

Eine vielstufige Hochdruck-Gegendruckturbine von Krupp für 450 PS<sub>e</sub>,  $n = 6000$  Umdr./min, 32 ata 400° C und 14,5 ata Gegendruck ist in Abb. 409 dargestellt; Regelung s. Abb. 323, S. 320.

Eine Gegendruckturbine von Borsig zeigt Abb. 410.

Eine vielstufige Gegendruckturbine der MAN zeigt Abb. 411 mit automatischer Düsenreglung nach Abb. 327 und 405; Rotor aus dem

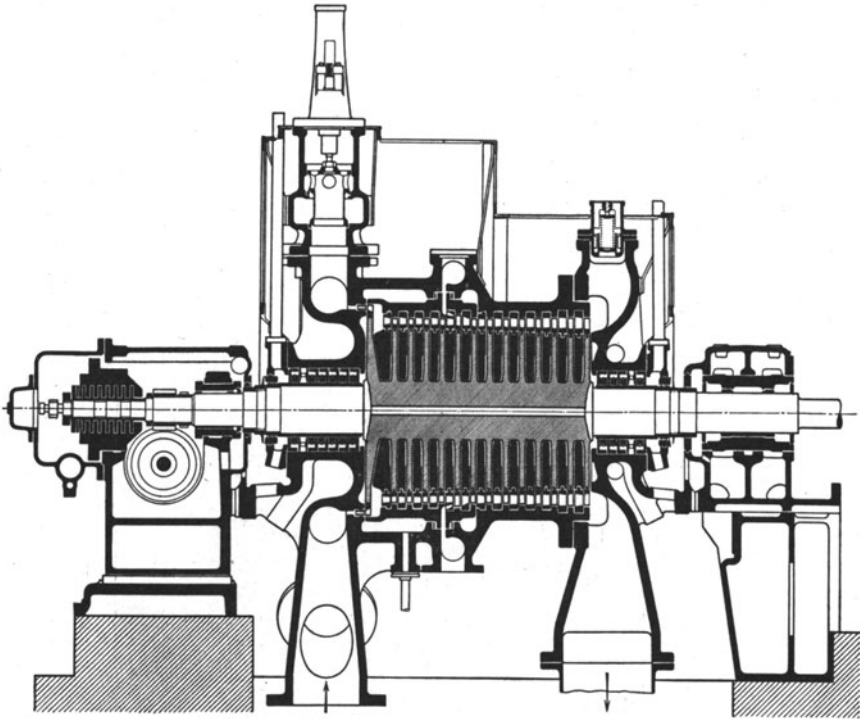


Abb. 411. Vielstufige Gegendruckturbine der MAN.

Vollen, volle Beaufschlagung von der ersten Stufe ab, deshalb Überlastung vor die 6. Stufe. Die Gegendruckturbinen werden auch mit nur einem ein- oder zweikränzigen Gleichdruckrad ausgeführt oder mit Curtisrad und nur einigen Druckstufen.

Eine zweigehäusige Gegendruckturbine von SSW für 16000 kW,  $n = 3000$  zeigt Abb. 412; wegen der Größe der Düsenventile sind diese, wie auch das Überlastungsventil vorn unter Flur und der Drehservomotor vor die Turbine gesetzt.

## II. Entnahme- (Anzapf-) Turbinen.

Falls keine Übereinstimmung zwischen Kraft- und Wärmebedarf vorhanden ist, wird zweckmäßig statt einer Gegendruckturbine eine Turbine mit Zwischendampfentnahme aufgestellt, da der zur Heizung

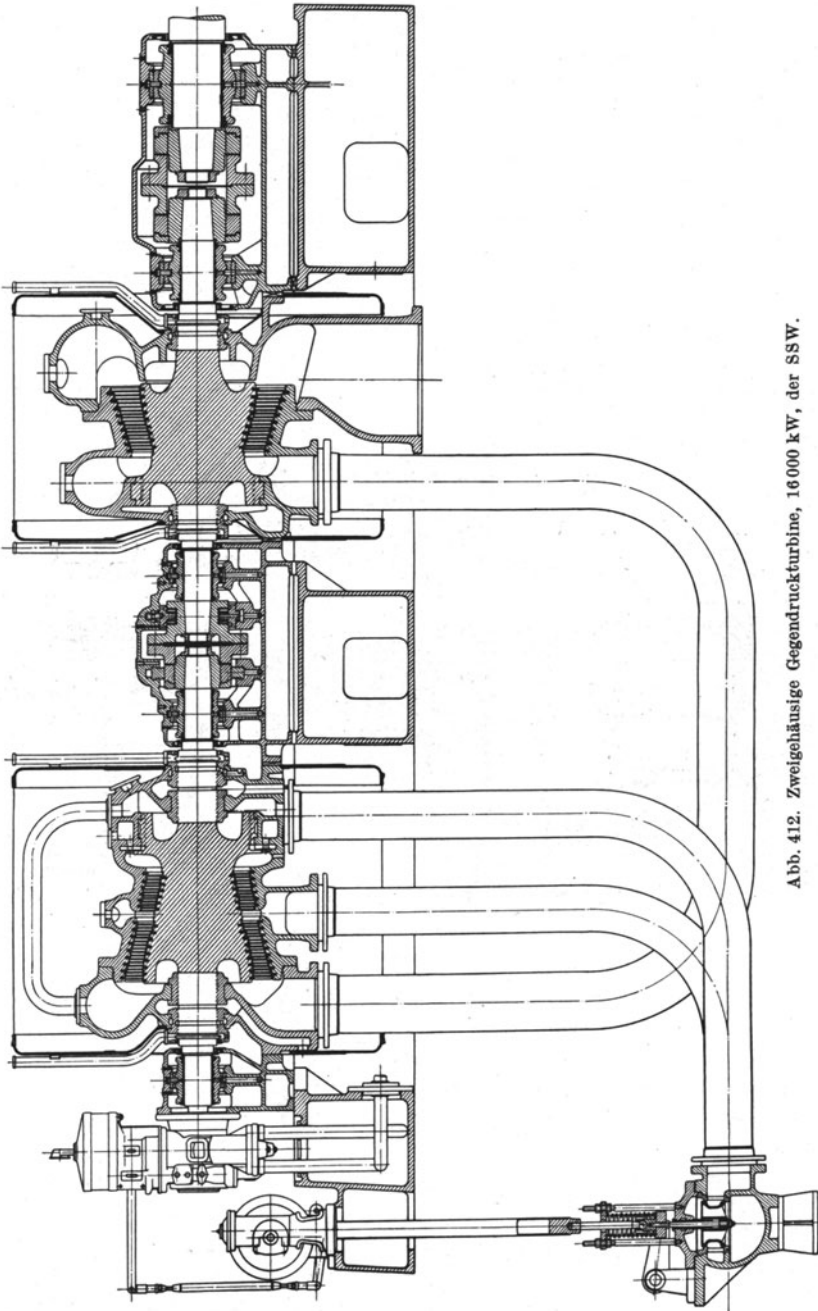


Abb. 412. Zweigehäusige Gegendruckturbinen, 16000 kW, der SSW.

nicht benötigte Dampf im Niederdruckteil der Turbine weiter verwertet werden kann. Die Entnahmeturbine besteht aus zwei getrennten

Teilen, dem Hochdruck- und dem Niederdruckteil, zwischen denen sich die Entnahmestelle befindet und die durch ein Überströmventil verbunden werden können (Abb. 413). Der Hochdruckteil wirkt wie eine Gegendruckturbine, die mit der Gesamtdampfmenge  $G$  kg/h arbeitet, am Ende derselben werden  $G_e$  kg/h vom gewünschten Druck entnommen und der übrige Teil von  $G_n$  kg/h arbeitet im *ND*-Teil bis zur Kondensatorspannung. Der Entnahmedruck muß durch einen Druckregler konstant gehalten werden.

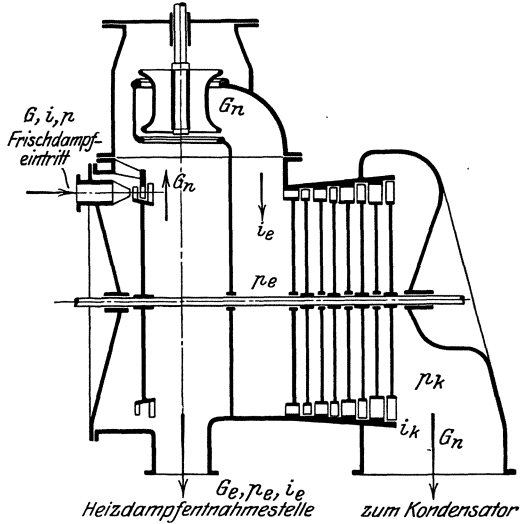


Abb. 413. Entnahmeturbine, Schema.

### A. Wirtschaftlichkeit.

Die Wirtschaftlichkeit des Entnahmebetriebes gegenüber getrennter Kraft- und Wärmeerzeugung in einer Kondensationsturbine und Drosselung des Frischdampfes für die Heizung läßt sich wie folgt nachweisen.

Mit den Bezeichnungen des *is*-Diagramms (Abb. 414), wobei  $A - A_k$  den Zustandsverlauf bei der Kondensationsturbine,  $A B_1 B_2 B_k$  denjenigen der Entnahmeturbine darstellt (Drosselung im Überströmventil, besserer Wirkungsgrad im *HD*-Teil wegen größerer Dampfmenge), ist bei getrenntem Betrieb der Gesamtwärmeaufwand (wie bei der Gegendruckturbine S. 382 erwähnt)

$$Q_1 = G_k \cdot i + G_e \cdot i_e \text{ kcal/h}$$

und bei Entnahmebetrieb

$$Q_2 = G \cdot i = (G_e + G_n) i \text{ kcal/h.}$$

Da die Leistung bei Entnahmebetrieb

$$632,3 N_i = G (i - i_e) + G_n (i - i_{kn})$$

ist und derjenigen bei getrenntem Betrieb

$$632,3 N_i = G_k (i - i_k)$$

gleich sein muß, so folgt aus dem Gleichsetzen

$$G_k = \frac{G (i - i_e) + G_n (i - i_{kn})}{i - i_k} \text{ kg/h.}$$

Die Ersparnis ist

$$E = Q_1 - Q_2 = G_k \cdot i + G_e \cdot i_e - G \cdot i$$

und mit  $G_k$  aus obiger Gleichung nach Umstellung

$$E = G \frac{i - i_e}{i - i_k} i_k - G_n \frac{i_{kn} - i_k}{i - i_k} i \text{ kcal/h.}$$

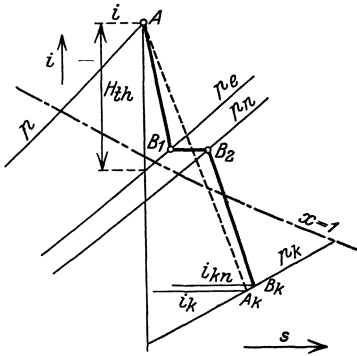


Abb. 414. Zustandsverlauf.

Das erste Glied hat denselben Wert wie bei der Gegendruckturbine, die Ersparnis bei Entnahmebetrieb ist somit um den Betrag des zweiten Gliedes kleiner; dieses Glied wird = 0, wenn  $G_n = 0$  wird, also bei reinem Gegendruckbetrieb und leerlaufendem  $ND$ -Teil, oder wenn  $i_{kn} = i_k$  ist, was meist nicht der Fall sein wird, da infolge der ungünstigeren Gefällsverteilung bei Entnahmebetrieb der Wirkungsgrad etwas schlechter wird. Bei Düsenreglung für die Überströmung, wie sie

jetzt meist angewendet wird, ist der Drosselverlust beim Überströmen sehr gering.

Wären die Wirkungsgrade unabhängig von der Entnahmemenge, d. h. wenn  $A - A_k$  der Zustandsverlauf in Abb. 414 bliebe, so wäre für die gleiche Leistung bei reinem Kondensationsbetrieb (ohne Entnahme,  $G_k \text{ kg/h}$ ,  $G_e = 0$ ), reinem Gegendruckbetrieb ( $G_e = G_g$ ,  $G_n = 0$ ) und bei Entnahmebetrieb ( $G = G_e + G_n$ )

$$632,3 N_i = G_k (i - i_k) = G_g (i - i_e) = G_e (i - i_e) + G_n (i - i_k).$$

Dividiert man das erste Glied der rechten Seite durch  $G_g (i - i_e)$  und das zweite durch den gleich großen Wert  $G_k (i - i_k)$ , so ist

$$\frac{G_e}{G_g} + \frac{G_n}{G_k} = 1,$$

also die Gleichung einer Geraden, woraus sich die Dampfverbrauchs-werte für gleiche Leistung nach Abb. 415 ergeben, worin die Abszissen die Entnahmemenge, die Ordinaten die durch den  $ND$ -Teil strömende Menge darstellen; die Gesamtdampfmenge ist stets die Summe der Koordinaten  $G_e + G_n$ .

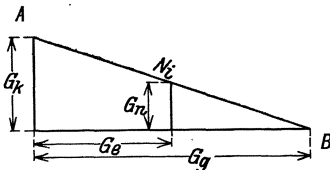


Abb. 415. Dampfverbrauch.

Da die Wirkungsgrade nicht unabhängig von der Entnahmemenge sind, gilt das geradlinige Gesetz nicht genau, es kann aber zur Orientierung dienen, zumal die Abweichungen erst bei kleinen Belastungen wesentlich werden.

Die Gerade  $AB$  (Abb. 415) gilt für die der größten Entnahme  $G_{e \text{ max}} = G_g$  entsprechende Leistung  $N_i = G_g (i - i_e) : 632,3 \text{ PS}_1$ , die als reine Kondensations-turbine mit der Dampfmenge  $G_k$  erreicht werden

kann. Bei größerem Leistungsbedarf  $N'_i$  ist eine Gesamtdampfmenge  $G'_e + G_{n1}$  erforderlich, das Gesetz ist durch eine zu  $AB$  parallele, um  $G_{n1}$  höher liegende Gerade dargestellt.

## B. Leistung und Dampfverbrauch.

Für die Ermittlung des Zusammenhangs zwischen Leistung und Dampfverbrauch bei verschiedenen Entnahmemengen ist es zweckmäßig, von der Dampfmenge auszugehen, also für eine Dampfmenge  $G = G_e + G_n$  die Leistung zu ermitteln und über dieser die Dampfmenge aufzutragen. Man geht dabei vorteilhaft vom reinen Kondensationsbetrieb aus, für den man den Dampfverbrauch wie bei den Kondensationsturbinen ermitteln kann. Dadurch ergibt sich die Gerade  $A'B'$  (Abb. 416) für abgestellte Entnahmesteuerung, also bei vollständig offenem Überströmventil; bei eingeschalteter Entnahmesteuerung wird der Druck hinter dem  $HD$ -Teil konstant gehalten, es tritt deshalb Drosseln im Überströmventil ein, das um so größer ist, je kleiner die Dampfmenge  $G_n$  ist, wodurch der Dampfverbrauch größer wird und etwa nach  $AB$  verläuft. Der Schnittpunkt der Geraden  $AB$  und  $A'B'$  entspricht einer Überlastung, bei der das Überströmventil voll offen ist. Für eine Leistung  $N'_i$  (Abb. 416)

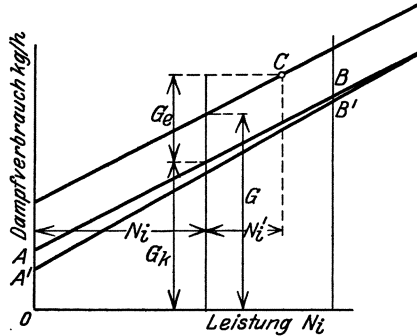


Abb. 416. Dampfverbrauch.

ist der Dampfverbrauch bei reinem Kondensationsbetrieb  $G_k$ ; für eine Dampfmenge  $G_k + G_e$  ist die Leistung um  $N'_i = G_e H_{th} \cdot \eta_u$  632,3 größer ( $H_{th}$  adiabatische Gefälle des Hochdruckteils), da die Radreibungsverluste bereits in  $N_i$  berücksichtigt sind (sie nehmen wegen der größeren Dampfmenge sogar etwas ab), die Gesamtleistung wird also  $N_i + N'_i$  PS<sub>i</sub>, und durch Abtragen von  $G_e$  und  $N'_i$  erhält man Punkt  $C$ . Die Leistungszunahme wird demnach nur von  $G_e$  abhängig sein, nicht von der Gesamtdampfmenge und von der Leistung, sie ist somit für alle Leistungen gleich bei gleichem  $G_e$ , und die Dampfverbrauchsgerade verläuft parallel  $AB$ . Für die Leistung  $N_i$  wäre bei  $G_e$  kg/h Entnahme eine Gesamtdampfmenge  $G$  (Abb. 416) erforderlich.

Für andere Entnahmemengen  $G_e$  ergeben sich andere Gerade, wobei  $N'_i : N_u = G_e : G_k$  ist, wenn  $N_u$  die Umfangsleistung bei reinem Kondensationsbetrieb.

Für die Ermittlung der Leitquerschnitte und der genaueren Dampfverbrauchswerte muß der Zustandsverlauf festgestellt werden. Die Ermittlung des Zustandsverlaufes muß sich auf zwei Hauptfälle erstrecken: 1. Höchstleistung bei maximaler Entnahme und 2. Höchstleistung bei Null Entnahme.

Für den Hochdruckteil wird wohl stets Mengenreglung anzunehmen sein, der Druckverlauf wird also immer durch denselben Anfangspunkt  $A$  gehen, vgl. Düsenreglung (S. 286).

1. Bei Höchstleistung und maximaler Entnahme würde der Druck, über der Stufenzahl aufgetragen, nach Kurve  $a_1$  (Abb. 417) verlaufen

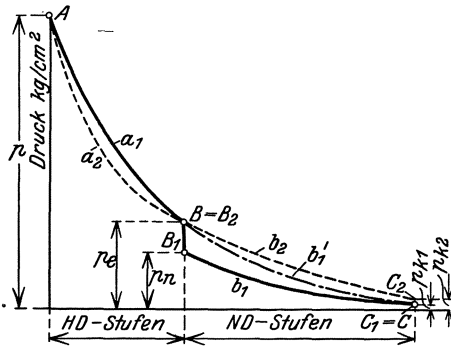


Abb. 417. Druckverlauf.

bis auf den Entnahmedruck  $p_e$ , der konstant gehalten wird. Da durch den Niederdruckteil weniger Dampf strömt als bei Null Entnahme (s. unten), für welchen Fall der  $ND$ -Teil zu bemessen ist, so wird der Dampf durch das Überströmventil auf einen Druck  $p_n$  vor dem  $ND$ -Teil gedrosselt mit dem Verlauf nach  $b_1$  oder bei Düsen-Überströmreglung gleich  $p_e$  bleiben und nach Kurve  $b_1$  verlaufen (vgl. Druckverlauf bei Teillast, S. 288). Im  $i$ - $s$ -Diagramm (Abb. 418) ist

$AB B_1 C_1$  der Zustandsverlauf entsprechend dem gleichlautenden Linienzug in Abb. 417 mit Drosselung vor dem  $ND$ -Teil und  $ABC$  der Verlauf bei Düsenreglung der Überströmung, bis auf den Kondensatordruck  $p_{k1}$ .

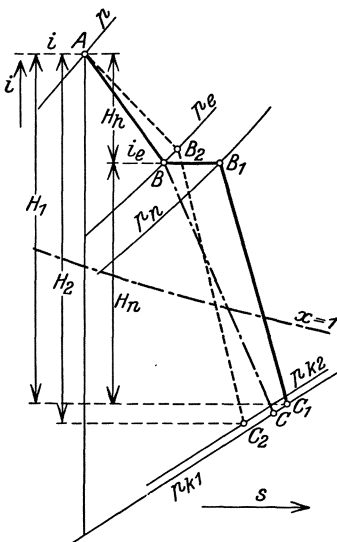


Abb. 418. Zustandsverlauf.

2. Höchstleistung ohne Entnahme (reiner Kondensationsbetrieb) ergibt im  $HD$ -Teil den Druckverlauf nach Kurve  $a_2$ , wegen der geringeren Dampfmenge mit etwas schlechterem Wirkungsgrad und stärkerem Spannungsabfall in der ersten Stufe (s. Düsenreglung S. 286) auf den Druck  $p_e$ , aber nach Punkt  $B_2$  im  $i$ - $s$ -Diagramm (Abb. 418). Ist der  $ND$ -Teil für diesen Fall bemessen und tritt kein Spannungsabfall beim Überströmen ein (Entnahmesteuerung abgestellt), so wird der Druck nach Kurve  $b_2$  bzw.  $B_2 C_2$  verlaufen (wegen der größeren Dampfmenge etwas geringeres Vakuum).

Mit den Gefällen nach Abb. 418 und den Dampfmen gen nach Abb. 413 ist für Fall 1 mit  $G_1 = G_e \text{max} + G_{n1}$

$$632 N_i = G_1 H_h + G_{n1} H_n = G_e \text{max} H_h + G_{n1} H_1 \quad (a)$$

und für den Fall 2

$$632 N_i = G_2 H_2. \quad (b)$$

Bei Überström-Drosselreglung gilt ferner (s. Satz 1 S. 280)

$$\frac{p_n}{G_{n1}} = \frac{p_e}{G_2}. \quad (c)$$

Bei Vollast ohne Entnahme, also reinem Kondensationsbetrieb und abgestellter Entnahmesteuerung kann der Wirkungsgrad  $\eta_i = \eta_e : \eta_m$  ( $\eta_e$  nach S. 99,  $\eta_m$  nach S. 97) geschätzt werden, womit sich  $H_2$  ergibt und  $G_2$  aus Gl. (b) ermittelt werden kann, für welche Dampfmenge der *ND*-Teil zu bemessen ist. Mit  $H_2$  ist auch der Endpunkt  $C_2$  im *is*-Diagramm festgelegt, und es kann der Verlauf  $AB_2C_2$  eingetragen werden, wobei der  $\eta_i$  des Hochdruckteils wegen der kleineren Dampfmenge kleiner sein muß als bei voller Entnahme. Ist die Turbine durchgerechnet, so kann der Verlauf nachgeprüft werden<sup>1</sup>.

Die maximale Entnahme  $G_{e,max}$  ist vorgeschrieben, ihr entspricht eine Leistung  $G_{e,max} H_h : 632,3$ , und es ist noch eine weitere Dampfmenge  $G_{n1}$  erforderlich, um die ganze Leistung zu erhalten. Schätzt man den  $\eta_i$  des *HD*-Teils bei Vollast mit maximaler Entnahme (etwas höher als ohne Entnahme) und den des *ND*-Teils, oder nimmt den Zustandsverlauf im *is*-Diagramm (Abb. 418) an, so ergibt sich für Überström-Düsenregelung der Endpunkt  $C$  bei etwas besserem Vakuum (wegen kleinerer Dampfmenge). Daraus erhält man die Gefälle  $H_h$  und  $H_1$ , und es kann aus Gl. (a)  $G_{n1}$  ermittelt werden; für Vollast und maximale Entnahme ist dann  $G_1 = G_{e,max} + G_{n1}$  kg/h. Ebenso kann für andre Entnahmemengen der Dampfverbrauch ermittelt werden.

Für Überström-Drosselregelung muß der Druck  $p_n$  ermittelt werden, auf den vor dem *ND*-Teil gedrosselt wird. Da  $p_n$  und  $G_{n1}$  unbekannt sind, muß probeweise für einige anzunehmende Werte von  $p_n$  im *is*-Diagramm  $H_1$  und  $H_n$  ermittelt und aus Gl. (a)  $G_{n1}$  bestimmt werden; alsdann trägt man  $p_n/G_{n1}$  über den zugehörigen  $p_n$  auf und ermittelt den Wert von  $p_n$ , bei dem  $p_n/G_{n1} = p_e/G_2$  ist. Auf diesem Druck erhält man im *is*-Diagramm Punkt  $B_1$ . Wegen des schlechteren Wirkungsgrades wird  $G_{n1}$  bei Drosselregelung größer sein als bei Düsenregelung und der Endpunkt  $C_1$  höher liegen als  $C$ .

Die Bestimmung von  $G_1$  kann nun in gleicher Weise für verschiedene Leistungen aus Gl. (a) und für verschiedene Entnahmemengen durchgeführt werden.

Die Dampfverbrauchswerte können nun über den Leistungen für

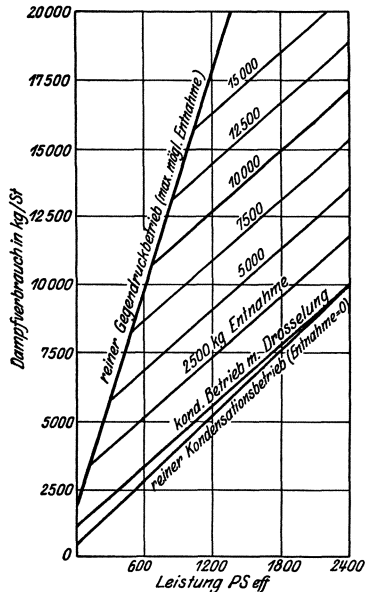


Abb. 419. Dampfverbrauch.

<sup>1</sup> S. auch: Renfordt, A.: Arch. f. Wärmewirtsch. 1927, H. 10 und 1928, H. 1: Druckverteilung und Dampfverbrauch bei Teillasten von Gegendruck- und Entnahmeturbinen.

verschiedene Entnahmemengen aufgetragen werden (Abb. 419)<sup>1</sup>, woraus dann jeder gewünschte Wert entnommen werden kann. Aus dieser Darstellung läßt sich auch leicht die Ersparnis bei vereinigttem Kraftheizbetrieb (Entnahmebetrieb) gegenüber getrennter Erzeugung von Kraft und Heizwärme feststellen. Bei vereinigttem Betrieb ist der Gesamtdampfverbrauch aus Abb. 419 direkt zu entnehmen, für getrennten Betrieb ist der zur Krafterzeugung erforderliche Verbrauch durch die untere Kurve (reiner Kondensationsbetrieb) gegeben, dazu kommt noch die zur Heizung benötigte Dampfmenge  $G_h = G_e \cdot i_e : i$  (s. S. 382), wobei  $i_e$  der Wärmehalt des Heißdampfes bei Entnahmebetrieb und  $i$  der Wärmehalt des Frischdampfes bzw. des in besonderen Heizkesseln erzeugten Dampfes.

Z. B. ist bei Vollast und 10000 kg/h Entnahme der Gesamtdampfverbrauch 17200 kg/h, während bei getrenntem Betrieb die Kondensationsturbine 10000 kg/h braucht und für Heizwerke noch  $10000 \cdot 694,5 : 741,5 = 9320$ , zusammen also 19320 kg/h benötigt werden; Ersparnis 2120 kg/h.

## C. Regelung der Entnahmeturbinen.

### 1. Anforderungen.

Die Regelung soll sowohl die Leistung der Belastung anpassen durch einen Drehzahlregler (wie bei jeder Leistungsregelung) als auch die Entnahmemenge dem jeweiligen Bedarf entsprechend einstellen unter Einhaltung des Heißdampfdruckes durch einen Druckregler, der den Zutritt des Dampfes zum *ND*-Teil steuert.

Da die Leistung durch die Entnahmemenge beeinflußt wird, so muß die Regelung so erfolgen, daß die Summe der Leistungen des *HD*- und des *ND*-Teils die erforderliche Leistung ergibt, unabhängig von der Entnahmemenge. Es ergeben sich dadurch folgende Anforderungen an die Regelung.

1. Bei Änderung der Belastung bei gleichbleibender Entnahme muß das Frischdampf- und das Überströmventil im gleichen Sinne betätigt werden, also bei Leistungszunahme mehr öffnen, bei Abnahme mehr schließen. Dieses bewirkt der Drehzahlregler, der wie bei den Kondensationsturbinen die Frischdampfregelung betätigt, außerdem aber auch auf die Überströmregelung einwirken kann.

Da der benötigten Heißdampfmenge eine bestimmte Leistung des *HD*-Teils entspricht, bei welcher der *ND*-Teil leer mitläuft, so wird bei kleinerem Leistungsbedarf die benötigte Heißdampfmenge nicht mehr hergegeben werden können. In solchen Fällen muß durch ein Reduzierventil oder durch ein automatisches Frischdampfzusatzventil gedrosselter Frischdampf in die Heizleitung geführt werden. Hierbei muß aber durch ein Rückschlagventil das Rückströmen von Heißdampf zum *ND*-Teil verhindert werden, um Durchgehen der Turbine zu verhüten.

<sup>1</sup> Gezeichnet für eine 2400-PS<sub>e</sub>-Turbine der WUMAG für 12,5 atü 325° C mit 15000 kg maximaler Entnahme bei 2 atü.



2. Bei gleichbleibender Belastung und Änderung der Heißdampfmenge muß der Druckregler das Überströmventil bei geringerem Bedarf mehr öffnen, bei zunehmendem Bedarf mehr schließen, während das Frischdampfventil umgekehrt mehr schließen, bzw. mehr öffnen muß, damit die Leistung nicht verändert wird. Beide Reglungen müssen demnach im umgekehrten Sinne betätigt werden.

Die Frischdampf- und die Überströmreglung kann unabhängig voneinander ausgeführt werden, dann wird bei Leistungsänderung das Frischdampfventil vom Drehzahlregler betätigt, die Verstellung des Überströmventils erfolgt durch den Druckregler erst durch eine geringe Änderung des Heißdampfdruckes, und bei Änderung der Entnahmemenge verstellt der Druckregler das Überströmventil, die Betätigung des Frischdampfventils erfolgt erst durch die geringe Drehzahländerung infolge veränderter Dampfmenge im *ND*-Teil.

Um diese Schwankungen des Entnahmedruckes bei Leistungsänderungen und die Drehzahländerung bei geänderter Entnahmemenge zu vermeiden, werden häufig beide Reglungen derart miteinander verbunden, daß bei Leistungsänderungen durch den Drehzahlregler gleichzeitig die Überströmreglung im selben Sinne wie die Frischdampfreglung, hingegen bei Änderungen der Entnahmemenge gleichzeitig durch den Druckregler das Frischdampfventil im entgegengesetzten Sinne verstellt wird. Zuweilen wird die Überströmreglung von der Drehzahlreglung mit betätigt, während der Druckregler das Frischdampfventil nicht direkt beeinflusst.

Bei Parallelbetrieb mit anderen Kraftmaschinen auf dasselbe Netz wird die Drehzahl vom Netz konstant gehalten, der Drehzahlregler greift nur bei Trennung vom Netz ein; der Druckregler beeinflusst dann das Frischdampf- und das Überströmventil.

Bei besonderen Betriebsverhältnissen können noch andre Anforderungen an die Reglung gestellt werden, die dann entsprechende Ausführung verlangt.

Die Druckregler sind dieselben, wie S. 328 beschrieben.

## 2. Ausgeführte Entnahmereglungen.

Die Überströmreglung kann als Drosselreglung oder bei höheren Ansprüchen an die Wirtschaftlichkeit als Düsenreglung ausgeführt werden; die Größe der Ventile ist wie bei den gewöhnlichen Reglungen (S. 282 und 288) zu bemessen.

Muß der Entnahmedruck sehr genau eingehalten werden, so kommen Feinreglungen (Askania, Arca, Ava) zur Anwendung.

Das Schema der Entnahmereglung der WUMAG zeigt Abb. 420 mit Beeinflussung der Überströmreglung durch den Drehzahlregler. Die Frischdampfreglung ist dieselbe wie bei der vereinigten Drossel- und Düsenreglung der Kondensationsturbinen (vgl. Abb. 315, S. 314).

Durch eine Steuernocke *O* auf der Welle *W* des Drehservomotors *D*<sub>1</sub> wird gleichzeitig mit der Betätigung der Frischdampfdüsenventile *V*<sub>1</sub> die Überströmreglung im gleichen Sinne betätigt, indem die Büchse *B*<sub>2</sub> des Überströmsteuerchiebers *S*<sub>2</sub> verstellt wird, wodurch Drucköl durch die Leitungen *l*<sub>1</sub>, *l*<sub>2</sub> zum Dreh-

servomotor  $D_2$  gelangt und die Düsenventile  $V_2$  in bekannter Weise betätigt werden. Diese Ventile werden auch durch den Druckregler  $DR$  gesteuert, indem der Kolben  $K_1$  desselben den Steuerschieber  $S_2$  verstellt und durch  $l_1, l_2$  Drucköl zum Drehservomotor  $D_2$  führt. Der Druckreglerkolben ist unten durch den Heizdampfdruck belastet, dem die Zugfeder  $F$  das Gleichgewicht hält; mittels Handrades  $H$  kann der Druck eingestellt werden. Durch Hochschrauben des Handrades  $H_1$  wird die Entnahmereglung ausgeschaltet.

Bei Änderung der Heizdampfmenge (Druckänderung) durch den Druckregler ändert sich die Leistung und muß durch den Drehzahlregler einreguliert werden.

Die Ausführung dieser Regelung zeigt Abb. 420a.

Die Regelung der Entnahmeturbinen von SSW zeigt im Schema Abb. 421 mit Beeinflussung der Frischdampf- und der Überström-

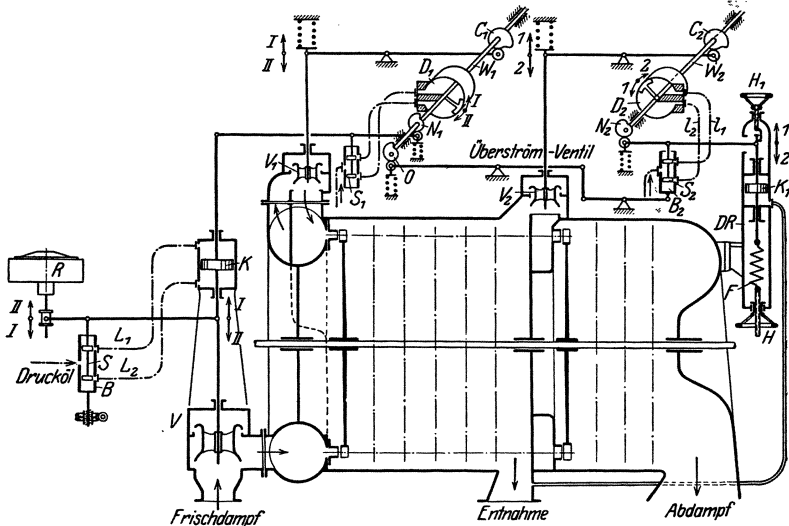


Abb. 420. Schema der Entnahmereglung der WUMAG.

reglung sowohl durch den Drehzahl-, als auch durch den Druckregler; der einfacheren Darstellung wegen sind statt der Drehservomotoren einfache Kolben  $K_1, K_2$  und der Druckregler als federbelasteter Kolben dargestellt, in Wirklichkeit wird als Druckregler ein Askania-Feinregler angewendet.

Nimmt bei unveränderter Entnahmemenge die Belastung zu, so senkt infolge abfallender Drehzahl der Geschwindigkeitsregler  $GR$  die beiden Hebel  $H_2$  und  $H_3$  um die Festpunkte  $P_2, P_3$ ; beide Steuerschieber  $S_1$  und  $S_2$  bewegen sich nach unten und lassen Drucköl unter die Servomotorkolben  $K_1, K_2$  treten, zugleich über den Kolben den Ablauf freigebend. Die Kolben heben die Frischdampfventile  $V_1$  und die Überströmventile  $V_2$ , der Dampfdurchsatz durch die  $HD$ - und die  $ND$ -Stufen nimmt zu, bis die Leistung eingestellt ist. Durch die Hebel  $H_2, H_3$  werden mit  $P_1$  als Festpunkt die Steuerschieber in die neutrale Lage zurückgebracht (Rückführung). Bei abnehmender Belastung findet der Vorgang in umgekehrter Richtung statt, beide Ventile werden mehr geschlossen.

Steigt bei unveränderlicher Belastung der Heizdampfbedarf, so fällt der Druck vor den  $ND$ -Stufen, der Kolben des Druckreglers  $DR$  sinkt und verschiebt die Büchse  $B_1$  des Frischdampfsteuerschiebers  $S_1$  nach oben, die Büchse  $B_2$  des Über-

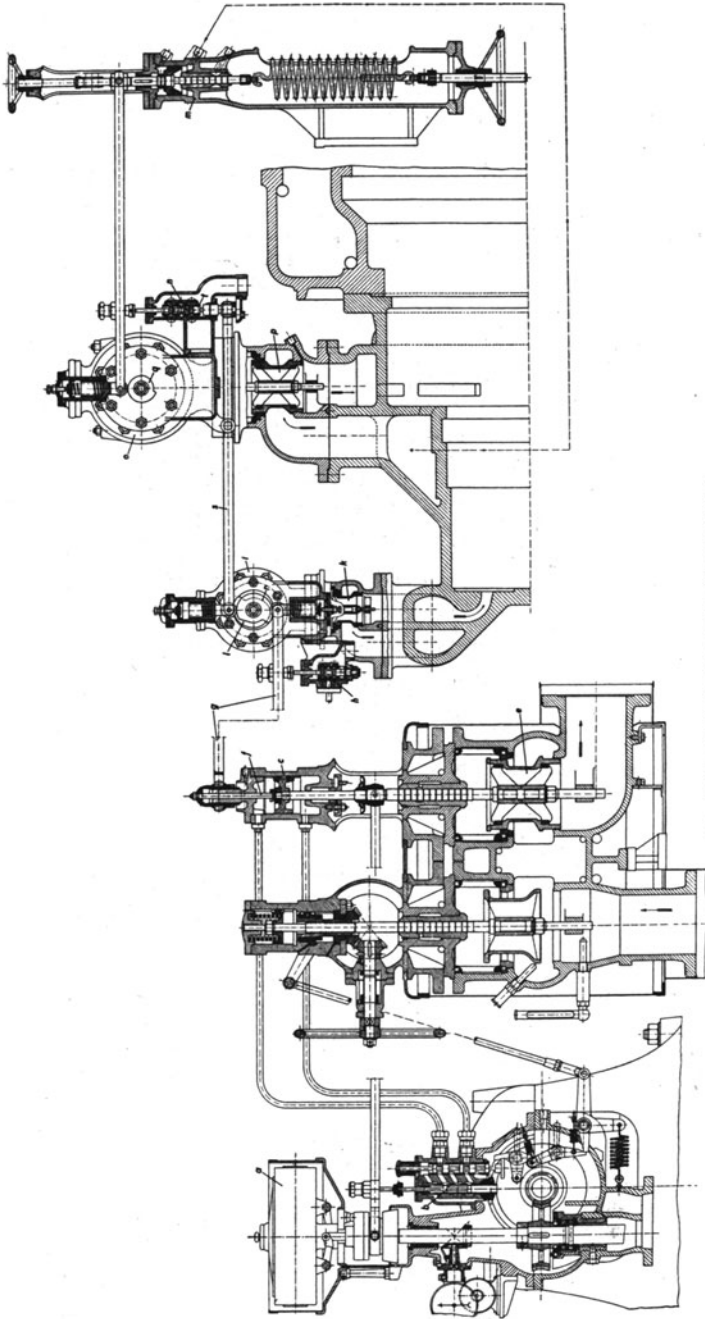


Abb. 420 a. Entnahmereglung der WUMAG.

strömsteuerschiebers  $S_2$  nach unten. Das Drucköl öffnet das Frischdampfventil  $V_1$  mehr und schließt das Überströmventil  $V_2$ ; durch die beiden Hebel  $H_2, H_3$  mit  $P_1$  als Festpunkt erfolgt Rückführung der Steuerschieber. Fällt die benötigte Heizdampfmenge, so findet der Vorgang entgegengesetzt statt.

Zum Parallelschalten kann die Drehzahl mit Hilfe der Drehzahlverstellung  $T$  um + 5% verstellt werden.

Die Anzapfsteuerung der AEG, deren Schema Abb. 422 veranschaulicht, wirkt nach demselben Prinzip, in Wirklichkeit haben die Kraftgetriebe Drehservomotoren (vgl. Abb. 297 u. ff., S. 303).

Steigt bei gleichbleibender Entnahme die Belastung, so sinkt die Muffe des Drehzahlreglers  $R$ , Punkt  $a$  wird gehoben, und da Hebel  $H_2$  in  $b$  einen Festpunkt hat, werden die Steuerschieber  $S_1$  und  $S_2$  nach oben verstellt und bewirken in bekannter Weise

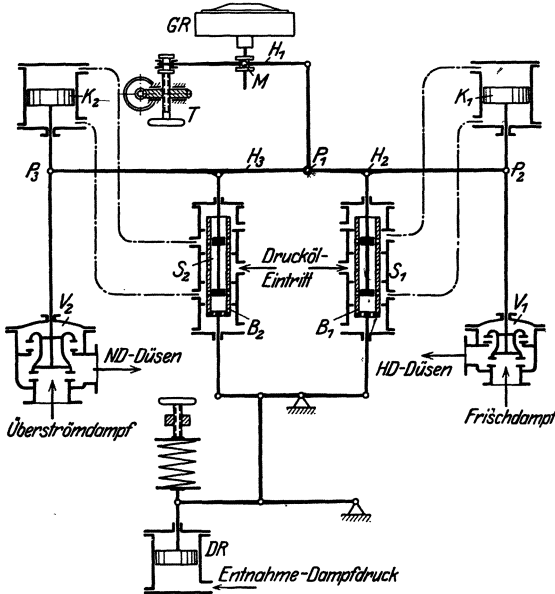


Abb. 421. Schema der Entnahmereglung von SSW.

Öffnungsbewegung des Frischdampfventils  $V_1$  und der Überströmventile  $V_2$  (Bewegung im Schema nach unten).

Bei gleichbleibender Belastung und zunehmender Entnahme sinkt der Druck über der Membran  $M$  des Druckreglers  $DR$ , die Feder  $F$  verstellt die Membran

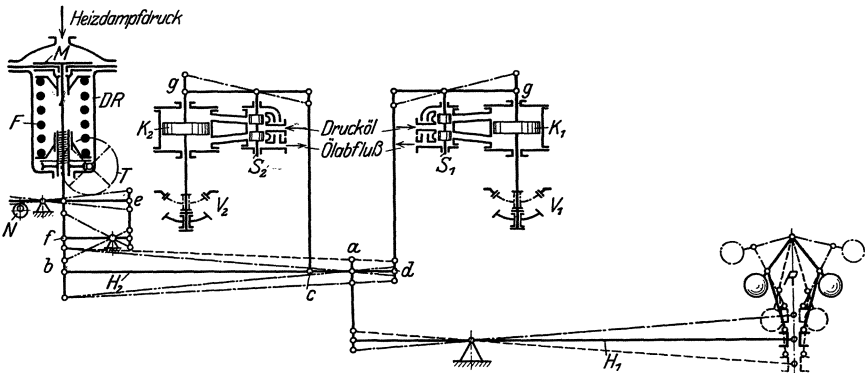


Abb. 422. Schema der Anzapfreglung der AEG.

und Punkt  $e$  nach oben, Punkt  $f$  und  $b$  nach unten, und da  $a$  Festpunkt ist, so wird  $c$  gesenkt,  $d$  gehoben, die Überströmventile  $V_2$  schließen mehr, die Frischdampfventile  $V_1$  öffnen mehr, so daß die Leistung unverändert bleibt ohne Drehzahländerung.

Der Entnahmedruck kann durch Änderung der Federspannung  $F$  mittels Handrades  $T$  mit Schneckentrieb eingestellt werden. Nocke  $N$  dient zum Ausschalten der Druckregelung bei Kondensationsbetrieb.

Bei der Entnahmeregelung von J. A. Maffei (System Melms & Pfenninger), deren Schema Abb. 423 zeigt, beherrscht der Drehzahlregler sowohl das Frischdampf- als auch das Überströmventil, während der Druckregler nur auf die Frischdampfregelung einwirkt, so daß bei Änderung der Entnahmemenge das Überströmventil erst mittelbar über den Drehzahlregler betätigt wird.

Steigt z. B. die Drehzahl durch Entlastung bei unveränderter Entnahme, so verstellt der Drehzahlregler  $R$  die Steuerschieber  $S_1, S_2$  nach unten, wodurch Drucköl über den Kolben  $K$  und unter  $K_1$  tritt; dadurch wird das Frischdampfventil  $V$  und gleichzeitig das Überströmventil  $Ü$  mehr geschlossen. Die Rückführung erfolgt durch Verschieben der Schieberbüchse  $B$  durch die Bewegung der Spindel des Ventils  $V$ ; die Rückführung für das Entnahmeventil  $Ü$  wird dadurch bewirkt, daß das über den Kolben der Schieberbüchse  $T$  tretende Drucköl die Schieberbüchse entgegen dem Federdruck verstellt, bis die Kanäle in der Büchse durch den Steuerschieber verdeckt werden. Bei sinkender Drehzahl ist die Bewegung umgekehrt, das Öl unter  $K_1$  kann durch die vom Steuerschieber  $S_2$  freigegebenen Schlitze nach unten abströmen bis durch die Büchse  $T$  die Schlitze wieder abgeschlossen werden.

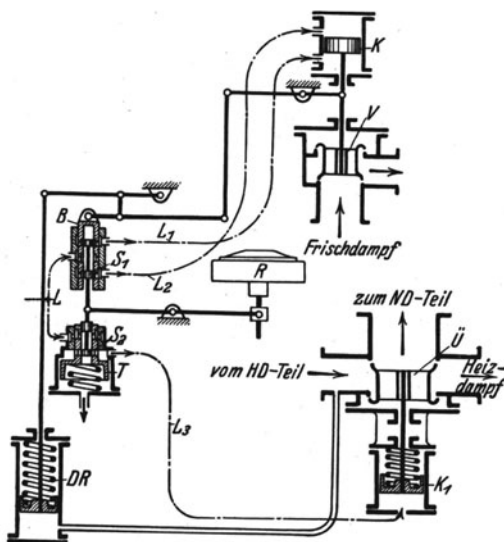


Abb. 423. Schema der Entnahmeregelung von Maffei.

Ändert sich die Entnahmedampfmenge bei gleichbleibender Belastung, so wird bei größerer Entnahme der Druck sinken und den Kolben des Druckreglers  $DR$  und damit die Schieberbüchse  $B$  nach unten verstellen, wodurch Drucköl unter den Kolben  $K$  gelangt und Ventil  $V$  mehr öffnet. Dadurch steigt die Drehzahl, und der Regler  $R$  wird, wie oben beschrieben, beide Ventile mehr schließen; die Drehzahl bleibt dann etwas höher als vorher, was bei Parallelbetrieb von Vorteil sein kann. Soll dies vermieden werden, so kann der Druckreglerkolben eine Feder verstellen, welche die Reglermuffe mehr belastet. Durch Wahl der Feder kann die Drehzahl bei konstanter Belastung, aber veränderlicher Entnahme konstant gehalten werden (DRP. 291688).

Die Regelung wird aber auch mit Beeinflussung des Überströmventils durch den Druckregler ausgeführt, wenn die Drehzahl mit zunehmender Entnahme, aber gleichbleibender Leistung abnehmen soll, was bei Parallelbetrieb der Entnahmeturbine mit einer Kondensationsturbine vorteilhaft sein kann, wenn die Heizrampfentnahme zeitweilig über die normale ansteigt; bei großer Belastung würden die Düsenansätze nicht ausreichen. Dann übernimmt zweckmäßig die Kondensationsturbine die größere Leistung, und die Entnahmeturbine wird entlastet; es muß daher die Drehzahl sinken. Das Schema einer solchen Regelung zeigt Abb. 424, aus dem die Wirkungsweise klar ersichtlich ist.

Bei Leistungsänderung verstellt der Drehzahlregler  $R$  die beiden Steuerschieber  $S_1, S_2$  ( $a$  und  $b$  sind Fixpunkte) und damit das Frischdampfventil  $V$  und Überströmventil  $Ü$  im gleichen Sinne. Bei Änderung der Entnahmemenge ver-

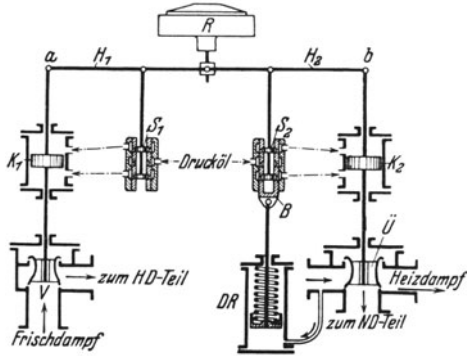


Abb. 424. Schema der Entnahmereglung von Maffei.

ND-Teils beherrscht. Bei voller Öffnung des Ventils  $U$  werden durch den Kraftkolben  $K$  mittels Hebel und Kurvenschiene  $L$  (vgl. Abb. 327, S. 323) die

Die MAN führt die Entnahmereglung unabhängig von der Frischdampfreglung aus; Abb. 425 zeigt den Schnitt durch die Überströmreglung.

Vom Druckregler  $D$  wird mittels Steuerschiebers das Drucköl zum Kolben  $K$  gesteuert, der das Hauptventil  $U$  betätigt, das den Zutritt zu den Leitkanälen  $E$  des

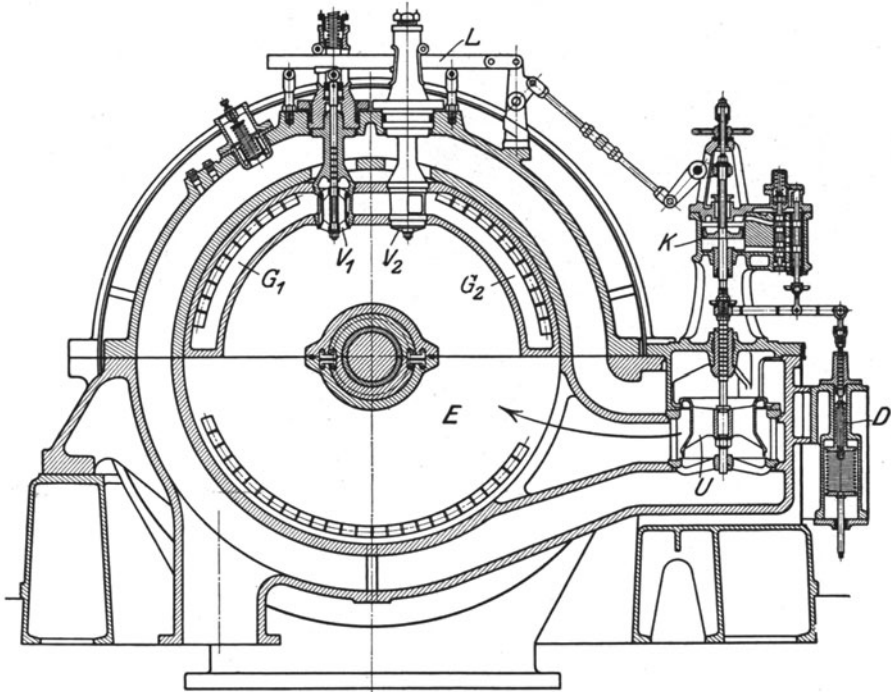


Abb. 425. Entnahmereglung der MAN.

Düsenventile  $V_1, V_2$  nacheinander betätigt, die die Leitkanalgruppen  $G_1, G_2$  beaufschlagen.

Die Entnahmereglung der Bergmann E.-W. veranschaulicht im

Schema Abb. 426 mit direkter Beeinflussung der Frischdampf- und der Entnahmereglung durch den Drehzahl- und den Membrandruckregler.

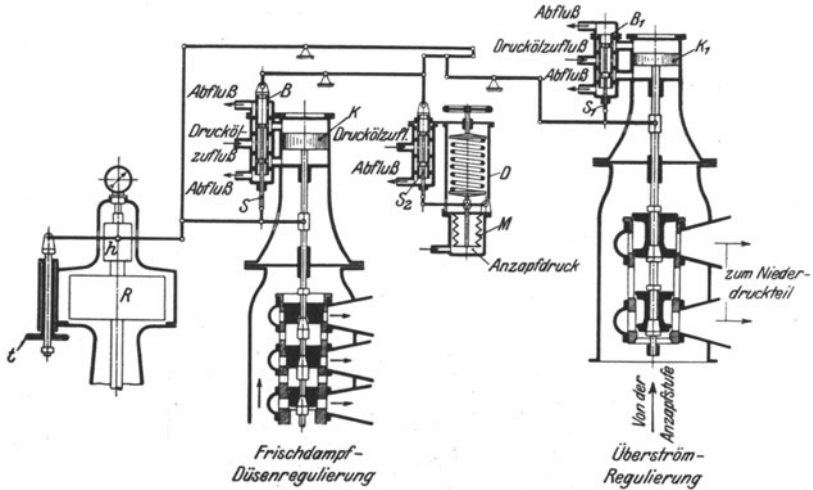


Abb. 426. Schema der Entnahmereglung der BEW.

Tritt z. B. eine Verringerung des Heizdampfbedarfs ein, so steigt der Druck unter dem Membrankolben  $M$  des Druckreglers  $D$  und verstellt mit Hilfe des

Steuerschiebers  $S_2$  und eines Ölrelais das Gestänge nach oben, Steuerschieber  $S_1$  bewegt sich nach unten, Öl tritt unter den Kolben  $K_1$ , die Überströmventile werden mehr geöffnet; gleichzeitig wird aber die Steuerschieberbüchse  $B$  und dadurch der Kolben  $K$  nach unten bewegt, die Frischdampfzufuhr wird verringert. Tritt dagegen eine Entlastung und dadurch Drehzahlerhöhung ein, so steigt die Muffe  $h$  des Drehzahlreglers  $R$  und bewirkt durch Heben des Steuerschiebers  $S$  eine Abwärtsbewegung des Kolbens  $K$  und damit eine Verringerung der Dampfzufuhr zum  $HD$ -Teil; gleichzeitig wird durch das Gestänge der Steuerchieber  $S_1$  nach oben verstellt, der Kolben  $K_1$  wird nach unten gedrückt und schließt einen Teil der Überströmventile, ohne daß eine Änderung des Entnahmedruckes nötig wäre. Beide Regelfälle können auch gleichzeitig eintreten.

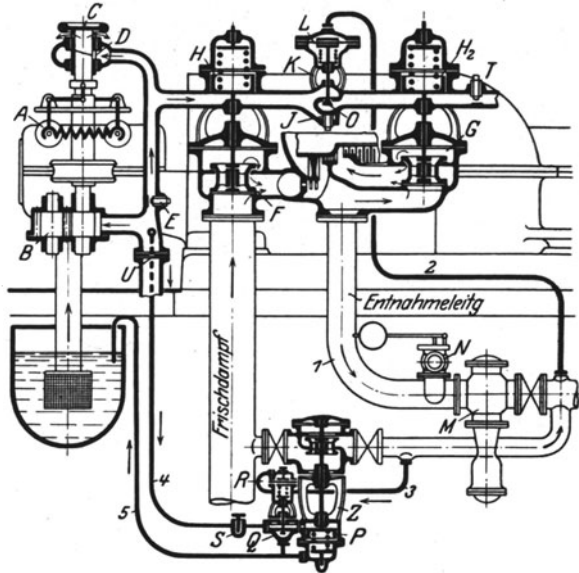


Abb. 427. Entnahmereglung von BBC mit Frischdampf-Zusatzventil.

Die Entnahmereglungen von BBC werden wie die normale Drehzahlregelung als Öldruckregelung durch Ändern des Öldruckes betätigt, der das Frischdampf- und das Überströmventil beeinflusst; das Schema der Regelung zeigt Abb. 427. Der Drehzahlregler bewirkt die Verstellung des Frischdampfventils *F* und des Überströmventils *G* im gleichen Sinne, während der Membrandruckregler *K* die Verstellung im entgegengesetzten Sinne vornimmt. Die Feder über dem Kolben des Frischdampfventils ist stärker gespannt als die des Überströmventils. *N* ist ein Sicherheitsventil, *M* ein Rückschlagventil in der Heizleitung; letzteres kann automatisch betätigt werden.

Das von der Ölpumpe *B* geförderte Öl gelangt teilweise durch eine Blende *U* in die Lagerölleitung, zum andern Teil in mittels Ölregelventil *E* einstellbarer

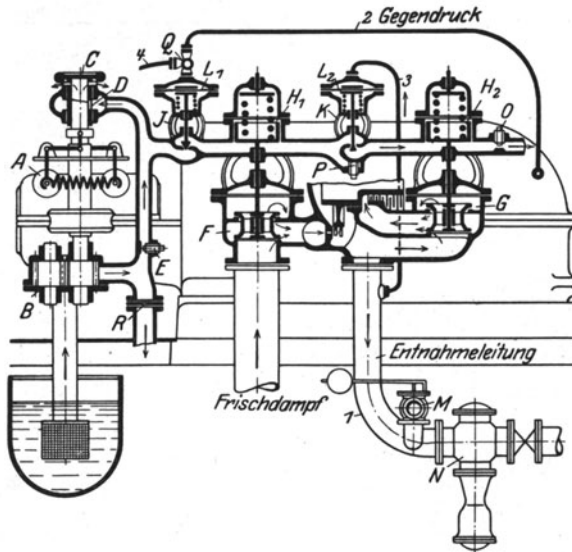


Abb. 428. Entnahme-Gegendruckregelung von BBC.

Menge in die Regelölleitung, unter die Kolben *H* und *H*<sub>2</sub> der Regelventile *F* und *G*. Der Drehzahlregler *A* verändert durch Verstellen der Weite des Abflußschlitzes *D* in der Regulierbüchse *C* den Druck des Öles unter beiden Kolben, wodurch sich beide im gleichen Sinne bewegen; der Druckregler verstellt unter Einfluß des Entnahmedruckes, der durch die Leitung 2 über der Membran *L* wirkt, das Ölventil *O* und läßt mehr oder weniger Öl unter den Kolben *H*<sub>2</sub> des Überströmventils *G* treten, wodurch sich der Druck entsprechend ändert, da der Abfluß durch Ölregelventil *T* eingestellt ist. Steigt z. B. der Entnahmedruck (verringerte Entnahme), so öffnet *O* mehr, der Druck unter *H*<sub>2</sub> muß steigen, da die Abflußöffnung bei *T* unverändert bleibt, und Ventil *G* wird mehr geöffnet. Gleichzeitig sinkt aber der Druck unter *H* infolge erhöhten Abflusses durch *O*, Frischdampfventil *F* schließt mehr, so daß die erhöhte Leistung des *ND*-Teils durch verminderte Leistung des *HD*-Teils ausgeglichen wird, ohne daß die Drehzahlregelung eingzugreifen braucht.

Durch Öffnen des Umlaufventils *J* kann die Entnahmereglung ausgeschaltet werden, da dann unter *H*<sub>2</sub> derselbe Druck herrscht, wie unter *H* und *G* infolge der schwächeren Feder voll geöffnet wird.



Um bei zeitweiliger sehr geringer Belastung große Heizdampfmenge abgeben zu können, kann ein selbsttätiges Frischdampfzusatzventil *Z* angeordnet werden, welches bei sinkendem Heizdampfdruck automatisch gedrosselten Frischdampf in die Heizleitung führt.

Das Zusatzventil wird ebenfalls durch einen Druckregler *R* betätigt, über dessen Membran durch Leitung *3* der Heizdampf gelangt und der ein Ölventil *Q*

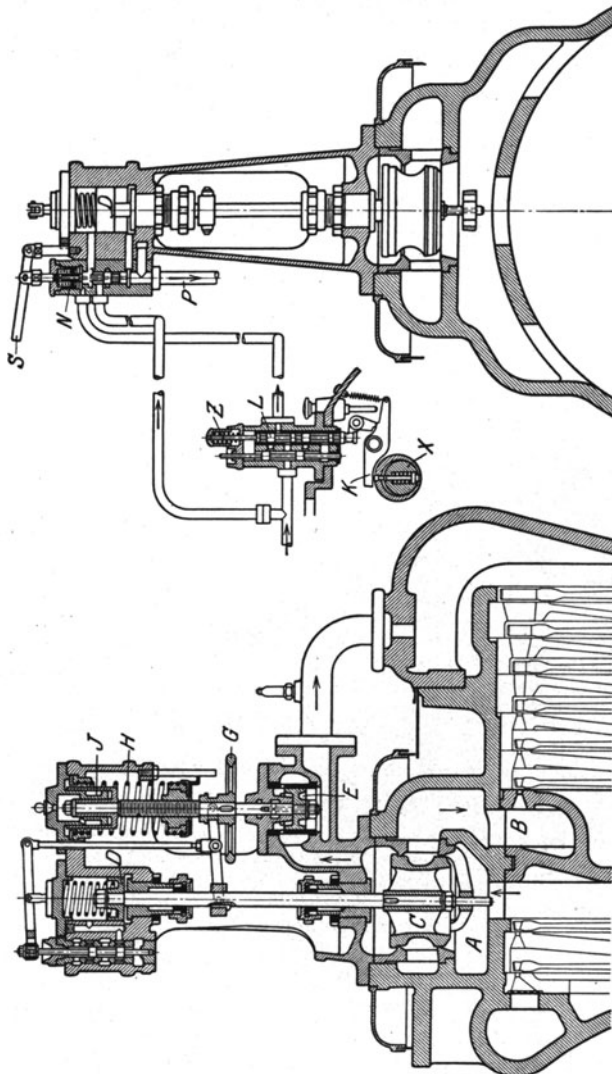


Abb. 429. Entnahmereglung von E.W.C.

verstellt, wodurch der Druck über dem federbelasteten Kolben *P* des Zusatzventils geändert wird; durch Leitung *4* gelangt Öl in durch Ölregelventil *S* eingestellter Menge in das Ölventil-*Q* und läuft durch dasselbe und Leitung *5* ab; normalerweise ist *Q* offen, die Feder hält das Zusatzventil geschlossen. Sinkt der Druck in der Heizleitung unter das zur Betätigung des Überströmdruckreglers

erforderliche Maß, so schließt die Feder des Druckreglers  $R$  das Ölventil  $Q$  und der Öldruck über  $P$  öffnet das Zusatzventil so weit, daß der Heizdruck erreicht wird.

Bei zwei Entnahmestellen wird für die zweite Entnahme eine weitere gleichartige Überströmreglung angeordnet. Etwas anders liegen die Verhältnisse bei einer Entnahme-Gegendruckturbine, d. h. wenn der Abdampf über Atmosphärendruck ebenfalls zu Heizzwecken verwendet werden soll mit einem tieferen Druck, der ebenfalls konstant gehalten werden muß. Dieses ist nur bei Parallelbetrieb mit einer Kondensationsturbine möglich, da die Abdampfmenge wie bei der Gegendruckturbine mit der Leistung im Zusammenhang steht. Das Schema einer solchen Regelung von BBC zeigt Abb. 428. Der Gegendruck beeinflußt durch den Druckregler  $J$  das Frischdampf- und das Überströmventil, wirkt also in derselben Weise wie der Drehzahlregler

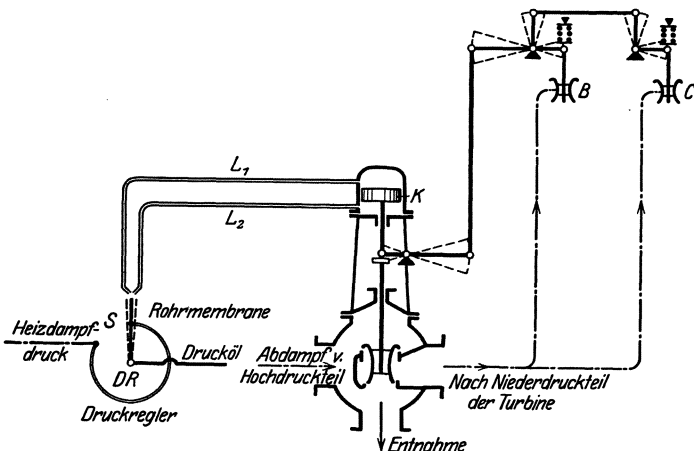


Abb. 430. Entnahmeregelungsschema von Borsig.

(wie bei den Gegendruckturbinen), während der Entnahmedruckregler  $K$  in der oben beschriebenen Weise regelt.

Sinkt z. B. der Gegendruck (oder die Leistung) infolge größeren Abdampfbedarfs, so sinkt der Druck über der Membran  $L_1$  des Abdampfdruckreglers  $K$ , die Feder öffnet das Ölregelventil mehr, so daß mehr Öl unter die Kolben  $H_1, H_2$  gelangt, wodurch bei gleicher Abflußöffnung des Ventils  $O$  der Druck steigt und beide Ventile  $F$  und  $G$  mehr öffnet; dadurch steigt die Abdampfmenge bzw. die Leistung der Turbine, ohne die Entnahmemenge zu beeinflussen.  $Q$  ist ein Hahn zum Abstellen der Gegendruckreglung,  $A$  ist Entlüftung.

Die Entnahmeregelung von EWC (Abb. 429)<sup>1</sup> betätigt nur das Überströmventil  $C$  ohne Zusammenhang zwischen Drehzahl- und Entnahmeregelung.

Das Überströmventil  $C$  wird durch den Druckregler verstellt, über dessen Kolben  $B$  der Heizdampf gelangt (wobei der Undichtheitsdampf in den Abdampfstrutzen entweicht) und der durch den Steuerschieber Drucköl zum Kolben  $D$

<sup>1</sup> Aus Stodola: Die Dampf- und Gasturbinen.

des Überströmservomotors steuert. Sinkt z. B. der Entnahmedruck, so geht *E* nach oben, der Steuerschieber nach unten, Öl tritt über den Kolben *D*, Ventil *C* schließt mehr. Handrad *G* dient zur Druckeinstellung, *J* ist eine Dämpfungsbremse. Um Durchgehen der Turbine durch rückströmenden Dampf zu verhüten,

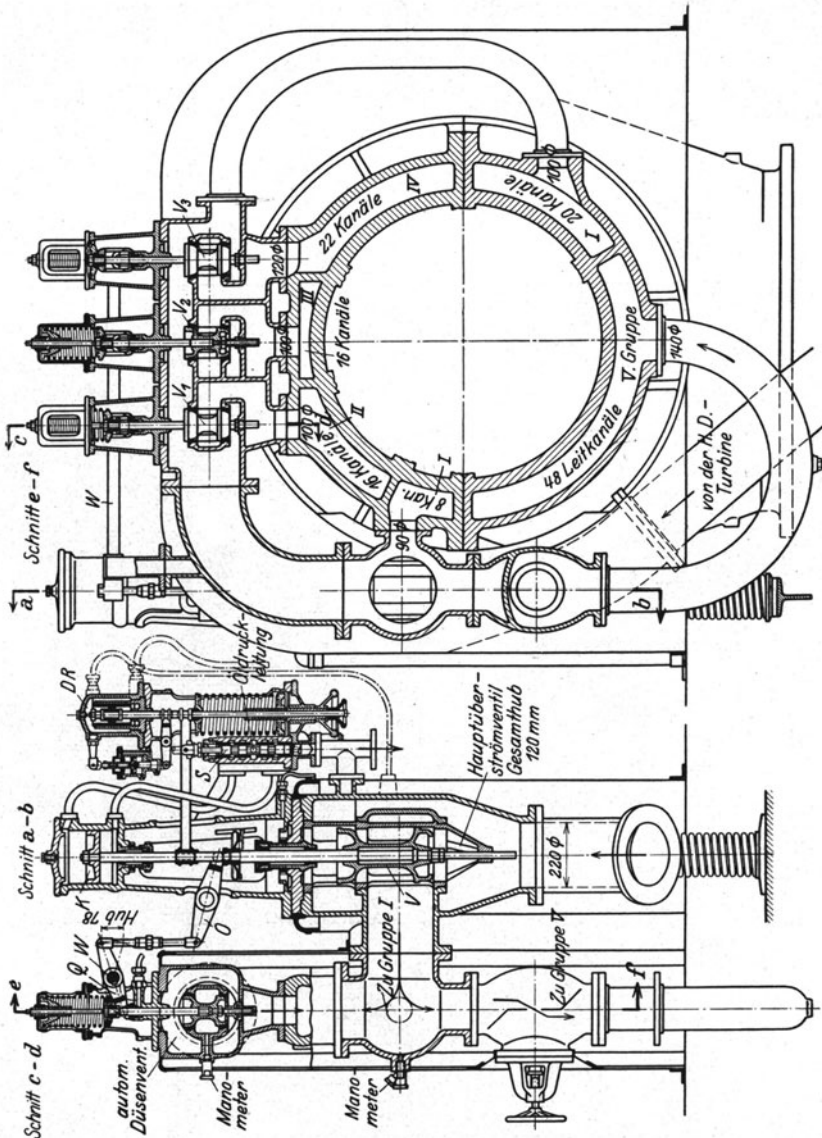


Abb. 431. Entnahmereglung von Krupp.

wird das Überströmventil durch den Sicherheitsregler geschlossen (s. Schnitt rechts), indem dieser beim Auslösen den Umschalt-schieber *L* freigibt, der durch die Feder *Z* nach oben geschoben wird und Drucköl zum Vorsteuerkolben *N* führt, der angehoben wird und das Drucköl über den Kolben *D* treten läßt,

während unter diesem das Öl durch *P* ablaufen kann. Handhebel *S* dient zum Abstellen von Hand.

Die Entnahmereglung von Borsig, deren Schema Abb. 430 zeigt, ist in gleicher Weise durchgeführt wie die Frischdampfreglung (vgl. Abb. 321, S. 319), nur daß statt des Drehzahlreglers ein Druckregler *DR* wirkt; dieser ist mit einer Rohrmembran ausgerüstet, in welcher der Heizdampfdruck wirkt und durch Aufbiegen oder Zusammendrücken der Membran ein Strahlrohr *S* verstellt, durch welches das Drucköl über oder unter den Servomotorkolben *K* geführt wird und das Hauptüberströmventil *A* betätigt. Von diesem aus werden durch Anschlag an

der Spindel die Düsenventile *B* und *C* nacheinander geöffnet oder geschlossen.

Die Entnahmereglung von Krupp zeigt im Schnitt Abb. 431 für eine zweigehäusige Turbine; die Frischdampfreglung (vgl. Abb. 323, S. 320) ist unabhängig von der Über-

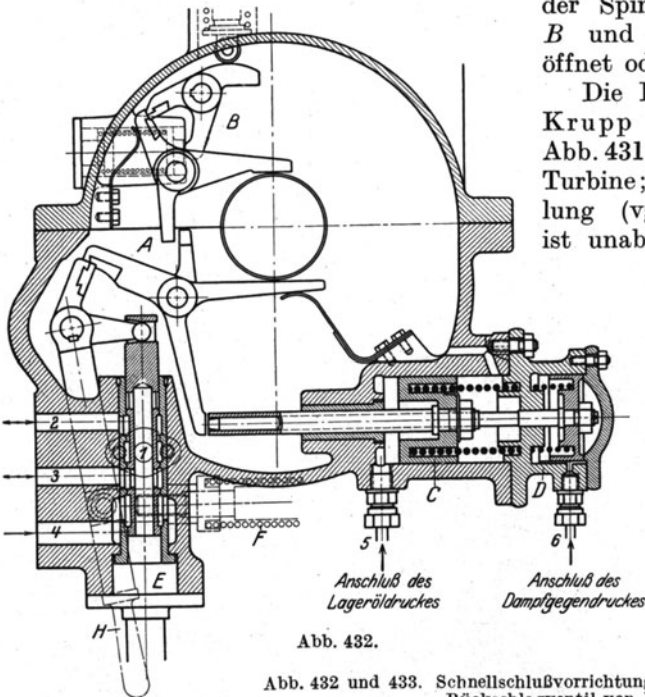


Abb. 432.

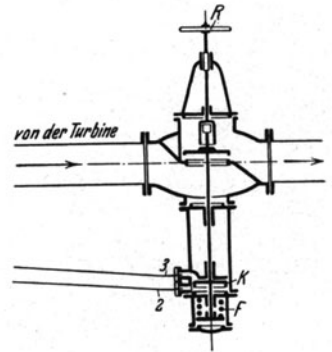


Abb. 433.

Abb. 432 und 433. Schnellschlußvorrichtung zur Entnahmeturbine und Rückschlagventil von Krupp.

stromreglung, und nur bei Parallelbetrieb mit anderen Turbinen beeinflusst der Druckregler auch die Frischdampfreglung.

Der Druckregler *DR* beeinflusst in bekannter Weise das Überströmventil *V*, das bei großer Entnahme allein bewegt wird und die Leitkanalgruppen *I* beaufschlagt. Bei weiterem Hub nimmt ein Anschlag den Hebel *O* mit, der die Welle *W* dreht, auf der die Hebel *Q* sitzen, die ihrerseits die Düsenventile *V*<sub>1</sub>, *V*<sub>2</sub>, *V*<sub>3</sub> nacheinander betätigen, welche die Leitkanalgruppen *II*, *III* und *IV* beaufschlagen. Bei Null Entnahme kann noch ein Handventil zu Gruppe *V* geöffnet werden, das bei Entnahme zur Verringerung der Drosselung geschlossen ist.

Um Durchgehen durch rückströmenden Heizdampf zu verhüten, wird das Rückschlagventil in der Heizleitung durch den Sicherheitsregler, der auch das Frischdampf-Absperrventil beherrscht, geschlossen. Außerdem tritt diese Sicherheitsvorrichtung auch bei zu geringem Lageröldruck und bei zu hohem Druck im Entnahmestutzen in Tätigkeit.

Diese Auslösevorrichtung zeigt Abb. 432 (Ölschnellschluß s. Abb. 324, S. 321), das Rückschlagventil Abb. 433.

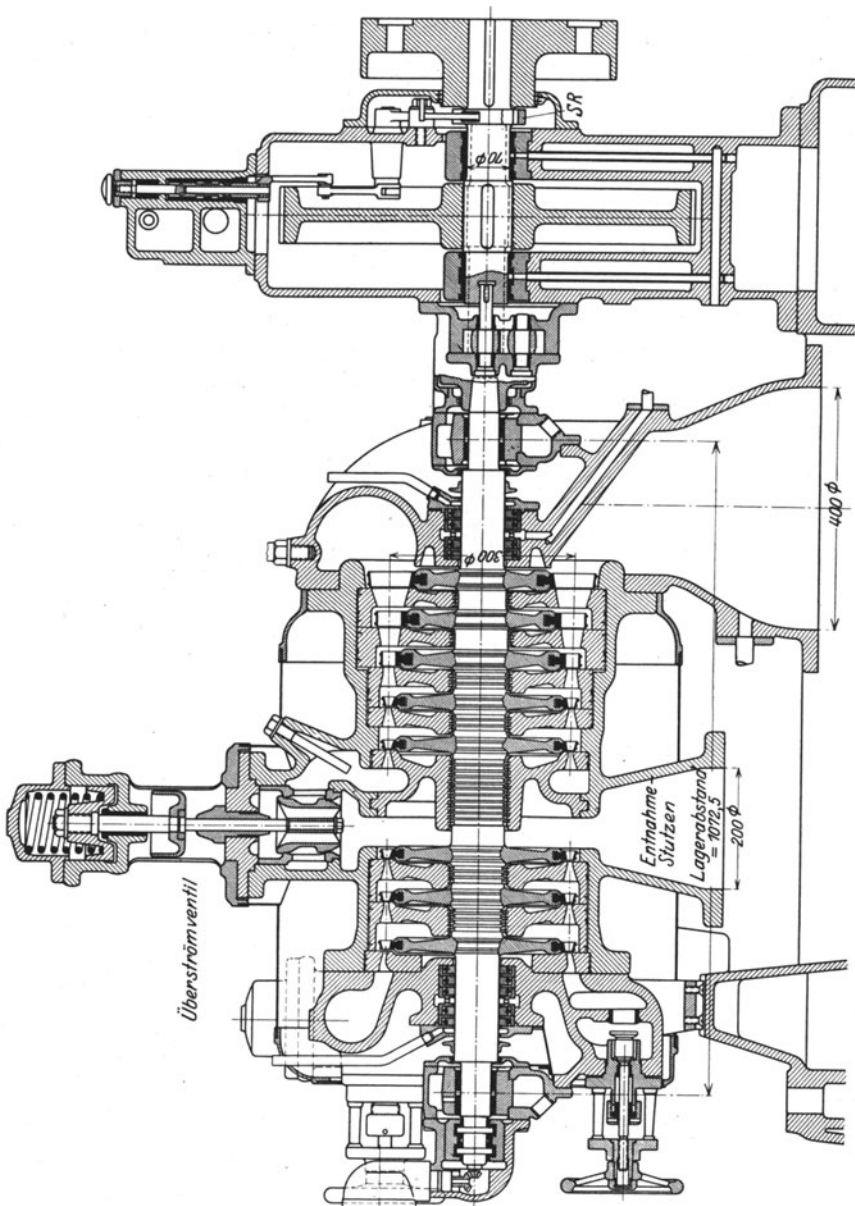


Abb. 434. Entnahme-Kleinturbine von EWC.

Der Sicherheitsregler löst die Klinke *A* aus, die Feder *F* dreht den Hebel *H*, der den Auslösering am federbelasteten Kolben des Absperrventils dreht und zugleich den Umschaltchieber *E* nach unten verstellt; das durch *I* eintretende,

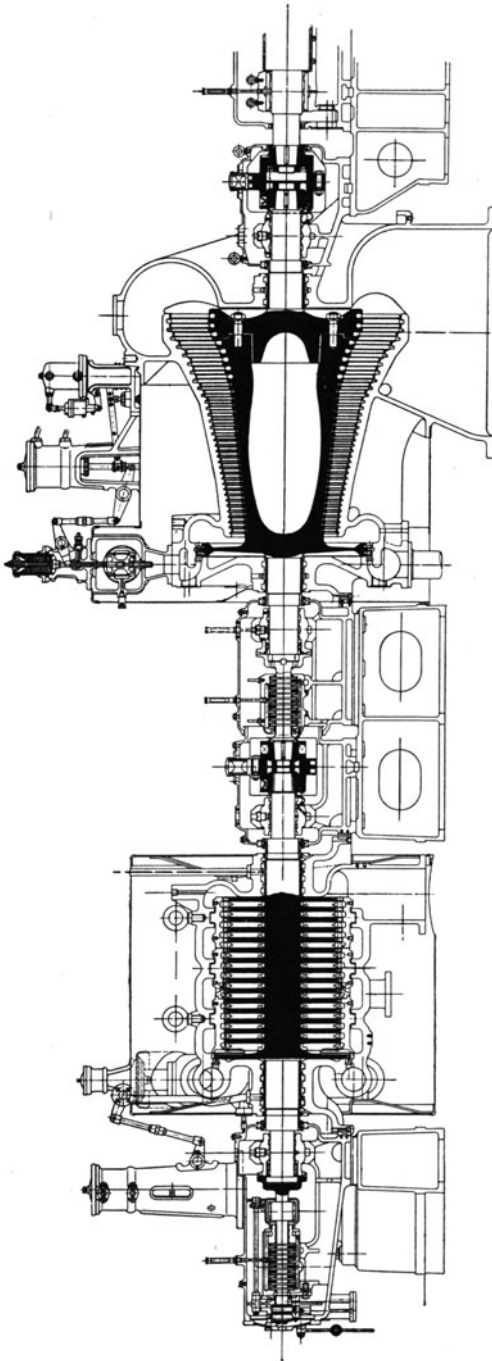


Abb. 435. Entnahmeturbine von Krupp.

durch 2 unter den Kolben des Rückschlagventils gelangende Drucköl kann dann ablaufen, während das Drucköl durch 3 (im Betriebe Ablauf des Undichtkeitsöles) über den Kolben *K* gelangt und das Rückschlagventil schließt. Bei Aussetzen des Öldruckes wird das Ventil durch Federdruck geschlossen. Gleichzeitig läuft durch 4 das Drucköl vom Servomotor der Überströmreglung ab, so daß auch die Überströmventile schließen. Durch Handrad *R* kann das Rückschlagventil von Hand geschlossen (aber nicht geöffnet) werden. Leitung 5 ist an die Lagerölleitung angeschlossen; sinkt der Schmieröl Druck unter ein zulässiges Maß, so drückt die Feder über dem Kolben *C* mittels der hohlen Spindel auf den Winkelhebel und klinkt *A* aus. Es kann somit die Turbine nur bei genügendem Lageröl Druck in Betrieb gesetzt werden. Durch Leitung 6 wirkt der Heißdampfdruck über dem Kolben *D* entgegen dem Federdruck; steigt der Druck unzulässig, so drückt er den Kolben *D* nach links und bewirkt mittels der inneren Spindel Auslösen der Klinke *A*.

## D. Ausführungsarten von Entnahmeturbinen.

Abb. 434 zeigt eine Entnahmekleinturbine von EWC für 370 PS<sub>e</sub>,  $n = 9000$  mit Übersetzung auf 1000 Uml. i. d. Min., Regelung nach Abb. 429, Schnellschluß-

umschaltenschieber auf dem Getriebegehäuse, Sicherheitsregler neben der Kupplung.

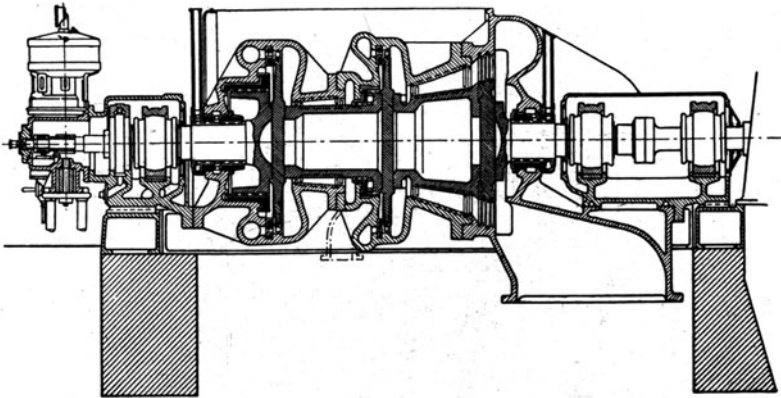


Abb. 436. Entnahmeturbine von SSW-Röder, 2000 kW.

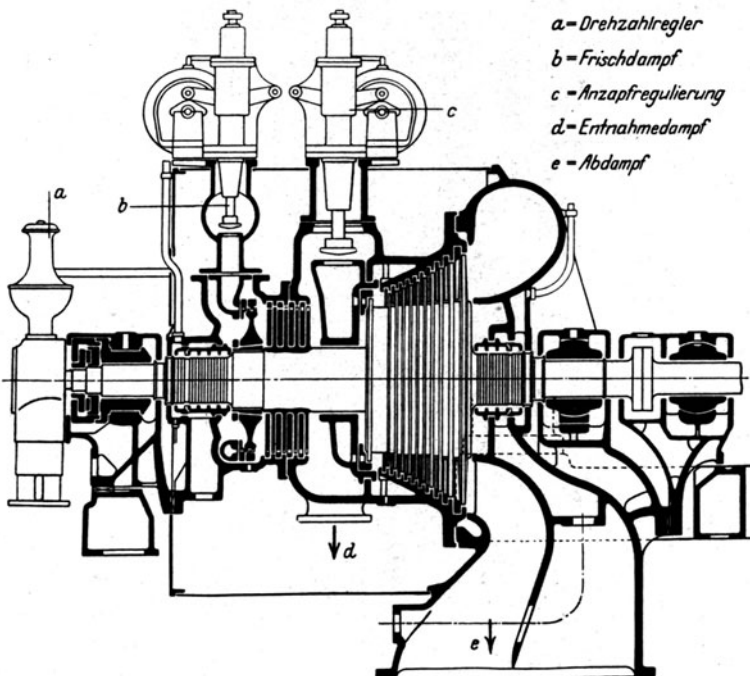
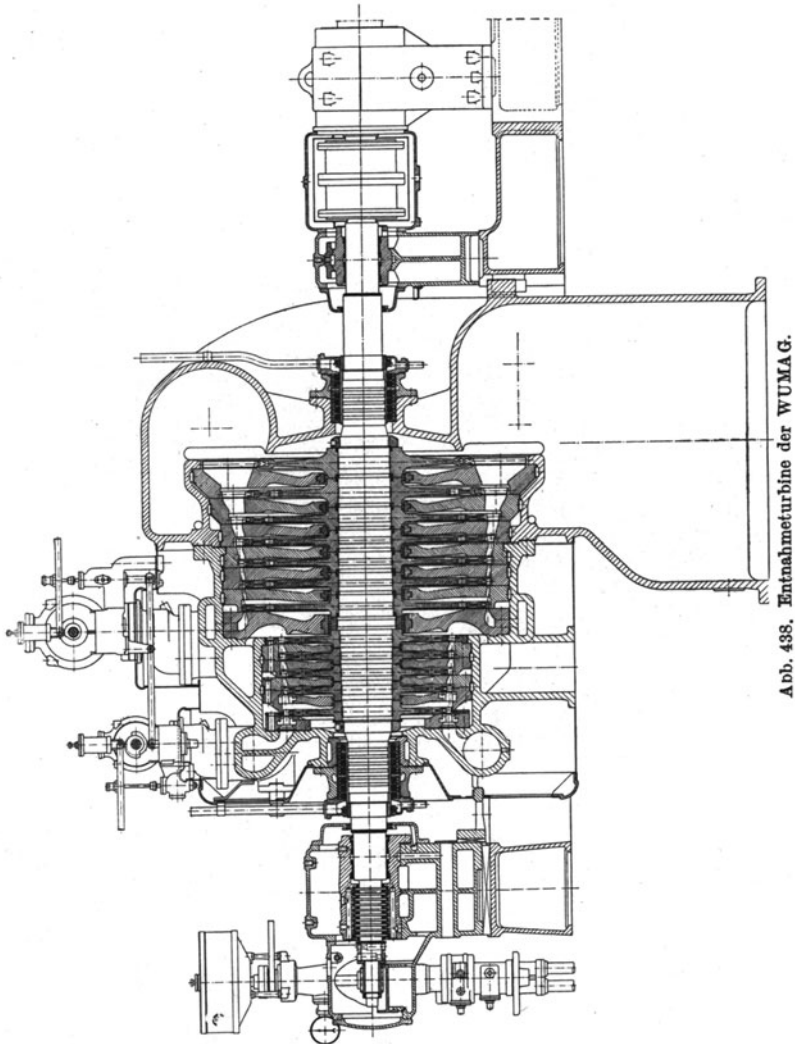


Abb. 437. Entnahmeturbine der AEG (10 000 kW,  $n = 3000$ ).

Eine Zweigehäuse-Entnahmeturbine 2000 kW von Krupp zeigt Abb. 435; zugehörige Regelung s. Abb. 431.

Abb. 436 zeigt eine Entnahmeturbine von SSW für 2000 kW, die Regelstufen mit Gleichdruck, die übrigen mit Überdruck arbeitend; Regelung s. Abb. 420. Die Entnahmeturbine der AEG zeigt Abb. 437 für 10000 kW und eine solche der WUMAG Abb. 438.



Eine Hochdruck-Entnahmeturbine von Maffei zeigt Abb. 439 nach der Ausführungsart von Humboldt mit ungeteiltem Gehäuse und Leitapparaten (vgl. Abb. 144, S. 184); der *ND*-Teil besteht aus nur einem CurtISRad.