0,681$ (siehe VDJ.-Durchfluß-Meßregeln 1937 A.B. 5).

Die durch die Meßscheibe strömende Menge ergibt sich nach Durchflußregeln A.B. 3 zu :

$$Q_n = 0,01252 \cdot \alpha \cdot E \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_n} \cdot \frac{P}{P_n} \cdot \frac{T_n}{T \cdot K}} \quad \text{m}^3/\text{Std.}$$

Hierin ist Q_n = Gasmenge in Normalkubikmeter (15° 1 ata)
 α = Beiwert der Meßscheibe = 0,681
 E = Expansionszahl (Regeln A.B.6 = 1,0)
 d = Meßscheibendurchmesser in mm = 203,8
 Δp = Druckdifferenz an der Meßscheibe in mm H₂O
 γ_n = spez. Gewicht des Gases in kg/m³ (15° 1 ata)
 P = Druck vor der Meßscheibe in ata
 P_n = 1 ata
 T_n = 288°
 T = Temperatur des Gases in der Meßscheibe
 K = 1,0 (Abweichung vom idealen Gasgesetz)

also in unserem Fall:

$$Q_n = 0,01252 \cdot 0,681 \cdot 203,8^2 \cdot \sqrt{\frac{288}{1}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma_n} \cdot \frac{P}{T}}$$

$$Q_n = 6011 \cdot \sqrt{\frac{P}{T} \cdot \frac{\Delta p}{\gamma}} \cdot \text{m}^3/\text{Std.}$$

Diese Normalkubikmeter müssen nun noch auf den Ansaugzustand des Kompressors umgerechnet werden nach der Gleichung:

$$V_{aN} = Q_n \cdot \frac{T_a \cdot 735}{288 \cdot P_a - P_d} \text{ m}^3/\text{Std.}$$

Hiebei wird angenommen, daß das angesaugte Gas stets wasserdampfgesättigt ist.

Die Ergebnisse der 17 Versuche sind in nachfolgender Zahlentafel 1 zusammengestellt:

Zahlentafel 1Ansaugvolumen Niederdruckteil.

Vers. Nr.	Datum	Ma- schine	P ata	T °K	Δp mm H ₂ O	γ_w kg/m ³	Q_n m ³ 15° lata	p_a mm Hg	t_a °C	V_{aN} m ³
1	2.3.37	3	4,00	292	89	0,624	8 430	761	11,5	8 150
2	3.3.37	3	4,09	292	88	0,618	8 500	766	12,4	8 210
3	3.3.37	3	4,07	282	12	0,612	3 200	766	14,1	3 120
4	3.3.37	3	4,16	282	12	0,632	3 190	766	14,5	3 110
5	3.3.37	3	4,09	286	32,5	0,625	5 200	766	15,7	5 090
6	3.3.37	3	4,09	292	70,0	0,622	7 550	765	15,1	7 370
7	3.3.37	3	4,09	293	90,0	0,621	8 550	765	15,2	8 360
8	3.3.37	3	4,17	292	86	0,620	8 470	765	15,2	8 280
9	3.3.37	3	4,12	291	84	0,620	8 350	765	14,0	8 130
10	4.3.37	4	4,11	291	81	0,621	8 170	759	14,8	8 050
11	4.3.37	4	4,10	289	68	0,626	7 470	759	15,9	7 390
12	4.3.37	4	3,06	283	41	0,609	5 140	759	15,4	5 070
13	4.3.37	4	3,13	281	8	0,577	2 360	760	16,8	2 340
14	4.3.37	4	3,06	285	72	0,600	6 840	758	13,2	6 690
15	4.3.37	4	4,01	290	81	0,602	8 210	758	10,8	7 960
16	4.3.37	4	4,01	290	85	0,613	8 350	757	10,0	8 060
17	4.3.37	4	4,01	289	85	0,610	8 370	757	10,0	8 080

Die Ansaugmenge der 1. Stufe bei Vollast schwankt etwas, hauptsächlich wegen der durch Schwingungen in der Saugleitung

hervorgehoben, verschieden starken Aufladungen. Das Mittel der Vollastversuche 1, 2, 7, 8, 9, 10, 15, 16, 17 ergibt $8\,140\text{ m}^3/\text{Std.}$, gegenüber den bestellten $7\,220\text{ m}^3$ ein Mehr von $920\text{ m}^3 = 12,7\%$.

2) Mengenmessung Hochdruckteil.

Die verwendete Meßscheibe hatte die Abmessungen $35,2/70\text{ mm}$
 $m = \frac{35,2^2}{70^2} = 0,253$ Beiwert $\alpha = 0,624$. Der Differenzdruck wurde mit Quecksilber gemessen. Der Faktor K für die Abweichung vom idealen Gasgesetz ergibt sich bei 90 %igem Wasserstoff und einem Meßdruck von 50 ata bei ca 20° zu 1,03 (Durchflußregeln A.B.9).
 Damit wird

$$Q_n = 0,01252 \cdot 0,624 \cdot 10 \cdot 35,2^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 13,58}{\gamma_n} \cdot \frac{P}{1,0} \cdot \frac{288}{T \cdot 1,03}}$$

$$Q_n = 596,7 \cdot \sqrt{\frac{P}{T} \cdot \frac{\Delta p}{\gamma_n}} \text{ m}^3/\text{Std.}$$

Dieses Normalvolumen ist dann auf den tatsächlichen Ansaugedruck (ca 26 ata) und Temperatur des Kompressors umzurechnen unter Berücksichtigung der Abweichung vom idealen Gasgesetz ($K = 1,016$ bei 25 ata und 90 %igem H_2) nach der Gleichung:

$$V_{aH} = Q_n \cdot \frac{1,016}{P_a} \cdot \frac{T_a}{288} \text{ m}^3/\text{Std.}$$

Der Wasserdampfgehalt kann bei 26 atm Ansaugedruck für die Volumenberechnung vernachlässigt werden. Die Ergebnisse sind in Zahlentafel 2 zusammengestellt.

Zahlentafel 2

Ansaugvolumen Hochdruckteil.

Vers. Nr.	Datum	Ma- schine	P ata	T °K	Δp mm Hg	γ_w kg/m ³	Q_n m ³ 150 l ata	p _a ata	t _a °C	V _{aH} m ³
1	2.3.37	3	49,8	296	52	0,178	4 190	26,3	11,2	159
2	3.3.37	3	50,7	294	57	0,180	4 410	27,3	12,0	162,5
3	3.3.37	3	50,9	295	57	0,188	4 320	26,3	11,2	164,8
4	3.3.37	3	51,1	295	31	0,188	3 200	26,3	12,0	122,0
5	3.3.37	3	51,0	297	64	0,195	4 490	26,5	12,0	170,0
6	3.3.37	3	50,9	297	65	0,200	4 450	26,6	12,0	168,0
7	3.3.37	3	51,0	298	54	0,200	4 060	26,3	13,0	155,5
8	3.3.37	3	50,9	297	35,5	0,196	3 330	26,4	12,5	127
9	3.3.37	3	51,1	298	63	0,198	4 410	26,5	12,5	167,5
10	4.3.37	4	51,0	297	60	0,179	4 530	27,2	11,8	167,0
11	4.3.37	4	50,9	297	60	0,180	4 510	27,2	12,0	166,5
12	4.3.37	4	51,0	298	54	0,172	4 380	26,6	11,0	165,0
13	4.3.37	4	51,1	298	54	0,173	4 370	26,8	10,0	162,5
14	4.3.37	4	51,1	297	56	0,174	4 450	27,0	10,0	164,2
15	4.3.37	4	51,1	296	41	0,171	3 850	26,7	10,0	144,0
16	4.3.37	4	49,2	294	17	0,171	2 440	26,8	10,0	90,7
17	4.3.37	4	49,0	291	2	0,170	840	26,6	9,5	31,4

Das Mittel der Vollastversuche 1, 2, 3, 5, 6, 9, 10, 11, 12, 13, 14 ergibt 165,2 m³/Std; gegenüber den bestellten 183 m³ eine Minderleistung von 18 m³ = 9,8 %.

3) Elektrische Leistungsmessung.

Der Leistungszähler hatte die Konstante : 1 kWh = 0,3 Umdrehungen. Es wurde mit der Stoppuhr die Zeitdauer von 10 Umdrehungen festgestellt; war diese z.B. 69,6 sec., dann ergab sich eine Leistung von $\frac{10 \cdot 3600}{0,3 \cdot 69,6} = 1722$ kW. Während eines Versuches wurde diese Zeitdauer mehrmals bestimmt und das Mittel aus diesen nicht nennenswert voneinander abweichenden Zeiten zugrundegelegt. Aus der von S.S.W. aufgestellten Wirkungsgradkurve ergibt sich bei 1722 kW ein Wirkungsgrad von 94,5 %, demnach beträgt die vom Motor-

an die Welle abgegebene Leistung : $N_{\text{effektiv}} = 1722 \cdot 0,945 = 1630 \text{ kW}$. Die Leistungsaufnahme des Kompressors bei den einzelnen Versuchen ist aus folgender Zahlentafel 3 ersichtlich:

Zahlentafel 3

Elektrische Leistungsmessung.

Versuch Nr.	Datum	Masch.	10 Umdreh. in x sec	$N_{\text{elektrisch}}$ kW	$\eta_{\text{elektr.}}$ %	N_{effektiv} kW
1	2.3.37	3	69,6	1722	94,5	1630
2	3.3.37	3	69,0	1740	94,5	1645
3	3.3.37	3	106,1	1130	94,0	1060
4	3.3.37	3	121,3	990	94,0	930
5	3.3.37	3	87,9	1367	94,5	1290
6	3.3.37	3	72,4	1660	94,5	1570
7	3.3.37	3	70,4	1705	94,5	1610
8	3.3.37	3	75,5	1590	94,5	1505
			69,1	1735	94,5	1640
			70,0	1715	94,5	1620
11	4.3.37	4	72,2	1660	94,5	1570
12	4.3.37	4	86,8	1382	94,5	1310
13	4.3.37	4	119,0	1009	94,0	950
14	4.3.37	4	77,9	1540	94,5	1455
15	4.3.37	4	72,7	1651	94,5	1560
16	4.3.37	4	78,9	1520	94,5	1435
17	4.3.37	4	86,1	1394	94,5	1320

4) Indizierung.

Bei jedem Versuch wurden die einzelnen Stufen auch indiziert. Die Indizierung selbst wurde von der Demag vorgenommen. Die Indiziervorrichtung wurde vor den Versuchen so abgeändert, daß lange Schnurzüge vermieden und einwandfreier Parallellauf gewährleistet war. Die indizierte Leistung ergibt sich zu

$$N_{\text{ind}} = F \cdot p_m \cdot h \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{102} \text{ kW}$$

somit für die Niederdruckseite zu :

$$N_{iN} = F \cdot p_m \cdot \frac{0,85 \cdot 122}{60 \cdot 102} = F \cdot p_m \cdot \frac{1}{59}$$

und für die Hochdruckseite zu :

$$N_{iH} = F \cdot p_m \cdot \frac{0,6 \cdot 122}{60 \cdot 102} = F \cdot p_m \cdot \frac{1}{83,5}$$

Ein 'ganzer' Satz Diagramme eines Vollastversuches wurde durchgepaust und in Bild 5 zur Darstellung gebracht, sodaß der Kompressionsverlauf daraus ersehen werden kann. Die Leistungsaufnahme der einzelnen Stufen bei den verschiedenen Versuchen ist in Zahlentafel 4 zusammengestellt.

Zahlentafel 4

Indizierte Leistung.

Vers. Nr.	Niederdruckseite					Hochdruckseite				N _{iH} kW	N _{i ge} kW
	1. Stufe		2. Stufe	3. Stufe	N _{iN} kW	4. Stufe		5. Stufe	6. Stufe		
vorn	hin- ten	vorn				hin- ten	vorn			hin- ten	
1	138,9	226,3	334,0	316,2	1015,4	61,9	140,2	153,2	90,6	445,9	1461
2	133,8	217,9	332,5	320,2	1004,4	63,2	144,6	157,0	87,6	452,4	1457
3	34,4	151,5	147,0	143,5	476,4	59,6	141,5	152,0	90,0	443,1	920
4	34,4	151,5	147,0	143,5	476,4	47,6	46,5	120,8	92,2	307,1	783
5	79,4	166,2	212,0	217,0	674,6	60,0	138,8	157,0	91,6	447,4	1122
6	129,1	212,0	305,0	321,5	967,6	60,2	141,0	156,0	84,6	441,8	1409
7	143,0	240,0	350,0	328,0	1061,0	57,2	106,8	144,5	96,0	404,5	1466
8	134,8	228,5	342,0	324,3	1029,6	49,5	54,5	122,0	96,6	322,6	1353
9	134,8	228,5	342,0	324,3	1029,6	60,0	142,0	157,0	89,0	448,0	1478
10	132,8	222,0	352,0	311,2	1018,0	58,1	139,0	160,0	87,0	444,1	1462
11	124,0	213,8	327,0	303,2	968,0	58,5	140,0	161,5	88,0	448,0	1416
12	95,5	171,2	246,0	230,8	743,5	57,4	138,0	158,6	85,0	439,0	1183
13	31,6	92,4	103,2	111,8	339,0	58,3	140,7	153,0	87,0	439,0	778
14	117,8	191,2	299,0	290,0	898,0	58,3	136,0	154,0	87,7	436,0	1334
15	136,7	225,8	364,5	328,0	1055,0	40,4	98,0	137,0	93,6	369,0	1424
16	128,2	212,2	343,0	336,0	1019,4	13,2	69,6	94,1	90,7	267,6	1287
17	148,0	246,0	364,5	336,0	1074,5	0,0	0,0	50,4	67,6	118,0	1192

Außer den Normaldiagrammen wurden bei der 1. und 4. Stufe auch Schwachfederdiagramme genommen, um den volumetrischen Wirkungsgrad und die Aufheizung bestimmen zu können. Wie schon erwähnt, riefen Schwingungen in der Saugleitung am Ende des Saughubs große Aufladungen hervor. Beim Vollastversuch Nr.1 war der Barometerstand 746 mm Hg = 1,014 ata. Die Spitze des Diagramms lag kurbelseitig 1,5 mm = $\frac{1,5}{25} = 0,06$ ata über der atmosphärischen Linie. Unter der Voraussetzung, daß dieser am Indikatorstutzen gemessene Druck am Ende des Ansaughubs im ganzen Hubraum herrschte, war also der Ansaugedruck $1,014 + 0,06 = 1,074$ ata und der volumetrische Wirkungsgrad auf diesen Ansaugedruck bezogen 84,6 %; damit ergibt sich ein Ansaugvolumen auf der Kurbelseite von $3740 \cdot 0,846 \cdot 1,074 = 3410 \text{ m}^3$ (von 1 ata und t°).

Auf der Deckelseite waren die Werte folgendermaßen:
 Volumetrischer Wirkungsgrad: 87,1 %
 Ansaug-Enddruck: $1,014 + \frac{1,22}{25} = 1,014 + 0,049 = 1,063$ ata.
 Damit Ansaugvolumen $5950 \cdot 0,871 \cdot 1,063 = 5520 \text{ m}^3$ (von 1 ata und t°).
 Gesamtes Ansaugvolumen also $3410 + 5520 = 8930 \text{ m}^3$ (1 ata t°).
 Mit der Meßscheibe wurden gemessen: (Zahlentafel 1) 8430 m^3 (1 ata 15°). Damit errechnet sich die Temperatur am Ende des Ansaughubs zu $T = \frac{8930 \cdot 288}{8430} = 305^\circ$ $t = 32^\circ$. Da die Ansaugtemperatur, gemessen in der Saugleitung, bei diesem Versuch $11,5^\circ$ war (siehe Zahlentafel 1), so ergibt sich eine Aufheizung des Gases beim Einströmen um $32 - 11,5^\circ = \text{ca } 20^\circ$.

Hochdruckseitig war eine nennenswerte Aufladung nicht vorhanden; die Ansauglinie der 4. Stufe ist praktisch eine gerade und der Druck stimmt, innerhalb der Ablesegenauigkeit auf dem Diagramm mit dem Druck in der Saugleitung überein. Die gefundenen Werte waren bei Versuch 14 folgende:

- | | |
|----------------------|--|
| 4. Stufe | Volum.Wirkungsgrad $\eta_{\text{vol}} = 63,9 \%$ |
| <u>Kurbelseite</u> : | Damit Ansaugvolumen: $81,3 \cdot 0,639 = 52,0 \text{ m}^3$ |
| 4. Stufe | Volum.Wirkungsgrad $\eta_{\text{vol}} = 78,4 \%$ |
| <u>Deckelseite</u> : | Damit Ansaugvolumen: $165,7 \cdot 0,784 = 130,0 \text{ m}^3$ |
| | Gesamt - Ansaugvolumen: $182,0 \text{ m}^3$ |

Mit der Meßscheibe ergab sich (Zahlentafel 2) $164,2 \text{ m}^3$ bei 10° . Damit errechnet sich eine Temperatur am Ende des Ansaughubs von $T = \frac{182,0 \cdot 283}{164,2} = 313^\circ$ $t = 40^\circ$. Die Aufheizung des Gases beim Einströmen in die 4. Stufe betrug also $40 - 10 = 30^\circ$.

5) Druck- und Temperaturverlauf.

Auf Zahlentafel 5 sind die Drücke der einzelnen Stufen sowohl bei Vollast, wie bei einigen Teillasten einander gegenübergestellt.

Zahlentafel 5

Druckverlauf.

a) Niederdruckseite.

Ansaugmenge Versuch Nr.	100 % 1	90 % 6	62,5 % 5	38 % 3
Druck in der Saugleitung	1,035	1,04	1,04	1,04
Mittl. Saugdruck 1. Stufe	0,97 } 0,065	0,98 } 0,06	0,98 } 0,06	1,010 } 0,03
" Enddruck 1. "	3,43	3,39	3,23	3,25
" Saug-" 2. "	3,08 } 0,35	3,01 } 0,38	2,86 } 0,37	2,89 } 0,36
" Enddruck 2. "	10,16	9,77	9,50	9,45
" Saug-" 3. "	9,36 } 0,80	9,07 } 0,70	8,95 } 0,55	8,9 } 0,55
" Enddruck 3. "	29,1	29,7	29,3	28,5
Druck in der Druckltg.	28,1 } 1,00	28,5 } 1,20	28,7 } 0,6	27,5 } 1,0

b) Hochdruckseite.

Ansaugmenge Versuch Nr.	100 % 14	88 % 15	55 % 16	19 % 17
Druck in der Saugleitung	27,0	26,7	26,8	26,6
Mittl. Saugdruck 4. Stufe	26,9 } 0,1	26,7 } 0,0	26,4 } 0,4	26,6 } 0,0
" Enddruck 4. "	84,5	72,7	47,9	26,6
" Saug-" 5. "	81,0 } 3,5	69,0 } 3,7	46,5 } 1,4	26,6 } 0,0
" Enddruck 5. "	203,0	177,0	131,0	87,0
" Saug-" 6. "	196,0 } 7,0	174,0 } 3,0	128,0 } 3,0	87,0 } 0,0
" Enddruck 6. "	332,0	333,5	333,0	331,0
Druck in der Druckltg.	324,0 } 8,0	327,0 } 6,5	326,0 } 7,0	326,0 } 5,0

Unter Druck in der Saugleitung ist der Druck vor der Maschine zu verstehen; der mittlere Saugdruck der 1. Stufe ergibt sich aus dem Indikatordiagramm und zwar in diesem Falle wegen der höheren Ablesegenauigkeit aus dem Schwachfederdiagramm. Die Differenz zwischen beiden Drücken (bei Vollast 0,065 atm) stellt den Druckverlust dar, der durch das Einströmen und das Saugventil verursacht wird. Der mittlere Enddruck 1. Stufe und der mittlere Saugdruck 2. Stufe sind ebenfalls den jeweiligen Diagrammen entnommen; die Differenz zwischen beiden stellt den Druckverlust dar, der durch das Druckventil 1. Stufe, Rohrleitungen, Kühler und Saugventil 2. Stufe hervorgerufen wird. Das gleiche gilt von den anderen auf der Zahlentafel vermerkten Drücken. Die Druckverluste zwischen den einzelnen Stufen halten sich bei Vollast in den üblichen Grenzen; bei Teillasten nehmen diese Druckverluste natürlich ab, aber nicht soviel als man vielleicht erwartet hätte angesichts der erheblich verringerten Gas-mengen.

Da auf der Niederdruckseite sämtliche Stufen reguliert werden, bleiben bei Teillasten die Druckverhältnisse der einzelnen Stufen praktisch gleich und damit auch die Temperaturen, wenigstens innerhalb der Meßgenauigkeit. Die Temperaturen bei Versuch 1 (Vollast), bei dem der Kompressor vor Versuchsbeginn zur Erzielung konstanter thermischer Verhältnisse schon einige Stunden gefahren worden war, stellten sich bei einer Kühlwasserzulauftemperatur von $12,3^{\circ}$, wie folgt ein:

Temperatur in der Ansaugleitung	$11,5^{\circ}$
Temperatur Saugseite der 1. Stufe	16°

(Das Thermometer steckt unmittelbar am Zylinder und ist offenbar durch Wärmestrahlung beeinflusst.)

Temperatur nach der 1. Stufe	117°
" vor " 2. "	19°
" nach " 2. "	124°
" vor " 3. "	23°
" nach " 3. "	118°

Temperatur in der Ansaugleitung	4. Stufe	11,2°
"	vor der 4. Stufe	17°
"	nach " 4. "	112°
"	vor " 5. "	28°
"	nach " 5. "	100°
"	vor " 6. "	21°
"	nach " 6. "	66°

Da hochdruckseitig nur die 4. Stufe reguliert wird, ändern sich bei Teillasten die Druckverhältnisse und damit auch die Temperaturen. Die Endtemperatur der 4. Stufe fällt bei 70 % der Vollast auf ca. 90°, während die der 6. Stufe auf 80° steigt.

Der Zwischenkühler 1. Stufe kühlt das Gas auf 7°, der der 2. Stufe auf 10° über Kühlwassereintrittstemperatur herab; der Kühler 4. Stufe auf 16°, der der 5. Stufe auf 9°. Der Kühler 4. Stufe ist etwas knapp bemessen, die übrigen reichen aus. Allerdings waren die Kühler noch nicht verschmutzt, da die Maschine praktisch noch kaum gefahren war.

VI. Wirkungsgrade.

Um den Kraftverbrauch der Maschine beurteilen zu können, müssen die gemessenen Werte mit einem Idealwert verglichen werden. Als solcher kommt bei mehrstufigen Kompressoren nur die Isotherme in Frage. Die Gleichung für die Isotherme lautet:

$$N_{\text{isotherm}} = V_a \cdot p_a \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{p_e}{p_a} \quad \text{in kW}$$

hierin ist: N_{isotherm} = die Nutzleistung in kW

V_a = Volumen in m³/Std. bezogen auf den Ansaugzustand vor der Maschine

p_a = der Ansaugedruck in ata

p_e = der Enddruck in ata

\log = der Logarithmus mit der Basis 10.

Nach den V.D.I.-Verdichterregeln 1934, S.7 Nr.55 u.s.f. ist bei mehrstufigen Verdichtern hierbei noch eine Korrektur anzubringen, wenn die Gasansaugetemperatur und die Kühlwassertemperatur verschieden sind. Sowohl bei den Garantie- wie auch bei den Versuchswerten waren diese beiden Temperaturen jedoch praktisch gleich, sodaß diese Korrektur entfällt. Da jedoch das Ansaugvolumen der 2. und 3. Stufe mit dem der 1. Stufe nicht übereinstimmt, da in den Zwischenkühlern Wasserdampf kondensiert und ausgeschieden wird, ist es nötig, die isotherme Leistung für die ersten 3 Stufen gesondert zu errechnen. In der 4. bis 6. Stufe spielt die Feuchtigkeit keine Rolle mehr, die isotherme Nutzleistung kann daher in einem Ansatz über das gesamte Druckgefälle ermittelt werden.

Für die abgegebenen Garantiewerte errechnet sich daher die isotherme Nutzleistung, wie folgt:

1) Niederdruckseite.

1. Stufe: $V_a = 7220 \text{ m}^3$ $p_a = 1,02 \text{ ata}$ p_e im Mittel = rd. $3,2 \text{ ata}$

$$N_{\text{isotherm}} = 7220 \cdot 1,02 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{3,2}{1,02} = 229,3 \text{ kW}$$

2. Stufe: Die 7220 m^3 der ersten Stufe sind wasserdampfgesättigt
Bei 30° beträgt die Dampfspannung $31,8 \text{ mm Hg}$

$$= 0,043 \text{ ata}$$

Demnach beträgt das trockene Gasvolumen :

$$7220 \cdot \frac{1,02 - 0,043}{1,02} = 7220 \cdot \frac{0,977}{1,02} = 6915 \text{ m}^3$$

Bei $3,2 \text{ ata}$ ist das trockene Gasvolumen

$$\frac{6915 \cdot 1,02}{3,2} = 2205 \text{ m}^3$$

und das feuchte Volumen

$$\frac{2205 \cdot 3,2}{3,20 - 0,043} = 2235 \text{ m}^3$$

also $V_a = 2235$ $p_a = 3,2$ $p_e =$ im Mittel $9,5 \text{ ata}$

$$\text{damit } N_{\text{isotherm}} = 2235 \cdot 3,2 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{9,5}{3,2} = 211,9 \text{ kW}$$

3. Stufe:

$$V_a = \frac{6915 \cdot 1,02}{9,5} \cdot \frac{9,5}{9,50 - 0,043} = 745 \text{ m}^3 \quad p_a = 9,5 \quad p_e = 28,0 \text{ ata}$$

$$N_{\text{isotherm}} = 745 \cdot 9,5 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{28}{9,5} = 208,6 \text{ kW.}$$

Niederdruckseite insgesamt: $229,3 + 211,9 + 208,6 = 649,8 \text{ kW.}$

2) Hochdruckseite.

$$\text{4. bis 6. Stufe: } V_a = 183 \cdot 26,5 \cdot 0,0627 \cdot \log \frac{325}{26,5} = 331,0 \text{ kW}$$

Gesamte isotherme Leistung = $650 + 331 = 981 \text{ kW.}$

Für diese Nutzleistung war ein Kraftverbrauch an der Welle garantiert von 1650 kW,

$$\text{somit ein } \eta_{\text{is-eff.}} = \frac{981}{1650} = 59,5 \%$$

Dieser effektive Wirkungsgrad ist nicht besonders hoch; in der Praxis werden höhere Wirkungsgrade meist erreicht.

Da bei Abnahmeversuchen die Garantiebedingungen hinsichtlich Ansaugtemperatur, Druck und Menge nicht immer genau hergestellt werden können, ist es am einfachsten den tatsächlich erreichten Wirkungsgrad mit dem garantierten in Vergleich zu setzen.

In der folgenden Zahlentafel 6 ist für die verschiedenen Versuche nach der gleichen Methode, wie oben für die Garantiewerte angegeben, die isotherme Nutzleistung errechnet.

Zahlentafel 6

Isotherme Nutzleistung.

Vers. Nr.	Kühl- wasser t_k	Niederdruckseite					Hochdruckseite					Ge- samt Niso- therm kW
		Volu- men V_a	t_a °C	p_a ata	p_e ata	Niso- therm kW	Volu- men V_a	t_a °C	p_a ata	p_e ata	Niso- therm kW	
1	12,3	8150	11,5	1,035	28,1	753	159,0	11,2	26,3	326	286	1039
2	12,0	8210	12,4	1,042	27,8	760	162,5	12,0	27,3	322	298	1058
3	12,0	3120	14,1	1,042	27,6	288	164,8	11,2	26,3	325	297	587
4	13,0	3110	14,5	1,042	27,5	288	122,0	12,0	26,3	328	221	509
5	13,5	5090	15,7	1,042	28,7	475	170,0	12,0	26,5	329	309	784
6	13,5	7370	15,1	1,040	28,5	686	168,0	12,0	26,6	327	306	992
7	14,0	8360	15,2	1,040	28,3	779	155,5	13,0	26,3	327	281	1060
8	14,0	8280	15,2	1,040	28,0	768	127,0	12,5	26,4	325	229	997
9	13,0	8130	14,0	1,040	28,8	753	167,5	12,5	26,5	326	303	1056
10	13,2	8050	14,8	1,032	27,9	740	167,0	11,8	27,2	326	307	1047
11	13,8	7390	15,9	1,032	27,8	680	166,5	12,0	27,2	324	305	985
12	14,5	5070	15,4	1,032	28,7	472	165,0	11,0	26,6	324	299	771
13	14,5	2340	16,8	1,033	28,5	217	162,5	10,0	26,8	325	296	513
14	14,5	6690	13,2	1,031	27,8	616	164,2	10,0	27,0	324	300	916
15	14,5	7960	10,8	1,031	28,6	739	144,0	10,0	26,7	327	262	1001
16	14,0	8060	10,0	1,029	28,8	749	90,7	10,0	26,8	326	166	915
17	14,0	8080	10,0	1,029	29,2	753	31,4	9,5	26,6	326	57	810

Für den Vollastversuch Nr.1 ergibt sich z.B. ein gesantes Nisothem von 1 039 kW. Die elektrische Messung hat, wie aus Zahlentafel 3 ersichtlich ist, ein N_{effektiv} von 1 630 kW ergeben, sodaß sich ein effektiver Wirkungsgrad von

$$\eta_{\text{is-eff}} = \frac{N_{\text{isoth}}}{N_{\text{effektiv}}} = \frac{1039}{1630} = 63,8\% \text{ errechnet, also beträchtlich höher als garantiert.}$$

Aus Zahlentafel 4 entnehmen wir die indizierte Gesamtleistung dieses Versuches zu 1461 kW, damit errechnet sich ein indizierter Wirkungsgrad $\eta_{\text{is-ind}} = \frac{N_{\text{isoth}}}{N_{\text{ind}}} = \frac{1039}{1461} = 71,1\%$ und ein mechanischer " von $\eta_{\text{mech}} = \frac{N_{\text{ind}}}{N_{\text{eff}}} = \frac{1461}{1630} = 89,6\%$.

Den indizierten Wirkungsgrad kann man auch für die beiden Seiten des Kompressors gesondert ermitteln. Es ergibt sich für die

Niederdruckseite ein $\eta_{is-ind} = \frac{N_{isoth}}{N_{iN}} = \frac{753}{1015} = 74,1\%$ und für

die Hochdruckseite: $\eta_{is-ind} = \frac{286}{446} = 64,1\%$.

Bei den indizierten Wirkungsgraden muß man ebenso wie bei den mechanischen berücksichtigen, daß die indizierte Leistung naturgemäß stets etwas streut, sodaß die gebildeten Wirkungsgrade eine gewisse Fehlergrenze enthalten. Immerhin geht aus dem Ergebnis klar hervor, daß die Hochdruckseite einen erheblich schlechteren Wirkungsgrad hat, als die Niederdruckseite. Zum kleineren Teil ist der Grund darin zu suchen, daß sich bereits die Abweichung vom idealen Gasgesetz bemerkbar macht, zum weitaus größeren Teil jedoch in der gegenüber dem Niederdruckteil schlechteren thermischen Durchbildung des Hochdruckteils. Wie wir oben schon gesehen haben, ist die Aufheizung beim Einströmen in die 4. Stufe beträchtlich höher als im Niederdruckteil und auch der Zwischenkühler der 4. Stufe ist etwas knapp ausgefallen.

Die Wirkungsgrade der übrigen Versuche sind auf die gleiche Weise ermittelt und in Zahlentafel 7 zusammengestellt.

Zahlentafel 7

Wirkungsgrade.

Vers. Nr.	Isotherme Nutzleistung			Indizierte Leistung			Eff. Leistung N_{eff}	Mech. Wirkgrad η_m	Indizierter Wirkungsgrad			Eff. Wirkgrad $\eta_{\text{is-eff}}$
	ND N_{isN}	HD N_{isH}	Ges. N_{is}	ND N_{iN}	HD N_{iH}	Ges. N_{i}			ND $\eta_{\text{is-iN}}$	HD $\eta_{\text{is-iH}}$	Ges. $\eta_{\text{is-i}}$	
	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	%	%	%	%	%
1	753	286	1039	1015	446	1461	1630	89,6	74,1	64,1	71,1	63,8
2	760	298	1058	1005	452	1457	1645	88,5	75,5	65,9	72,5	64,3
3	288	297	587	477	443	920	1060	86,8	60,4	67,0	63,9	55,4
4	288	221	509	476	307	783	930	84,2	60,4	72,0	64,9	54,7
5	475	309	784	675	447	1122	1290	87,0	70,3	69,0	69,7	60,8
6	686	306	992	967	442	1409	1570	89,7	71,0	69,2	70,5	63,2
7	779	281	1060	1061	405	1466	1610	91,0	73,3	69,4	72,2	65,7
8	768	229	997	1030	323	1353	1505	89,9	74,5	70,8	73,6	66,2
9	753	303	1056	1030	448	1478	1640	90,0	73,1	67,6	71,5	64,4
10	740	307	1047	1018	444	1462	1620	90,2	72,8	69,2	71,5	64,6
11	680	305	985	968	448	1416	1570	90,1	70,2	68,1	69,6	62,7
12	472	299	771	744	439	1183	1310	90,4	63,5	68,1	65,2	59,0
13	217	296	513	339	439	778	950	82,0	63,9	67,5	66,0	54,0
14	616	300	916	898	436	1334	1455	91,7	68,6	68,8	68,6	63,0
5	739	262	1001	1055	369	1424	1560	91,3	70,0	71,0	70,2	64,2
16	749	166	915	1019	268	1287	1435	89,6	73,5	62,0	71,1	63,7
17	753	57	810	1075	118	1193	1320	90,2	70,0	48,3	67,9	61,5

VII. Ergebnis der Regulierversuche.

Auf dem Kurvenblatt, Bild 6, sind die effektiven Wirkungsgrade des gesamten Kompressors in Abhängigkeit von der angesaugten Menge dargestellt und zwar zeigt die obere Kurve die Wirkungsgrade, die sich ergeben, wenn nur die Niederdruckseite reguliert wird, die untere Kurve die Wirkungsgrade, wenn nur die Hochdruckseite reguliert wird, die Niederdruckseite dagegen voll belastet bleibt. Das hervorstechendste Ergebnis ist, daß die Demagregulierung und die Proellregulierung in bezug auf den Wirkungsgrad praktisch gleich sind. Es ist nicht möglich durch die beiden Punktreihen verschiedene Kurven zu legen.

Auf der Niederdruckseite betrug die Minimallast bei der Demagregulierung $3\ 100\ m^3$ = ca 38 % der Vollast, sodaß der verlangte Regulierungsbereich von 100 - 60 % erreicht wurde. Bei der Proellregulierung hätte ohne Weiteres die Lieferung 0, d.h. völliger Leerlauf eingestellt werden können, doch hat ein Versuch hiebei keinen Sinn, sodaß als Minimallast $2\ 300\ m^3$ = rd. 28 % der Vollast untersucht wurden.

Je stärker reguliert wird, d.h. je weniger Gas der Kompressor ansaugt, um so schlechter wird natürlich der Wirkungsgrad. Aber man hätte vielleicht sogar erwarten können, daß der Wirkungsgrad stärker abnimmt, als dies tatsächlich der Fall ist. Bei einem Vergleich mit anderen Kompressoren muß man allerdings berücksichtigen, daß die halbe Ansaugmenge ($4000\ m^3$) nicht gleichzeitig Halblast des ganzen Kompressors darstellt, da ja der Hochdruckteil unverändert mit Vollast weiterlief.

Bei der Hochdruckregulierung wurde nur die 4. Stufe reguliert und zwar bei Proell beide Seiten, bei Demag nur der größere, hintere Teil der 4. Stufe. Wie oben schon ausgeführt, hatte dies zur Folge, daß die Druckverhältnisse der 4., 5. und 6. Stufe sich bei Teillasten verschieben; der Enddruck der 4. Stufe wird kleiner, dadurch die Rückexpansion in der 4. Stufe steiler und die bei der Demagregulierung nicht regulierte vordere Hälfte der 4. Stufe saugt bei Teillast mehr an als bei

Vollast (der volumetrische Wirkungsgrad dieser Seite der 4. Stufe steigt von 63,9 auf 78 % und hebt dadurch die Regulierung der hinteren Seite zum Teil wieder auf). Dies war einer der Gründe, warum bei der Demagregulierung der Regulierbereich 100 - 60 % nicht erreicht wurde, die Minimallast liegt bei etwa 74 %. Die Proellregulierung ist dagegen auf beiden Seiten der 4. Stufe angebracht, sodaß eine Teillast von 19 % der Vollast erreicht werden konnte; hiebei war die Regulierung aufgestellt, die 4. Stufe saugte überhaupt nichts an, bzw. leistete keine Arbeit, das Gas wurde von der 5. Stufe durch die 4. Stufe angesaugt.

Wie aus der mittleren Kurve (Bild 6) hervorgeht, nimmt überraschender Weise der Wirkungsgrad bei Teillast fast überhaupt nicht ab. 2 Punkte der Demagregulierung sehen sogar fast so aus, als nähme der Wirkungsgrad am Anfang sogar noch etwas zu; doch liegen die Abweichungen noch innerhalb der allgemeinen Versuchsgenauigkeit. Zur Erklärung dieses auffallenden Verhaltens muß zunächst darauf hingewiesen werden, daß der Hochdruckteil nur $\frac{1}{3}$ der Gesamtbelastung des Kompressors beträgt, die Regulierung daher nur an einem Drittel des Kompressors vorgenommen wurde, während $\frac{2}{3}$ unbeeinflusst blieben. Nun ist bei Vollast die Druckverteilung auf der Hochdruckseite etwas ungünstig, die 4. Stufe hat ein Druckgefälle von $\frac{84,5}{26,9} = 3,14$ (siehe Zahlentafel 5), die 5. Stufe von $\frac{203}{81} = 2,51$ und die 6. Stufe nur von $\frac{332}{196} = 1,69$. Bei einer Teillast von 88 % stellen sich die Druckverhältnisse ein, wie folgt: 4. Stufe 2,72, 5. Stufe 2,56 und 6. Stufe 1,92. Sie sind also hiebei viel günstiger verteilt als bei Vollast und der thermische Wirkungsgrad muß damit besser werden, sodaß er die Verschlechterung des mechanischen Wirkungsgrades aufhebt oder vielleicht sogar noch übertrifft.

In der untersten Kurve ist der Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades dargestellt in Abhängigkeit von der Gesamtbelastung des Kompressors. Selbstverständlich nimmt der mechanische Wirkungsgrad mit der Belastung ab. Immerhin hat sich bemerkenswerter Weise ergeben, daß die Reibungsarbeit des Kompressors nicht allein von der Drehzahl abhängig ist, d.h. also bei jeder

Belastung des Kompressors gleich bleibt, vielmehr zeigt sich bei Teillast eine, wenn auch geringe, so doch unverkennbare Abnahme der Reibungsarbeit.

VIII. Zusammenfassung.

Das wesentlichste Merkmal der Versuche war die Bestimmung der angesaugten Gasmengen durch überkritische Entspannung und Messung in einer Zwischendruckmeßstrecke. Nur mit dieser Methode allein ist es möglich, die von einem Hochdruckkompressor mit doppelter Ansaugung im Betrieb tatsächlich gelieferten Gasmengen einwandfrei zu erfassen und damit die wichtigste Grundlage für seine Beurteilung sowohl hinsichtlich der Liefermenge, wie des effektiven Leistungsverbrauches zu gewinnen.

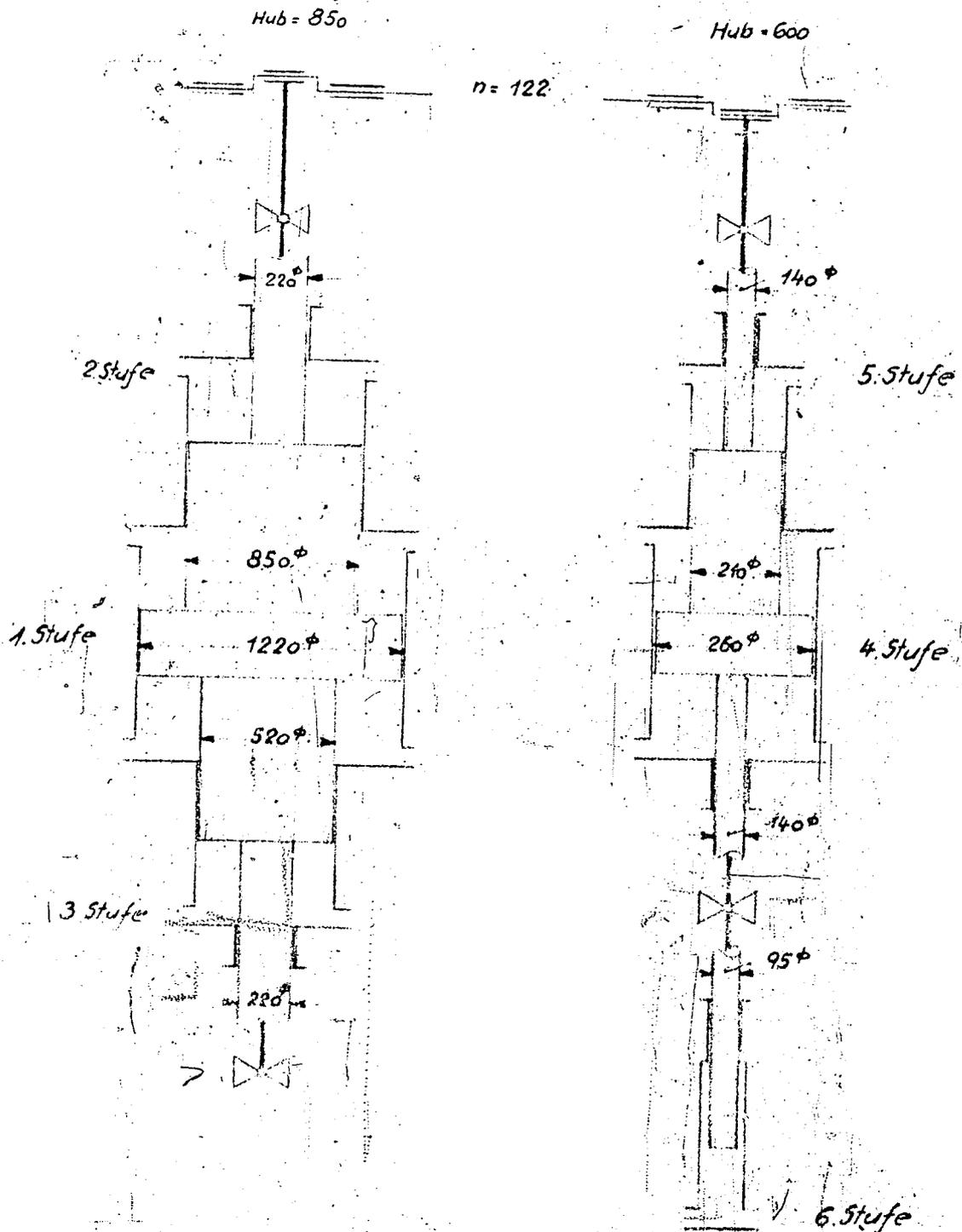
Zunächst war festzustellen ob die von der Demag bei der Bestellung abgegebenen Garantien hinsichtlich Ansaugleistung und Kraftverbrauch eingehalten wurden. Die Ansaugmenge der 1. Stufe ist um ca 12 % größer ausgefallen als bestellt, die der 4. Stufe dagegen um ca 9 % geringer. Der Leistungsbedarf des Kompressors ist nicht unbeträchtlich günstiger als in der Bestellung angegeben, es ergibt sich ein effektiver Wirkungsgrad von 63,8 % gegenüber 59,5 % in der Bestellung.

Sodann wurde in einer Reihe von Versuchen die Arbeitsweise und der Wirkungsgrad der beiden verwendeten Regulierungsarten (Demag- und Proellregulierung) untersucht. Es ergab sich, daß der Wirkungsgrad der beiden prinzipiell verschiedenen Regulierungsarten praktisch gleich ist, sodaß die Entscheidung, welche von beiden besser ist, nach der betrieblichen Bewährung getroffen werden muß. Die Demagregulierung hat den großen Vorteil konstruktiver Einfachheit, die die Arbeitsventile des Kompressors völlig unange-tastet läßt. Der Hauptvorteil der Proellregulierung ist ihre spielend leichte Bedienbarkeit und ihre große Exaktheit im Regulierungseffekt.

Der Lauf der Kompressoren war bei beiden Regulierungsarten, sowohl bei Vollast wie bei allen Teillasten, absolut ruhig.

Oppau, den 31. Mai 1937.





Bauart und Abmessungen

der Demag-Kompressoren im Hydrierwerk

Scholven

Versuchs Kompressor

Abnahme- u. Leistungsversuche der Kompressoren

Hy - Werk Scholven

Betriebskompressor

8876

Anordnung der Meßstrecken.

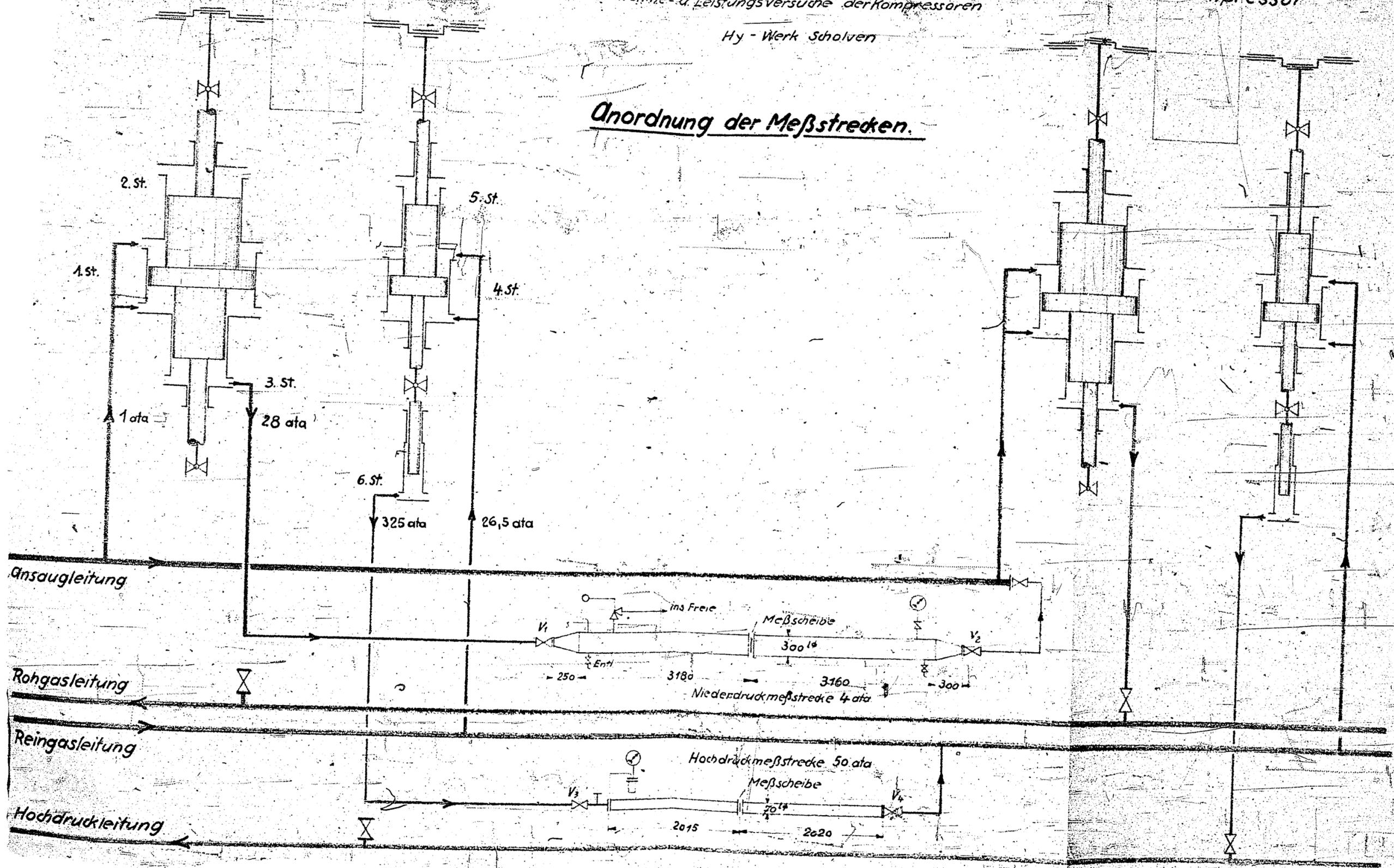
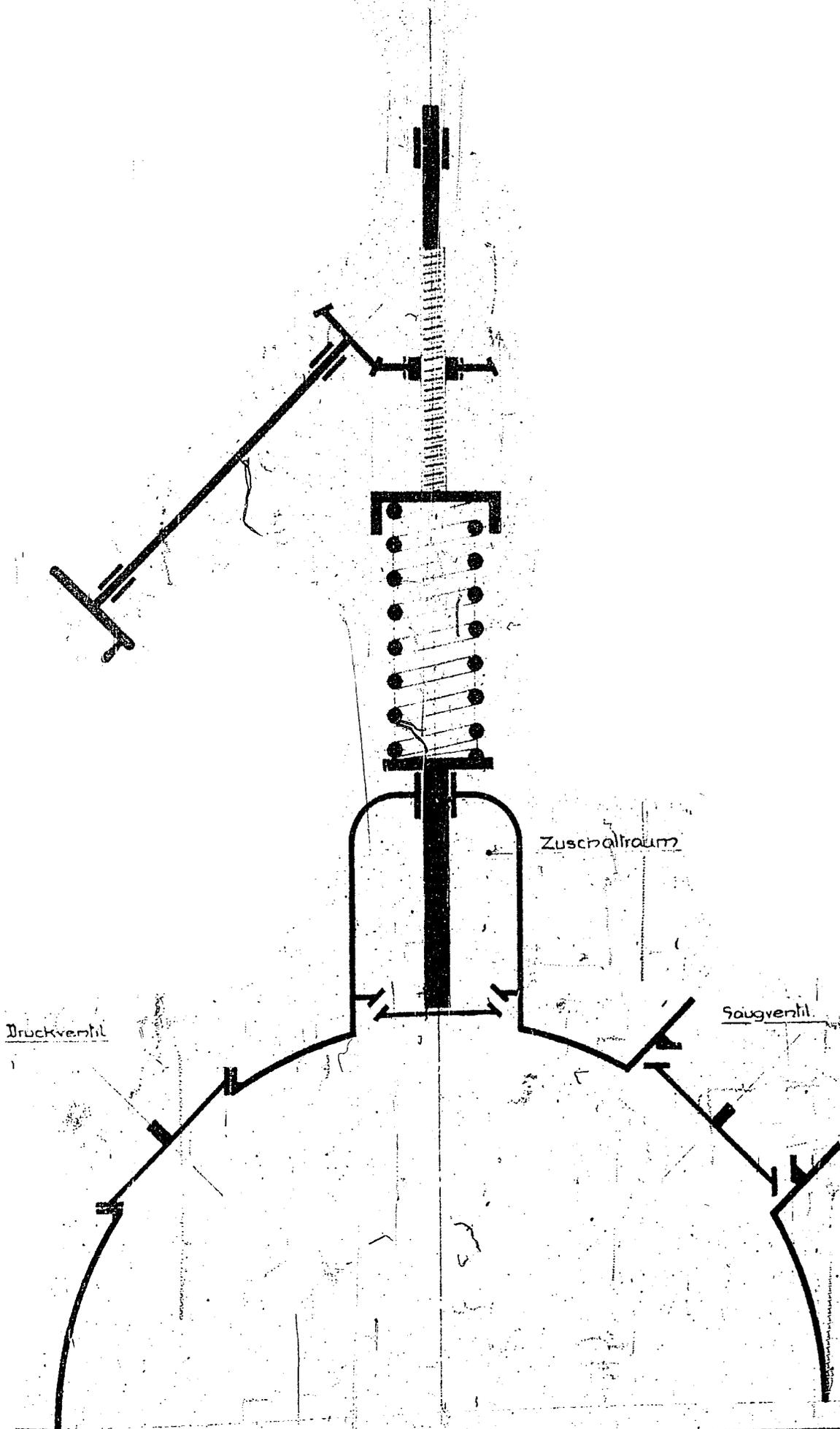


Bild: 2



I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft
Ludwigshafen a. Rhein.

Bild: 3

K 48

DIN-Format A 4 (210x297)

Demag-Zuschaltventil Kompr.

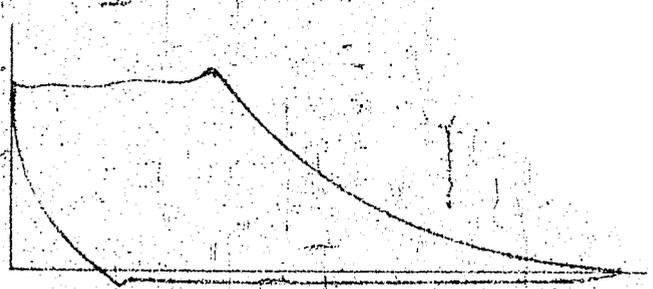
Demag - Regulierung

Pröell - Regulierung

8878



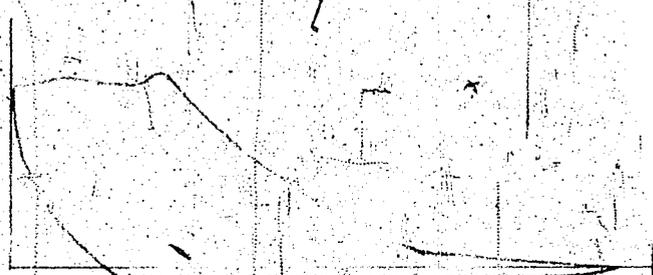
Vollast



Vollast



Teillast



Teillast



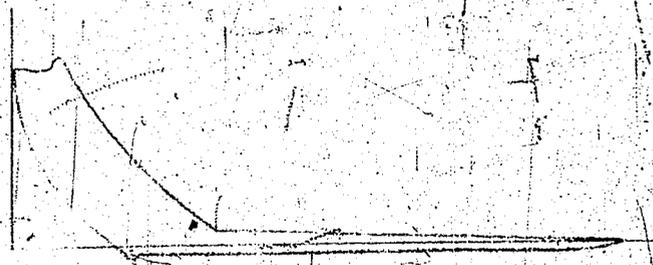
Teillast



Teillast



Minimallast



Minimallast

Wirkungsweise der Regulierungen

Diagrammsatz eines Vollastversuches an Maschine 3

8879

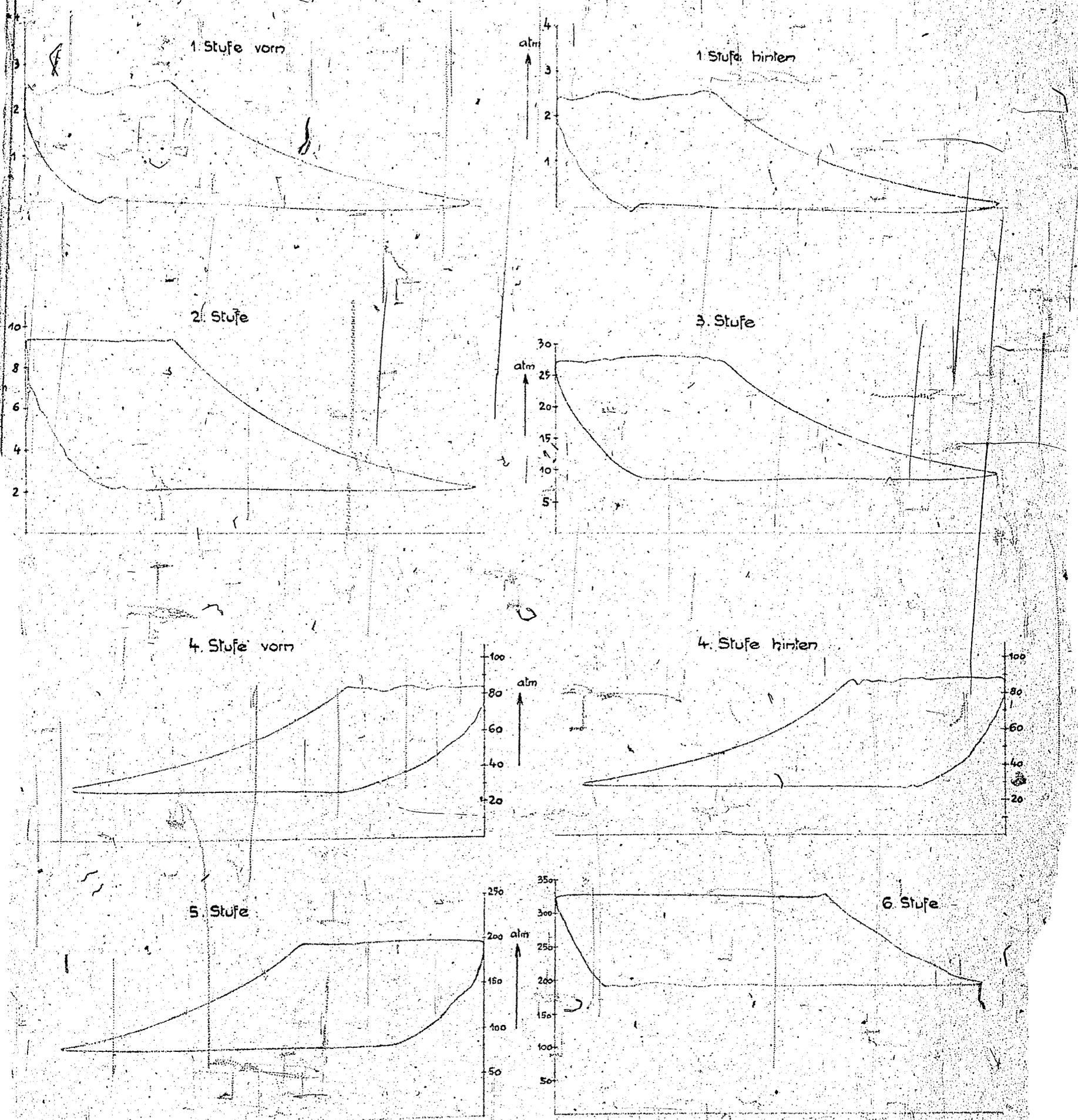


Bild 5

Effektiver Wirkungsgrad

8880

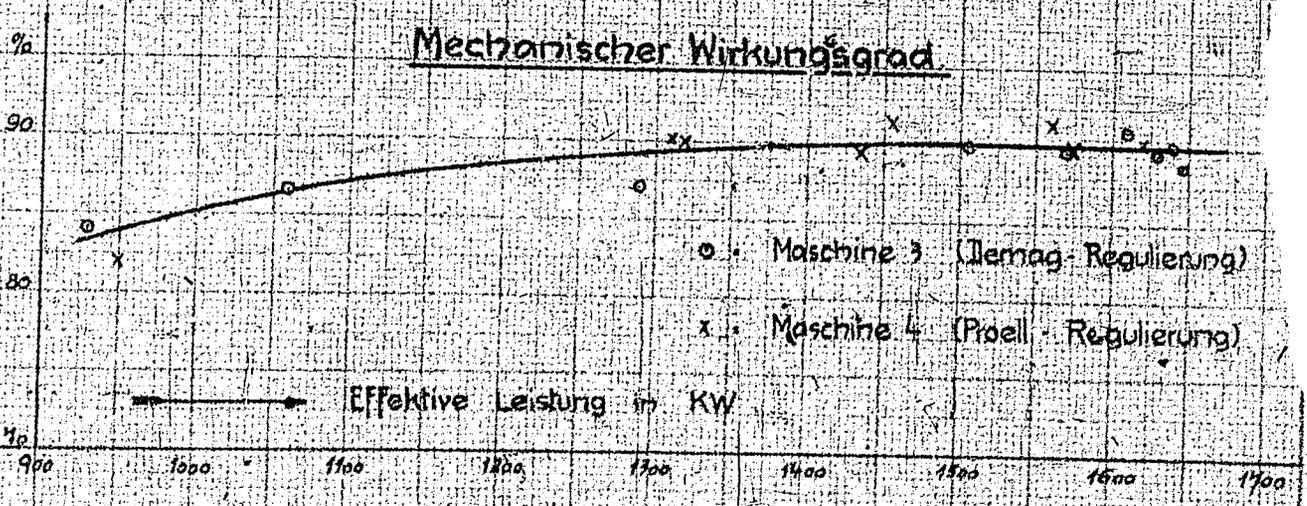
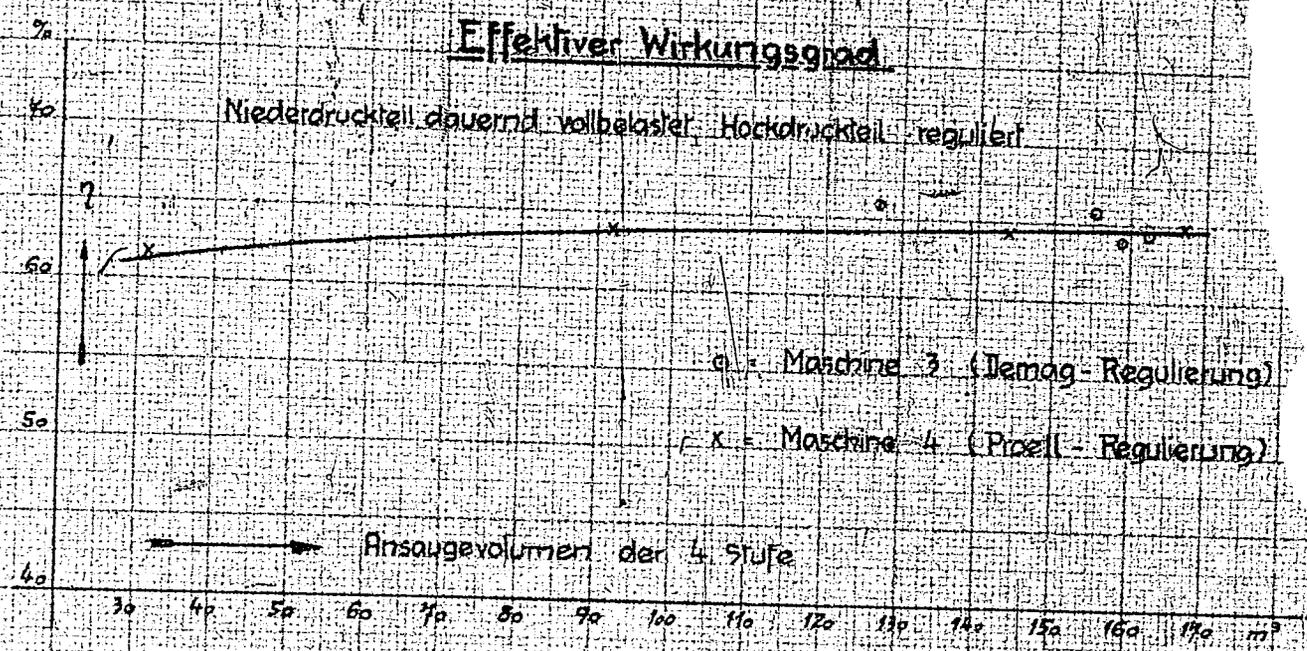
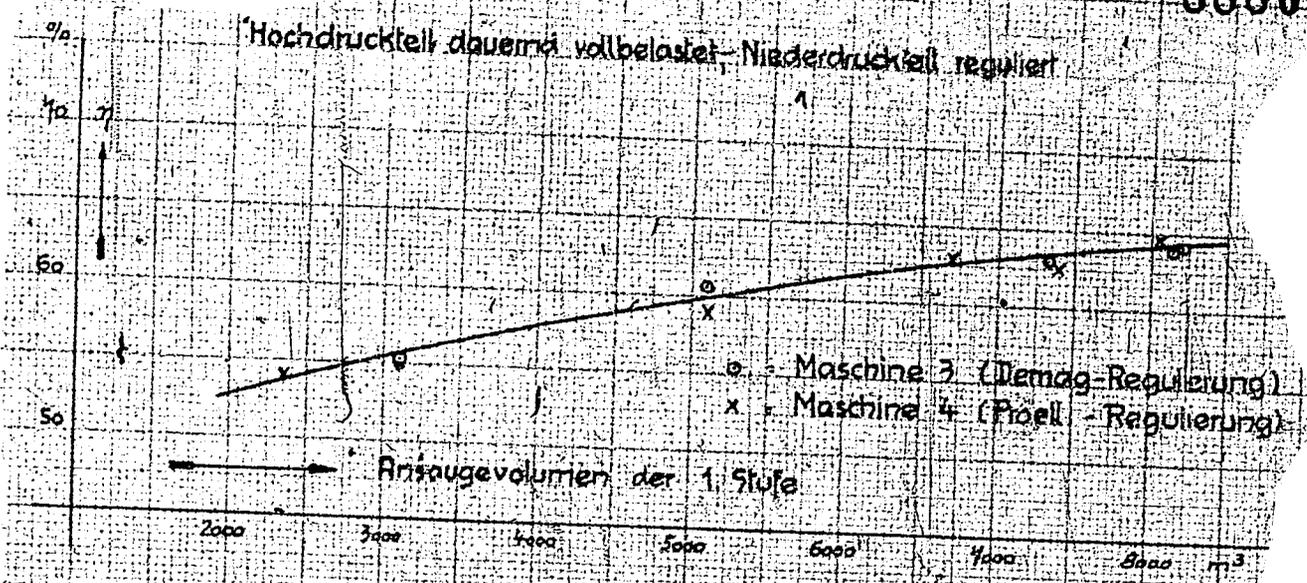


Bild: 6

K-51