

# Dampfturbinen SS 2011

## Gliederung

1. Einführung
2. Mehrstufige DT
  - 2.1 Energieumwandlung in der Stufe
    - 2.1.1 Vorgänge in der Stufe, Geschwindigkeitspläne
    - 2.1.2 Umfangskraft, Leistung am Radumfang
  - 2.2 Gefälle innerhalb der Stufe
    - 2.2.1 Aktions- und Reaktionskräfte
    - 2.2.2 Reaktionsgrad
    - 2.2.3 Leit- und Laufschaufelgeschwindigkeiten, Gefälle- und Druckverteilung, spez. Leistung in Abhängigkeit von  $r$
    - 2.2.4 Einfluss des Reaktionsgrades auf die konstruktive Gestaltung
  - 2.3 Gleichdruck DT
    - 2.3.1 Leistung, Geschwindigkeitsverhältnis, Radwirkungsgrad
    - 2.3.2 Stufengefälle von GD- Stufen
    - 2.3.3 Geschwindigkeitsstufen im Curtis- Rad
  - 2.4 Überdruck DT
    - 2.4.1 Leistung am Laufrad, Laufzahl  $u/c$ , Wirkungsgrad  $\eta_u$
    - 2.4.2 Mehrstufige Überdruckturbine
    - 2.4.3 Radialturbine
  - 2.5 Verluste in den Stufen, Wirkungsgrade
    - 2.5.1 Schauflungsverluste
    - 2.5.2 Wirkungsgrad am Radumfang  $\eta_u$
    - 2.5.3 Radreibungs- und Ventilationsverlust, Beiwerte  $\zeta_R$ ,  $\zeta_V$
    - 2.5.4 Spaltverluste bei Gleichdruck- und Überdruckturbinen
    - 2.5.5 Wärmerückgewinnung
    - 2.5.6 Nässeverlust
    - 2.5.7 Strömungsverluste im Schaufelgitter
  - 2.6 Kennzahlen zur Entwurfsberechnung
3. DT im Dampfkraftprozess, Beispiel einer Kleinturbine
  - 3.1 Dampfturbinen im Kraftwerk
  - 3.2 Beispiel einer Kleinturbine
4. Regelung
  - 4.1 Das Regelkonzept
  - 4.2 Das Kegelgesetz

- Literatur:

Sigloch, H. „Strömungsmaschinen“

Dietzel, F. „Dampfturbinen“

Lindner, E. „Lehrbriefe SM“

Bohl, W.: „Strömungsmaschinen“

Traupel, W. „Thermische Turbomaschinen“

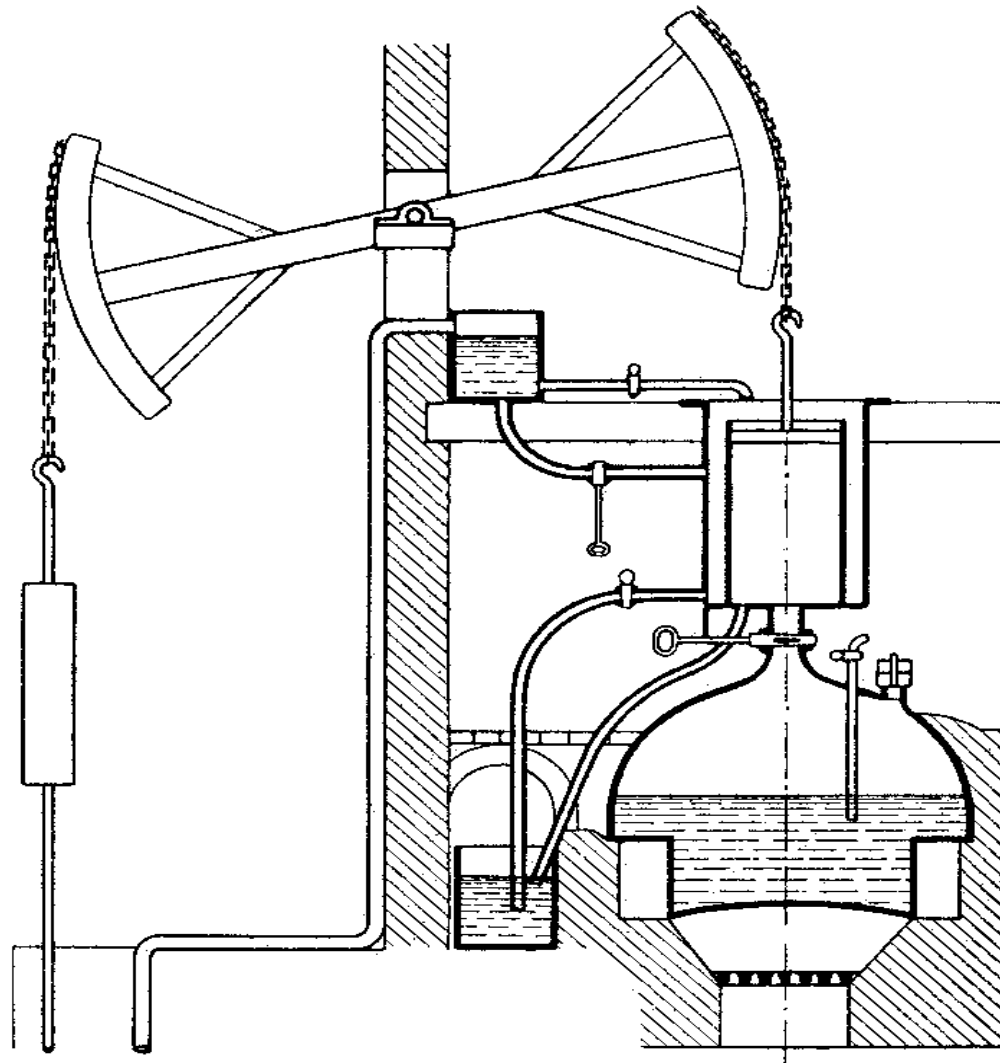


Abb. Newcomen-Dampfmaschine (1712)

# 1. Einführung

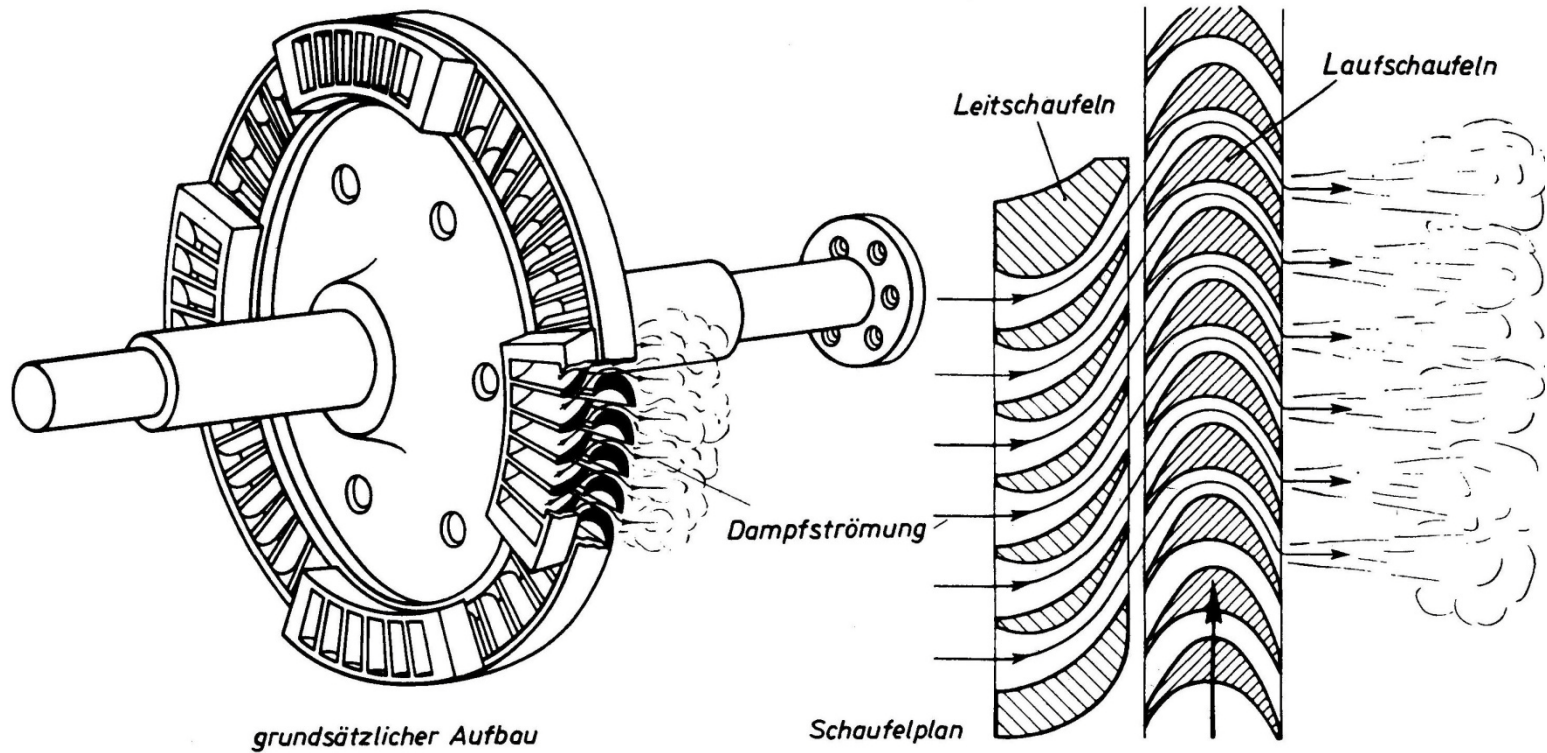
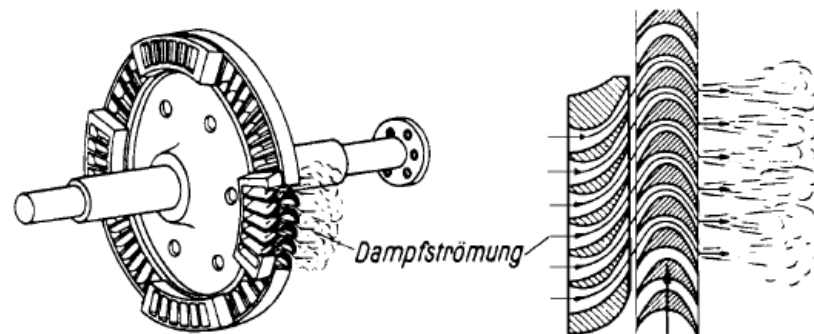


Abb. Wirkungsweise einer Strömungsmaschine (teilbeaufschlagte Stufe)

## Die Arbeitsweise der Dampfturbinen

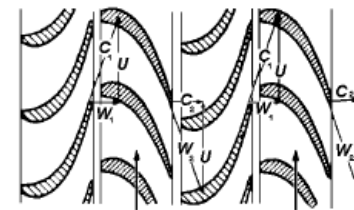
Der aus dem Dampferzeuger in Rohrleitungen an die Turbine herangeführte Frischdampf wird, nachdem er die Absperr- und Regelarmaturen durchströmt hat, in abgewinkelte, düsenförmige Leiteinrichtungen geführt, die fest im Gehäuse angebracht sind. In diesen wird der Dampf mit einem bestimmten Winkel gegen die dahinterliegenden, gekrümmten Schaufeln gerichtet und auf einen niedrigeren Druck entspannt. Hierbei wird ein Teil der Enthalpie des Dampfes in kinetische Energie umgewandelt. Der entspannte Dampf verläßt daher die Leitapparate mit hoher Geschwindigkeit.



grundsätzlicher Aufbau  
teilbeaufschlagte Gleichdruckstufe (einstufig)



Leitrad Laufrad Leitrad Laufrad  
Schaufelplan einer vollbeaufschlagten  
mehrstufigen Gleichdruckturbine



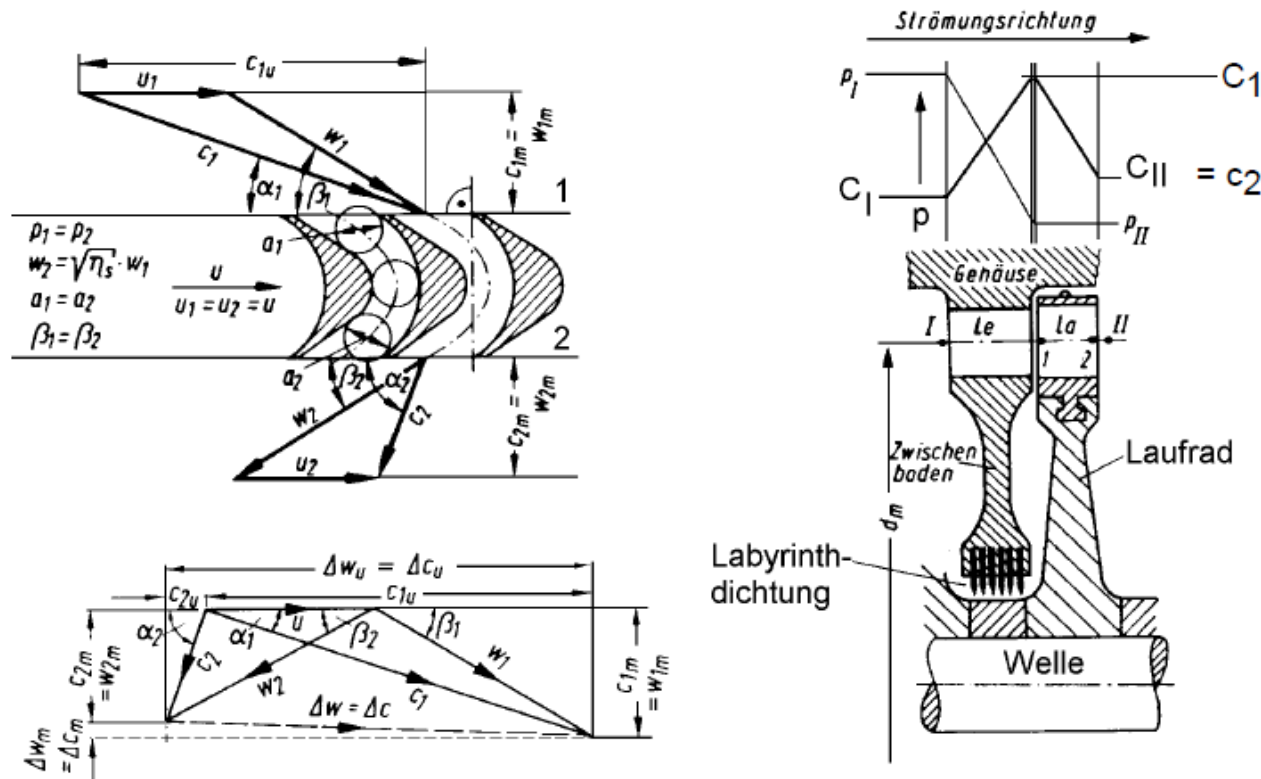
Leitrad Laufrad Leitrad Laufrad  
Schaufelplan einer mehrstufigen  
Überdruckturbine (nur voll beaufschlagt)

Gleichdruck- und Überdruckverfahren



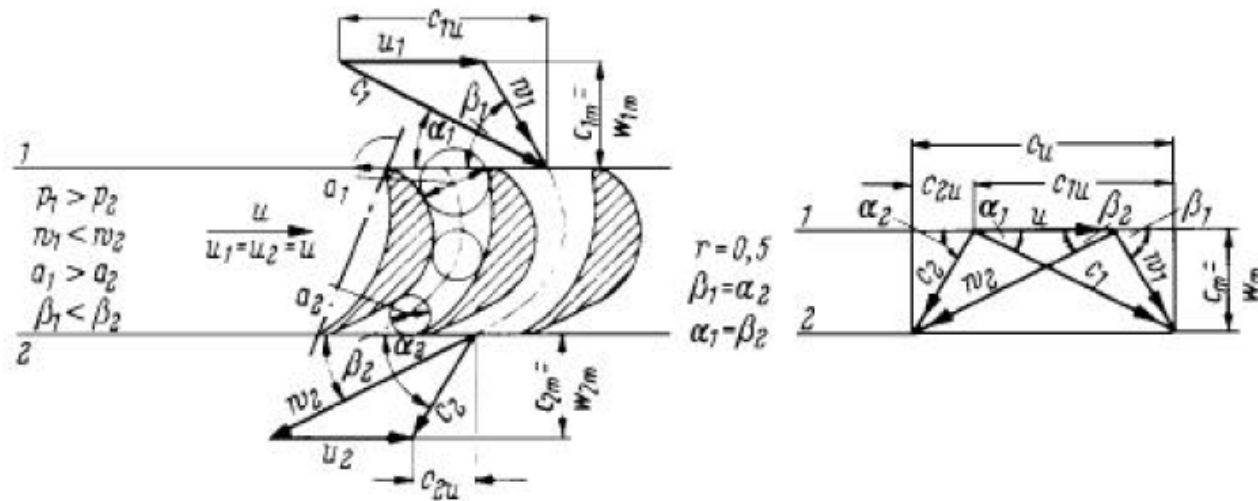
## Das Gleichdruck- oder Aktionsverfahren ( $r=0$ )

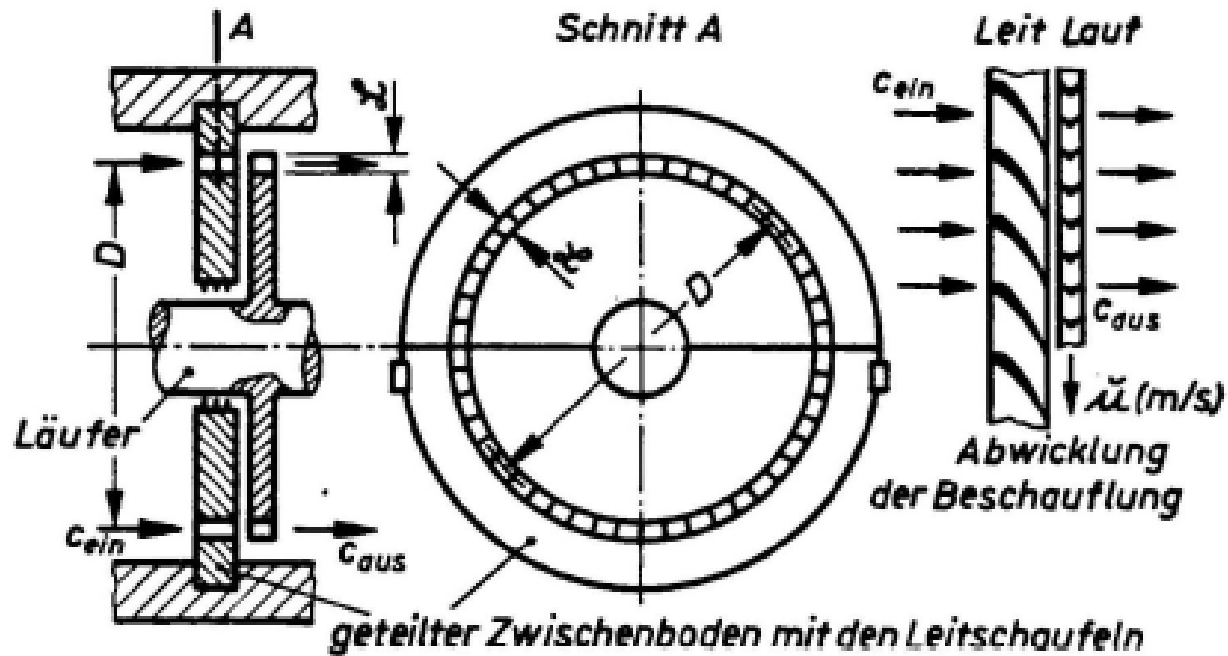
Der hochbeschleunigte Dampf wird zwischen gekrümmten Laufschaufeln, die an einem Radumfang angebracht sind, umgelenkt und übt dadurch eine Strömungskraft -Aktionskraft- auf die Schaufeln aus, welche das Rad in Umdrehung versetzt und ein Drehmoment erzeugt, das die Rotation auch gegen Belastung aufrecht erhält. Die kinetische Energie des Dampfstrahls wird bei diesem Vorgang in Umfangsarbeit umgewandelt, die als Drehmoment an der Radwelle abgenommen werden kann. Bei der Durchströmung des Dampfes durch die Schaufelkanäle des Laufrades ändert sich der Dampfdruck nicht. Es wird keine potentielle Energie umgesetzt, und der Reaktionsgrad ist null. Dampfturbinen, die nach dem Gleichdruckverfahren arbeiten, werden axial durchströmt.



## Das Überdruck- oder Reaktionsverfahren ( $r > 0$ )

Bei Turbinen, die nach dieser Methode arbeiten, erhält der Strömungsquerschnitt zwischen zwei gekrümmten Laufschaufeln durch Einschnürung Düsenwirkung. Der hindurchströmende Dampf wird dadurch abermals entspannt und beschleunigt. Er übt auf die Schaufeln des Laufrades eine Umfangskraft aus, die sich zusammensetzt aus der nun geringeren Strömungsdruckkraft durch Umlenkung und einer Rückstoßkomponente - d.h. Reaktionskraft - infolge des hochbeschleunigten Austrittes aus den Schaufelkanälen. Kinetische Eintrittsenergie und aus potentieller Energie umgewandelte zusätzliche kinetische Energie werden mit einem Reaktionsgrad, der i.a. bei 50% liegt, in Umfangsarbeit umgewandelt, Dampfturbinen, die nach dem Überdruckverfahren arbeiten, werden in der Regel axial durchströmt. Reaktionsturbinen können aber auch mit radialer Durchströmung konstruiert werden.





durchströmter Querschnitt  $A = D \cdot \pi \cdot L \cdot \tau$

Abb. Strömungsquerschnitte

## Expansionsströmung Düse: Dampfgeschwindigkeit bei isentroper Expansion

$$c_1^2/2 + p_1 \cdot v_1 + u_1 = c_2^2/2 + p_2 \cdot v_2 + u_2$$

$$c_2^2/2 - c_1^2/2 = h_1 - h_2$$

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2) + c_1^2}$$

Im  $h$ - $s$ -Diagramm für Wasserdampf wird  $h$  in kJ/kg gemessen und man erhält

$$c = \sqrt{2 \cdot 1000 \text{ (J/kJ)} \cdot (h_1 - h_2) \text{ kJ/kg}}$$

$$c = 44,72 \cdot \sqrt{h_1 - h_2} \text{ in m/s, wenn } h \text{ in kJ/kg (Zahlenwertgleichung)}$$

## Leistung

$$P = h_t \cdot \dot{m}_s \cdot \eta_i \cdot \eta_m \text{ in kW}$$

$h_t$  kJ/kg das isentrope Enthalpiegefälle

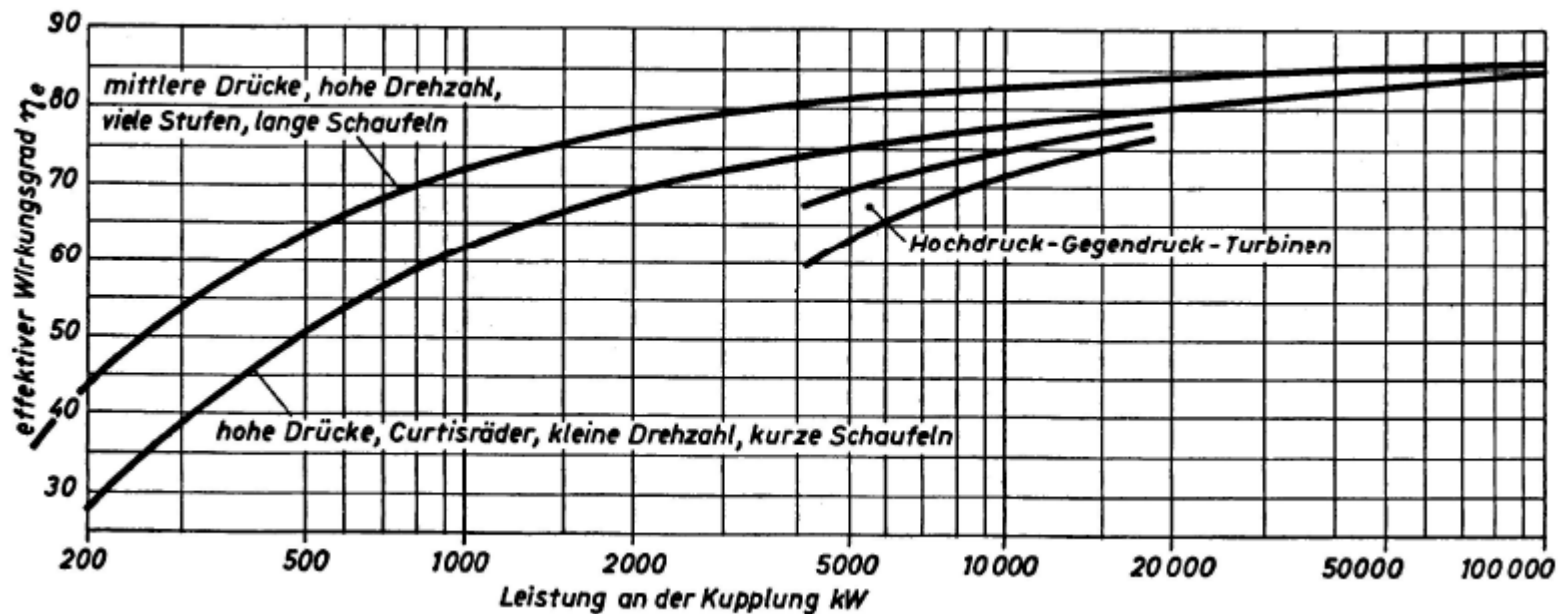
$\dot{m}$  kg/s der Dampfdurchsatz der Turbine (Massenstrom)

$\eta_i$  – der innere Turbinenwirkungsgrad

$\eta_m$  – der mechanische Wirkungsgrad von Turbine und ggbs. Getriebe

dabei ist  $\eta_i \cdot \eta_m = \eta_e$  der effektive oder Kupplungswirkungsgrad

## Wirkungsgrade



## 2. DT

### 2.1 Energieumwandlung in der Stufe

#### 2.1.1 Vorgänge in der Stufe, Geschwindigkeitspläne

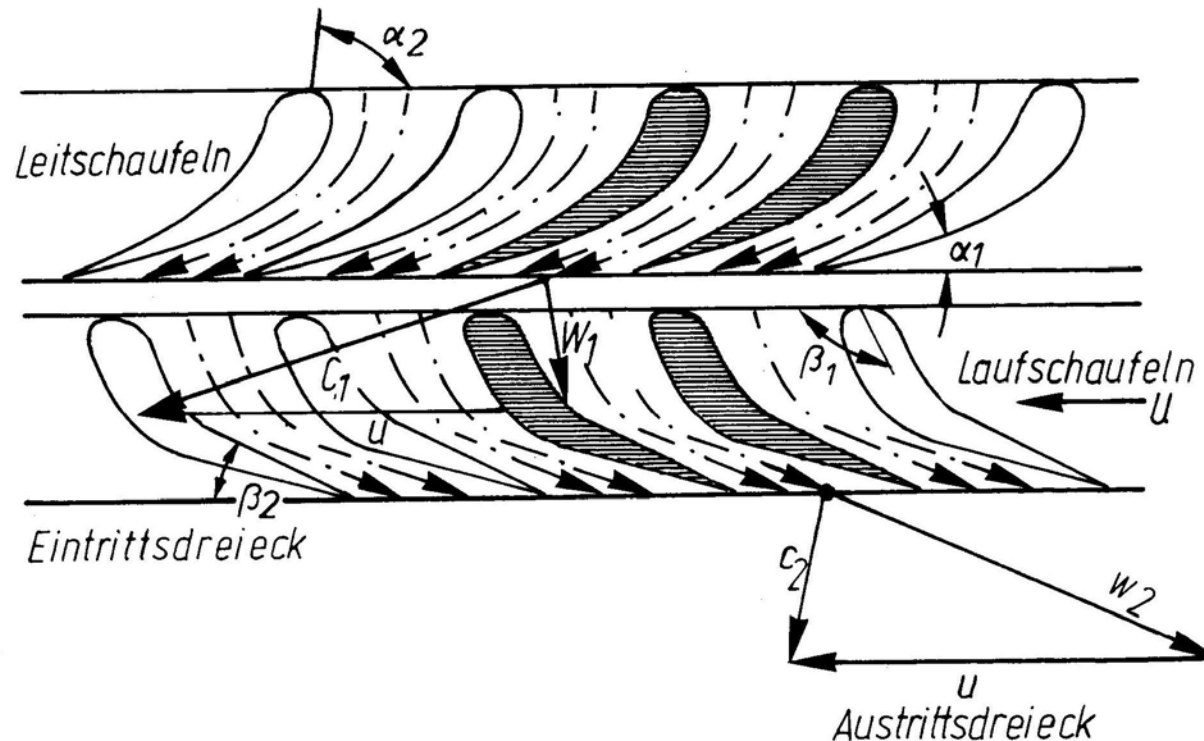
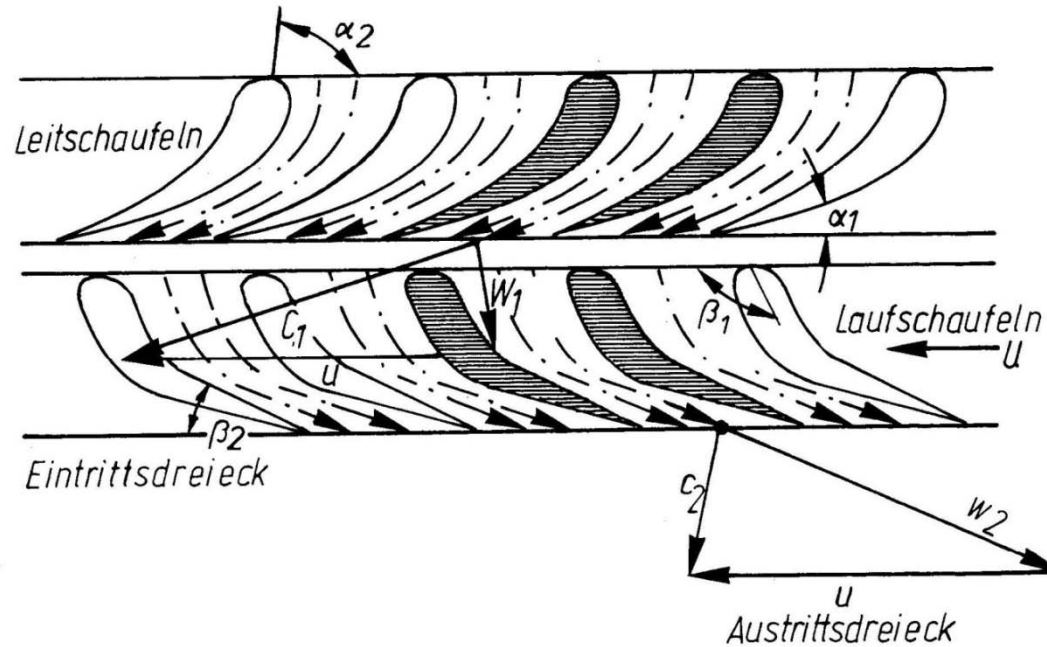


Abb. Zusammenarbeit von Leit- und Laufschaufeln, Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeitsdreieck



## Eintrittsdreieck

$c_1$  = Absolut -Geschwindigkeit im stillstehenden Raum

$u$  = Umlauf- oder Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufel

$w_1$  = Relativ-Geschwindigkeit bei Eintritt in die Laufschaufel

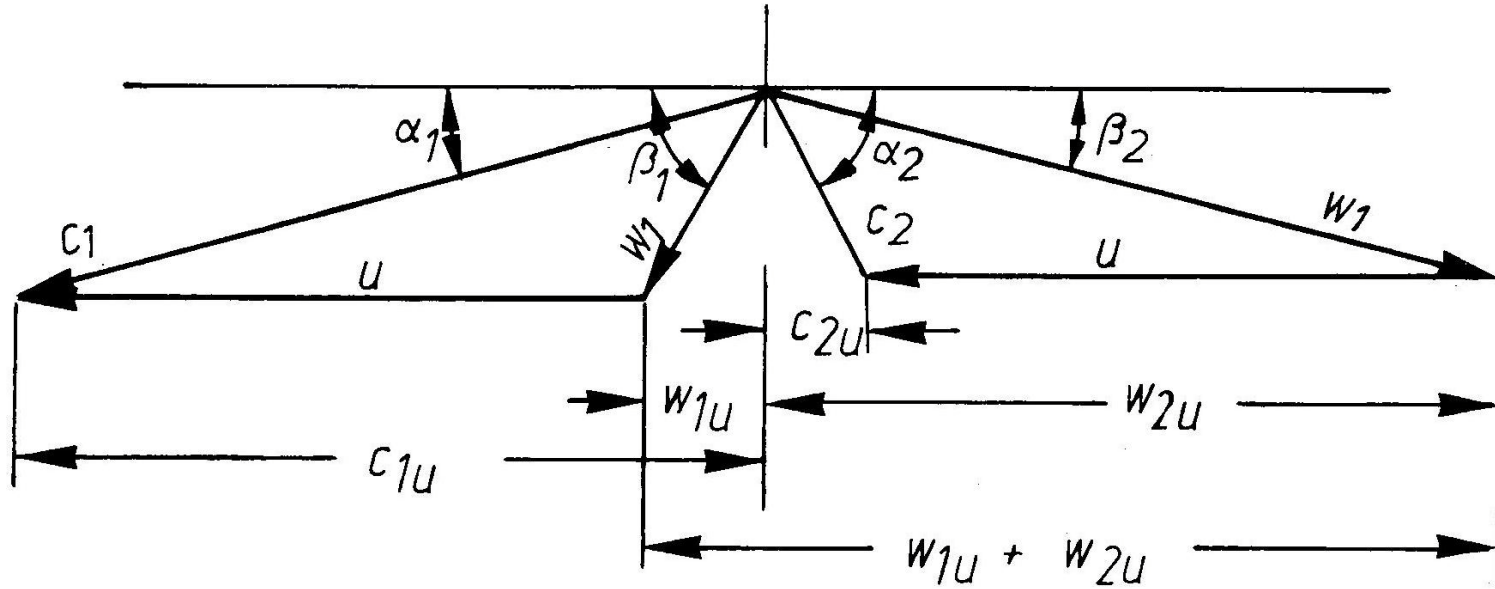
## Austrittsdreieck

$w_2$  = Relativgeschwindigkeit bei Austritt innerhalb der Laufschaufel

$u$  = Umlauf- oder Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufel

$c_2$  = Absolutgeschwindigkeit im stillstehenden Raum

Anzustreben ist eine möglichst kleine Austrittsgeschwindigkeit  $c_2$ , die außerdem möglichst senkrecht zu  $u$  gerichtet sein soll. Die Energie von  $c_2$  leistet keine Arbeit in der Stufe. Sie kann als Zulaufgeschwindigkeit zur nächsten Leitschaufelreihe genutzt werden. Stets ist ihre Energie in einer letzten Stufe verloren.



Die Umfangskomponenten  $c_u$  bzw.  $w_u$  sind als positiv zu bewerten, wenn sie in die Umfangsrichtung fallen; sind sie entgegengesetzt zu  $u$  gerichtet, zählen sie als negative Größe.

Abb. Geschwindigkeitsplan einer Stufe, Bezeichnungen

## 2.1.2 Umfangskraft, Leistung am Radumfang

### Umfangskraft

Die Umfangskraft, welche der strömende Dampf auf die Laufschaufeln ausübt, ist

$$F_u = \dot{m}_s (w_{1u} - w_{2u}) = \dot{m}_s (c_{1u} - c_{2u})$$

Man erkennt, dass die treibende Kraft des Dampfes umso größer ist, je stärker die Umlenkung der Strömung innerhalb der Laufschaufeln ist.

### Leistung am Radumfang $P_u$

Die Leistung, die vom ständig strömenden Dampf über das Laufrad an die Welle abgegeben wird, ist

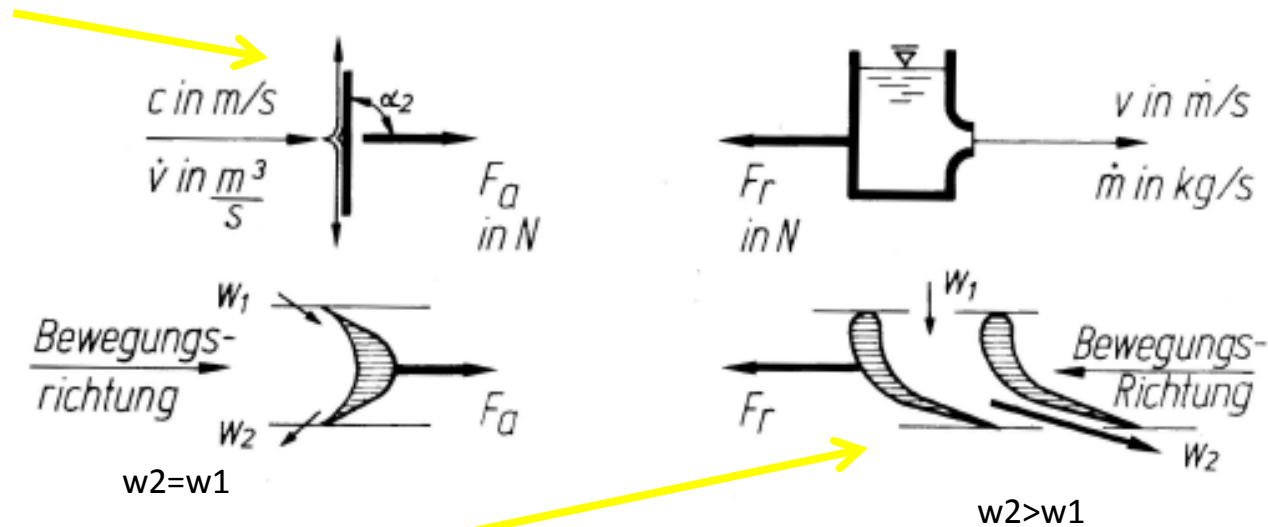
$$P_u = F_u u = \dot{m}_s u (w_{1u} - w_{2u}) = \dot{m}_s u (c_{1u} - c_{2u})$$

## 2.2 Gefälle innerhalb der Stufe

### 2.2.1 Aktions- und Reaktionskräfte

#### Aktions- oder Stoßdruckkraft

Der die Wand treffende Flüssigkeitsstrahl übt eine Aktions- oder Stoßdruckkraft aus. Sie entsteht, weil die Wand gegen den Strahl drückt. Der Strahl wird aus seiner Richtung abgelenkt, woraus eine Änderung seiner Bewegungsgröße folgt.



#### Reaktions- oder Rückstoßkraft

Die Reaktionskraft wirkt auf die Gefäßwand, entgegengesetzt zur Richtung der Ausflussgeschwindigkeit. Bei gleich großer Geschwindigkeit, gleich großem Strahlquerschnitt, also auch gleich großem Volumendurchsatz, sind die Aktions- und Reaktionskräfte desselben Stoffes gleich groß, aber entgegengesetzt gerichtet.

Die Reaktionskraft hat die Größe

$$F_r = -\dot{V} \cdot \rho \cdot c = -A \cdot c \cdot \rho \cdot c = -A \cdot c^2 \cdot \rho$$

## 2.2.2 Reaktionsgrad

Je mehr vom Stufengefälle in den *Laufschaufeln* verarbeitet wird, umso größer ist der Reaktionsgrad der Stufe.

$$r = \frac{h_{\text{Laufschaufel}}}{h_{\text{Stufe}}} \quad \text{wobei } h_{\text{Stufe}} = h_{\text{Leitschaufel}} + h_{\text{Laufschaufel}}$$

$$r = \frac{h_{la}}{h_{le} + h_{la}} = \frac{h_{la}}{h_{st}}$$

Eine Stufe läßt sich auslegen für

$r = 0$  dabei 0% des Stufengefälles im Laufrad  
also 100% des Stufengefälles in den Leitschaufeln

über  $r = 0$  hinaus bis etwa

$r = 0,8$  dabei 80% des Stufengefälles im Laufrad  
und 20% des Stufengefälles in den Leitschaufeln

mit allen dazwischen liegenden weiteren Reaktionsgraden.

## 2.2.3 Leit- und Laufschaufelgeschwindigkeiten, Gefälle- und Druckverteilung, spez. Leistung in Abhängigkeit von $r$

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st}}$$

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st} + c_2'^2}$$

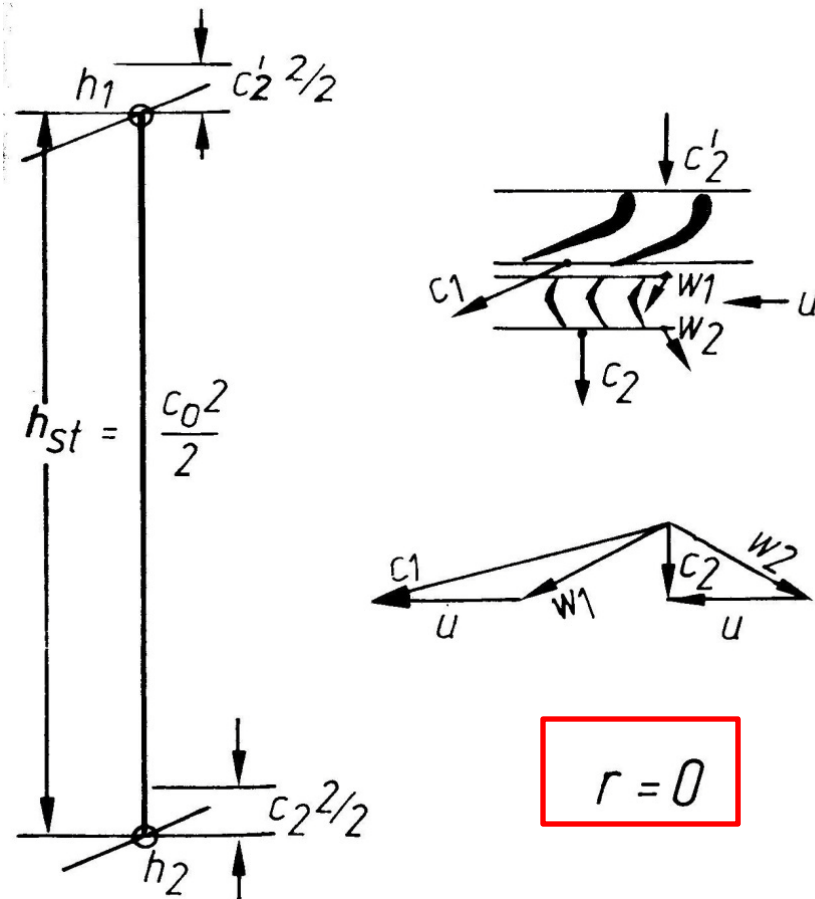
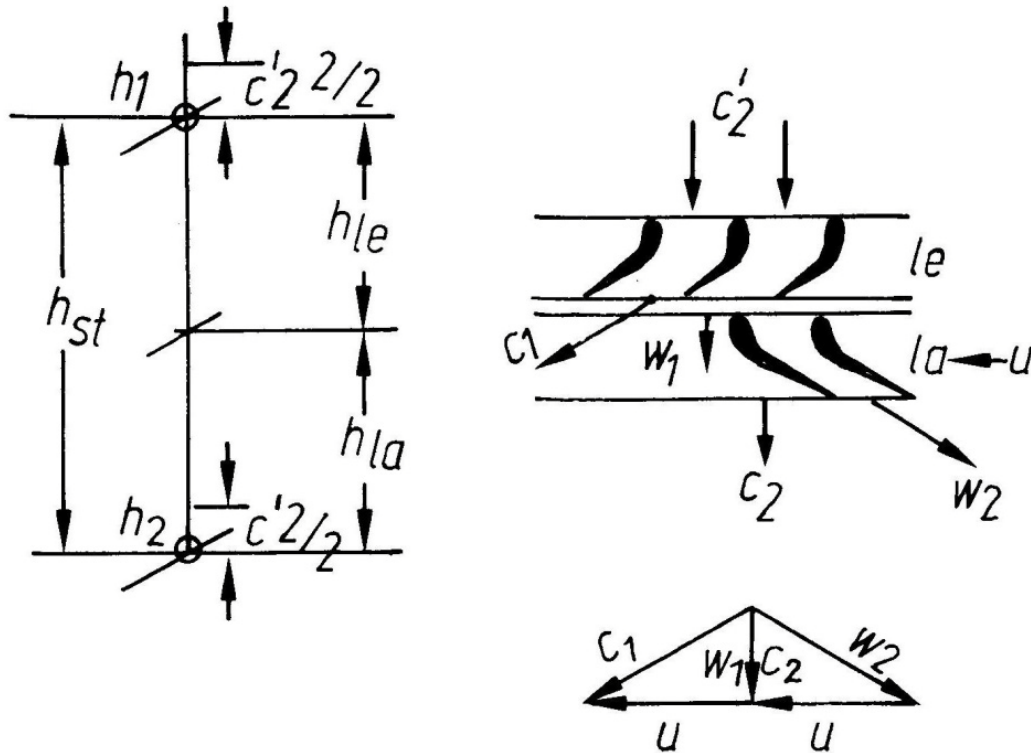


Abb. GD- Stufe



$$r = 0,5$$

Abb. ÜD- Stufe

**Reaktionsgrad**  $r = \frac{h_{la}}{h_{le} + h_{la}} = \frac{h_{la}}{h_{st}}$

$$h_{le} = h_{st} - h_{la}$$

$$h_{la} = r \cdot h_{st}$$

$$h_{le} = h_{st} - r \cdot h_{st} = h_{st} \cdot (1 - r)$$

## Leitschaufel-Austrittsgeschwindigkeit einer Überdruckstufe

$$\frac{c_0^2}{2} = h_{st} \cdot (1 - r) + \frac{c'_{22}^2}{2}$$

$$c_0^2 = 2 \cdot [h_{st} \cdot (1 - r) + c'_{22}^2 / 2]$$

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st} \cdot (1 - r) + c'_{22}^2} = \text{Leitschaufel-Austritt}$$

Die wirkliche Geschwindigkeit ist  $c_1$ , unter Berücksichtigung von Strömungsverlusten.

**Laufschaufelgefälle**  $h_{la} = h_{st} - h_{le}$ .

**Zunahme der Geschwindigkeit in der Laufschaufel, wobei**

$$h_{la} = (w_2^2 - w_1^2)/2 \text{ oder}$$
$$w_2^2/2 = h_{la} + w_1^2/2$$
$$w_2 = \sqrt{2 \cdot h_{la} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot r \cdot h_{st} + w_1^2}$$

Auch hier sind praktisch noch Strömungsverluste zu berücksichtigen, sodass  $w_2$  etwas kleiner wird.

Als nächstes wird die Frage gestellt, wie sich die Stufenparameter in Abhängigkeit des Reaktionsgrades verhalten.

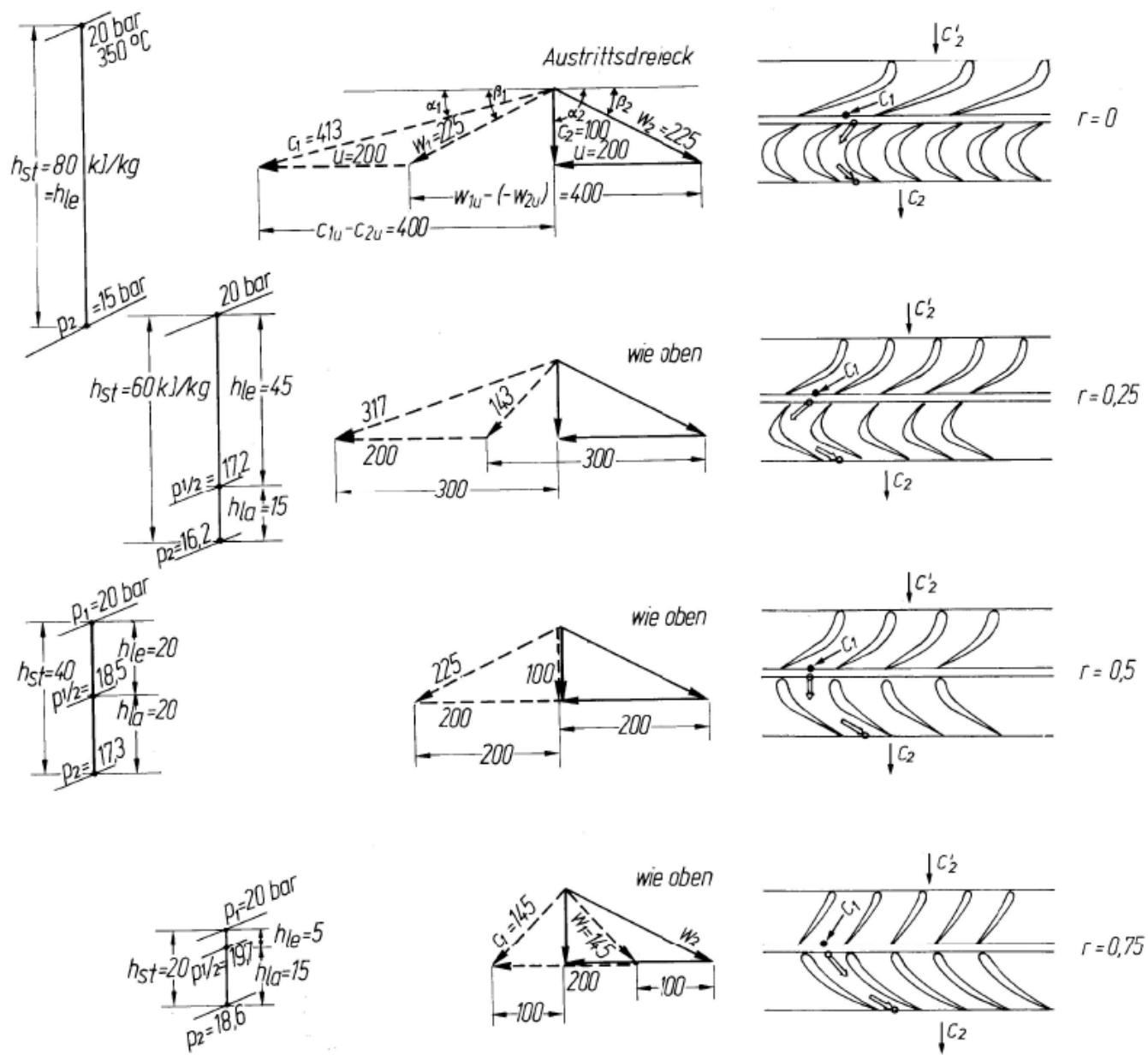


Abb. Geschwindigkeitspläne, Stufengefälle, Druckverteilung, Profilformen für Stufen mit gleichem Austrittsdreieck und verschied.  $r$

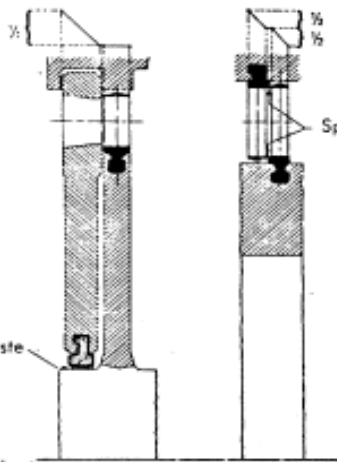
Ganzes Druckgefälle in der Leitschaufel in Geschwindigkeit umgesetzt

Je halbes Druckgefälle in Leit- und Laufschaufel in Geschwindigkeit umgesetzt



Gleichdruckstufe

Spaltverluste



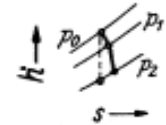
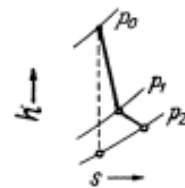
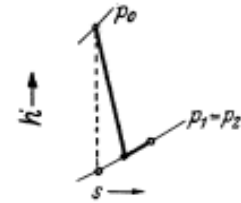
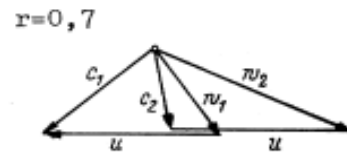
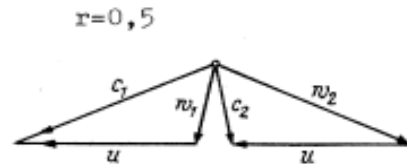
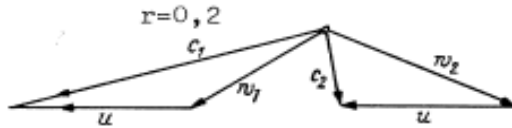
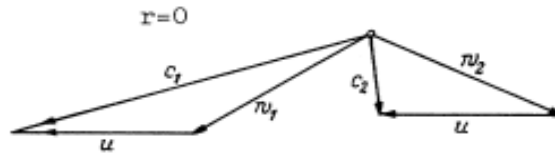
Spaltverluste



Überdruckstufe

**Gleichdruckstufe**  
kleine Spaltverluste der Zwischenstopfbuchse am kleinen Wellendurchmesser

**Überdruckstufe**  
in Trommelausführung, große Spaltverluste am Schaufeldeckband auf großem Durchmesser, nur bei ausreichender Schauffellänge brauchbar



$$r = 0$$

$$w_1 = w_2, \beta_1 = \beta_2, c_1 = 413 \text{ m/s}, \alpha_1 = 15^\circ$$

Das Stufengefälle entspricht der Geschwindigkeitszunahme von  $c'_2$  der davorliegenden Stufe auf  $c_1$  am Austritt aus den Leitschaufeln.

$$h_{1e} = (c_1^2 - c'_2{}^2)/2 = (413^2 - 100^2)/2 = 80\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 80 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1a} = 0$$

$$\text{Stufengefälle } h_{st} = h_{1e} + h_{1a} = 80 + 0 = 80 \text{ kJ/kg}$$

Druckverteilung durch Abtragen des Stufengefälles im  $h$ - $s$ -Diagramm von 20 bar, 350 °C aus ergibt:

vor Leitschaufel  $p_1 = 20 \text{ bar}$

zwischen Leit- und Laufschaufel  $p_1/p_2 = 15 \text{ bar}$

nach Laufschaufel  $p_2 = 15 \text{ bar}$

Die Leistung der Stufe je 1 kg/s Dampfdurchsatz aus dem Geschwindigkeitsplan ist

$$\begin{aligned} P_{ust} &= \dot{m}_s \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 200 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 400 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ &= 80\,000 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = 80\,000 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 80\,000 \text{ Watt} = 80 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$r = 0,5$$

Trägt man die kongruenten Dreiecke ab, dann ergeben sich folgende Geschwindigkeiten, aus denen die Größe der Gefälle  $h_{1e}$  und  $h_{1a}$  berechnet werden können:

$$c_1 = 225, w_1 = 100; \text{ dazu } w_2 = 225, c_2 = 100 \text{ als gegeben.}$$

Man erhält:

$$\begin{aligned} h_{1e} &= (c_2^2 - c_1^2)/2 = (225^2 - 100^2)/2 = 20 \text{ kJ/kg} \\ h_{1a} &= (w_2^2 - w_1^2)/2 = (225^2 - 100^2)/2 = 20 \text{ kJ/kg} \\ \text{Stufengefälle } h_{st} &= h_{1e} + h_{1a} = 40 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Überträgt man die Gefälle in das  $h$ - $s$ -Diagramm, dann ergeben sich die Drücke

$$p_1 = 20 \text{ bar}, p_{1/2} = 18,5 \text{ bar}, p_2 = 17,3 \text{ bar}$$

Der Druck vor der Laufschaufel ist also höher als hinter ihr.

Die Leistung aus dem Geschwindigkeitsplan ist

$$\begin{aligned} P_{u, st} &= \dot{m}_s \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = 1 \text{ (kg/s)} \cdot 200 \text{ (m/s)} \cdot 200 \text{ (m/s)} \\ &= 40 \text{ kW} \end{aligned}$$

Die abgegebene Leistung ist bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit halb so groß wie bei  $r=0$ .

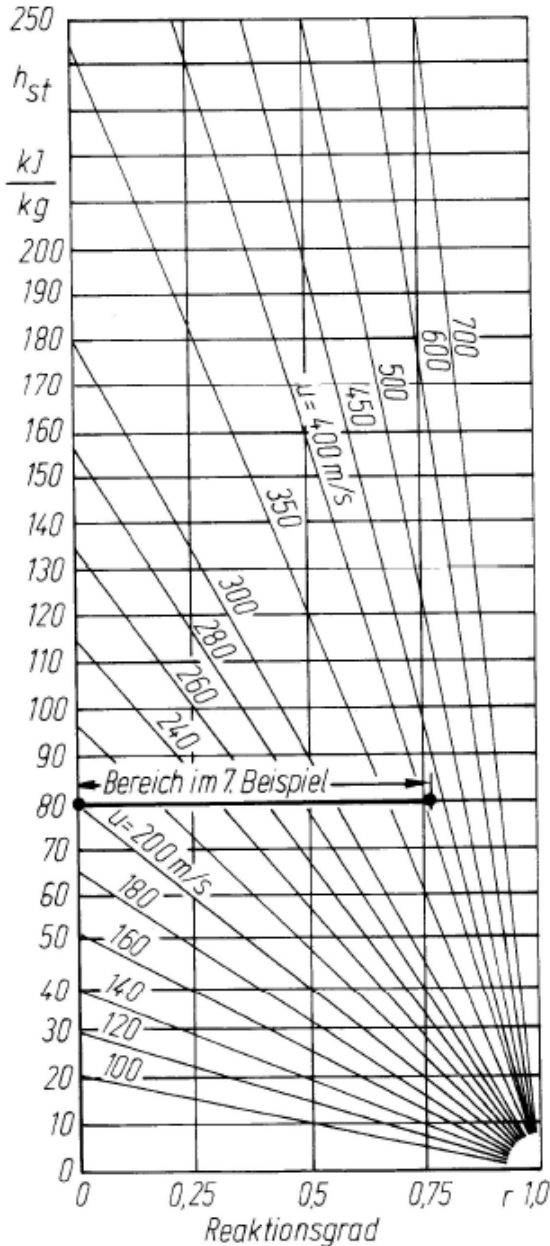
Die Profile von Leit- und Laufschaufeln sind spiegelbildlich gleich.

## Erkenntnisse aus F 17

- Bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades  $u$  nehmen die Stufengefälle mit zunehmendem  $r$  ab.
- Dabei ändert sich auch die Verteilung des Gefälles auf Leit- und Laufschaufel.
- Innerhalb des mit  $r$  abnehmenden Stufengefälles nehmen die Anteile an Leitschaufelgefälle ab, die Laufschaufelgefälle zu.
- Diese Gefälleänderungen bewirken auch eine entsprechende Druckverteilung; große Gefälle und große Geschwindigkeitszunahmen kommen aus großen Druckunterschieden und umgekehrt.
- Bei der Wärmekraftmaschine kommt die innere Energie hinzu, wobei Druckenergie plus innere Energie als Enthalpie einzusetzen sind.

Die Leistung der Stufe ist  $P = \dot{m}_s \cdot h$  und bezogen auf  $\dot{m}_s = 1 \text{ kg/s}$  arbeitenden Dampfmassestromes die spez. Leistung  $P = h$ . Aus den Geschwindigkeitsplänen erhält man die Umfangsleistung  $P_u$  mit den in Umfangsrichtung liegenden Geschwindigkeiten  $c_{1u} - c_{2u}$  bzw.  $w_{1u} - w_{2u}$ , wobei  $P_u = \dot{m}_s \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u})$  bzw. die spez. Leistung  $P_u = u \cdot (c_{1u} - c_{2u})$  oder  $= u \cdot (w_{1u} - w_{2u})$ . Hierbei sind die Vorzeichen zu beachten.

Trägt man den Verlauf des Stufengefalles über dem Reaktionsgrad für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten ab, dann ergibt sich der dargestellte Verlauf.



Es zeigt sich, dass das Gefälle und damit die Leistung der Stufe mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunimmt. Die Werte  $U$  beziehen sich auf den mittleren Stufendurchmesser.

Abb. Stufengefälle abhängig vom Reaktionsgrad  $r$  für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten.

# Anmerkungen

Die letzten Stufen großer Kondensationsturbinen erhalten je nach Dampfzustand im Abdampfzustzen, der bei 0,04 bar (Frischwasserkühlung), bei 0,1 bar (Naßkühlturm) bis 0,2 bar (Trockenkühlturm)  $x=0,90$  liegen kann, sehr lange Schaufeln, um das große spez. Volumen verarbeiten zu können.

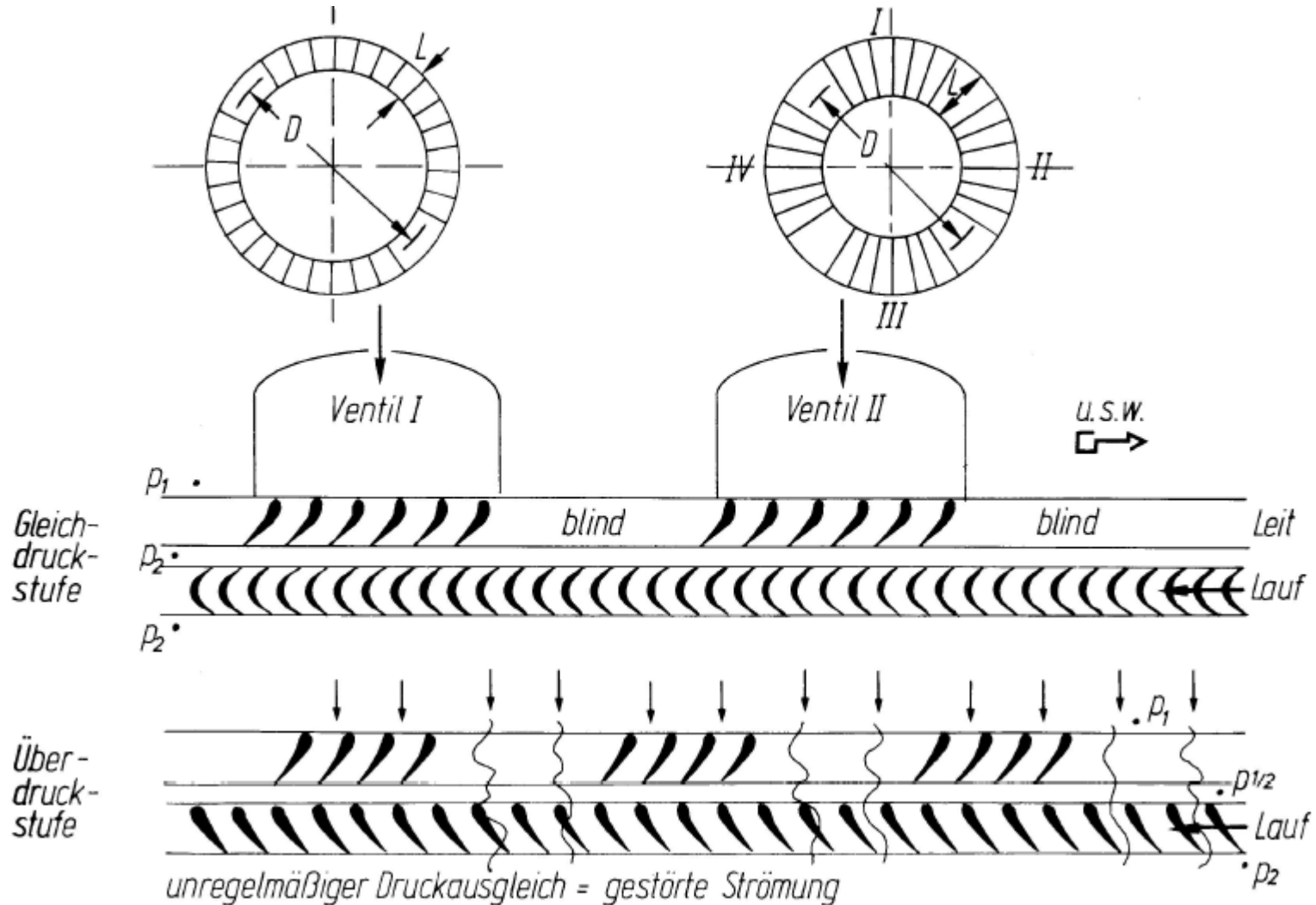
Dabei ergeben sich Schaufellängen um 700 mm und mehr, weswegen die letzten Stufen von Schaufelfuß bis Schaufelspitze aus folgenden Gründen mit veränderlichem Reaktionsgrad ausgeführt werden müssen:

- die Austrittsgeschwindigkeit aus den Leitkanälen  $c_1$  soll die Schallgeschwindigkeit nicht überschreiten, um zu vermeiden, dass Lavalkanäle ausgeführt werden müssen;
- das verarbeitete Stufengefälle, damit der Dampfzustand und die Leistung der Stufe, sollen über der ganzen Schaufellänge gleich bleiben.

Die Laufschaufeln erhalten ein umso stärker in sich verwundenes Profil, je größer der Unterschied in den Umfangsgeschwindigkeiten zwischen Schaufelfuß und Schaufelspitze ist.

## 2.2.4 Einfluss des Reaktionsgrades auf die konstruktive Gestaltung

### Schaufellänge, Stufendurchmesser, Teilbeaufschlagung



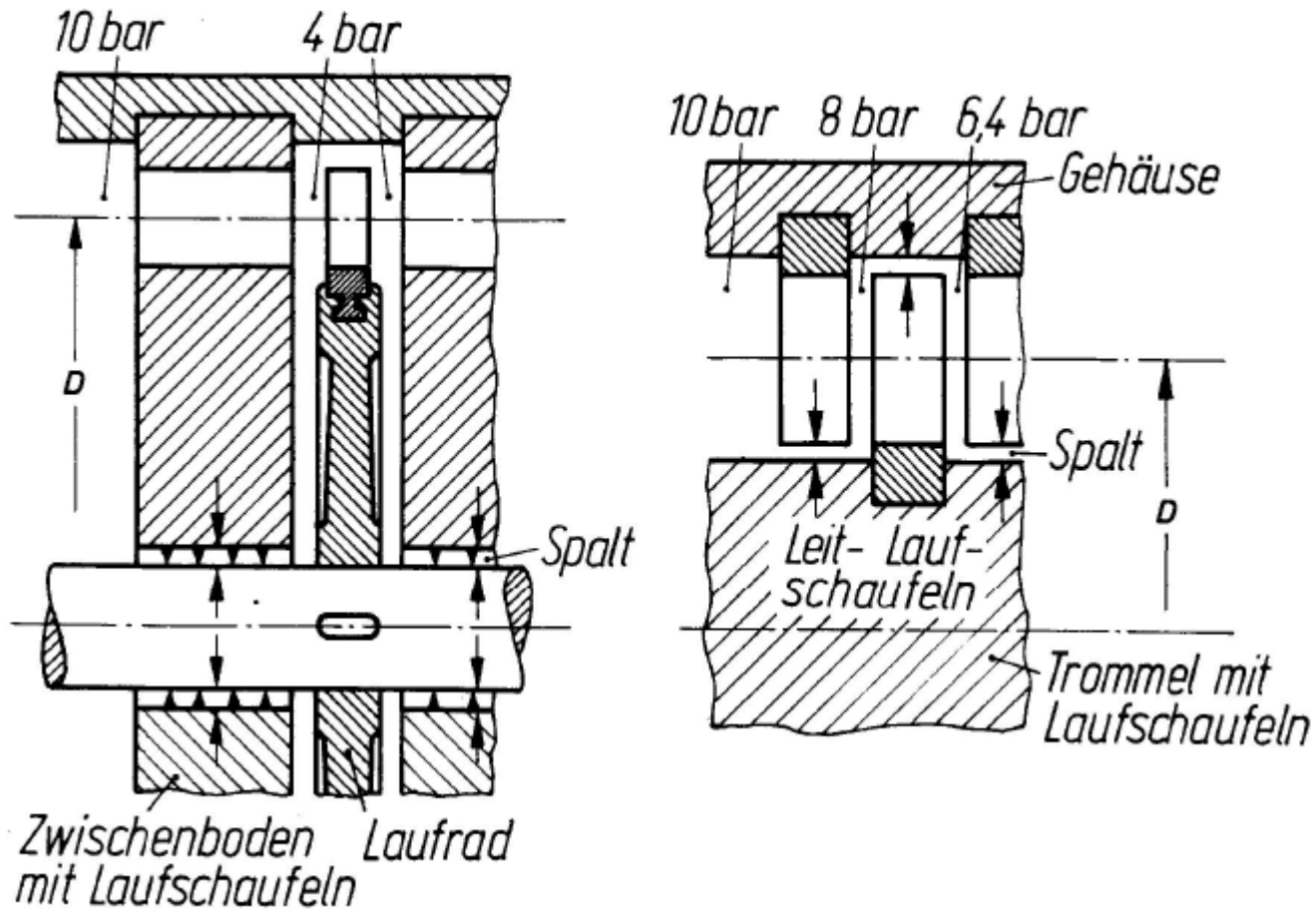


Abb. Spaltstellen an Gleichdruck- und Überdruckstufen

## Bauarten von Dampfturbinen - Gleichdruck- und Überdruckstufen

Gleichdruck-Turbinen,  $r=0$  bis  $0,15$  (Aktionsturbinen, Kammerturbinen)

Überdruck-Turbinen,  $r=0,5$  (Reaktionsturbinen, Trommelturbinen)

**Gleichdruckturbinen** bestehen aus einzelnen, auf der Welle befestigten Radscheiben. Die Einzelstufen werden durch die Zwischenböden abgeteilt. Die Zwischenböden befinden sich im Turbinengehäuse, nehmen die Leitschaufeln auf und "dichten" die Stufen gegenüber der Welle ab. Hierzu dienen Labyrinth, weil feststehende und bewegliche Teile sich nicht berühren dürfen. Die Zwischenböden sind wegen des Zusammenbaues in der Mitte horizontal geteilt.

**Überdruckturbinen** bestehen aus einer Trommel als Laufzeug, auf deren Umfang die Laufschaufeln befestigt sind. Die zugehörigen Leitschaufeln befinden sich in der Gehäusewand. Das Gehäuse ist im allgemeinen wegen des Zusammenbaues eben falls in der Mitte horizontal geteilt. Meist erkennt man außerdem auf dem Läufer einen Schubausgleichkolben, der auf der Dampfeintrittsseite befestigt ist.

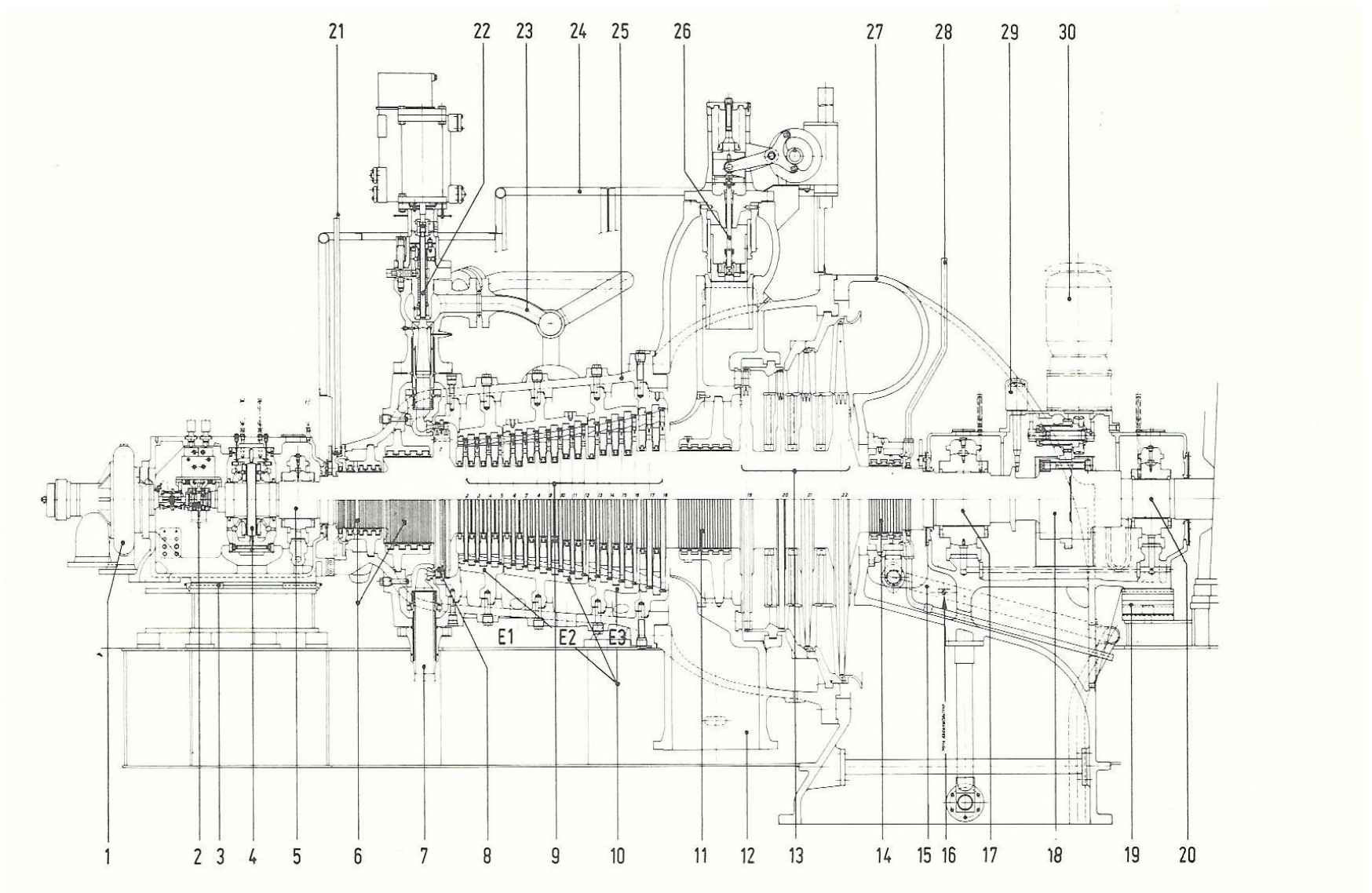
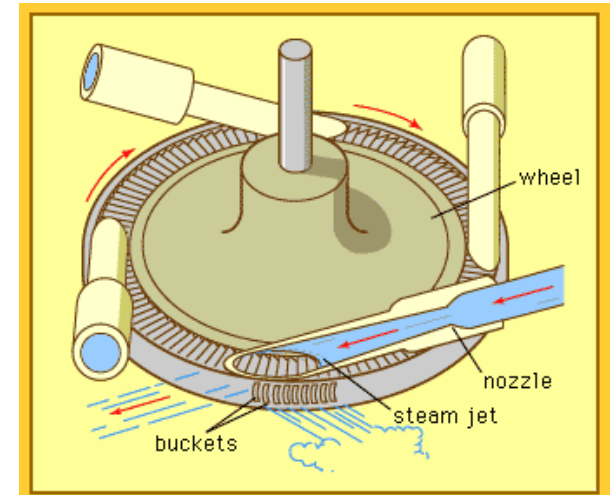
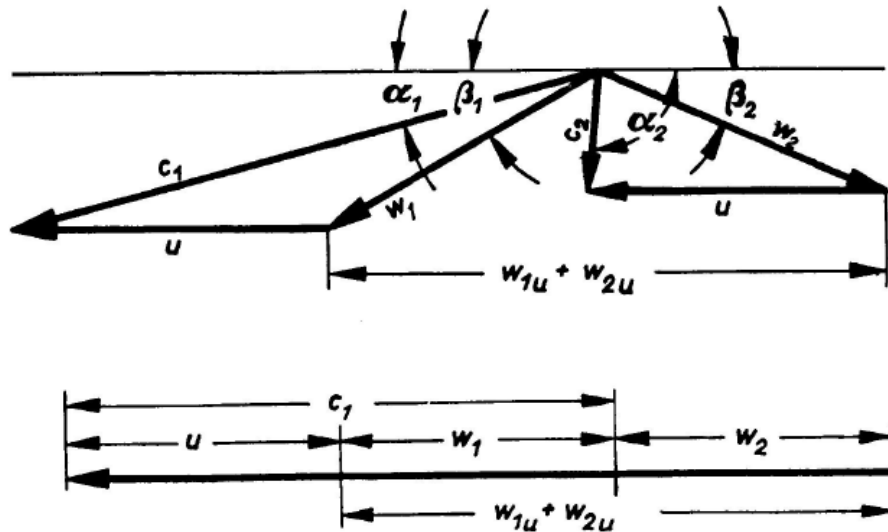


Abb. EK- Turbine

## 2.3 Gleichdruck DT

Carl Gustav Patrik de Laval 1883



$$(w_{1u} - w_{2u}) = (w_{1u} - [-w_{2u}]) = (w_{1u} + w_{2u})$$

$$F_u = \dot{m}_s \cdot (w_{1u} + w_{2u}) \text{ und } P_u = F_u \cdot u$$

Abb. Geschwindigkeitsplan einer Gleichdruckstufe

Die Laval-Turbinen arbeiten bei überkritischen Druckverhältnissen, so daß das Leitrad mit Lavaldüsen ausgerüstet ist. In der Lavaldüse wird die gesamte Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt. Der Druck vor und hinter dem Laufrad ist gleich. Aus diesem Grund wird die Beschau felung "Gleichdruckbeschau felung" genannt. In der Laufschaufel wird Geschwindigkeitsenergie verarbeitet. In Abb. ist die Laval-Turbine dargestellt. Die theoretische Schaufelarbeit  $Y_{th}$  ist

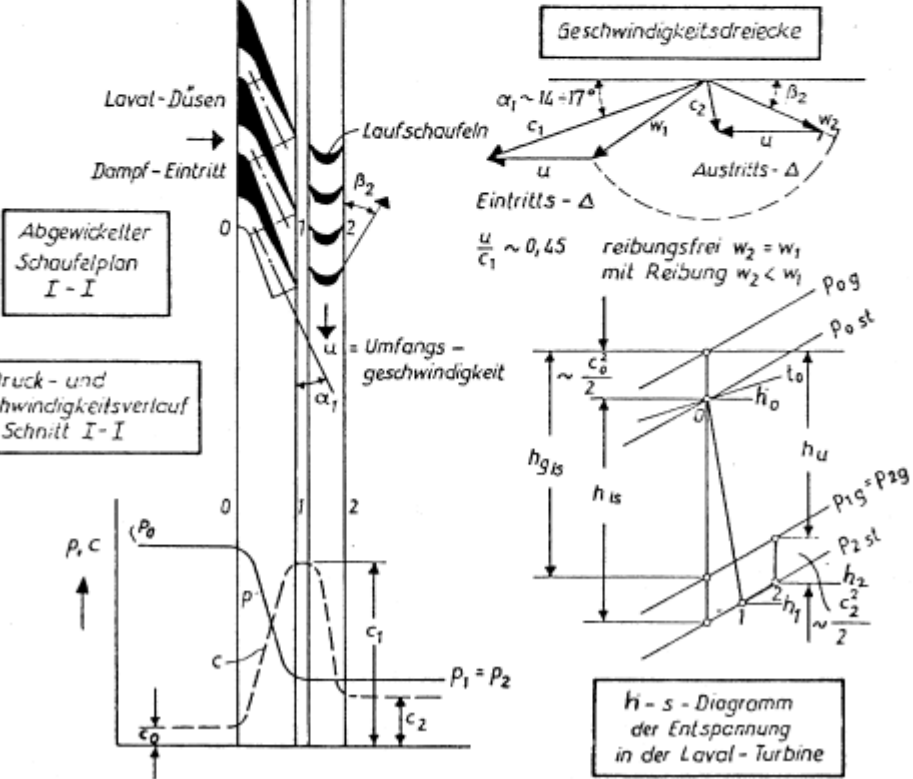
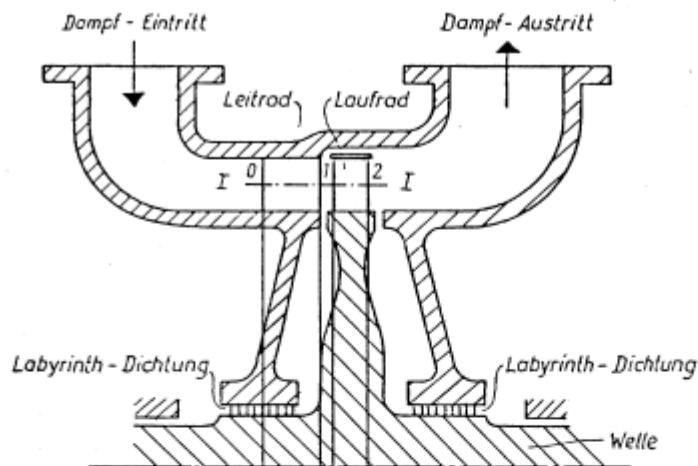
$$Y_{th} = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

Im Sinne einer guten Energieausnutzung soll der Umfangsanteil  $c_{2u}$  der Absolutgeschwindigkeit  $c_2$  möglichst Null sein. Aus diesem Grund muß die Relativgeschwindigkeit an der Stelle 1 unter dem gleichen Winkel zur Drehrichtung zeigen, wie die Relativgeschwindigkeit an der Stelle 2 entgegen der Drehrichtung gerichtet ist. Es gilt also

$$\beta_1 = \beta_2 \quad \text{und}$$

$$w_{1u} + w_{2u} = 0$$

# 1. Laval turbine (Einstufige Gleichdruckturbine)



## 2.3.1 Leistung, Geschwindigkeitsverhältnis, Radwirkungsgrad

**Leistung**  $P_u = F_u \cdot u$        $F_u = \dot{m}_s \cdot (w_{1u} - w_{2u})$

### Geschwindigkeitsverhältnis $u/c$ (Laufzahl)

Die Energie aus der Zulaufgeschwindigkeit  $c_1$  muss so weitgehend wie möglich an das Laufrad übertragen werden. Die Austrittsenergie, die in  $c_2$  enthalten ist, sollte so klein wie möglich sein. Um dies zu erreichen, muss ein bestimmtes Verhältnis zwischen der Umlaufgeschwindigkeit  $u$  und der Zulaufgeschwindigkeit  $c_1$  eingehalten werden.

Um einen guten Wirkungsgrad zu erhalten, muss die Gleichdruckstufe  $r=0$  mit dem Geschwindigkeitsverhältnis

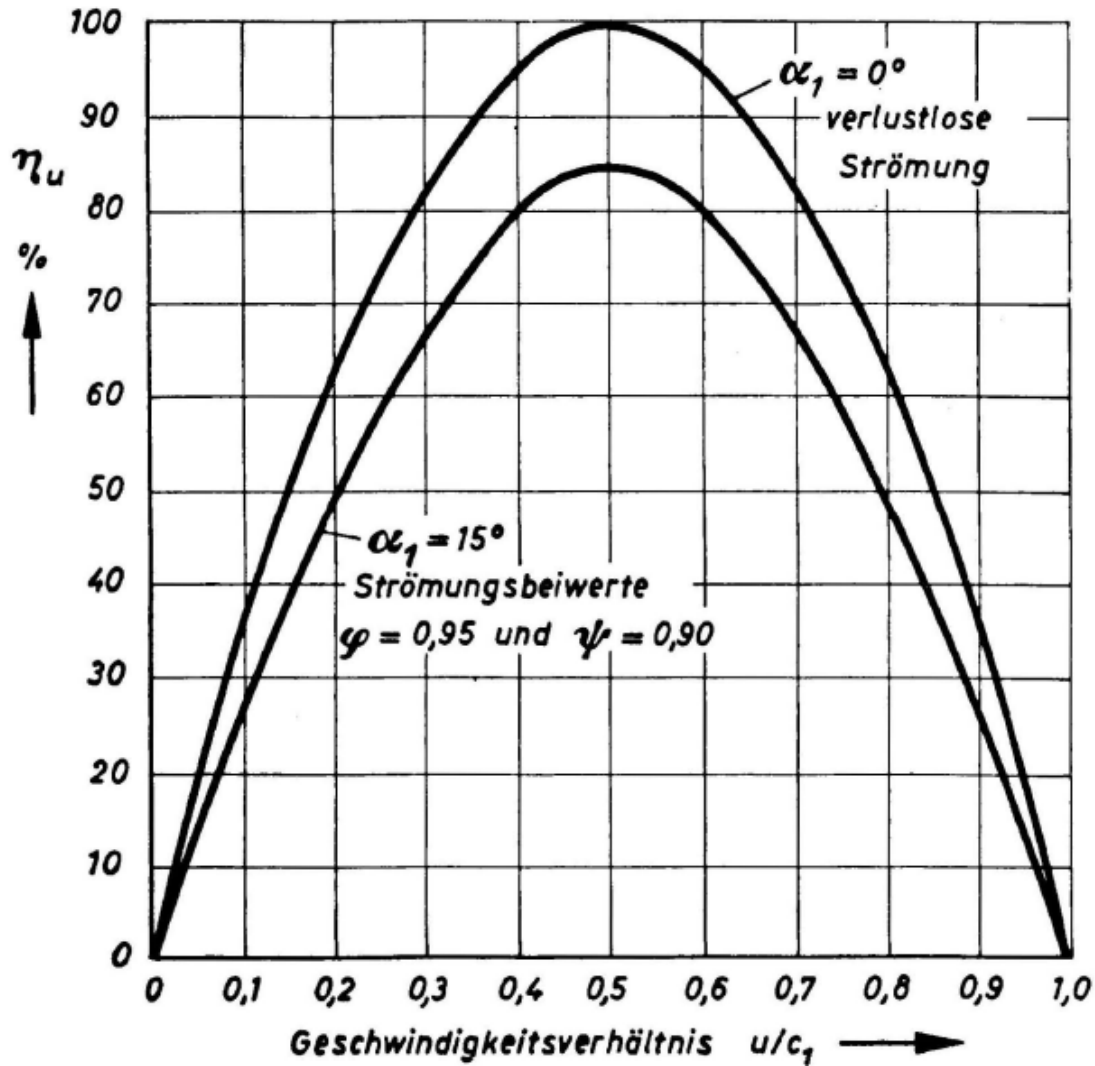
$$\eta_{u, \max} \text{ für } u/c_1 = 0,5 \text{ oder } c_1 = 2 \cdot u$$

ausgeführt werden.

dem Laufrad zugeführt  $P_0 = \dot{m}_s \cdot c_0^2 / 2$

vom Laufrad aufgenommen  $P_u = \dot{m}_s \cdot u \cdot (w_{1u} + w_{2u})$

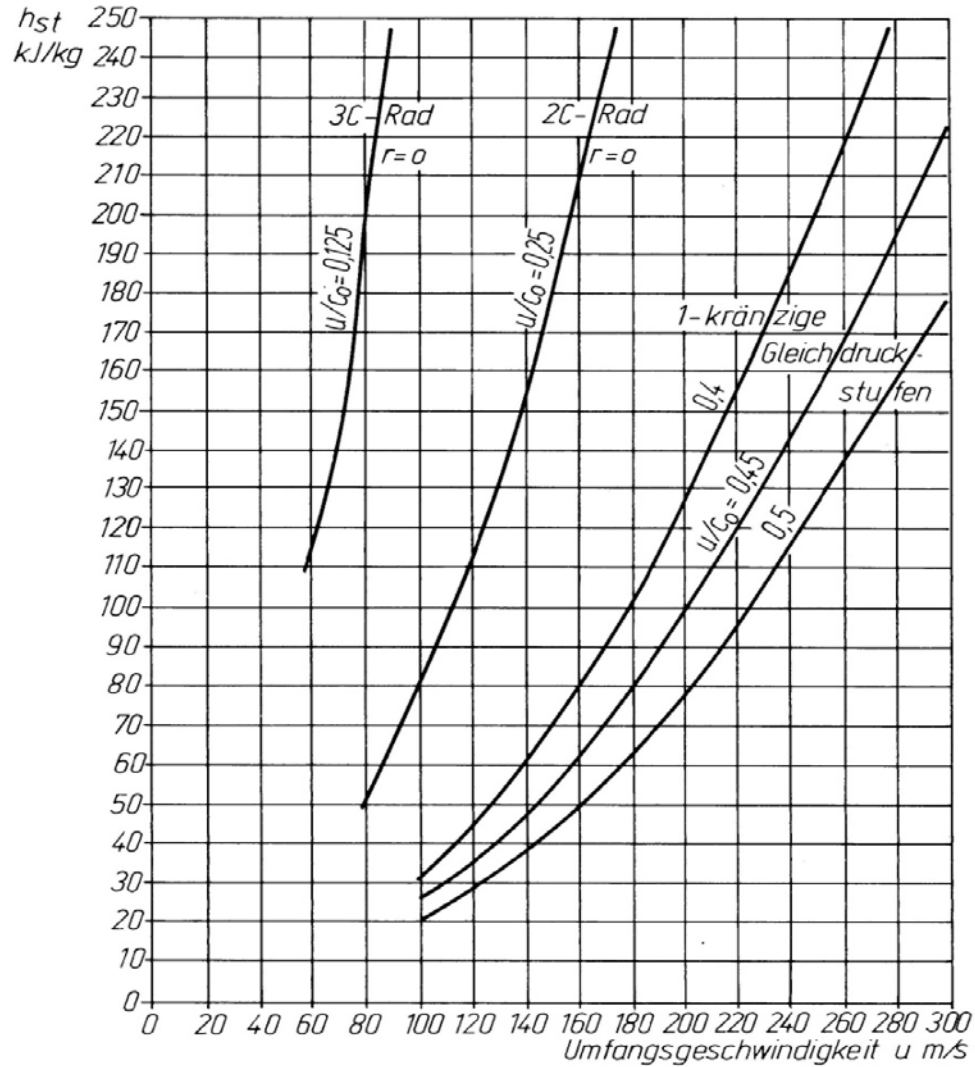
$$\text{Wirkungsgrad } \eta_u = \frac{P_u}{P_0} = \frac{2 \cdot u \cdot (w_{1u} + w_{2u})}{c_0^2}$$



$\Phi$  Durchflusszahl  
 $\Psi$  Druckzahl

Abb. Verlauf von  $\eta_u$  über  $u/c_1$  für eine Gleichdruckstufe mit  $r=0$

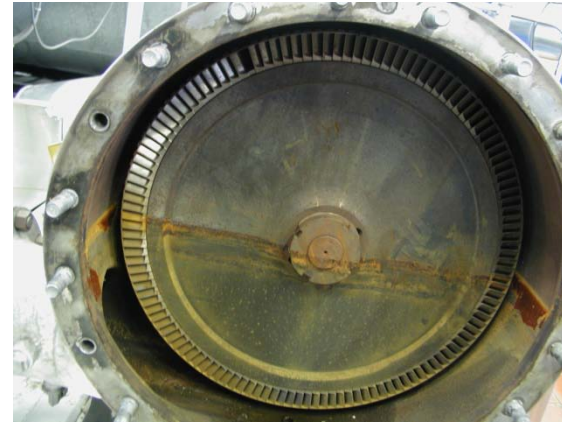
## 2.3.2 Stufengefälle von GD- Stufen



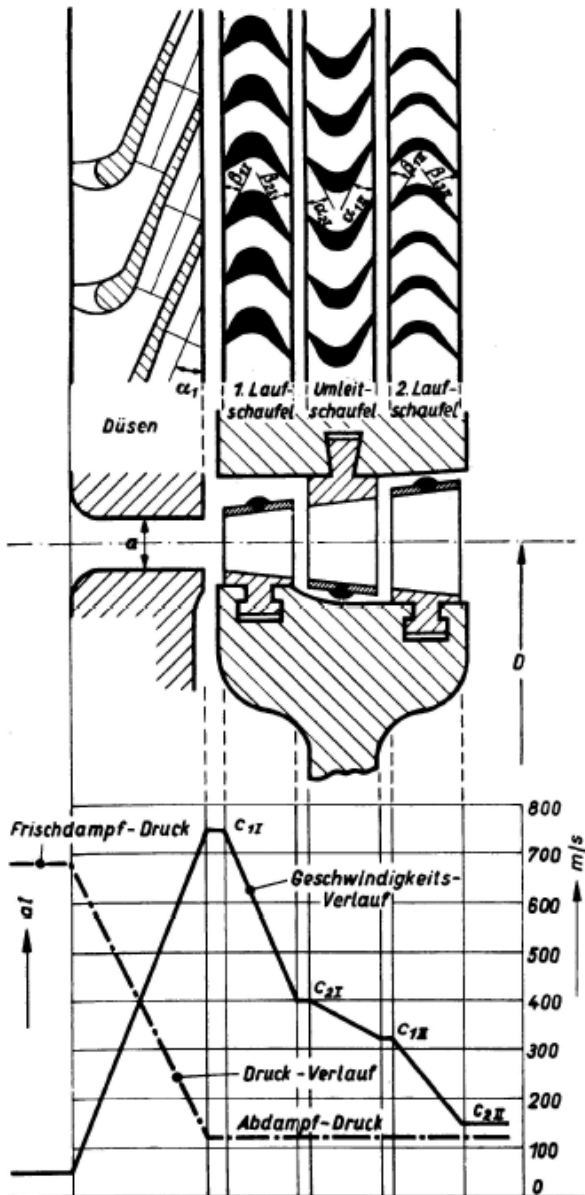
Um 500 kJ/kg mit  $u/c_0 = 0,45$  zu verarbeiten, braucht man 5 Stufen, die mit  $u=200$  m/s laufen.

Abb. Isentrope  
Stufengefälle

## 2.3.3 Geschwindigkeitsstufen im Curtis- Rad



Es lassen sich mit einem Gleichdruck-Verfahren große Gefälle je Stufe verarbeiten, wenn in Lavaldüsen Überschallgeschwindigkeit erzeugt wird, die man stufenweise in einem 2- oder auch 3-kränzig beschauften Laufrad umsetzt. Das Verfahren ist lange bekannt und geht auf den Amerikaner Curtis (um 1905) zurück.



### *Laufzahl für Curtisräder*

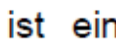
$$\text{2-C-Rad: etwa } u/c_0 = 0,25$$

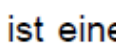
$$c_0 = 4 \cdot u$$

$$\text{3-C-Rad: etwa } u/c_0 = 0,125$$

$$c_0 = 8 \cdot u$$

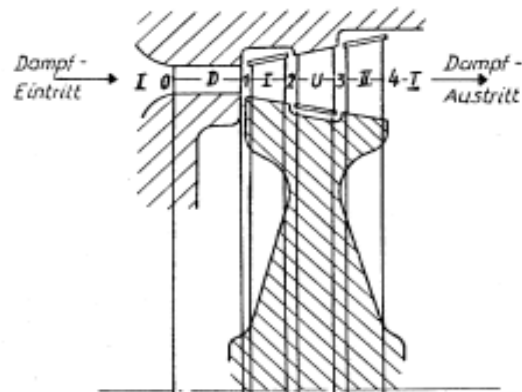
Abb. Schaufelschnitt, Druck- und Geschwindigkeitsverlauf im 2-kränzigen Curtis Rad

Curtis-Turbinen arbeiten ebenso wie Laval-Turbinen bei überkritischen Druckverhältnissen und mit Gleichdruckbeschaufelung. Es werden allerdings so große Enthalpiedifferenzen verarbeitet und in den Düsen in kinetische Energie umgewandelt, daß mindestens zwei Schaufelreihen (2-c-Rad) vorgesehen werden müssen. Zwischen den beiden Laufschaufelreihen befinden sich Leitschaufeln, deren Aufgabe es ist, den mit hoher Geschwindigkeit "nach rückwärts" austretenden Dampf wieder "nach vorwärts" umzuleiten. In Abb.  ist eine Curtis-Turbine mit den entsprechenden Geschwindigkeitsdreiecken dargestellt.

Die Zoelly-Turbine ist eine Gleichdruck-Turbine, die im unterkritischen Druckbereich arbeitet, sie ist deshalb nur mit verjüngten Düsen ausgestattet. Wegen der pro Stufe geringeren umgesetzten Enthalpiemenge teilt man das Enthalpiegefälle möglichst gleichmäßig auf mehrere Stufen auf. Aus diesem Grund heißt die Zoelly-Turbine auch Gleichdruck-Turbine mit Druckstufung. In Abb.  ist eine Zoelly-Turbine dargestellt. Aufgrund der Druckdifferenz zwischen Düseneintritt und -austritt hat der Dampf das Bestreben, jeden nur möglichen Weg, also nicht nur den durch die Leitkanäle, auszunützen. Daher müssen die Leiträder gut gegen die Welle abgedichtet werden. Dies geschieht mit Hilfe berührungsfreier Labyrinthdichtungen. Die Spaltverluste werden auf diese Weise stark reduziert.

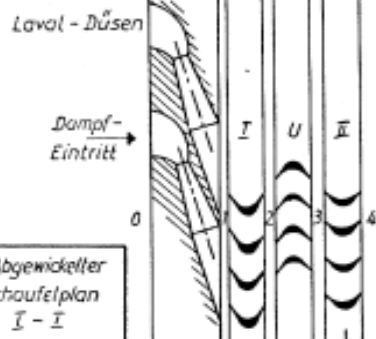
## 2. Curtisturbine (C - Rad) Zahl der umlaufenden Kränze 2 und mehr.

(Gleichdruckturbine mit Geschwindigkeitsstufung)



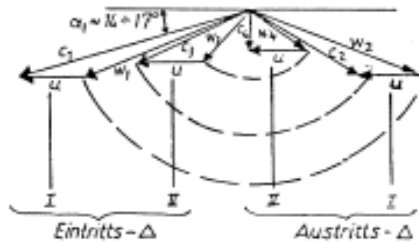
**2 C - Rad**

- I - Schaufelkranz (rotiert)
- U - Umlenkkranz (fest)
- II - Schaufelkranz (rotiert)

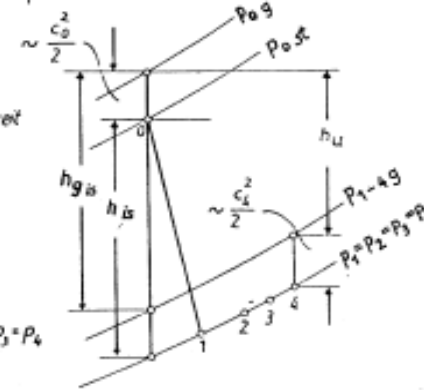


Abgewickelter Schaufelplan I - I

**Geschwindigkeitsdreiecke**



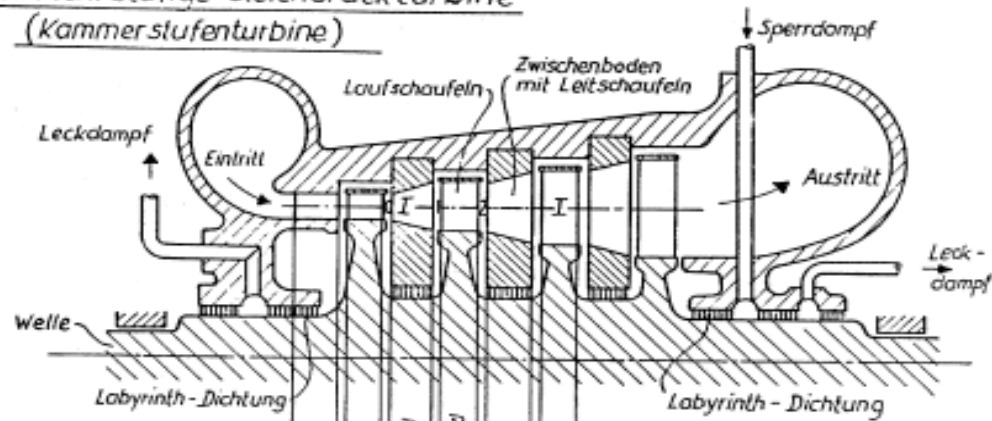
Eintritts- $\Delta$   
 $\frac{u}{c_1} \sim 0,23$



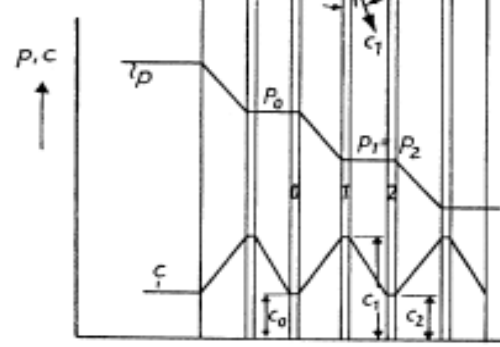
**Druck- und Geschwindigkeitsverlauf im Schnitt I-I**

**h-s-Diagramm der Entspannung in einem 2-kränzigen Curtis-Rad**

### 3. Mehrstufige Gleichdruckturbine (Kammerstufenturbine)



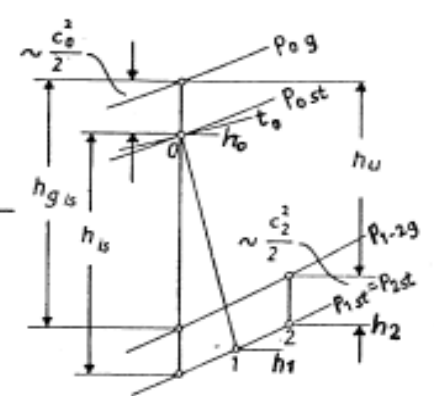
Abgewickelter  
Schaufelplan  
I-I



Druck- und Geschwindigkeitsverlauf  
im Schnitt I-I



Eintritts- $\Delta$       Austritts- $\Delta$   
 $\frac{u}{c_1} \sim 0,45$       reibungsfrei  $w_2 = w_1$   
 mit Reibung  $w_2 < w_1$



h-s-Diagramm der Entspannung  
in einer Gleichdruckstufe

Zoelly - Turbine

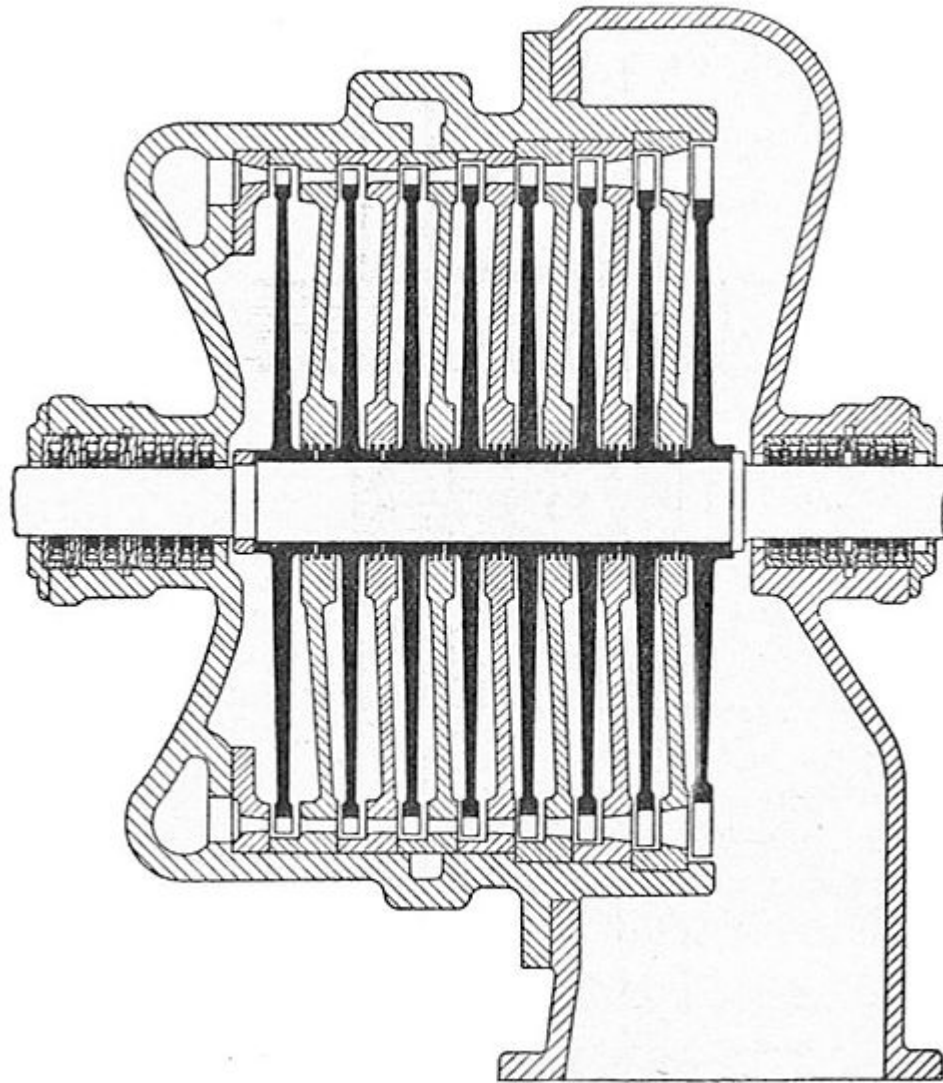


Abb. Zoelly turbine



## Abb.

Dampfturbinenteil mit Scheibenläufer (ZOELLY-Bauweise, Gleichdruckwirkung). Das axial geteilte Gehäuse ist geöffnet, d.h., die obere Hälfte ist abgenommen. Rotor mit sechs Stufenkränzen, Laufschaufeln mit angenieteten Deckkränzen, Strömungsrichtung von vorn nach hinten (Siemens AG, München/Berlin)

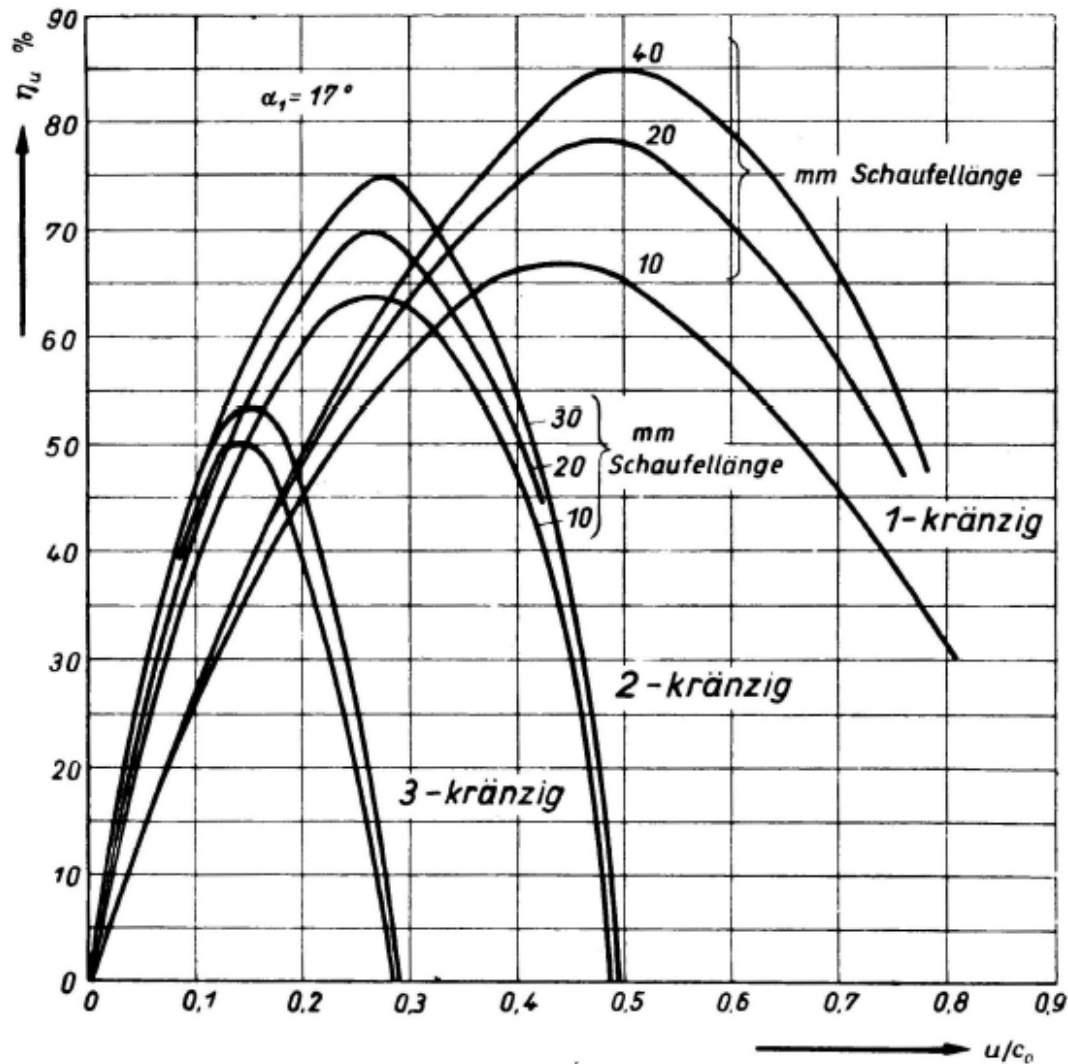
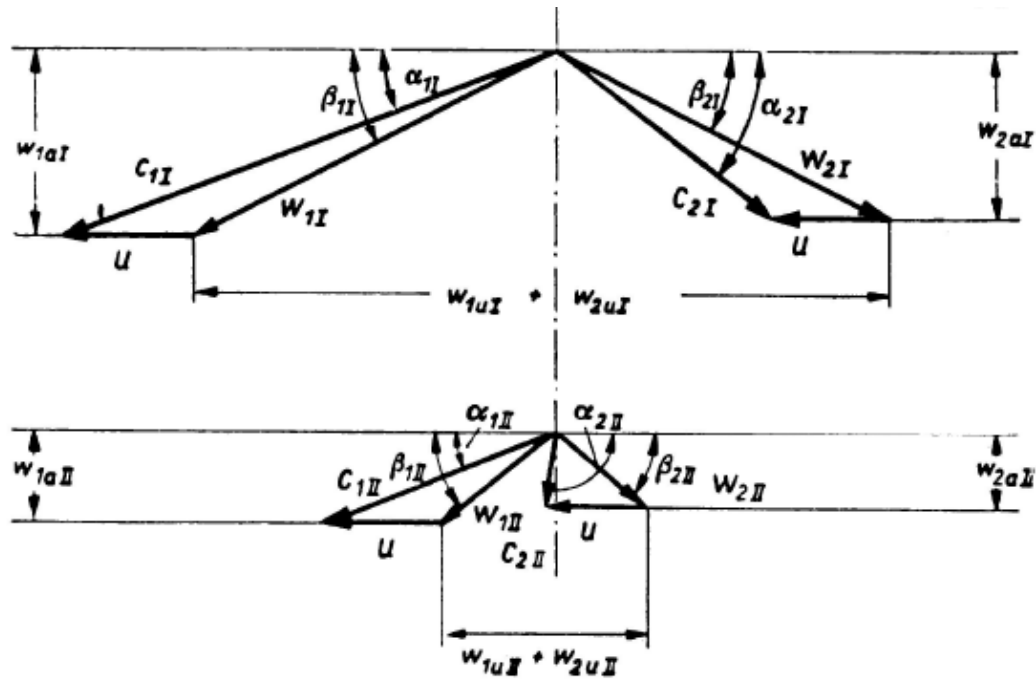


Abb. Wirkungsgrad  $\eta_u$  für 1-, 2-, 3-kränzig beschaufelte Gleichdruckräder; mittlere Verlustwerte berücksichtigt



Ausführung		A-Rad	2 C-Rad	3 C-Rad
Düsen-Austritt	$\alpha_1^0$	15 ... 16	16 ... 19	19 ... 22
1. Kranz	$\beta_2^0$	24 ... 28	22 ... 24	24 ... 26
1. Umlenk Kranz	$\beta_2^0$	–	29 ... 32	28 ... 30
2. Kranz	$\beta_2^0$	–	38 ... 45	33 ... 34
2. Umlenk Kranz	$\beta_2^0$	–	–	38 ... 40
3. Kranz	$\beta_2^0$	–	–	42 ... 45

Abb. Geschwindigkeitspläne eines 2-CRades

## Curtisstufe mit Reaktion

2-C-Räder werden mit einer kleinen Reaktionswirkung ausgelegt, wobei  $r=r_1+r_2+r_3=0,14$  im 1.Laufkranz, Umlenkkranz, 2. Laufkranz,

- Die Reaktionswirkung bringt eine geringe Beschleunigung in den Beschauflungsteilen mit sich, was ein Gleichhalten der Strömungsgeschwindigkeiten begünstigt.
- Geschwindigkeitsverluste werden ausgeglichen, was einer Grenzschichtbildung entgegenwirkt. Reaktion soll nur in solchen Kränzen ausgeführt werden, in denen die Strömungsgeschwindigkeit kleiner als Schallgeschwindigkeit ist. Deswegen wird i. allg. der 1. Laufkranz noch mit  $r=0$  betrieben.

## 2.4 Überdruck DT

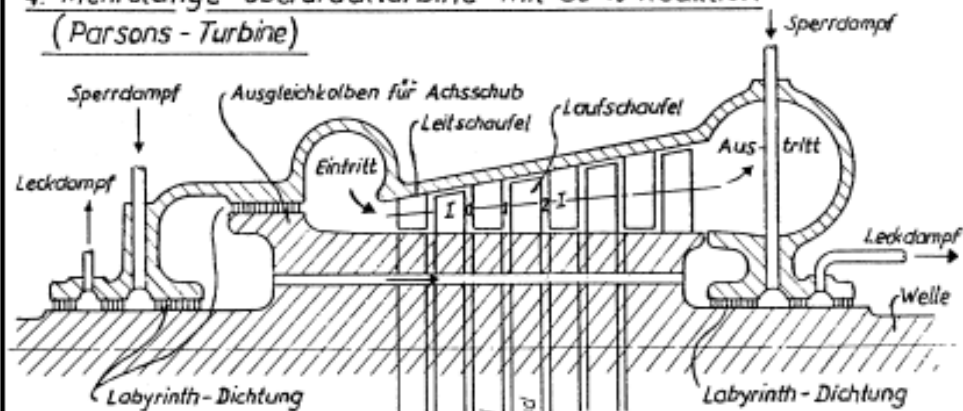
Charles Parsons 1884

Die Parsons-Turbine (Abb.7.17) ist eine Überdruckturbine mit einer Reaktion (üblich ist  $r = 0,5$ ). Das zur Verfügung stehende Druckgefälle wird nicht allein im Leitrad, sondern auch, je nach Reaktionsgrad, im Laufrad umgesetzt. Dies wird dadurch erreicht, daß die Laufschaufelkanäle und Leitschaufelkanäle als Düsen ausgebildet sind, so daß  $w_2 > w_1$  wird. Da der Druck vor der Laufschaufel größer ist als hinter der Laufschaufel, heißt die Parsons-Turbine auch Überdruckturbine. Bei der Parsons-Turbine müssen sowohl die Leit- als auch die Laufschaufeln gegen Spaltströmungen abgedichtet werden.

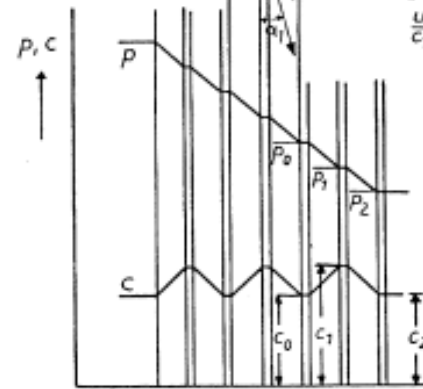
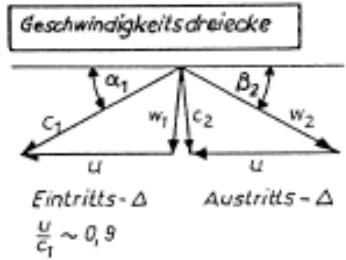
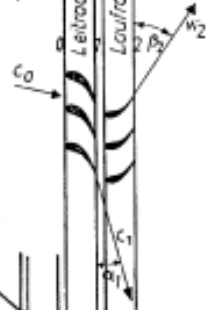
- Stufen mit nicht zu großen Schauffellängen werden mit  $r=0,5$  ausgeführt. Von welcher Schauffellänge an der Reaktionsgrad zwischen Fuß und Spitze veränderlich gewählt wird, bestimmen die jeweiligen Verhältnisse, wobei die Umfangsgeschwindigkeiten maßgebend sind. Größere Reaktionsgrade bedeuten geringere Stufenleistung, mehr Stufen, Vergrößerung des Axialschubes.
- Bei kleineren Reaktionsgraden entstehen größere Dampfgeschwindigkeiten, stärkere Umlenkungen in den Laufschaufeln, damit größere Schauffelverluste.

Mit  $r=0,5$  erhält man gleiche Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt, Halbierung des Stufengefälles und ähnliche Schauffelprofile für Leit- und Laufschaufeln. Der Dampfdruck beim Eintritt in die Laufschaufeln ist höher als am Austritt, es herrscht ein Überdruck am Laufschaufelkranz, der zum Unterschied bei der Gleichdruckstufe einen Axialschub hervorruft. Außerdem ist die Fläche, in welcher die Spaltverluste entstehen, etwas größer als bei der Gleichdruckstufe.

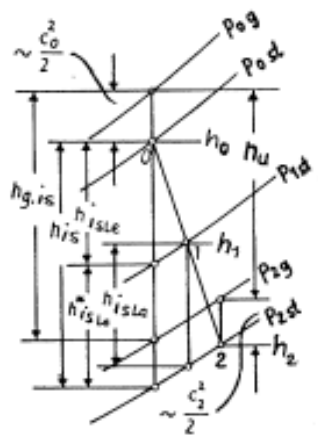
#### 4. Mehrstufige Überdruckturbine mit 50% Reaktion (Parsons - Turbine)



Abgewickelter Schaufelplan I-I



Druck- und Geschwindigkeitsverlauf im Schnitt I-I



$h$ - $s$ -Diagramm der Entspannung in einer Überdruckstufe mit 50% Reaktion



## Abb.

Schaufelmontage an einem Dampfturbinenrotor (Niederdruckbereich) für Überdruckwirkung nach PARSONS. Fünf Laufradkränze sind schon vollständig beschaufelt. Die hinteren zwei Laufradkränze, die Endstufen, sind ohne Randabdeckungen (Siemens AG, München/Berlin)

## 2.4.1 Leistung am Laufrad, Laufzahl $u/c$ , Wirkungsgrad $\eta$

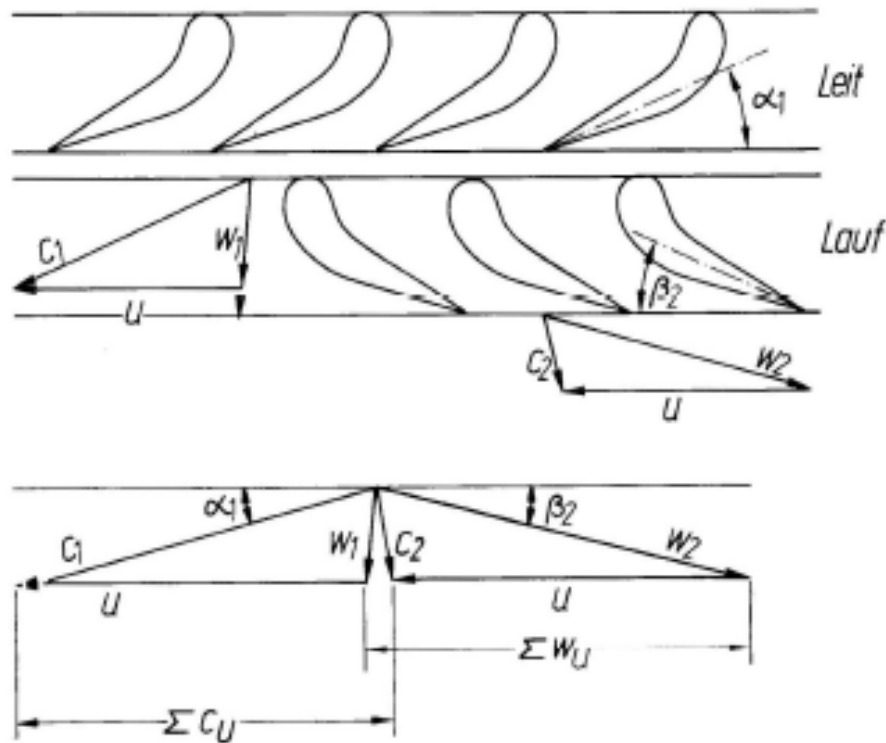


Abb. Leit- und Laufschaufeln einer Überdruckstufe  $r=0,5$   
Geschwindigkeitsplan

## Eintritt Leitschaufel

$$c_1 = 44,72 \cdot \sqrt{h_{le} + c_2'^2/2000} \text{ m/s}$$

$h_{le}$  in kJ/kg;  $c_2'$  in m/s = Zulauf von davorliegender Stufe

## Austritt Laufschaufel

$$w_2 = 44,72 \cdot \sqrt{h_{la} + w_1^2/2000} \text{ m/s}$$

**Die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_1$  soll unter möglichst kleinem Eintrittswinkel  $\alpha_1$  gerichtet sein, damit eine möglichst große Umfangskomponente  $c_{1u}$  entsteht.**

$$F_u = \dot{m}_s \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \text{ oder } F_u = \dot{m}_s \cdot (w_{1u} - w_{2u})$$

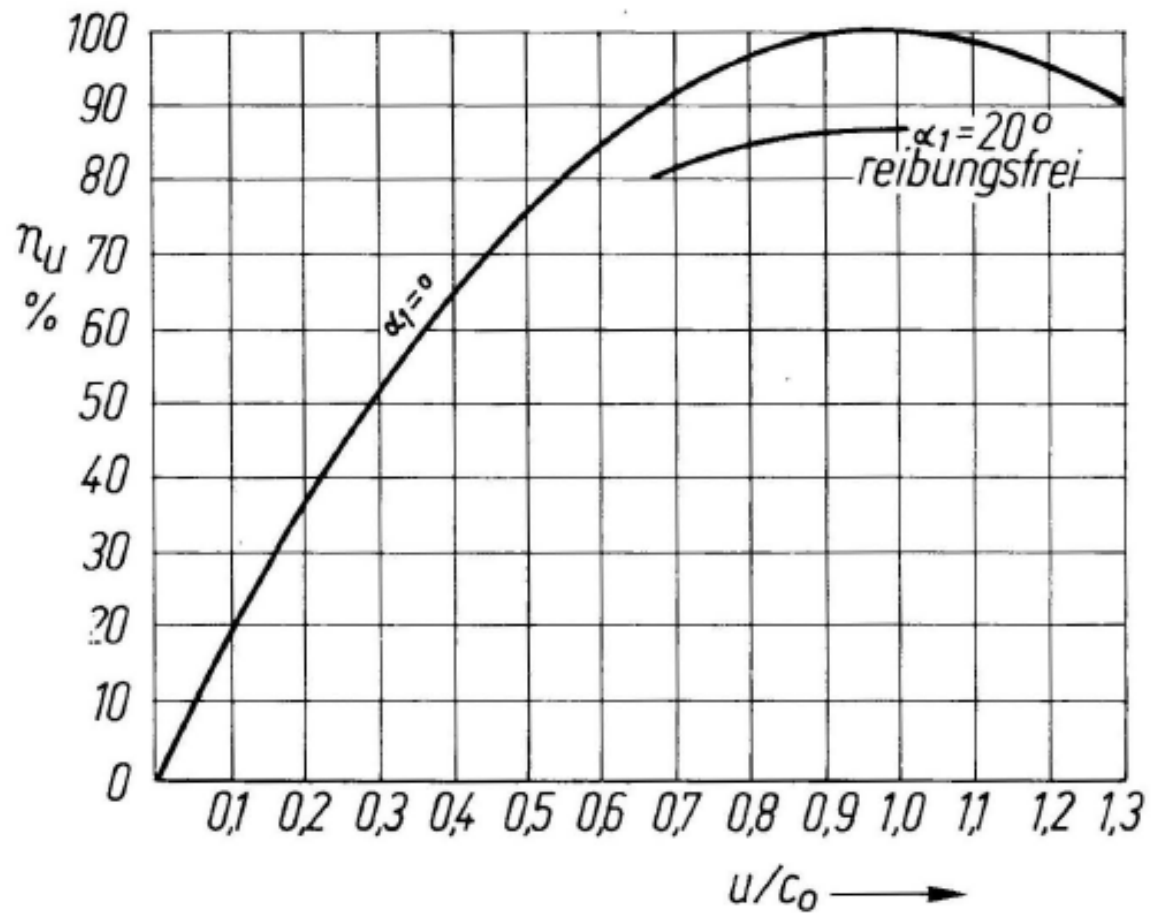
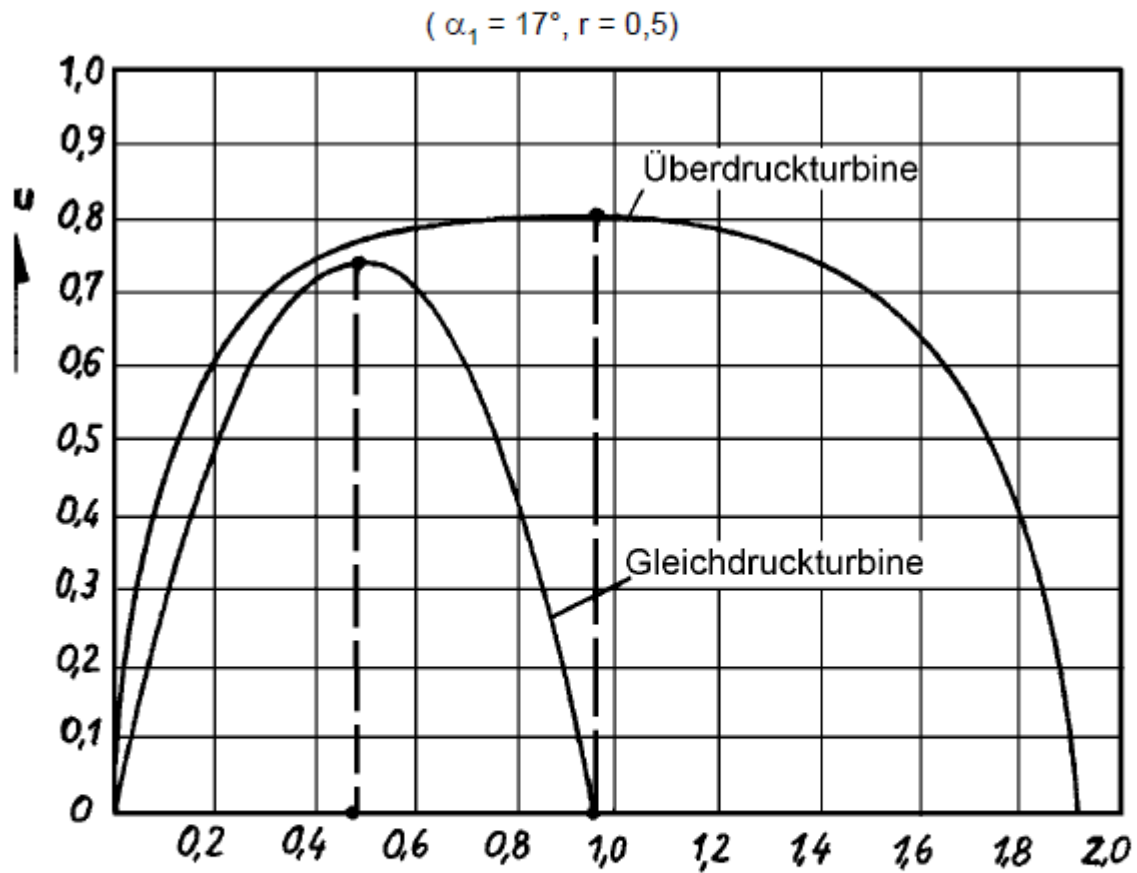


Abb. Verlauf von  $\eta_u$  über der Laufzahl  $u/c_0$ ,  $r = 0,5$



$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt.} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt.} = \cos \alpha_1 \quad \longrightarrow \frac{u}{c_1}$$

Abb. Verlauf von  $\eta$  über der Laufzahl  $u/c$

## 2.4.2 Mehrstufige Überdruckturbine

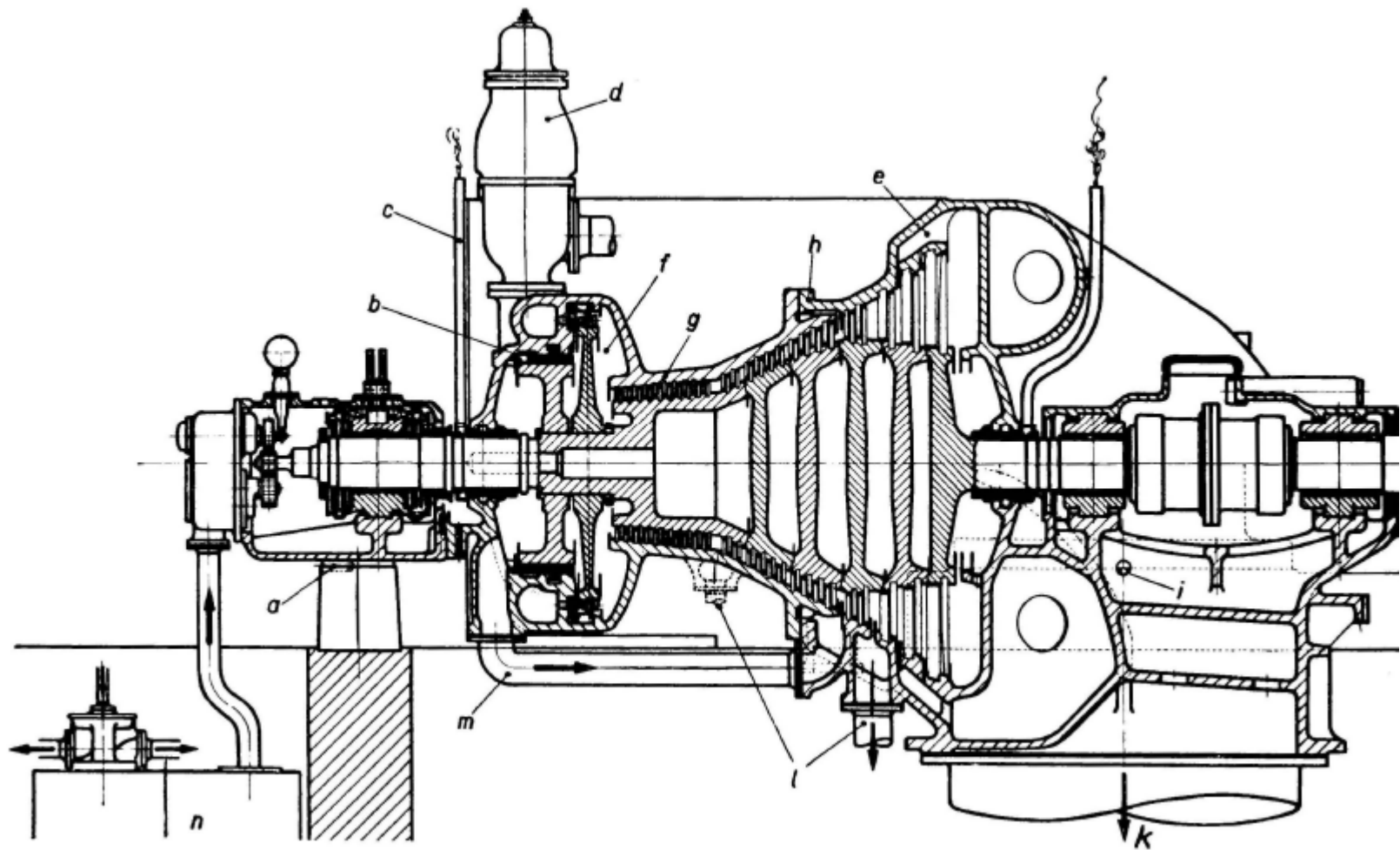


Abb. Schnittbild einer eingehäusigen Kondensationsturbine in Überdruck-Bauart

## 2.4.3 Radialturbinen

Die Radialturbine ist ebenso wie die Parsons-Turbine eine Überdruckturbine. Sie hat jedoch nur eine geringe Bedeutung. Abb. zeigt eine einläufige Radialturbine mit 50% Reaktion.

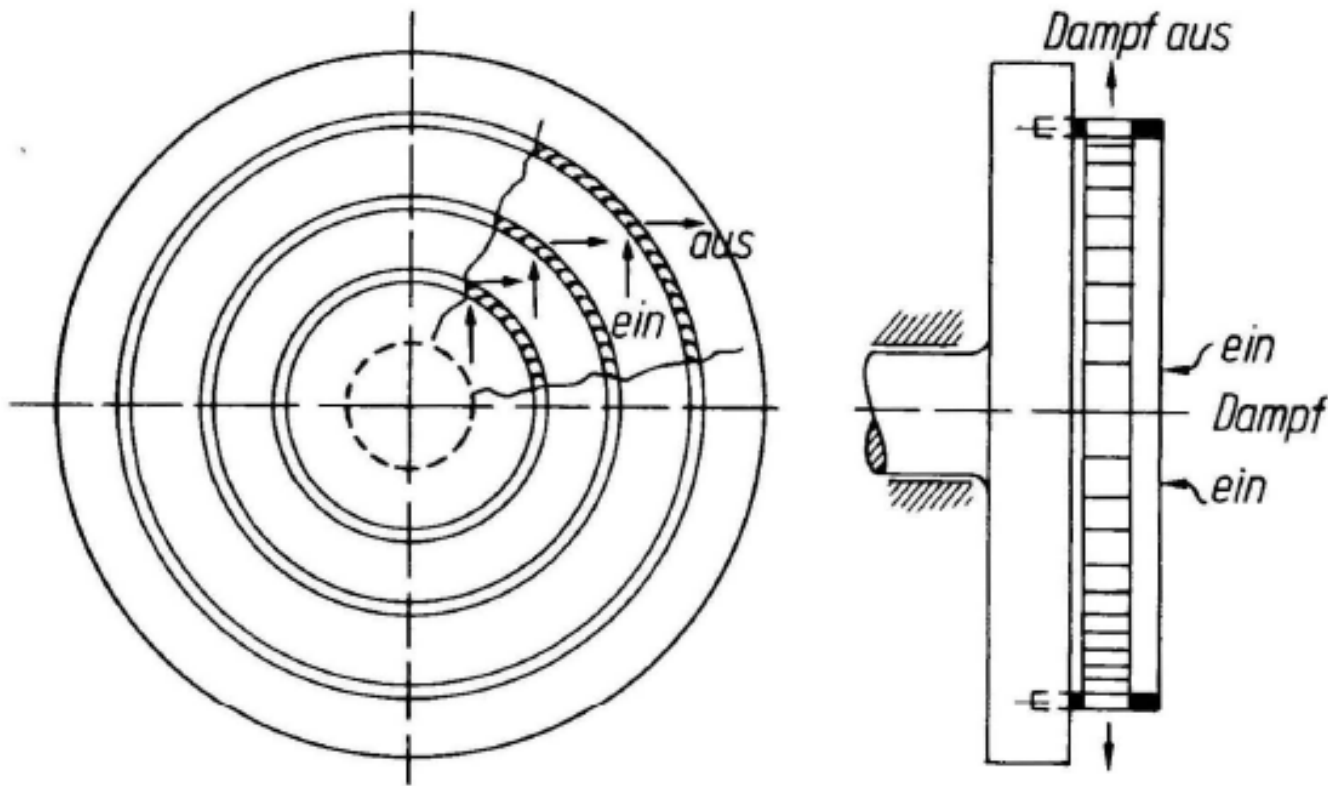
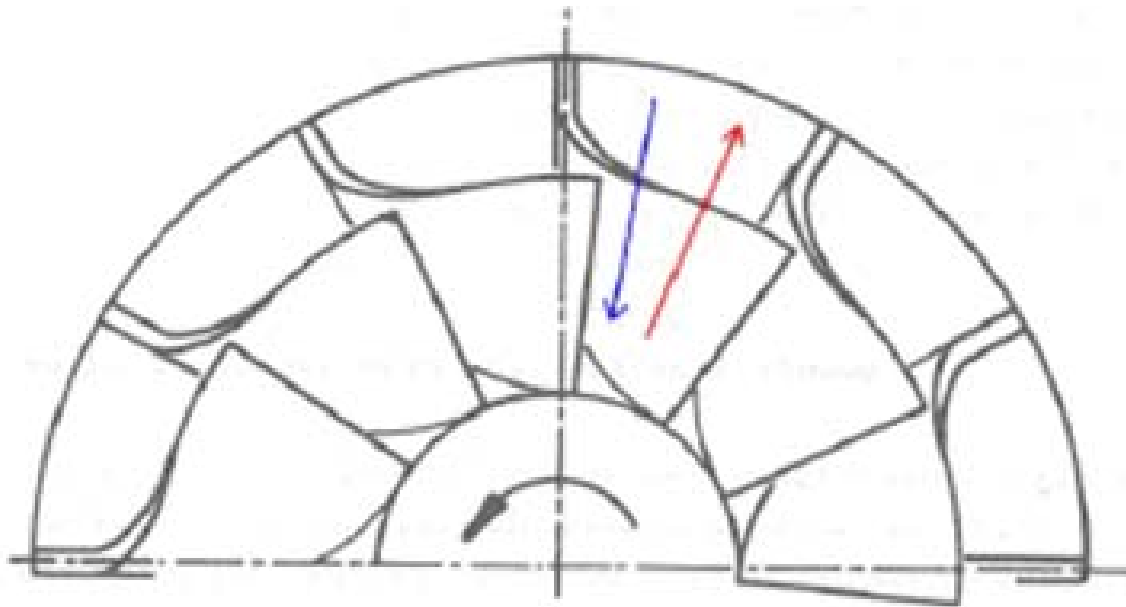


Abb. Laufradscheibe einer mehrstufigen Radialturbine

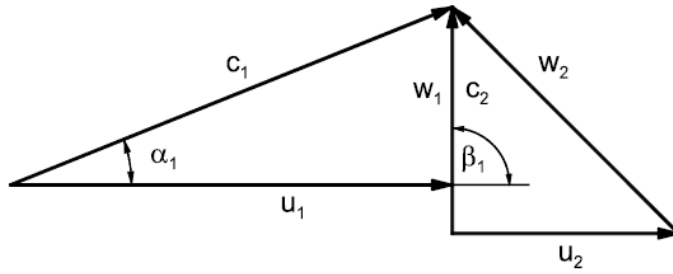
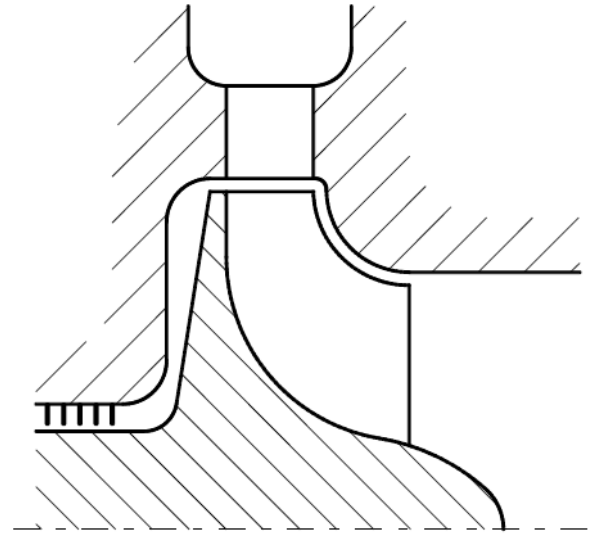
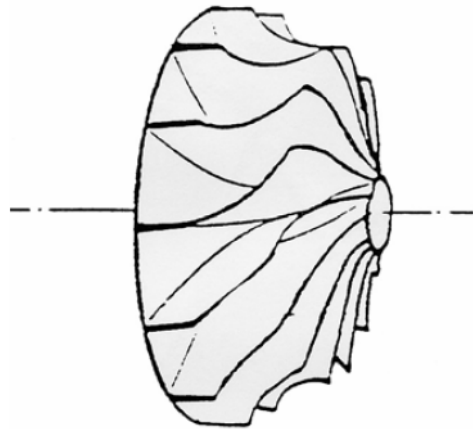


→ Durchströmung von außen nach innen  
„Zentripetalturbine“

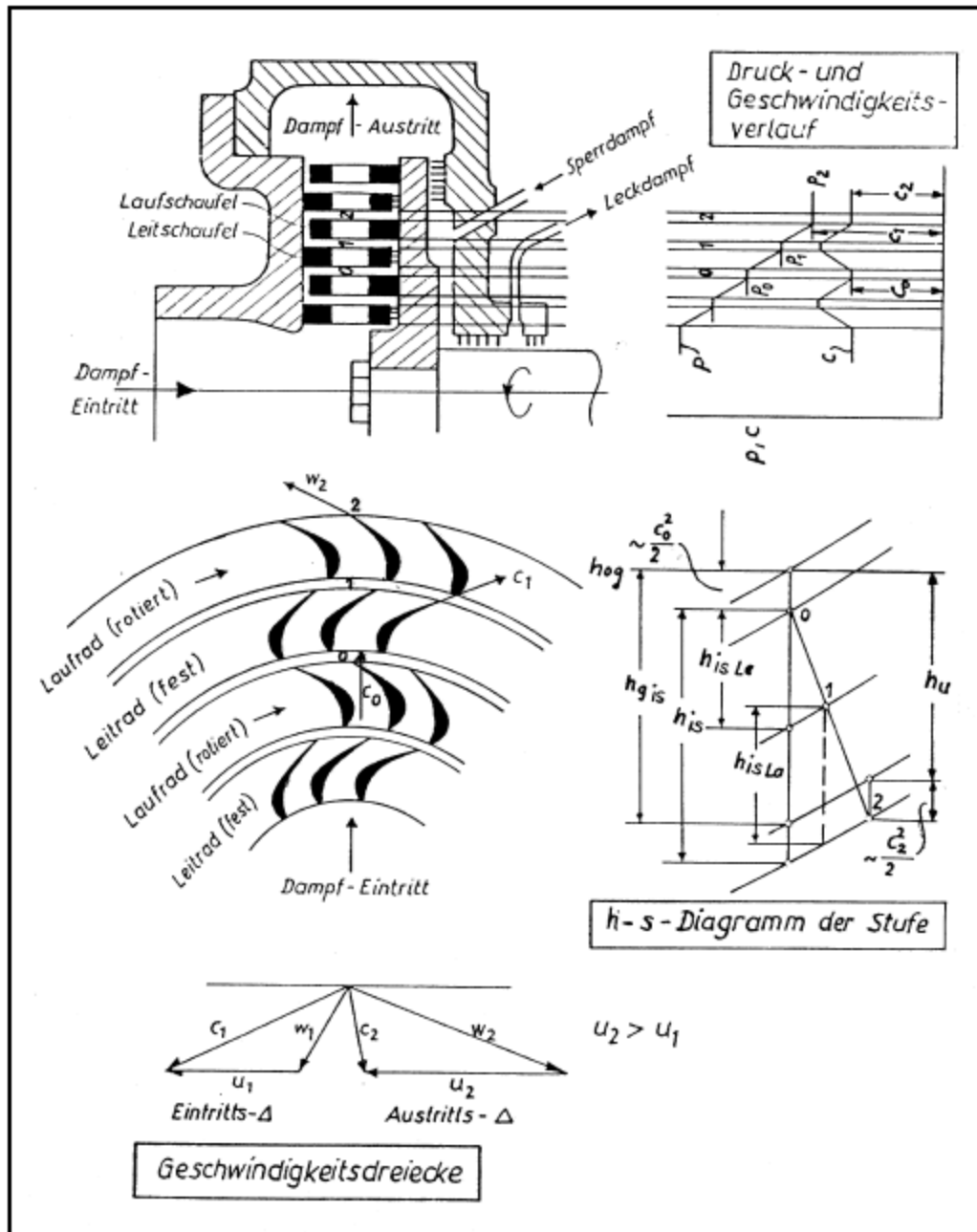
→ Durchströmung von innen nach außen  
„Zentrifugalturbine“

# Radialstufe

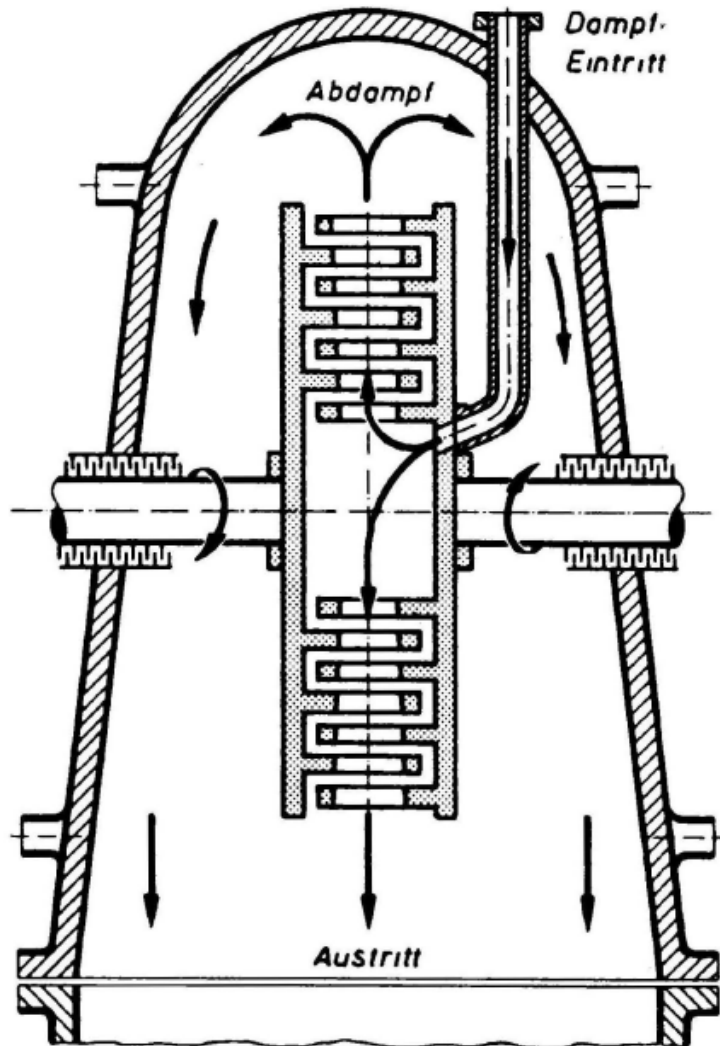
Zentripetalturbine  
( $u_2 < u_1$ )



Geschwindigkeitsdreiecke



Einläufige Radialturbine  
 (Überdruckbeschaukelung 50% Reaktion)



- LA1 und LA2 laufen entgegengesetzt
- mehrstufig
- Überdruckprinzip
- VT: hohe Arbeitszahl ( $\lambda \approx 4$  bzw.  $\lambda^* \approx 2$ )
- NT: zwei Generatoren notwendig
- wird nicht mehr gebaut (?)

Abb. Ljungström- Gegenlaufradialturbine

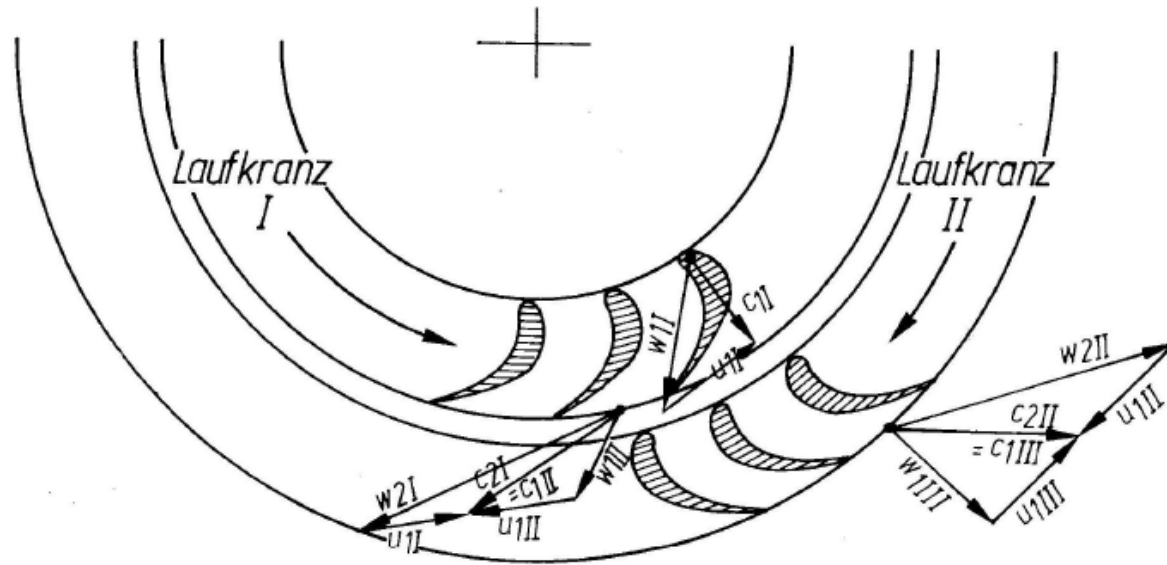


Abb. Zusammenarbeit der Laufkränze einer Ljungströmturbine

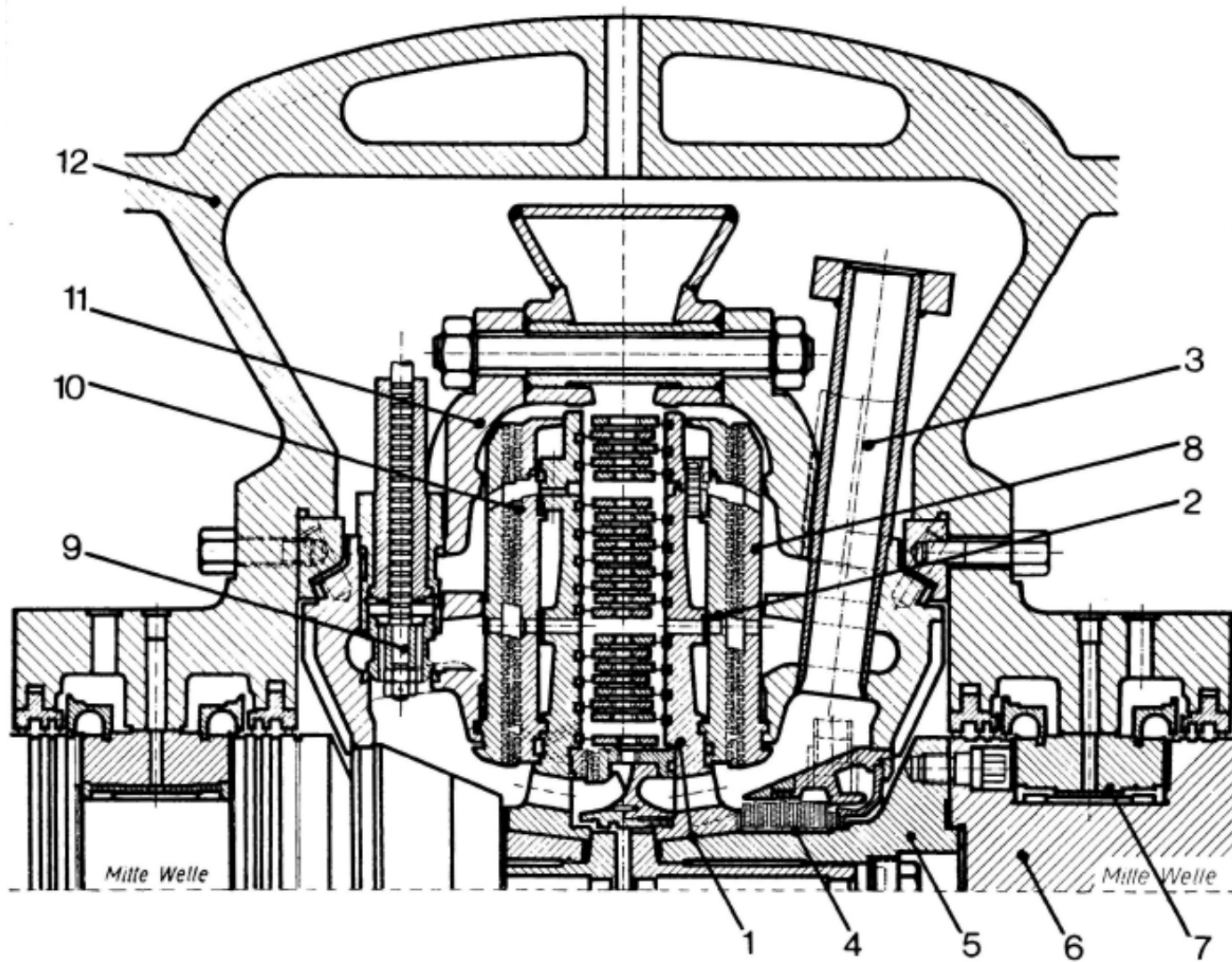


Abb. Schnittbild einer Ljungström GD-Turbine

1 Beschaufung; 2 beschaufelte Laufradscheibe; 3 umlaufende Labyrinthscheibe; 4 im Gehäuse befestigte Labyrinthscheibe; 5 Turbinengehäuse

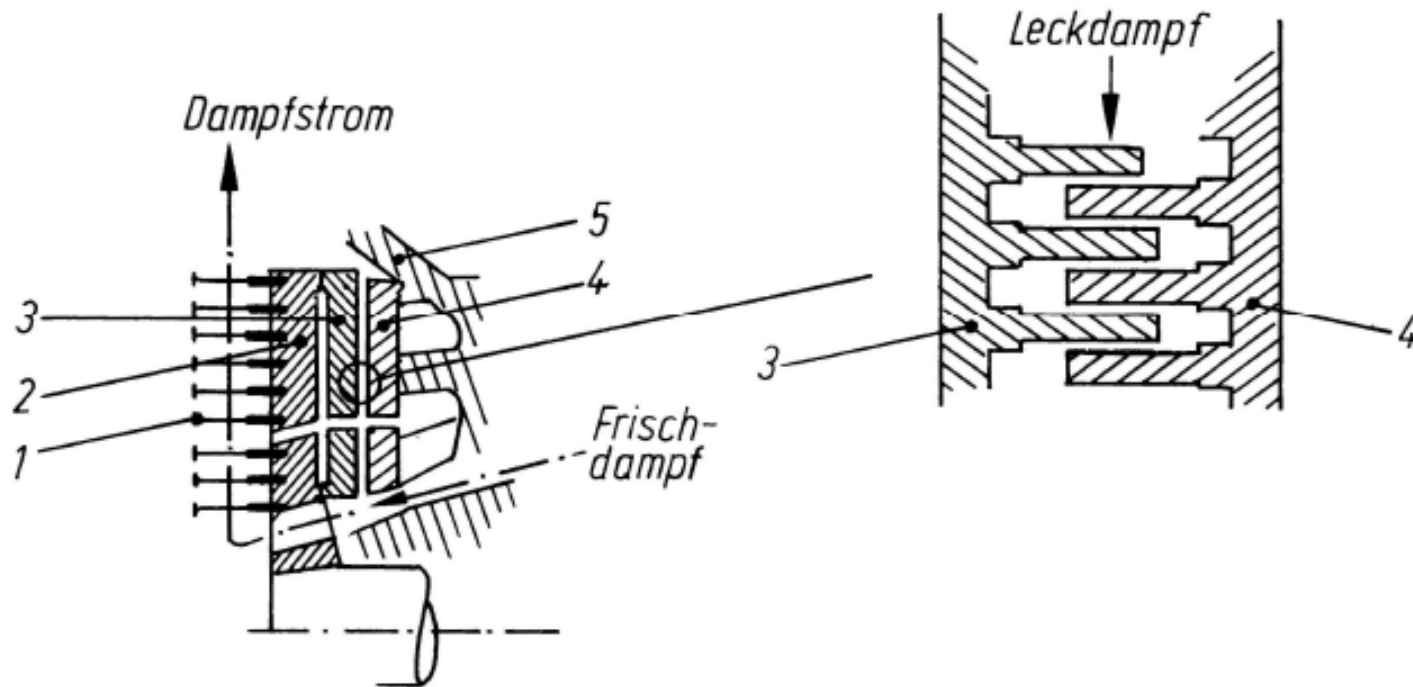


Abb. Schubaussgleich bei der Ljungströmturbine

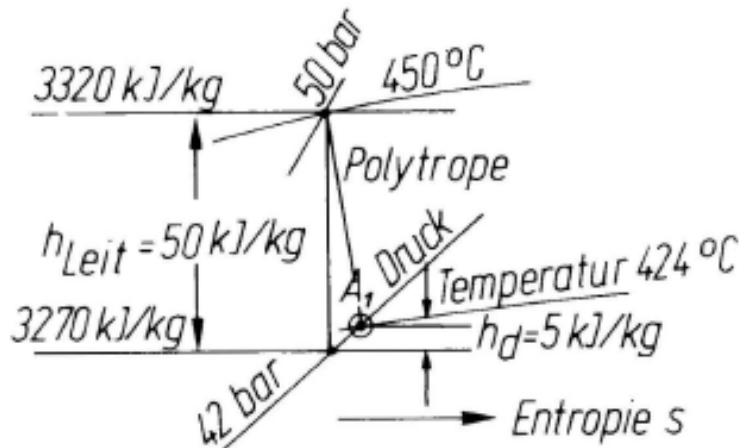
## 2.5 Verluste in den Stufen, Wirkungsgrade

### 2.5.1 Schaufelungsverluste

#### Düsen- und Leitkanalverlust $h_d$ , Leitschaufelverlustbeiwert $\zeta_d$

Die wirkliche Austrittsgeschwindigkeit hat infolge von Reibung und Störungen der Strömung durch die Umlenkung den Betrag:

$$c_1 = \zeta_d \cdot c_0 \quad \zeta_d = 0,95 \text{ bis } 0,96$$
$$c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{h_{\text{Leit}}} \quad c \text{ in m/s, } h \text{ in kJ/kg}$$



$$h_d = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2000} = \frac{c_0^2 - \zeta_d^2 \cdot c_0^2}{2000} = \frac{c_0^2}{2000} \cdot (1 - \zeta_d^2)$$
$$= h_{\text{Leit}} \cdot (1 - \zeta_d^2) \text{ kJ/kg, } c \text{ in m/s}$$

Abb. Verlauf der Expansion in einem Leitkanal, dargestellt im h-s-Diagramm, Bestimmung des Dampfzustandes am Austritt

## Laufschaufelverlust $h_s$ und Laufschaufelverlustbeiwert $\zeta_s$

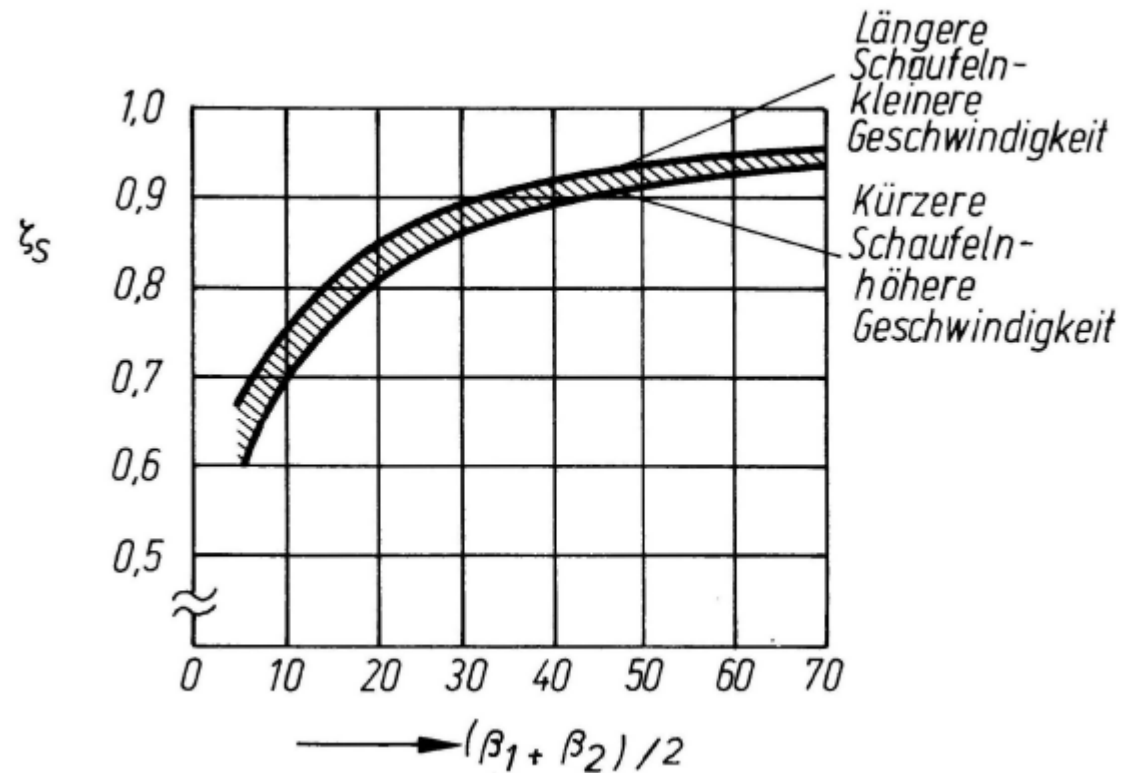


Abb. Laufschaufel- Verlustbeiwert  $\zeta_s$

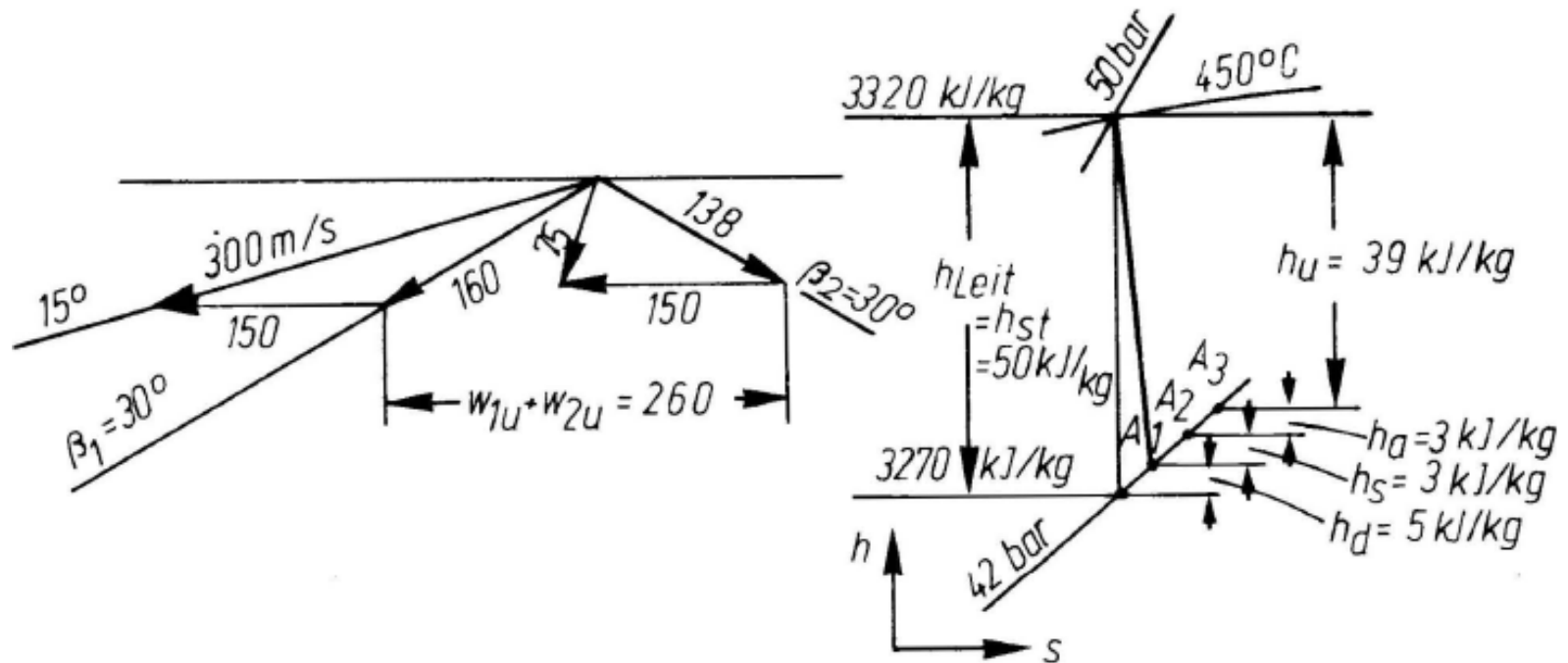
## Laufschaufelverlust in der Gleichdruckstufe

Bei Eintritt in die Laufschaufel hat der Strahl die Geschwindigkeit  $w_1$ . Weitere Beschleunigung soll bei  $r=0$  nicht stattfinden. Die Strömungsverluste haben zur Folge, dass  $w_2$  kleiner wird als  $w_1$ .

$$w_2 = \zeta_s \cdot w_1, \text{ woraus der Laufschaufelverlust } h_s$$
$$h_s = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2000} = \frac{w_1^2 - \zeta_s^2 \cdot w_1^2}{2000} = \frac{w_1^2 \cdot (1 - \zeta_s^2)}{2000} \text{ kJ/kg } w \text{ in m/s}$$

### Beispiel

GD- Stufe,  $u = 150 \text{ m/s}$ , Gefälle von  $h_{st} = 50 \text{ kJ/kg}$ ,  $c_1 = 300 \text{ m/s}$ ,  $\alpha_1 = 15^\circ$  und  $\beta_2 = \beta_1$ ,  
Gesucht: Laufschaufelverlust, h-s-Diagramm



$$h_s = \frac{w_1^2 \cdot (1 - \zeta_s^2)}{2000} = \frac{160^2 \cdot 0,26}{2000} = \frac{6640}{2000} = 3 \text{ kJ/kg}$$

Abb. Laufschaufelverlust  $h_s$ , Darstellung im  $h$ - $s$ -Diagramm

## Leit- und Laufschaufelverluste in der Überdruckstufe

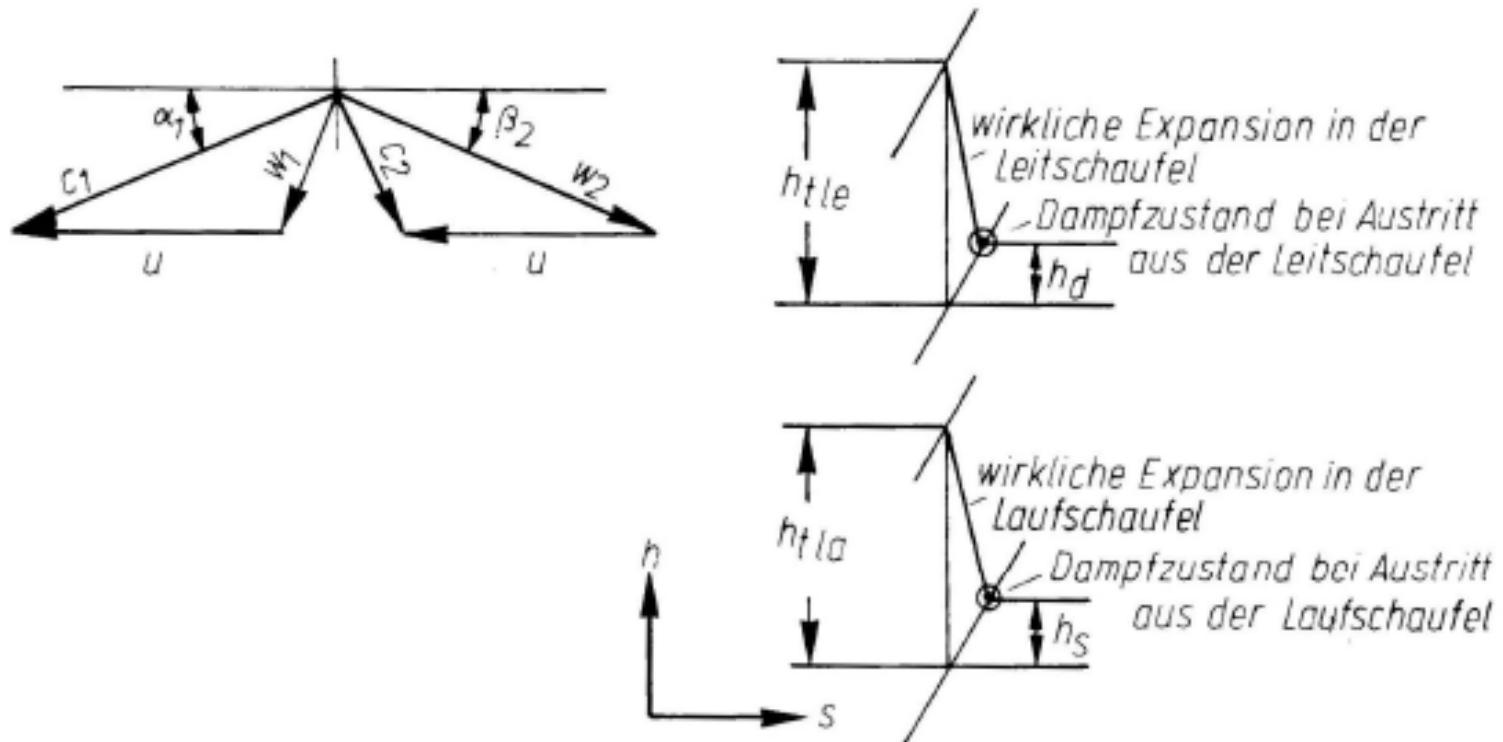


Abb. Leit- und Laufschaufelexpansion mit Verlusten einer Überdruckstufe  $r = 0,5$  im  $h$ - $s$ -Diagramm

c2' aus der davorliegenden Stufe



$$h_{tle} = \frac{(c_1^2/\zeta_d^2) - c_2'^2}{2000}$$

isentropes Leitschaufelgefälle

$$h_d = \frac{c_1^2/\zeta_d^2 - c_1^2}{2000},$$

Leitschaufelverluste

$$h_{tla} = \frac{(w_2^2/\zeta_s^2) - w_1^2}{2000}$$

isentropes Laufschaufelgefälle

$$h_s = \frac{(w_2^2/\zeta_s^2) - w_2^2}{2000}$$

Verlust in der Laufschaufel

Isentropes Stufengefälle

$$h_{st} = h_{tle} + h_{tla}$$

$h_{tle} = h_{tla}$  und  $c_1 = w_2$ ;  $c_2 = w_1$ ;  $\zeta_d = \zeta_s$  wird daraus:

$$h_{st} = \frac{(c_1^2/\zeta_d^2 - c_2'^2) + (w_2^2/\zeta_s^2 - w_1^2)}{2000}$$

$$h_{st} = \frac{c_1^2/\zeta_d^2 - w_1^2}{1000} \text{ in kJ/kg, wenn } c \text{ und } w \text{ in m/s}$$

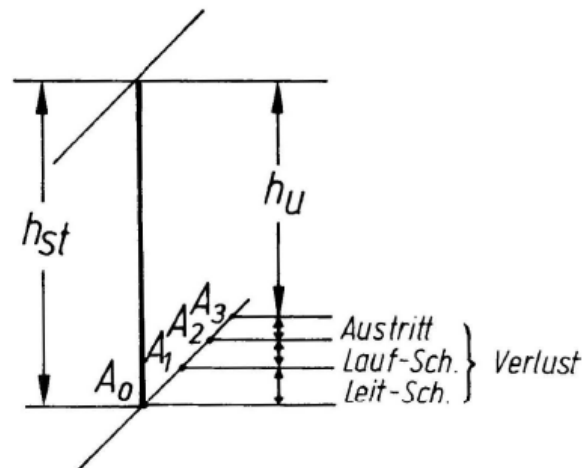
## Austrittsverlust der Stufe $h_a$

$$h_a = \frac{c_2^2}{2000} \text{ in kJ/kg, wenn } c_2 \text{ in m/s}$$

Der Dampf verlässt die Stufe mit der nicht mehr ausgenutzten Geschwindigkeit  $c_2$ , die dem Austrittsverlust  $h_a$  entspricht. Diese Energie kann aber in einer nachfolgenden Stufe nutzbar gemacht werden.

Beispiel:

$c_2 = 350 \text{ m/s}$  (was etwa der Schallgeschwindigkeit bei Nassdampf im Unterdruckbereich entspricht) bringt einen Verlust von  $h_a = c_2^2/2000 = 6 \text{ kJ/kg}$



## Zusammenfassung

Gleichdruck-Stufen  $r=0$

Düsenverlust  $h_d$  aus  $\zeta_d=0,95$  bis  $0,96$

$$h_d = \frac{c_0^2 \cdot (1 - \zeta_d^2)}{2000} \text{ kJ/kg; } c \text{ in m/s}$$

$$c_1 = \zeta_d \cdot c_0$$

Laufschaufelverlust

$$h_s = \frac{w_1^2 \cdot (1 - \zeta_s^2)}{2000} \text{ kJ/kg; } w \text{ in m/s}$$

---

Überdruckstufen  $r=0,5$

Leit- und Laufschaufelverlust

$$h_d = \frac{(c_1^2 / \zeta_s^2) - c_1^2}{2000} \text{ kJ/kg; } c \text{ in m/s (Leit)}$$

$$h_s = \frac{(w_2^2 / \zeta_s^2) - w_1^2}{2000} \text{ kJ/kg; } w \text{ in m/s (Lauf)}$$

Austrittsverlust (soweit er in Betracht kommt)

$$h_a = c_2^2 / 2000 \text{ kJ/kg; } c \text{ in m/s}$$

### Naßdampfverluste

Da die Wassertropfen im Niederdruckteil aufgrund ihrer Massenträgheit sich langsamer bewegen, kommt es zu Reibungs- und Anströmwinkelverlusten.

## 2.5.2 Wirkungsgrad am Radumfang $\eta_u$

Umfangwirkungsgrad  $\eta_u = \frac{h_u}{h_{st}}$



Aus Einzelverlusten oder aus  
Geschwindigkeitsplänen

$$h_u = h_{st} - (h_d + h_s + h_a)$$

$h_{st}$  = isentropes Stufengefälle

### Mindestschaufellängen für:

Gleichdruckstufen  $L/D = (0,015)$  bis  $0,02$ ,  $D$  mittl. Schaufeldurchmesser

Überdruckstufen  $L/D = (0,03)$  bis  $0,05$

Überdruckstufen brauchen wegen der Spaltverluste größere Mindestschaufellängen.

Die Schaufeln sollten grundsätzlich nicht unter  $15$  mm lang sein. Für beste Wirkungsgrade ist eine Mindestschaufellänge von  $L/D = 0,1$  auszuführen.

## 2.5.3 Radreibungs- und Ventilationsverlust, Beiwerte $\zeta_R$ , $\zeta_V$

Den relativen **Radreibungsverlust** erhält man aus:

$$\zeta_R = \frac{2,54 \cdot C_M}{\varepsilon} \cdot \frac{(1 - L/D)^5}{(L/D) \cdot \phi \cdot \psi}$$

$C_M$  Reibungsmoment-Beiwert =  $f$  (Reynoldszahl an der Nabe).

$R_e = 7 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^7$
$C_M = 4,4 \cdot 10^{-4}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$

$R_e = u_N \cdot D_N / \nu$  mit  $N$  = Nabe;  $\nu$  in  $\text{m}^2/\text{s}$  = Zähigkeit des Dampfes

$\varepsilon$  Beaufschlagungsgrad der Stufe

$D_N, D, L$  Naben- $\emptyset$ , mittlerer Rad- $\emptyset$ , Schaufellänge, m

$\phi$  Durchsatzzahl aus  $\phi = \frac{\dot{m}_s \cdot v}{u \cdot \varepsilon \cdot D \cdot \pi \cdot L}$

$\dot{m}_s$  = Durchsatz an Arbeitsdampf, kg/s

$v$  = spez. Volumen des Dampfes,  $\text{m}^3/\text{kg}$  im Radraum

$u$  = Umfangsgeschwindigkeit Radmitte m/s

$L$  = Schaufellänge m

$\psi$  Druckzahl aus  $\psi = h_{st} \cdot 2000 / u^2$  s. Abschnitt 2.6

$h_{st}$  = isentropes Stufengefälle kJ/kg

$u$  = Umfangsgeschwindigkeit in Radmitte m/s.

**Radreibung bei Überdruckstufen  $r=0,5$**   
Überdruckstufen haben keine einzelnen Radscheiben; sie sind als Trommelläufer ausgeführt, Radreibung kann i. allg. vernachlässigt werden.

## Ventilationsverlust, Beiwert $\zeta_v$

Ventilationsverluste (nur in Gleichdruckstufen) entstehen bei Teilbeaufschlagung, wenn also ein Laufrad nicht voll beaufschlagt ist. Die jeweils leer laufenden Schaufeln erfassen den im Radraum befindlichen Dampf, den sie umher wirbeln.

$$\zeta_v = C \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon \cdot \phi \cdot \psi} + \frac{0,30 \cdot z_b}{\varepsilon \cdot \sqrt{\psi}} \cdot \frac{b}{D}$$

$z_b$  - Zahl der Beaufschlagungselemente, Ventile

$b$  – Breite des Radkranzes in axialer Richtung

Bremsbeiwerte  $C$  nach Traupel

$\varepsilon$  Beaufschlagungsgrad

$\psi$  Druckzahl

$\phi$  Durchsatzzahl

## **Bedeutung der Radreibungs- und Ventilationsverluste**

Die Radreibungs- und Ventilationsverluste haben also eine größere Bedeutung für den Wirkungsgrad von **Gleichdruckstufen**. Dies gilt besonders für Kleinturbinen, weil dann die Verlustleistung Gewicht hat.

## **Konstruktive Auslegungsfragen**

Bei Kleinturbinen kann die Wahl hoher Drehzahlen und Schaltung eines Getriebes zwischen Turbine und angetriebener Maschine (Turbogenerator) trotz Verteuerung der Anlage eine nicht unwesentliche Verbesserung des Wirkungsgrades ergeben. Mit hoher Drehzahl erhält man kleine Stufendurchmesser, dadurch längere Schaufeln, größere Beaufschlagung und geringere Verluste.

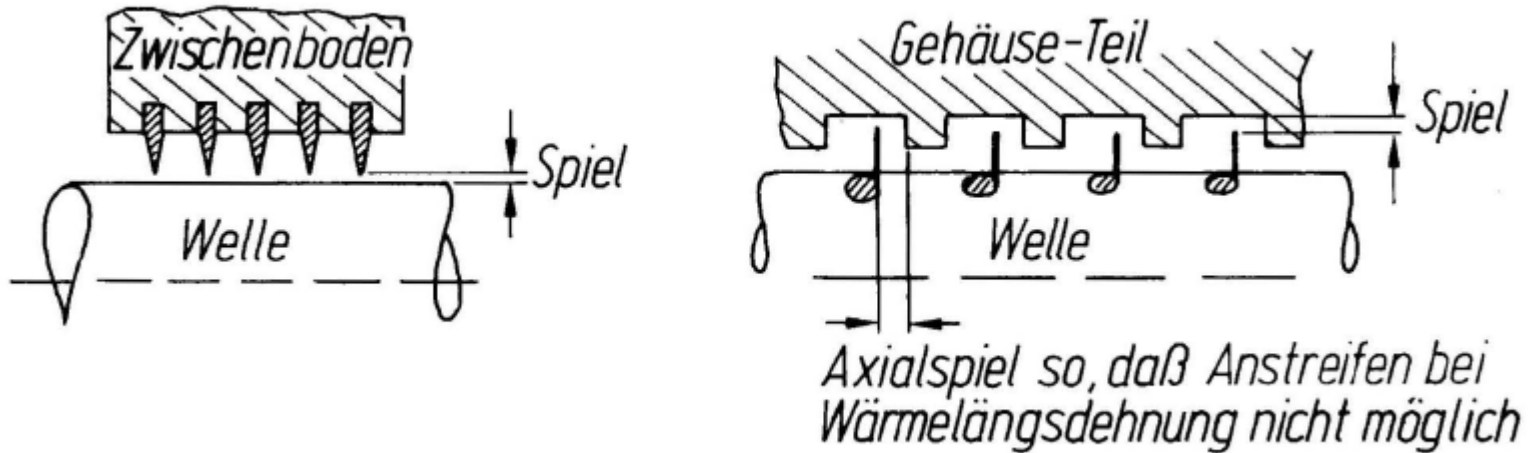
## **Betriebsfragen**

Im Teillast-Betrieb mit Dampfmengen-Regelung nehmen die Radreibungs- und Ventilationsverluste zu, weil der Beaufschlagungsgrad durch Abschalten von Ventilen abnimmt. Dies wirkt sich ebenfalls bei Kleinturbinen, besonders bei I-stufigen A- oder C-Rädern, stärker aus .

Bei mehrstufigen Großturbinen spielt dies keine wesentliche Rolle, weil dort meist schon ab 2. Stufe Vollbeaufschlagung vorliegt.

## 2.5.4 Spaltverluste bei Gleichdruck- und Überdruckturbinen

### Labyrinthspaltverluste

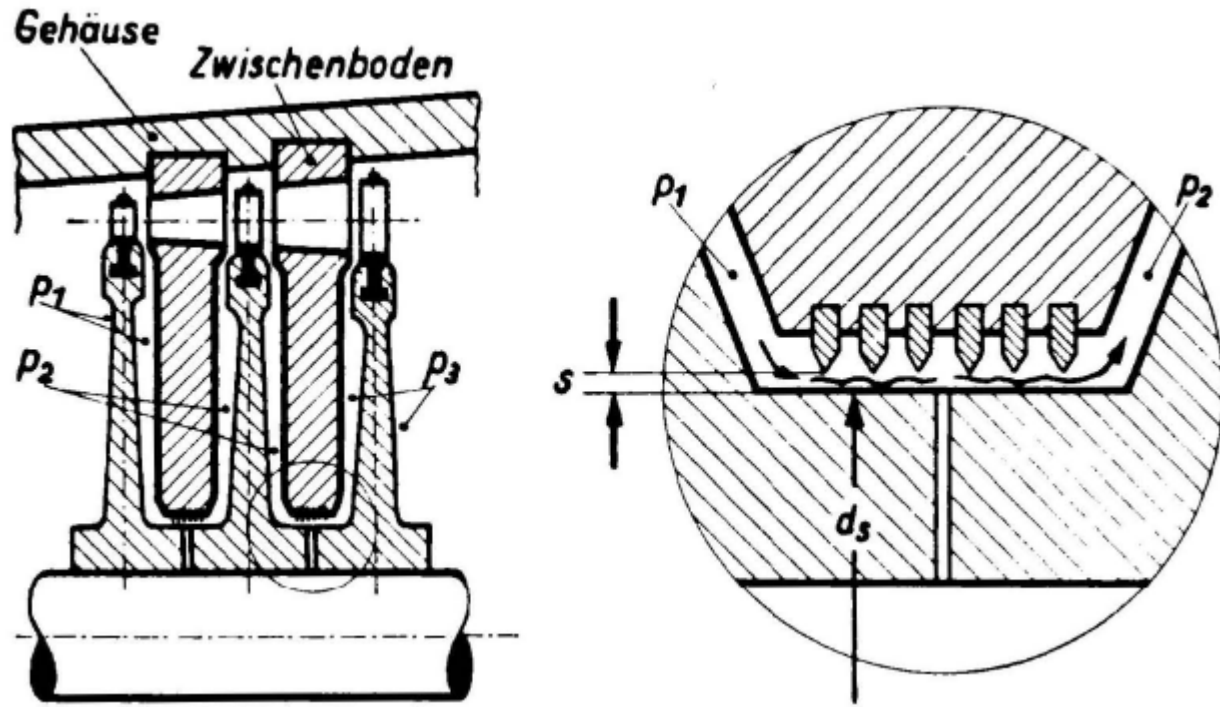


Massen-Verluste in den Labyrinthspalten aus der Kontinuitätsgleichung

$$\dot{m}_s = A \cdot c_{sp} / v$$

A durchströmter Querschnitt,  $c_{sp}$  die Geschwindigkeit aus dem Gefälle vor und hinter der Spaltstelle,  $v$  das spez. Volumen

Abb. Ausführung von Labyrinthdichtungen



$$\dot{m}_{sp1} = A_{sp1} \cdot \zeta_{sp1} \cdot c_{sp1} / v_{sp1}$$

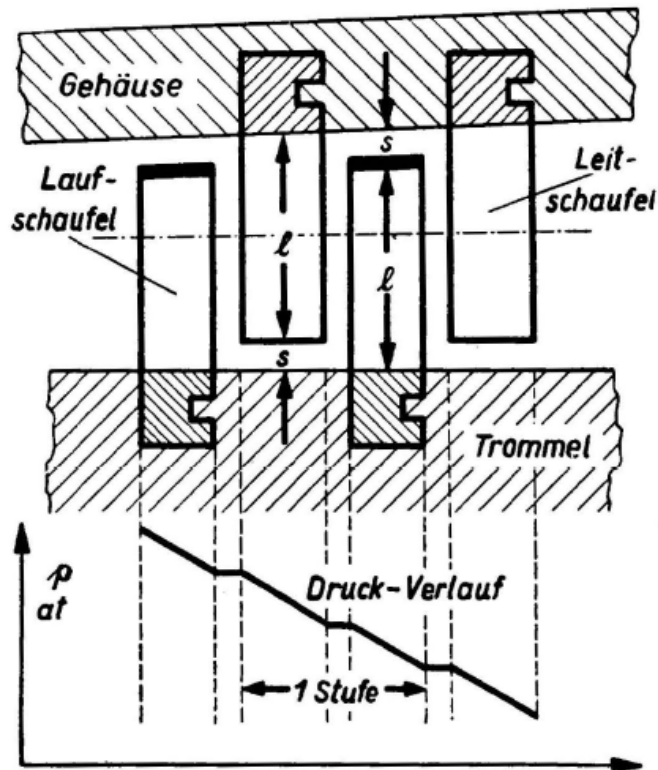


Drosselwirkung innerhalb der Labyrinth

Abb. Spaltverluste bei einer Gleichdruckturbine

## Spaltverluste bei der Überdruckstufe

Bei der Überdruckstufe entstehen die Spaltverluste in der Ringfläche, die zwischen den Schaufelenden und dem Turbinengehäuse (Laufschaufel) bzw. der Läuferoberfläche (Leitschaufel) entsteht.



Spaltabdichtungen

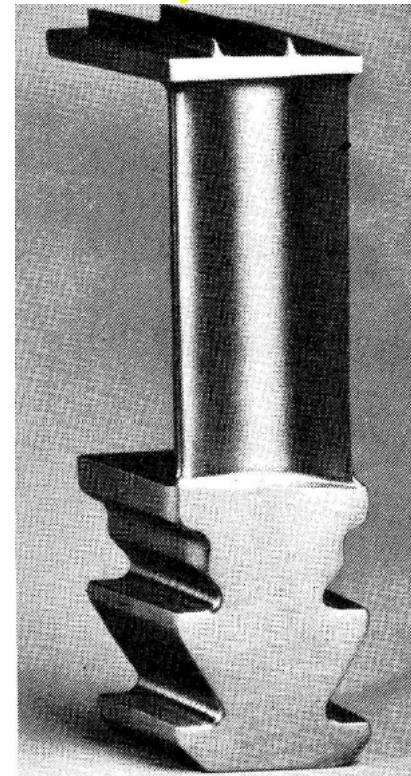
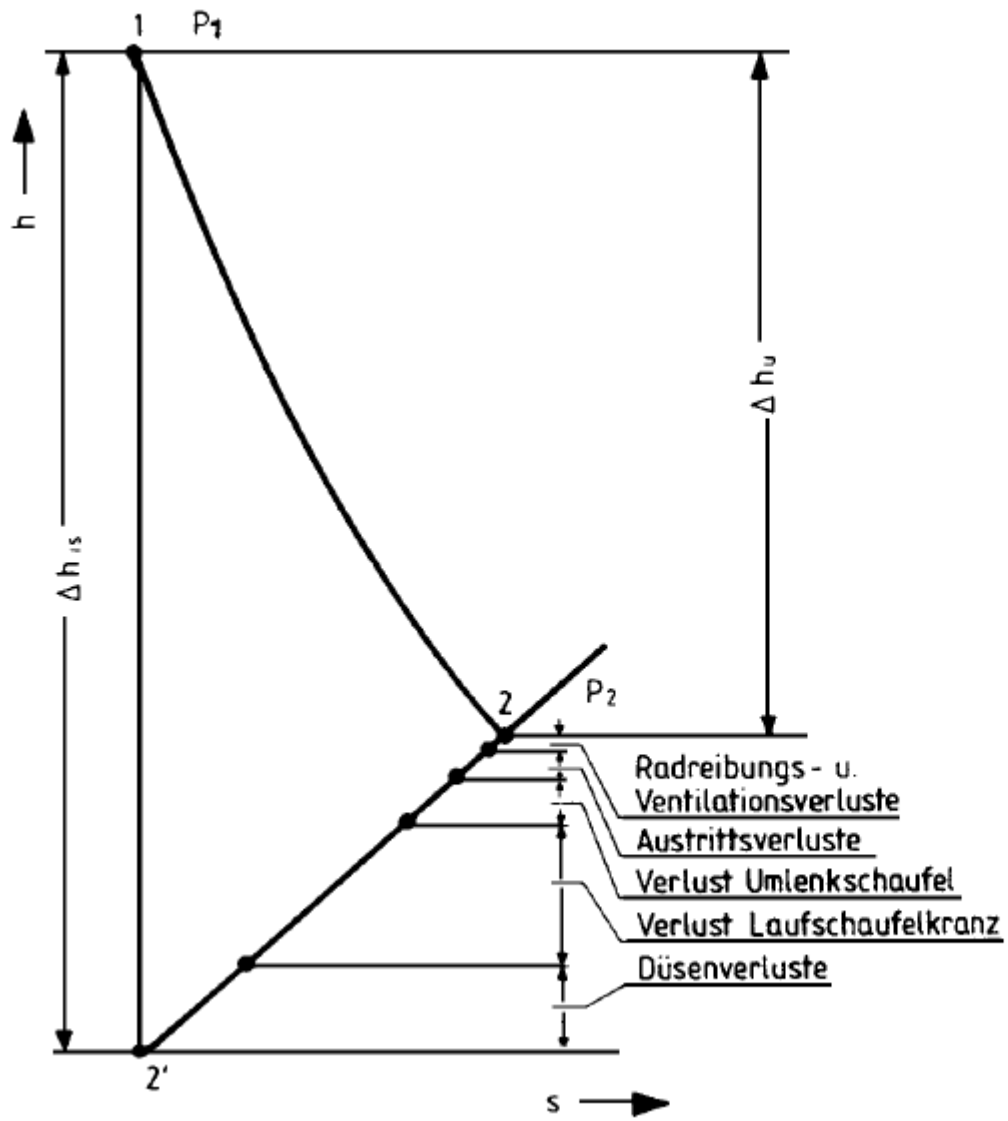
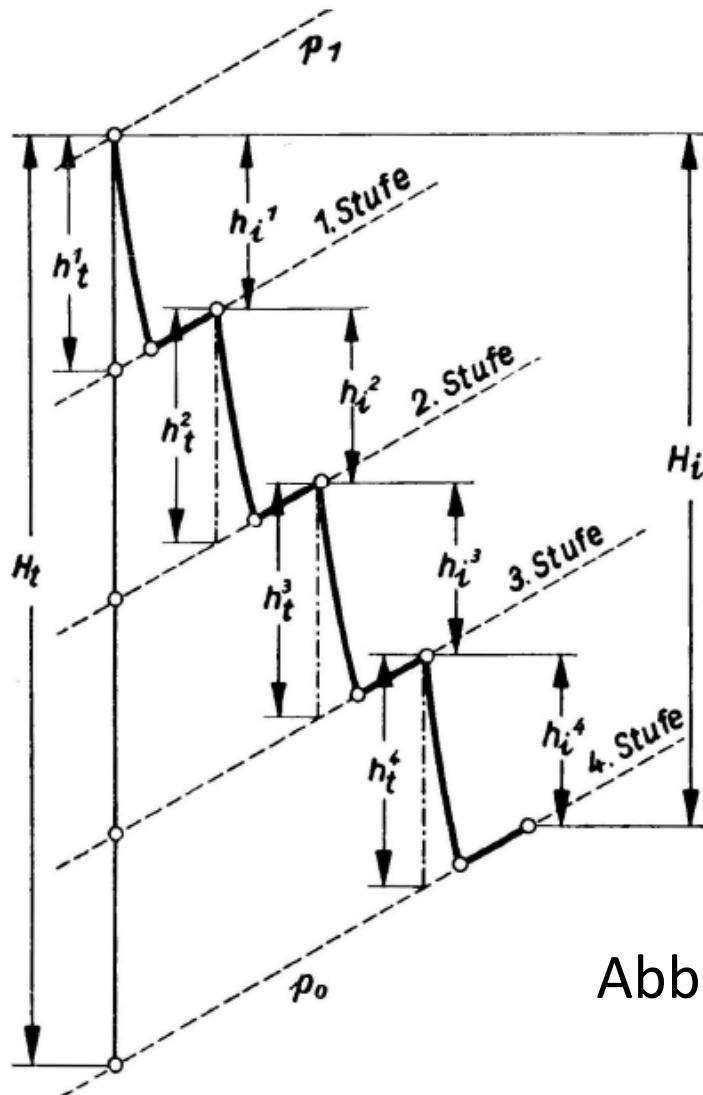


Abb. Spaltverluste bei einer Überdruckturbine



## 2.5.5 Wärmerückgewinnung, mechanischer WG

Die in einer Stufe nicht ausgenutzte, aus den Verlusten kommende Wärme steht in der nächsten Stufe wieder zur Verfügung.



Wärmerückgewinnungsfaktor

$$\mu = \sum h_{st}/h_t > 1$$

Abb. Stufengefälle und inneres Gesamtgefälle

## **Mechanischer Wirkungsgrad**

Bei allen Strömungsmaschinen sind die mechanischen Verluste gering. Sie entstehen in den Gleit- und Drucklagern des Turbinenläufers. Die Größe der Verlustleistung für ein Gleitlager ist

$$P = F \cdot \mu_R \cdot u_z \text{ in kW}$$

wobei  $F$  der Lagerdruck,  $\mu_r$  der Koeffizient der flüssigen Reibung (0,0 15),  $u_z$  die Zapfenumfangsgeschwindigkeit. Sie ist im Verhältnis zur Turbinenleistung ganz gering. Auch die Leistung für den Antrieb der Hauptölpumpe und des Reglers sind verschwindend klein .

## 2.5.6 Nässeverlust

Bei Turbinenstufen, die im Nassdampfbereich arbeiten, muss man den aufgrund der Zweiphasenströmung (Wassertröpfchen und Dampf) entstehenden Verlust berücksichtigen.

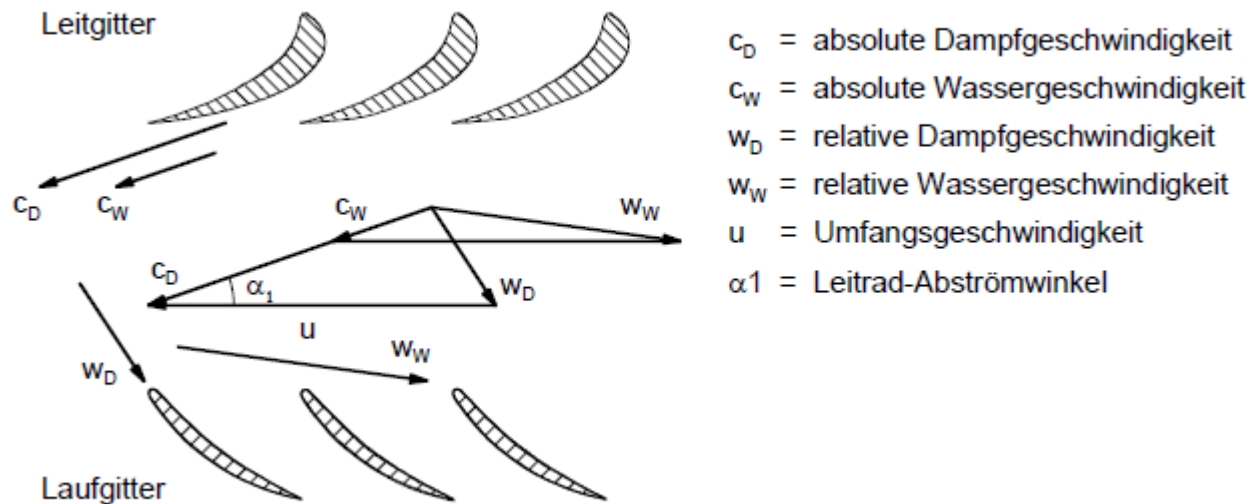


Abb. Bezeichnungen am Profilvergitter

# Der Nässeverlust setzt sich aus drei Anteilen zusammen

- **Bremsverlust**
- **Schleppverlust**
- **Unterkühlungsverlust**

Der **Bremsverlust** entsteht dadurch, dass die Wassertröpfchen, die nicht die gleiche Geschwindigkeit  $c_1$  haben wie der Dampf, auf die Laufschaufeln aufprallen und so das Laufrad abbremsen.

## **Schleppverlust**

Da zwischen den Wassertröpfchen und dem Dampf eine Geschwindigkeitsdifferenz besteht (innere Reibung), muss die hierdurch auftretende Dissipation berücksichtigt werden.

## **Unterkühlungsverlust**

In dem Zweiphasengemisch mit zunehmendem Wassergehalt muss die bei der Kondensation abgegebene Wärmemenge vom Dampf aufgenommen werden. Das setzt aber einen Temperaturunterschied zwischen Wassertröpfchen und Dampf voraus. Hierdurch wird die eigentlich der Stufe zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz verringert.

## 2.5.7 Strömungsverluste im Schaufelgitter

Die relativen Verluste  $\zeta_{\text{Str}}$  setzen sich wie folgt zusammen

$$\zeta_{\text{Str}} = \underbrace{\zeta_{\text{p}} + \zeta_{\text{Rest}}}_{\zeta_{\text{G}}} + \zeta_{\text{F}} + \sum \zeta_{\text{zus}}$$

Die Summanden berücksichtigen im einzelnen:

$\zeta_{\text{p}}$	Profilverlust (Verlust am ebenen Gitter mit „unendlicher“ Schaufelhöhe H)
$\zeta_{\text{Rest}}$	Restverlust des ebenen Gitters (durch Randeinflüsse)
$\zeta_{\text{G}}$	Gittergrundverlust (Gesamtverlust am ebenen Gitter)
$\zeta_{\text{F}}$	Fächerverlust
$\sum \zeta_{\text{zus}}$	Summe aller zusätzlich auftretenden Verluste



Der Profilverlust entsteht durch

- Dissipation in der Grenzschicht am Profil und
- Ausgleichsvorgänge im Nachlauf der (endlich dicken) Schaufelhinterkanten.

Die folgenden Einflüsse bestimmen die Größe des Profilverlustes:

- die Strömungsänderung (Zu- und Abströmung - Winkel und Geschwindigkeiten - , Geschwindigkeitsniveau)
- die Kanallänge
- die Oberflächengüte der Begrenzungsflächen des Kanals
- die Hinterkantendicke
- der Turbulenzgrad (Vorturbulenz vermindert die Ablöseneigung)
- die Zähigkeit des strömenden Mediums
- die Machzahl bzw. die Lavalzahl

## $\zeta_{\text{Rest}}$

Der Restverlust berücksichtigt alle Einflüsse, die durch die endliche Schaufelhöhe  $H$  des ebenen Gitters entstehen.

## $\zeta_G$

**Alle Verluste, die an einem ebenen Gitter auftreten, werden im Gittergrundverlust berücksichtigt.**

## Flächenverlust

Bei dem Übergang von einem ebenen Gitter auf ein Kreisgitter muss berücksichtigt werden, dass die Umfangsgeschwindigkeit über dem Radius nicht konstant ist. So ergeben sich beispielsweise bei einer gleichmäßigen Zuströmung zum Gitter Fehlanströmungen, wenn man die Schaufel mit konstantem Eintrittswinkel über dem Radius ausführt (sogenannte prismatische Schaufeln). Man könnte die Schaufeln durch Verwindung anpassen. Belässt man es bei prismatischen Schaufeln (z.B. aus Kostengründen), dann entstehen Verluste. Sie lassen sich näherungsweise bestimmen durch:

$$\zeta_F \approx 0,3 \left( \frac{H}{D_m} \right)^2$$

## 2.6 Kennzahlen zur Entwurfsberechnung

### Durchfluss-Zahl

$$\phi = \frac{\dot{m}_s \cdot v_2}{u_2 \cdot \varepsilon \cdot D_2 \cdot \pi \cdot L_2}$$

Die Durchflusszahl muss für die verschiedenen Ausführungen bestimmte mittlere Werte haben. Mit ihrer Hilfe lassen sich gesuchte Abmessungen überschlagen.

Die Druckzahl gibt Anhaltspunkte für das verarbeitbare Druckgefälle einer Stufe.

### Druckzahl $\psi$

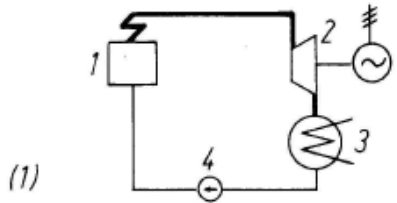
$$\psi = \frac{h_{st}}{u^2/2}$$

### Leistungszahl $\lambda$

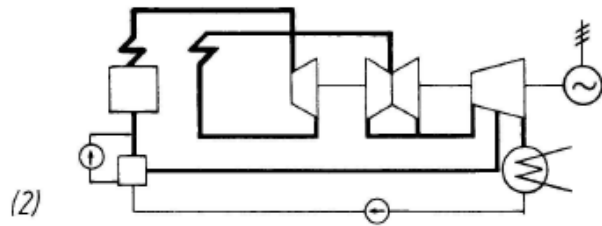
$$\lambda = \frac{h_u}{u^2/2}$$

Hier wird das zu erwartende, am Radumfang verarbeitbare Stufengefälle in das Verhältnis zu  $u$  gebracht. Die Leistungszahl ist unter anderem von den Schaufelwinkeln abhängig.

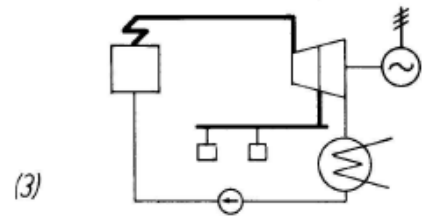
### 3. DT im Dampfkraftprozess, Beispiel einer Kleinturbine



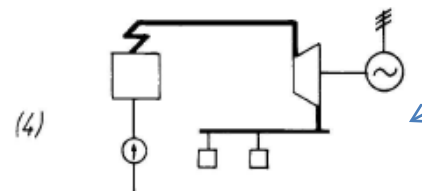
1) Kondensationsturbine



2) Kondensationsturbine mit Zwischenüberhitzung und Vorwärmung des Kesselspeisewassers durch Anzapfdampf. Diese Ausführung wird für größte Leistungen gewählt.

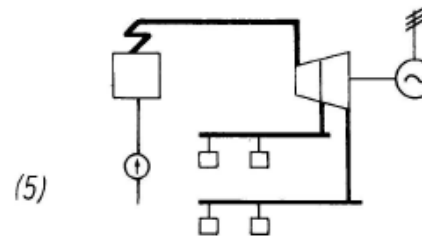


3) Entnahme-Kondensationsturbine. Die Turbine wird vorgesehen, wenn der Betrieb sowohl el. Strom als auch Heizdampf benötigt. Die Heizdampfentnahme richtet sich nach dem augenblicklichen Bedarf.



4) Gegendruckturbine

Gegendruck-Turbinen verarbeiten meist kleinere Gefälle. Die Schaufellängen zwischen Eintritt und Austritt nehmen nur wenig zu.



5) Die Entnahme-Gegendruckturbine entspricht der Entnahme-Kondensationsturbine mit dem Unterschied, dass hier zwei Heizdampfnetze versorgt werden. Die Zahl der Stufen im HD- und ND-Teil richtet sich nach der Größe des jeweiligen Gefälles.

Abb. Ausgeführte DT im Wärmeschaltbild

## Begriffe

### Vorschalt-Turbine:

DT, in welcher Frischdampf auf einen Druck entspannt wird, wie er für eine nachgeschaltete Turbine erforderlich ist.

### Nachsalt-Turbine:

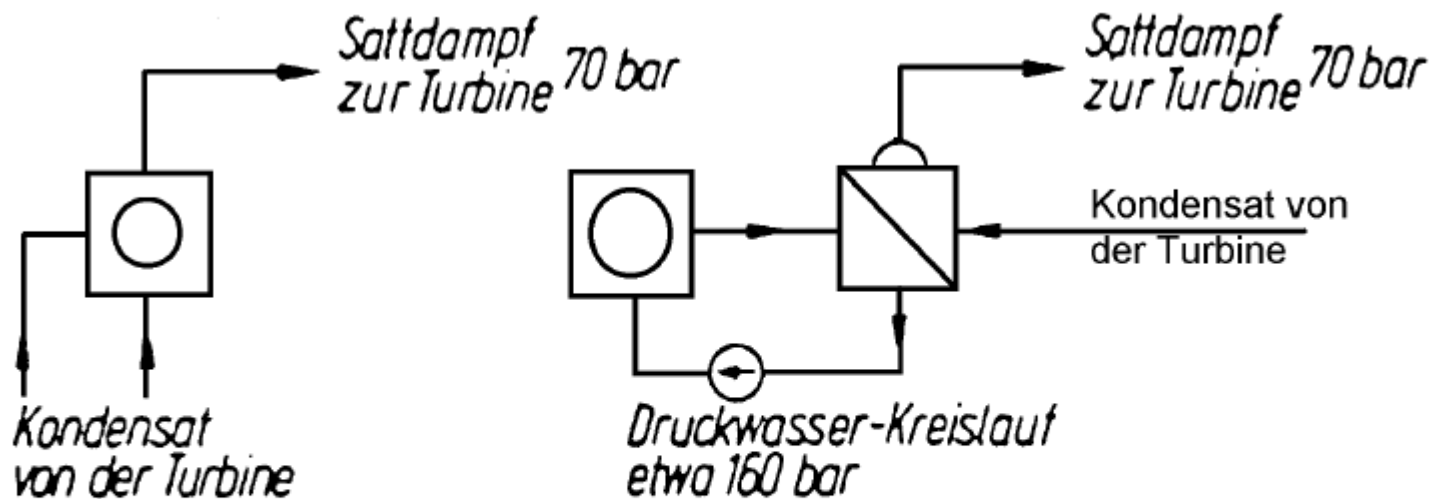
DT zur Ausnutzung des Dampfes einer vorgeschalteten Turbine.

## N, M, H - Turbinen

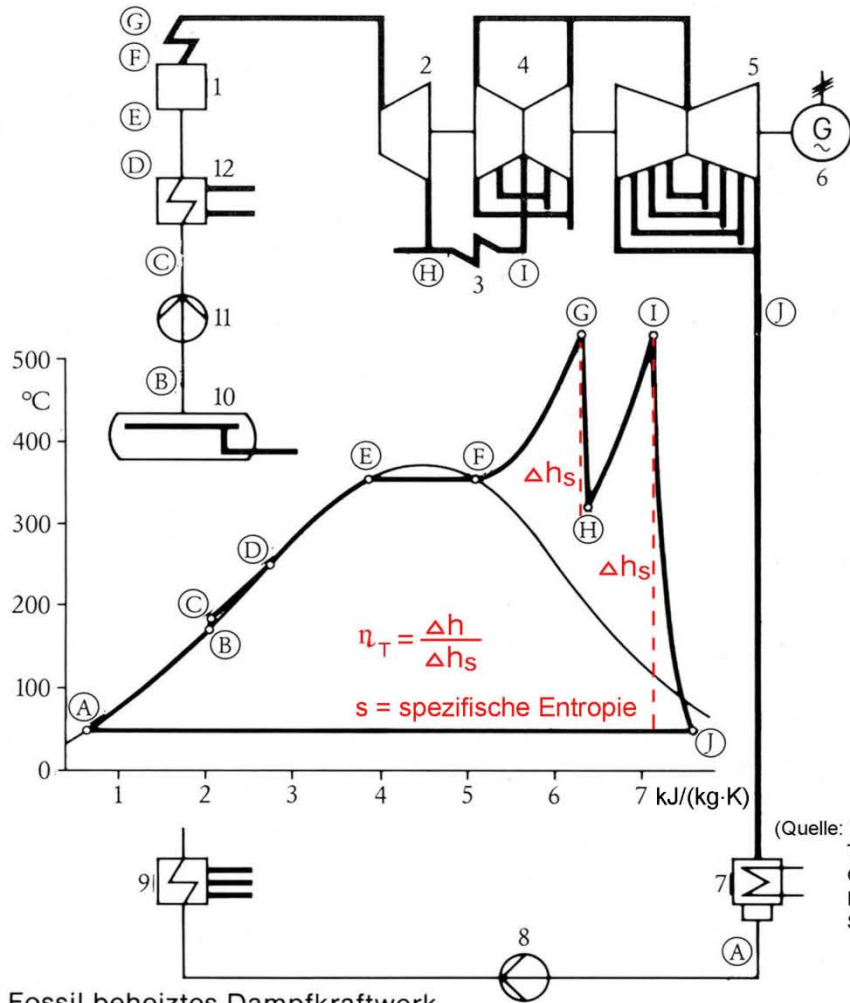
Druck	(Nenn-Dampfzustand)		Temperatur
Niederdruck-Turbine	bis 10 bar	Sattdampf-Turbine	Sattdampf-Temp.
Mitteldruck-Turbine	10 . . . 88 bar	Mitteltemp.-Turbine	. . . 485 °C
Hochdruck-Turbine	88 . . . 244 bar	Hochtemp.-Turbine	485 . . . 565 °C
Höchstdruck-Turbine	über 224 bar	Höchsttemp-Turbine	über 565 °C

## 3.1 Dampfturbinen im Kraftwerk

In Kernkraftwerken kommen bisher fast ausschließlich Druck- und Siedewasserreaktoren zum Einsatz. Folgendes Bild zeigt ein Schaltschema der beiden Leichtwasser-Reaktortypen; links der Siedewasserreaktor, rechts der Druckwasserreaktor. Der Turbinendampf-Kreislauf ist in beiden Fällen gleich. Als Frischdampf steht Sattdampf mit einem Druck von etwa 70 bar zur Verfügung; die dazugehörige Siedetemperatur beträgt 285°C.



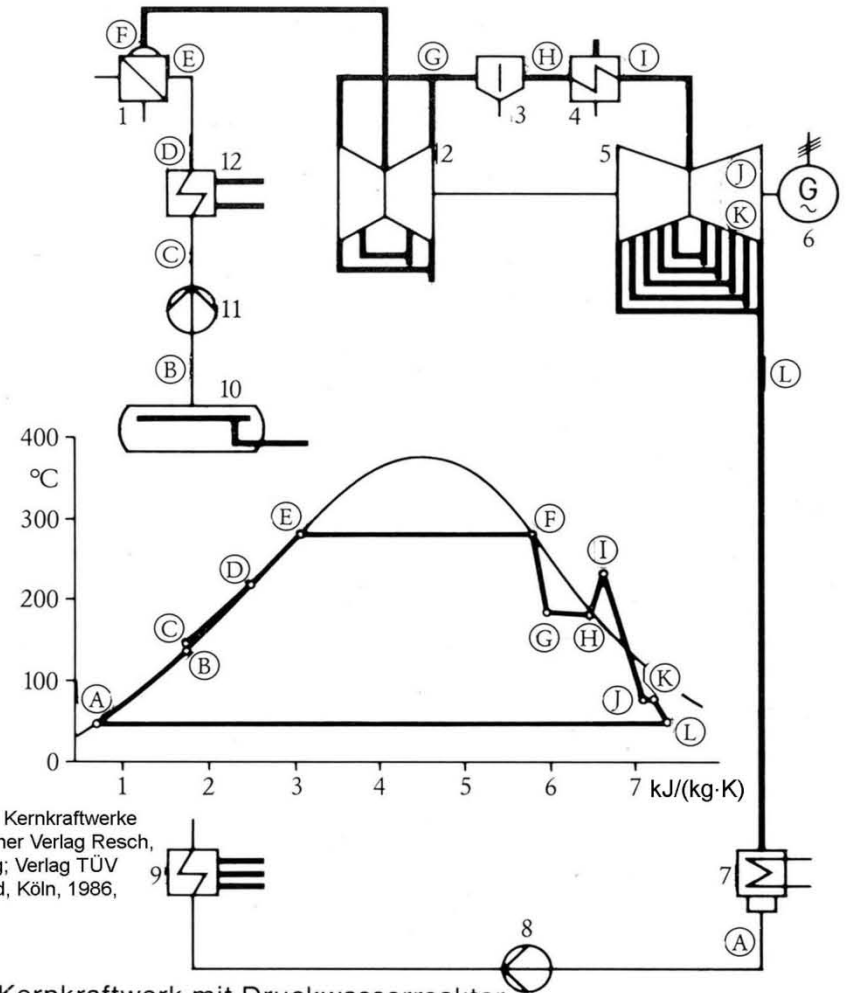
Schaltschema der beiden Leichtwasserreaktoren



Fossil beheiztes Dampfkraftwerk

- |                      |                        |
|----------------------|------------------------|
| 1 Dampferzeuger      | 7 Kondensator          |
| 2 Hochdruckturbine   | 8 Hauptkondensatpumpe  |
| 3 Zwischenüberhitzer | 9 Niederdruck          |
| 4 Mitteldruckturbine | 10 Speiswasserbehälter |
| 5 Niederdruckturbine | 11 Speiswasserpumpe    |
| 6 Generator          | 12 Hochdruckvorwärmer  |

(Quelle: Bohn, T.: Kernkraftwerke  
 Technischer Verlag Resch,  
 Gräfelting; Verlag TÜV  
 Rheinland, Köln, 1986,  
 S. 62)



Kernkraftwerk mit Druckwasserreaktor

- |                      |                        |
|----------------------|------------------------|
| 1 Dampferzeuger      | 7 Kondensator          |
| 2 Hochdruckturbine   | 8 Hauptkondensatpumpe  |
| 3 Wasserabscheider   | 9 Niederdruckvorwärmer |
| 4 Zwischenüberhitzer | 10 Speiswasserbehälter |
| 5 Niederdruckturbine | 11 Speiswasserpumpe    |
| 6 Generator          | 12 Hochdruckvorwärmer  |

Abb. Dampfkraftwerke

# Aufbau eines Druckwasserreaktors

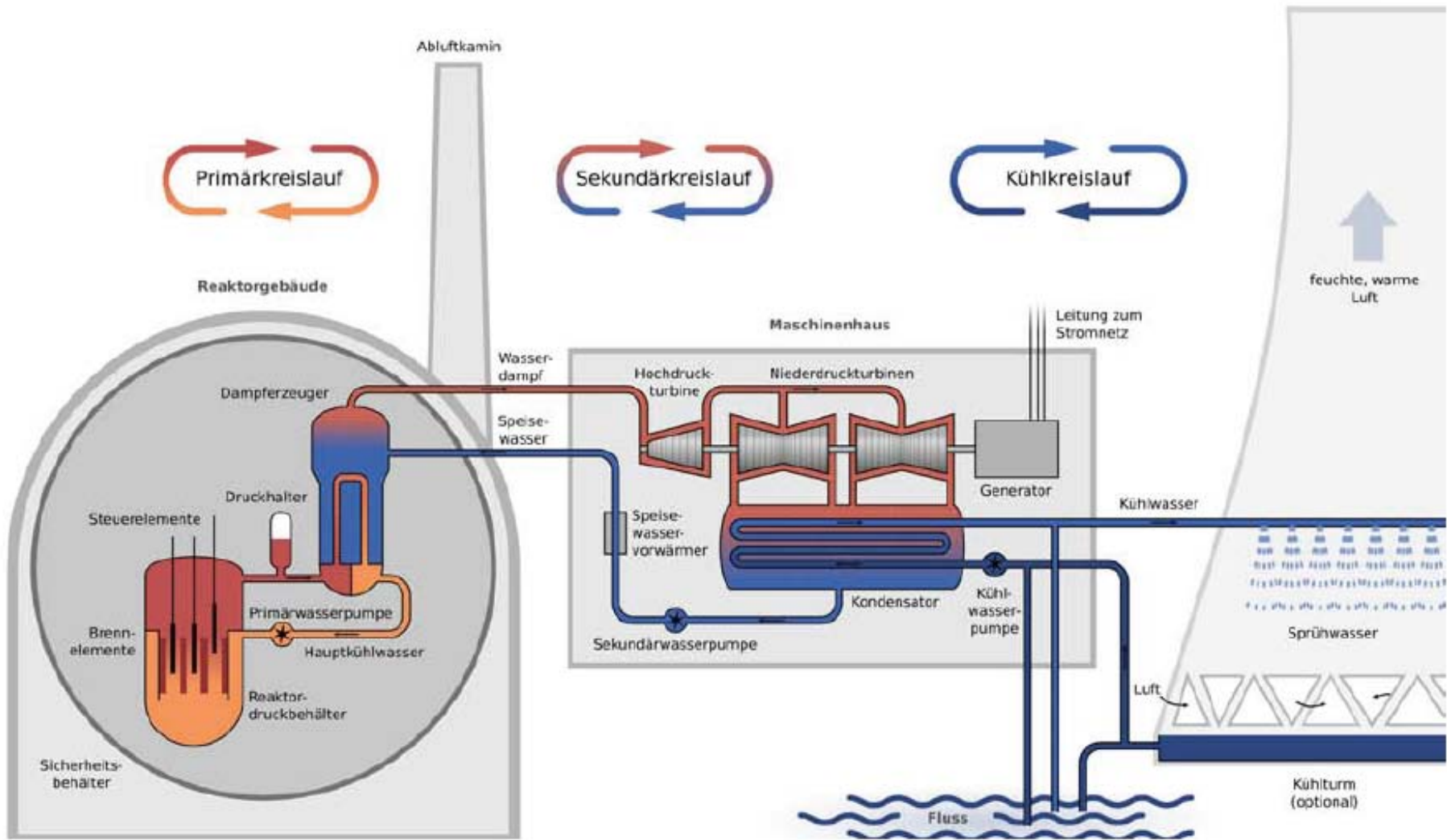
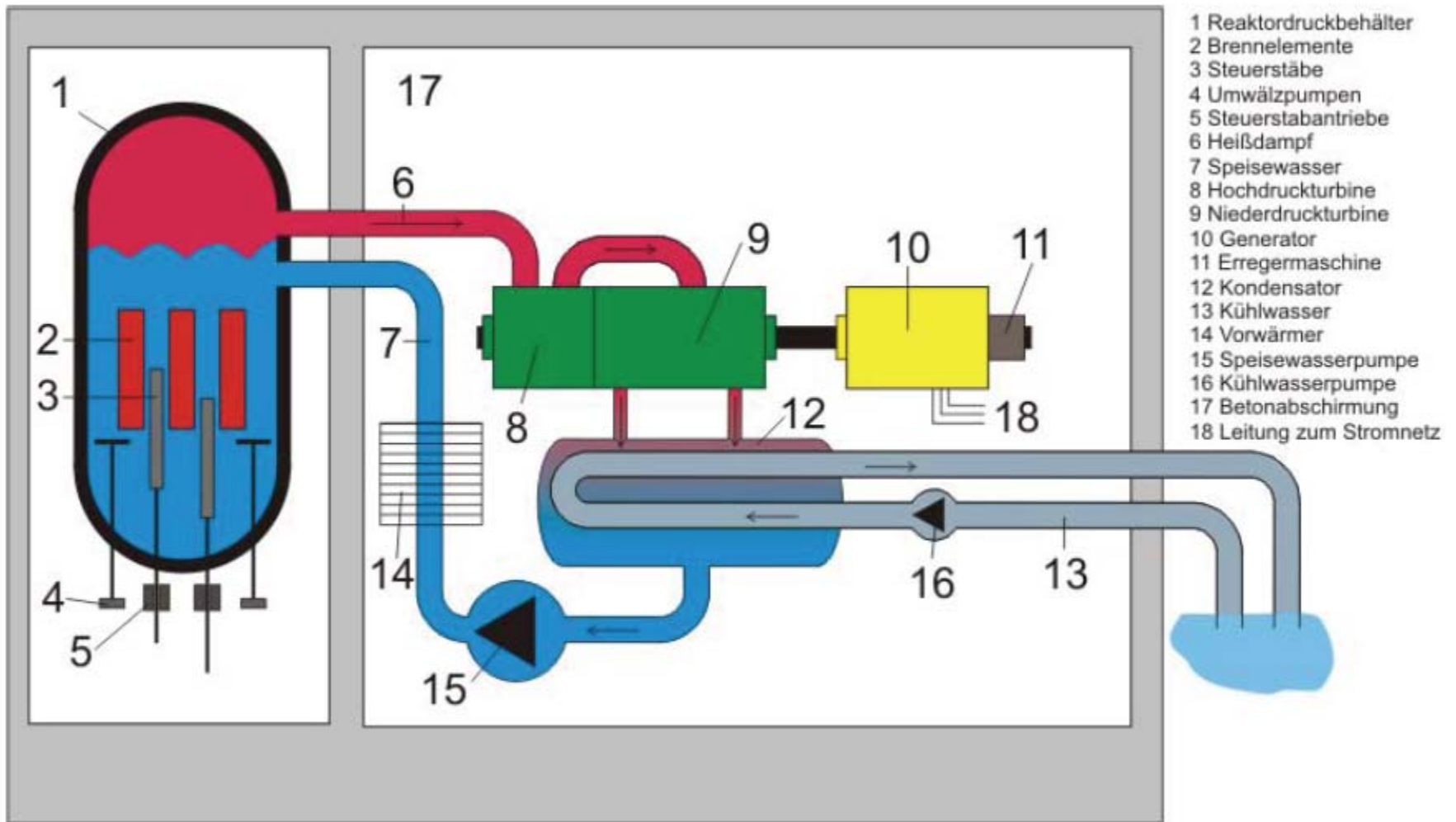
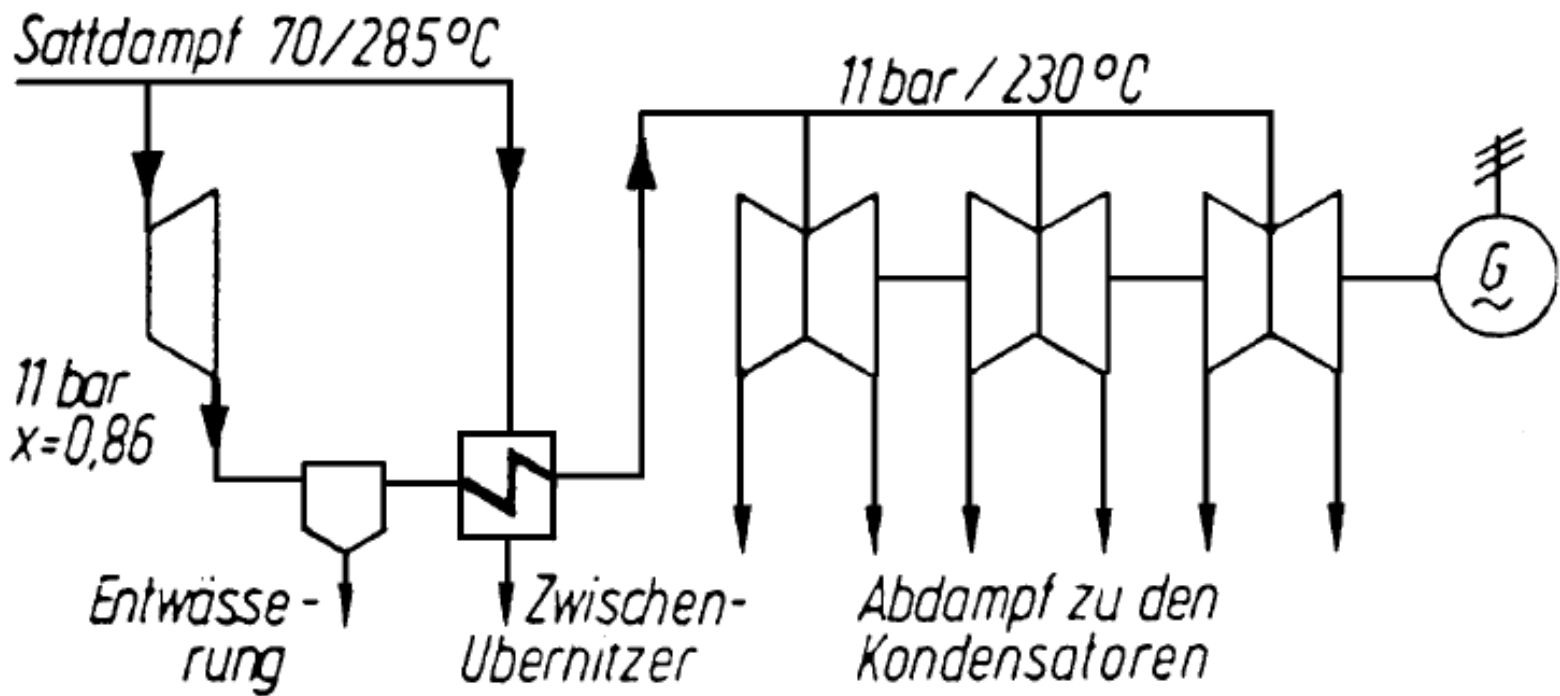


Abb.

## Funktionsprinzip eines Siedewasserreaktors





Schaltschema eines Sattdampfturbosatzes mit Entwässerung und Zwischenüberhitzung

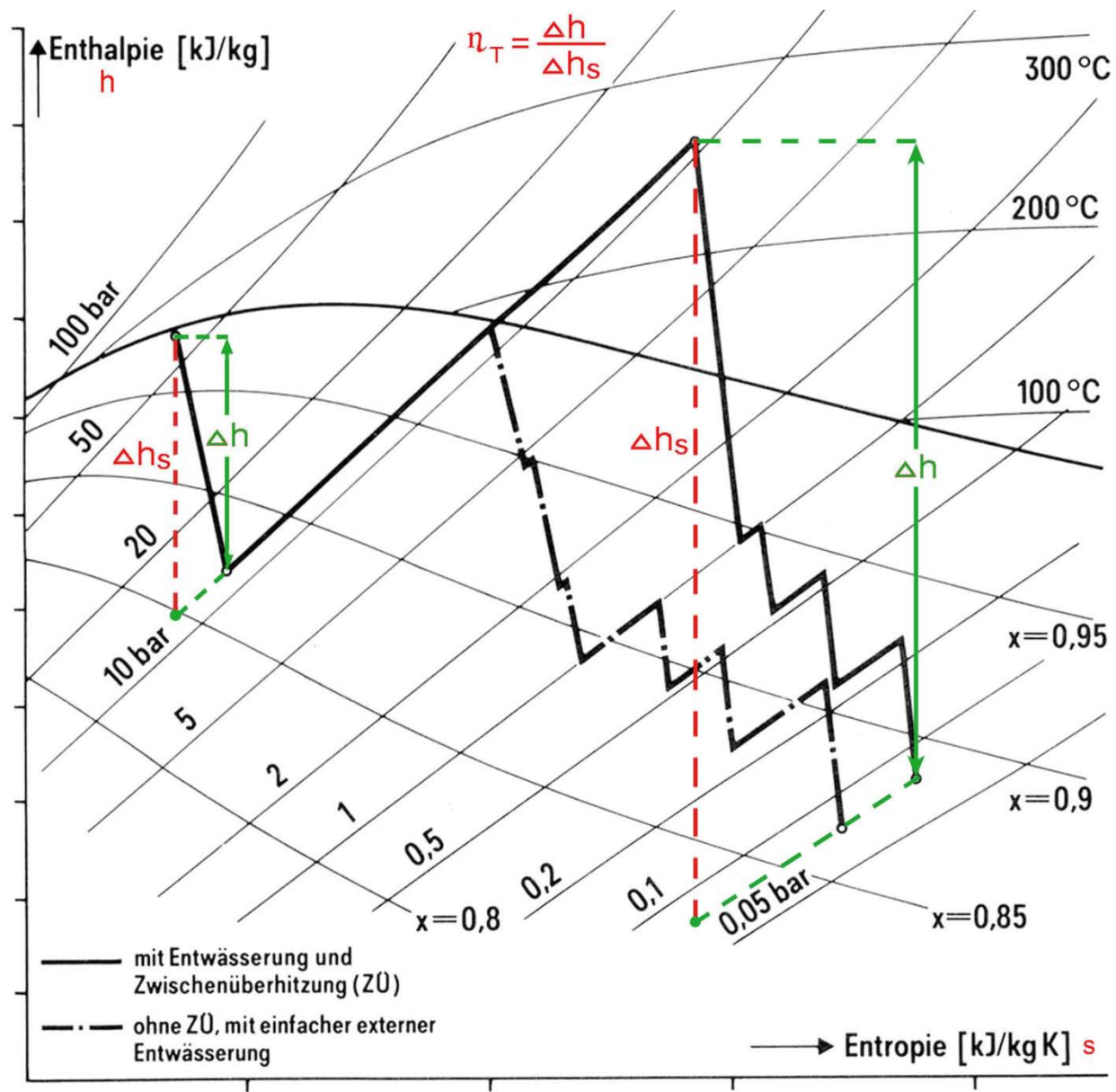


Abb.

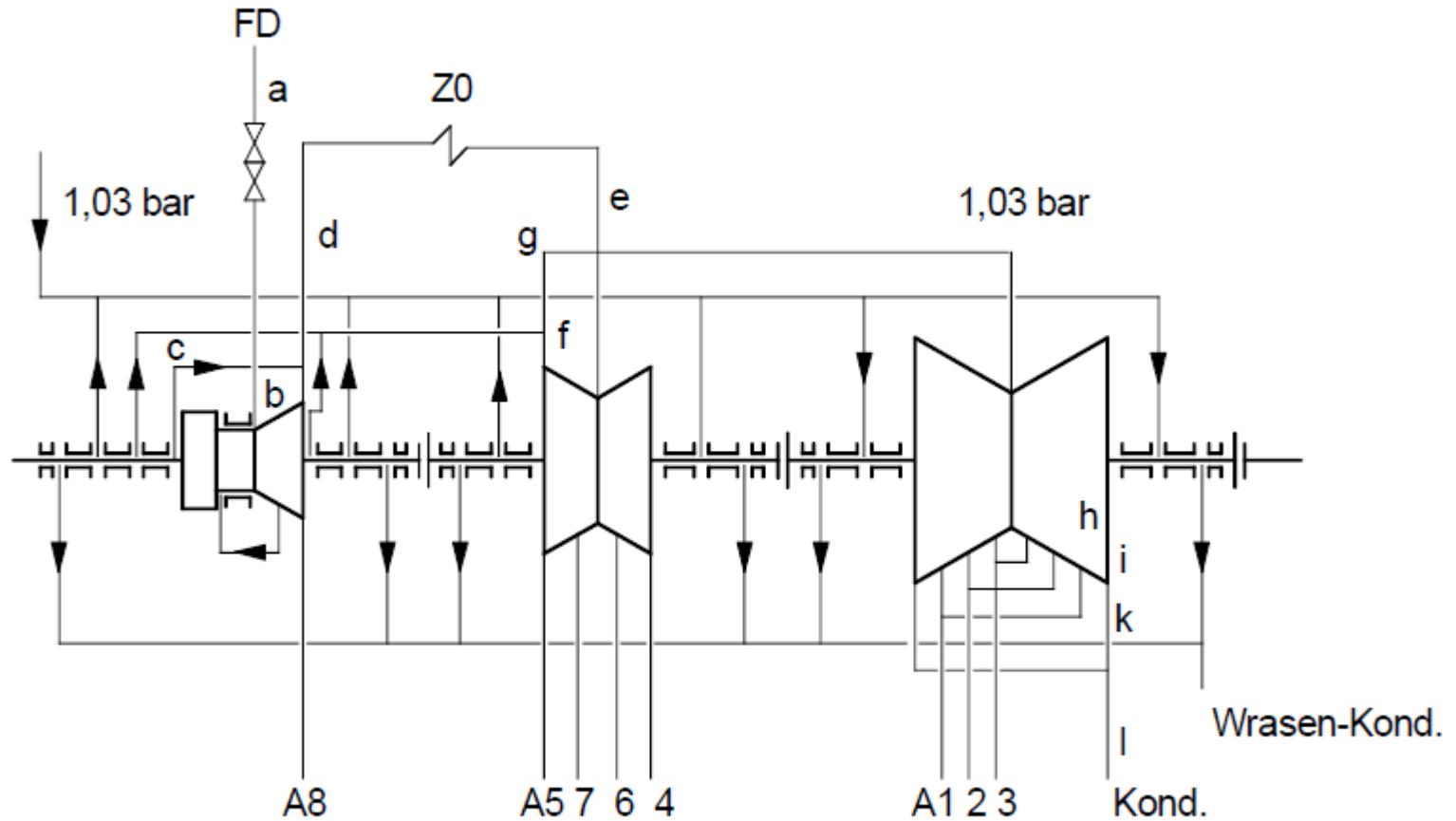
Expansionsverlauf von Sattdampfturbinen mit und ohne Zwischenüberhitzung

# Kraftwerksturbine als Überdruckturbine



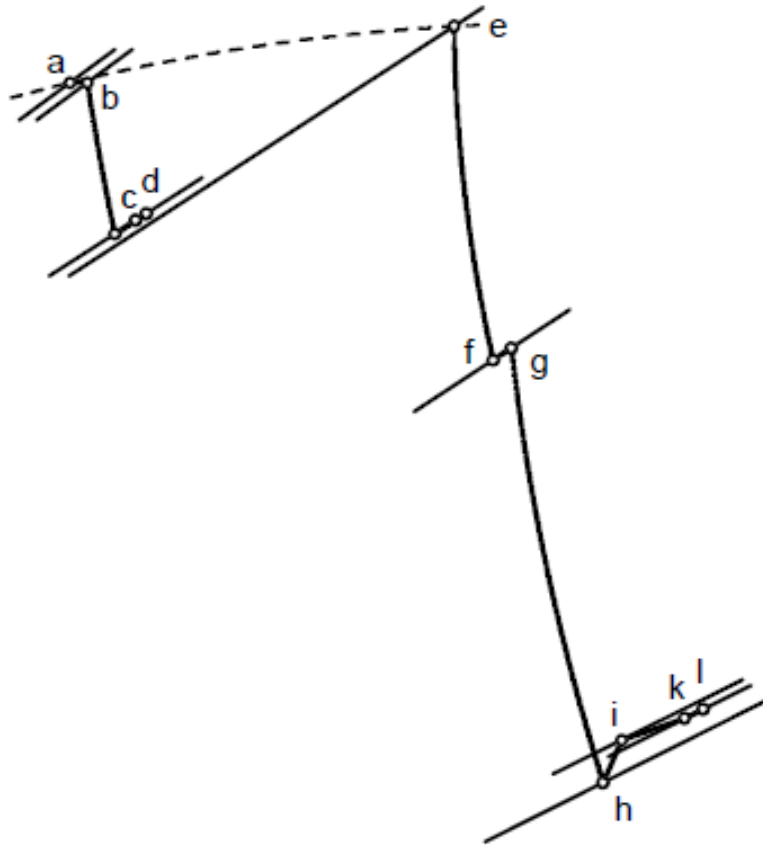
Vielstufige Dampfturbine in Überdruckbauweise nach PARSONS für 60 MW Abgabeleistung. Vielstufiger Trommelläufer. Bis auf die letzten zwei Laufschaufelkränze alle mit Deckscheiben. Regelstufe (teilbeaufschlagt) in Gleichdruckbauweise. Davor Achsschub-Ausgleichskolben und ganz vorn berührungsfreie Dichtung. Im Bildhintergrund erfolgt die Montage der oberen Hälfte eines Leitschaufelträgers. Die zugehörigen Leitschaufeln sind klar erkennbar (Siemens AG, München/Berlin)

# Dampfführung des Turbosatzes



Anzapf- und Bedampfungsschema einer mehrstufigen Kondensationsturbine mit Zwischenüberhitzung

# Zustandsverlauf im $h, s$ – Diagramm



- a - b Drosselung in Ventilen  
( $h = \text{konst.}$ )
- c - d Zumischung von Dampf  
( $p = \text{konst.}$ )
- d - e Zwischenüberhitzung mit  $\Delta p$
- f - g Zumischung von Stobu - Dampf  
( $p = \text{konst.}$ )
- h - i Diffusor im Abdampfstutzen
- i - k Druckabfall im Abdampfstutzen  
zum Kondensator hin
- k - l Zumischung von Stobu - Dampf

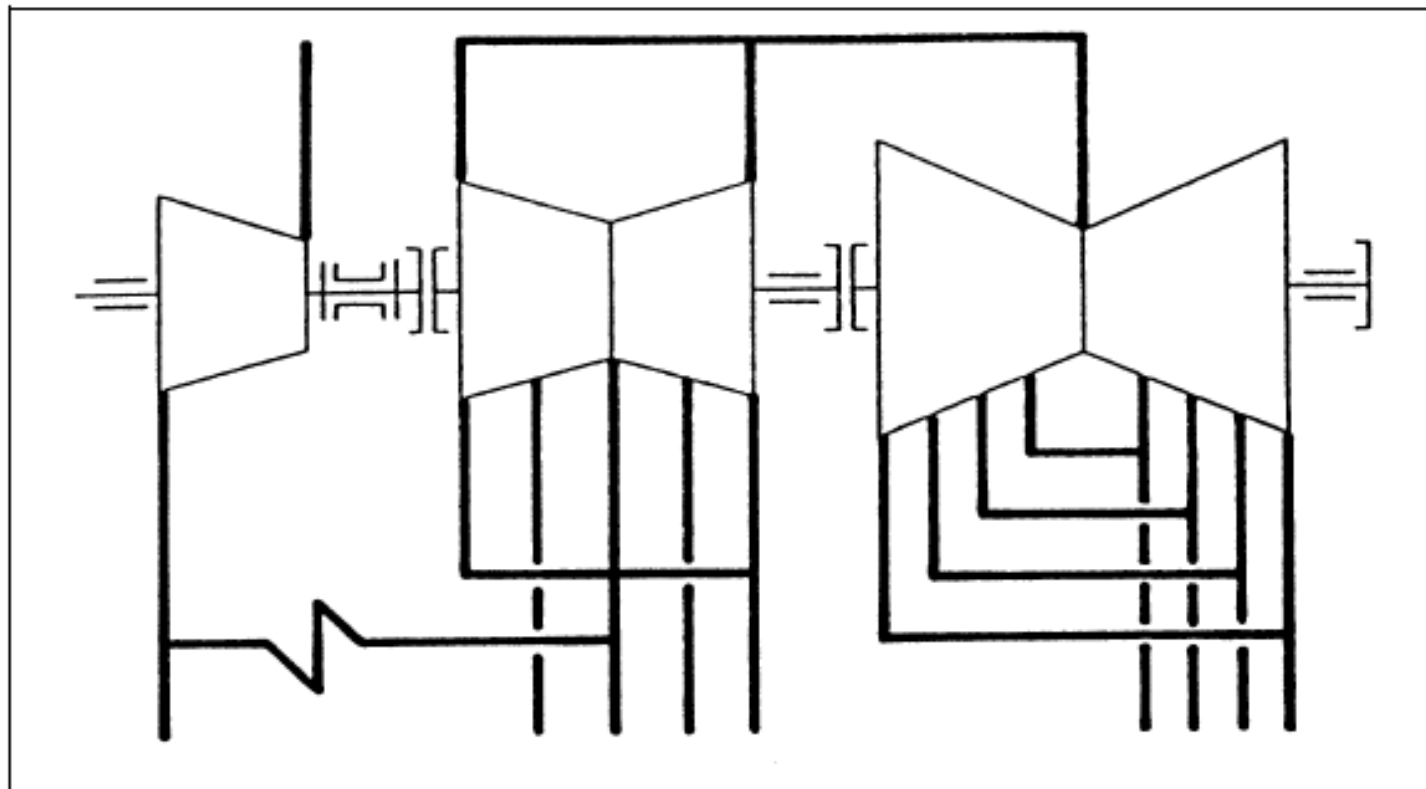


Diagramm einer HMN-Turbine (Siemens KWU)  
mit zweiflutiger N-Teilturbine



Turbinengehäuse, Schaufeln und Leiträder,  
Mitteldruck Kondensationsturbine 60 MW,  
Siemens, 40 bar, 475 Grad C



Niederdruck-Turbinenläufer aus dem  
Kernkraftwerk Unterweser

## Dreigehäusige Turbine mit zweiflutigem ND-Teil für maximal 260 bar, 500/540 ½C

### H-Teilturbine

Topfgehäuse ohne Regelstufe.

Ausführung bei hohen Dampfstufen mit Innengehäuse und allseits beweglicher Abdichtung der Frischdampfzuführung. Ausführung bei niedrigen Dampfstufen mit Leitschaufelträger.

2 oder 4 Einströmstutzen

Einstückwelle mit angeschmiedeter Kupplung

2 seitliche Abströmstutzen

Als Wellendichtungen axial durchströmte Labyrinth

### M-Teilturbine, doppelstufen

Zwei-Schalen-Gehäuse mit horizontaler Teilfuge. Durchgehendes Innengehäuse.

Je 1 oder 2 Einströmstutzen oben und unten

4 Anzapfstutzen für 1 ... 4 Anzapfungen

8 seitliche Abströmstutzen

Alle Verbindungen zum Innengehäuse allseits beweglich

Einstückwelle mit angeschmiedeten Kupplungen

Als Wellendichtungen axial durchströmte Labyrinth

### N-Teilturbine, doppelstufen

Drei-Schalen-Gehäuse, bestehend aus Außengehäuse und zweischaligem Innengehäuse

Einstückwelle mit angeschmiedeten Kupplungen.

Wellendichtungen an den Lagergehäusen abnehmbar befestigt. Elastische Verbindung zum Außengehäuse durch Kompensatoren.

### Lagerung

Jeweils nur ein Radiallager zwischen zwei Gehäusen

Vorderes Lagergehäuse der H-Teilturbine axial verschiebbar.

Hinteres Lagergehäuse der H-Teilturbine axial verschiebbar, enthält das kombinierte Radial-Axial-Lager.

Lagergehäuse der N-Teilturbine fest mit dem Fundament verbunden.

## 3.2 Beispiel einer Kleinturbine

Diese Kleinturbinen werden meist innerhalb der Kraft-Wärmekupplung von Industrieanlagen, also als Gegendruck oder als Entnahme-Gegendruckturbinen eingesetzt. Sie dienen zum Antrieb von Generatoren, Pumpen, Verdichtern, in Brauereien, in der chemischen und petrochemischen Industrie, Krankenhäusern, Molkereien, Müllverbrennungsanlagen, Papierfabriken, Textilfabriken, Zuckerfabriken,

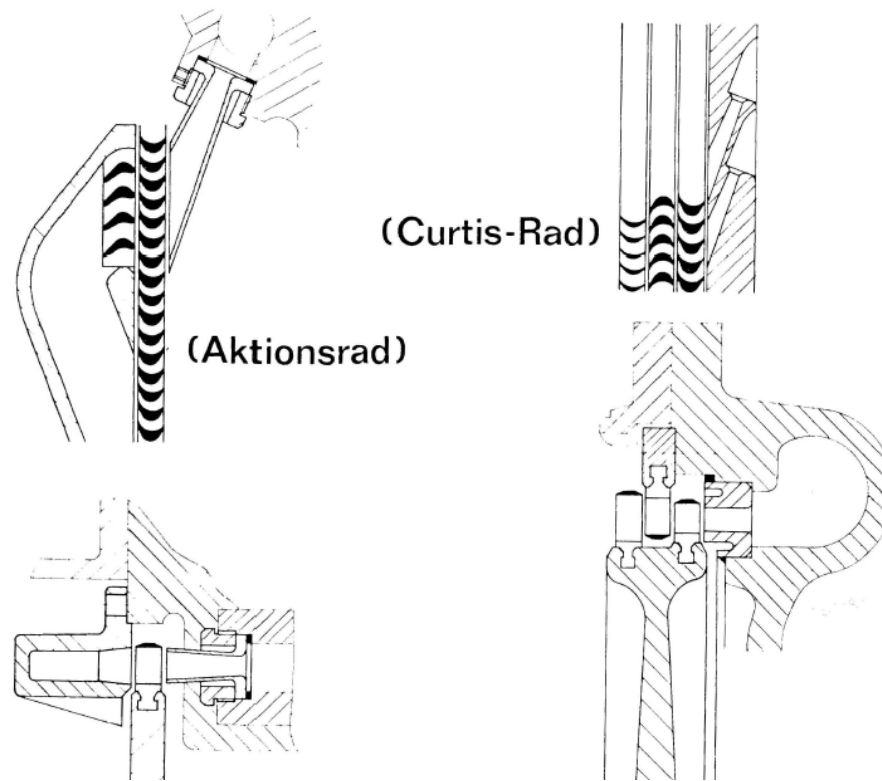


Abb. Beschauflungsschema des 1-kränzigen A-Rades, das in seiner Wirkung dem 2-C-Rad entspricht und eines 2-C-Rades

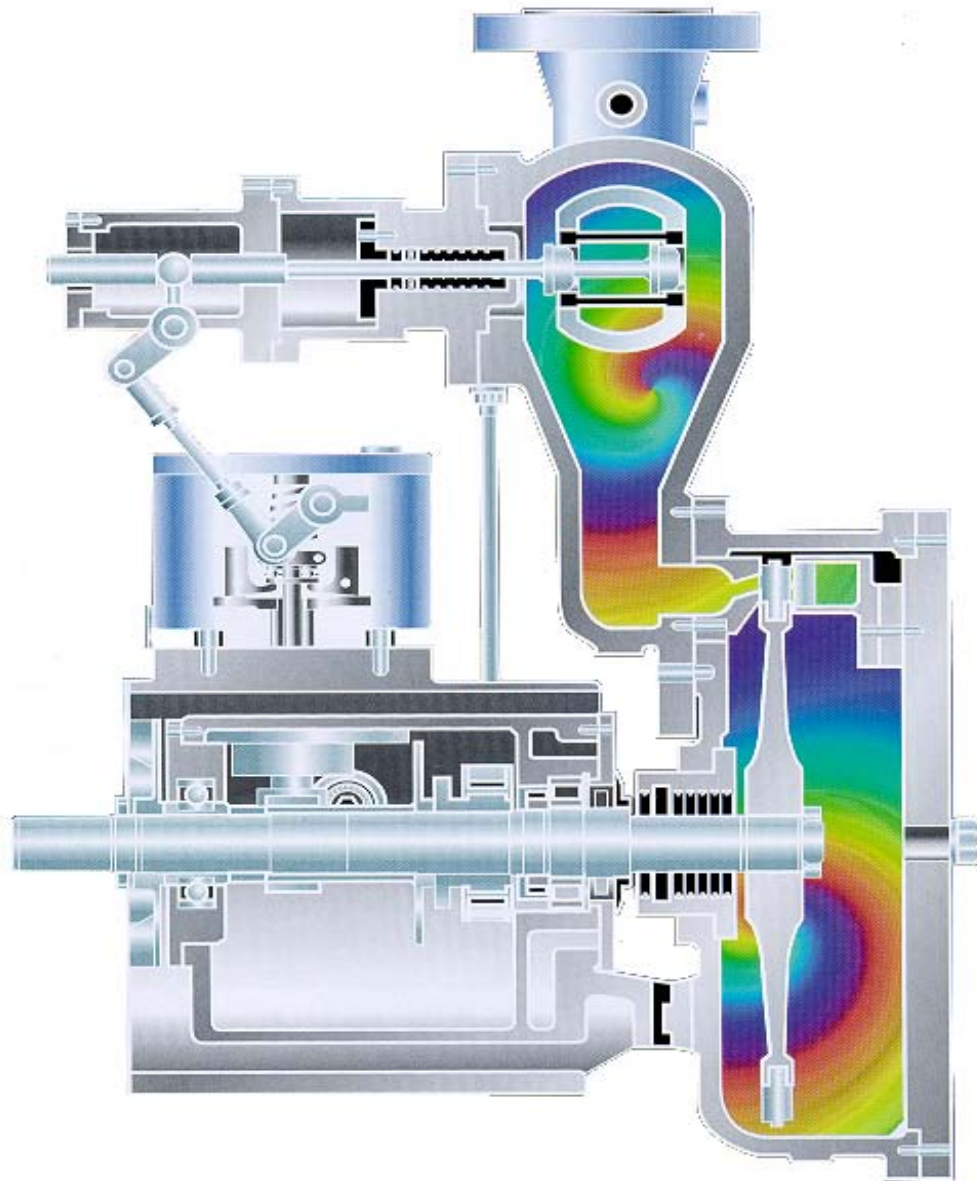
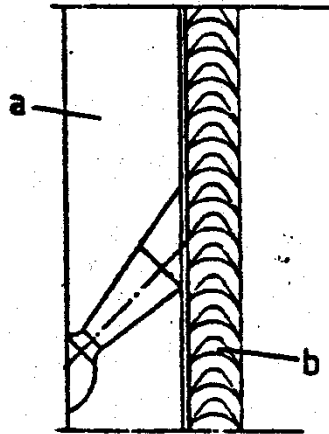
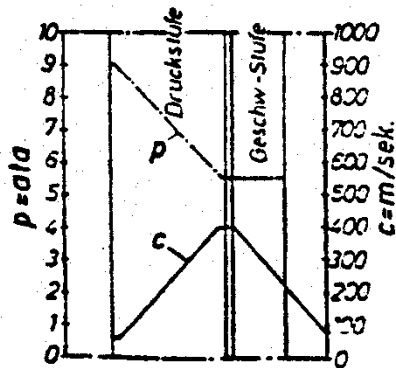


Abb. FT 45

**De-Laval-System  
mit A-Rad und  
1 Geschwindigkeitsstufe**



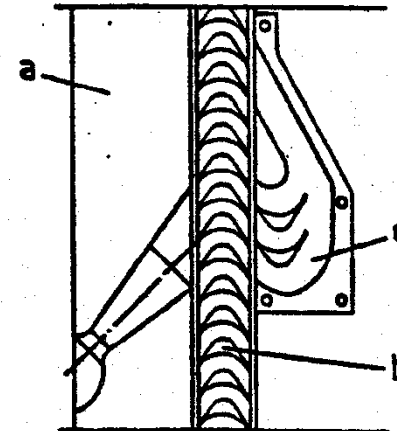
- a = Druckstufe
- b = Geschwindigkeitsstufe  
( Laufwheelschaufel )
- c = Leitkammer



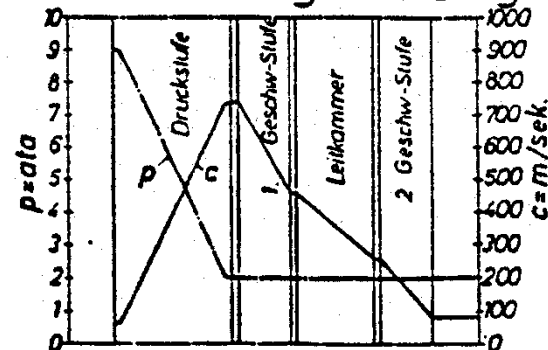
$\eta_u = 0.76 \quad \frac{u}{c} = 0.5$

wirtschaftl. Gefälle  $H_T = 20-60 \text{ kcal/kg}$

**Leitkammer-System Kinast  
mit 2 Geschwindigkeits-  
stufen**



**Druck-Geschwindigkeits-Diagramme**



$\eta_u = 0.58 \quad \frac{u}{c} = 0.2$

wirtschaftl. Gefälle  $H_T = 50-100 \text{ kcal/kg}$

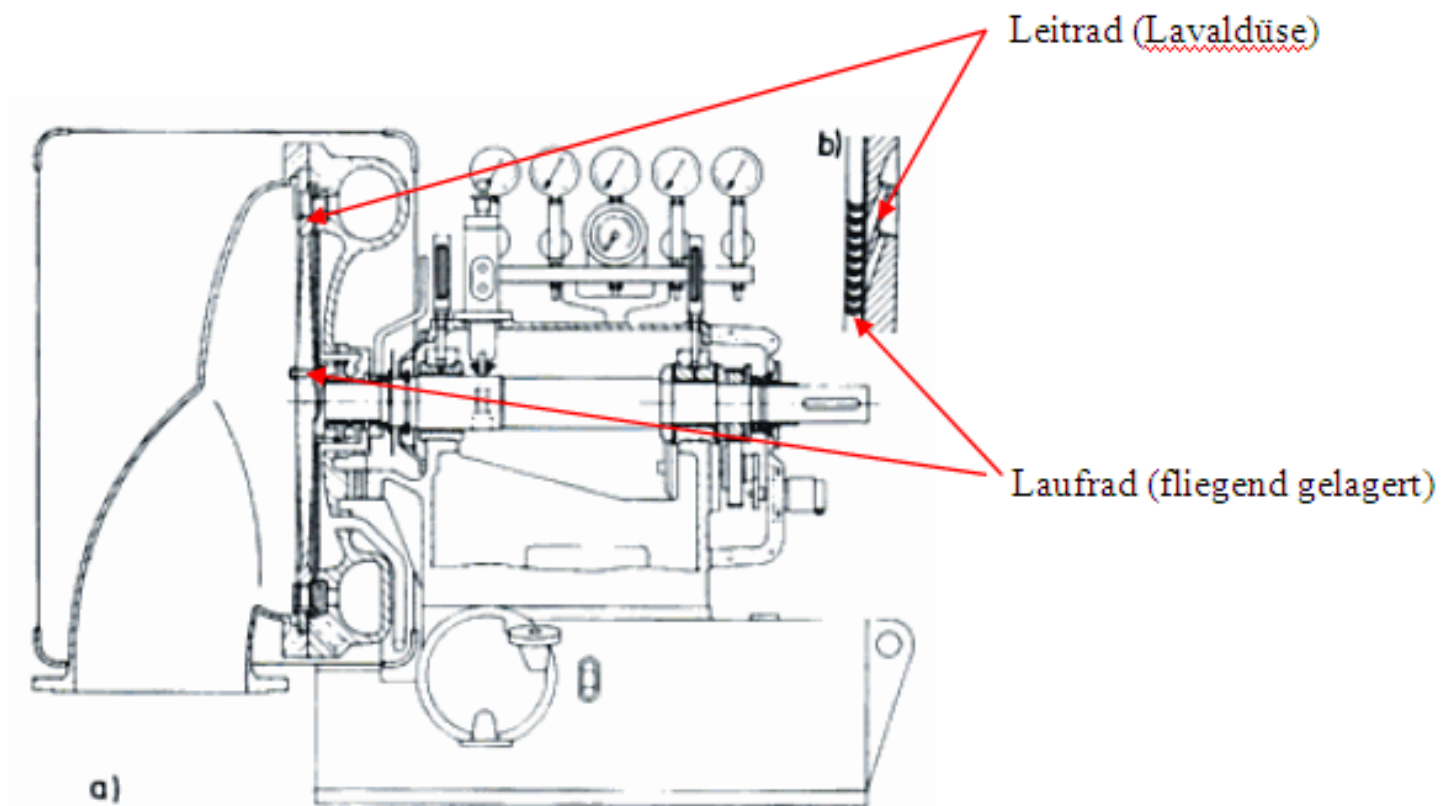


Abb. Ausführung ohne Umlenkung

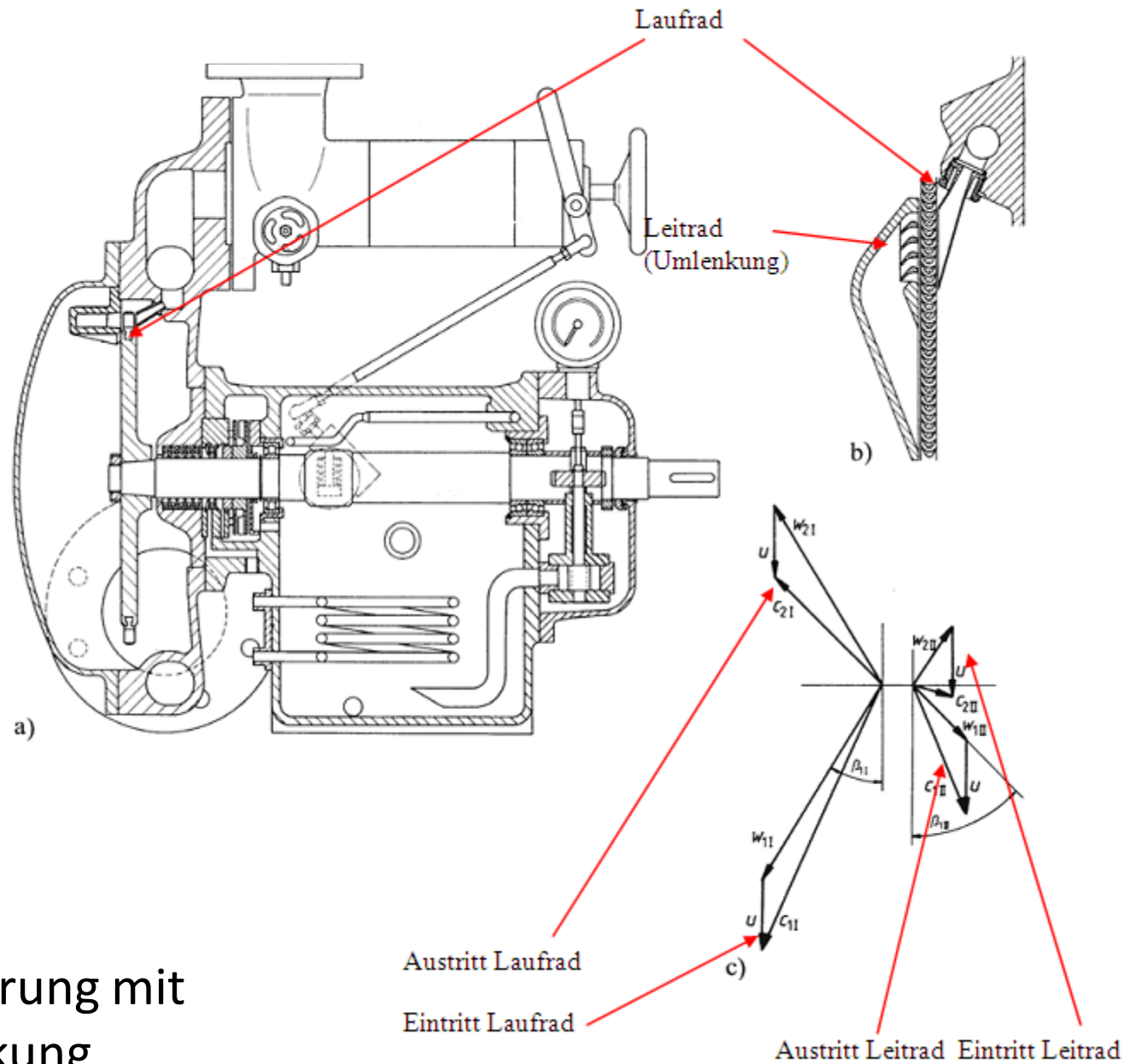


Abb. Ausführung mit  
 Umlenkung

## 4. Regelung

### 4.1 Das Regelkonzept

Die Dampferzeugung und die Dampfnutzung bilden eine Prozesskette, und Dampferzeuger und Turbine müssen in ein gemeinsames Regelkonzept eingebunden sein. Die Leistung ist durch den Massenstrom und die in der Turbine umgesetzte Enthalpie gegeben

$$P = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Nach der Leistungsgleichung kann die Leistung verringert werden

durch Verkleinern der Enthalpiedifferenz  $h_t$ , indem der Frischdampfdruck mittels Drosselung herabgesetzt wird. Hierbei bleibe der Abdampfdruck konstant; bei Kondensationsturbinen wird das Vakuum etwas tiefer werden. Wird der Frischdampfdruck gedrosselt, dann ändert sich außer der zur Verfügung stehenden Enthalpiedifferenz auch der Dampfdurchsatz, weil die Dampfdrücke in den Stufen ebenfalls zurückgehen. Dies haben die Betrachtungen der Verhältnisse bei den Leitkanälen und Leitschaufeln gezeigt;

durch Ändern der Frischdampfmenge, indem Düsenventile geschlossen werden. Je mehr Düsenventile die Turbine erhält, umso feinstufiger kann die Leistung, wenn dies nötig ist, geändert werden. Die Düsenventile werden praktisch nicht ausschließlich "auf" oder "zu" gehalten, sondern es wird in Zwischenstellungen gedrosselt, um einen gleichmäßigen Leistungsverlauf zu erhalten. Garantiemessungen des Dampfverbrauches werden nur bei voll geöffneten Ventilpunkten gewertet.

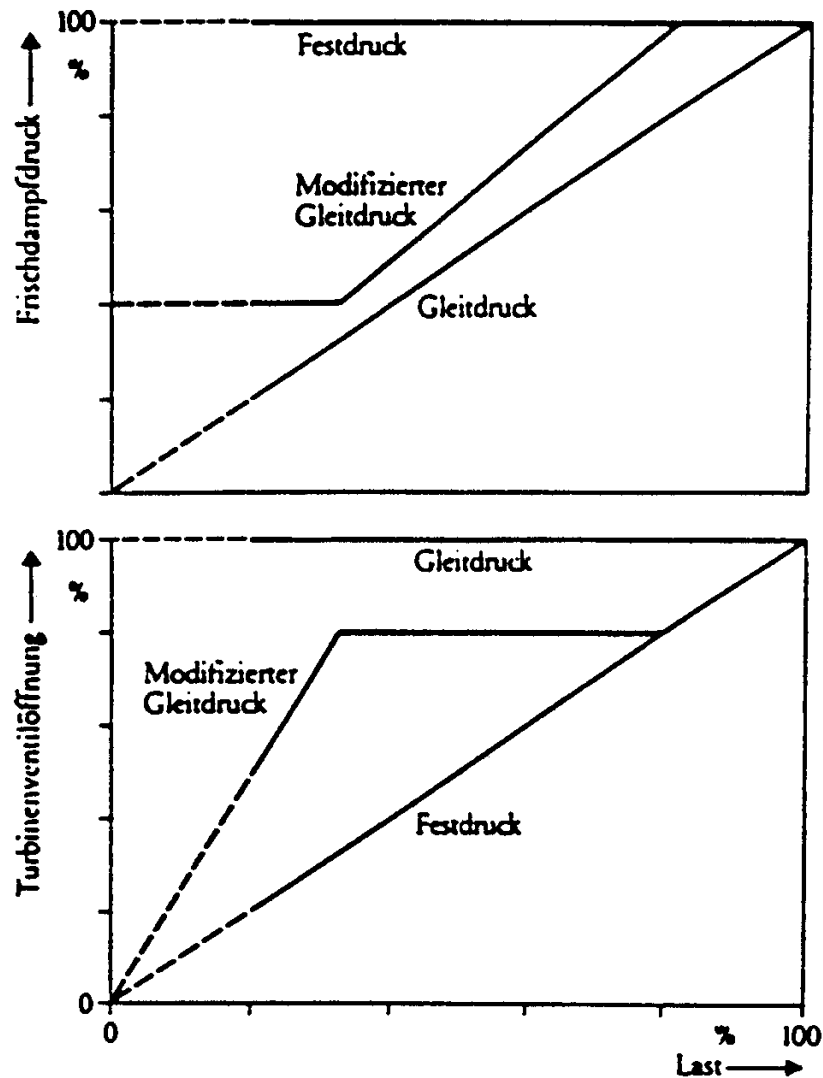
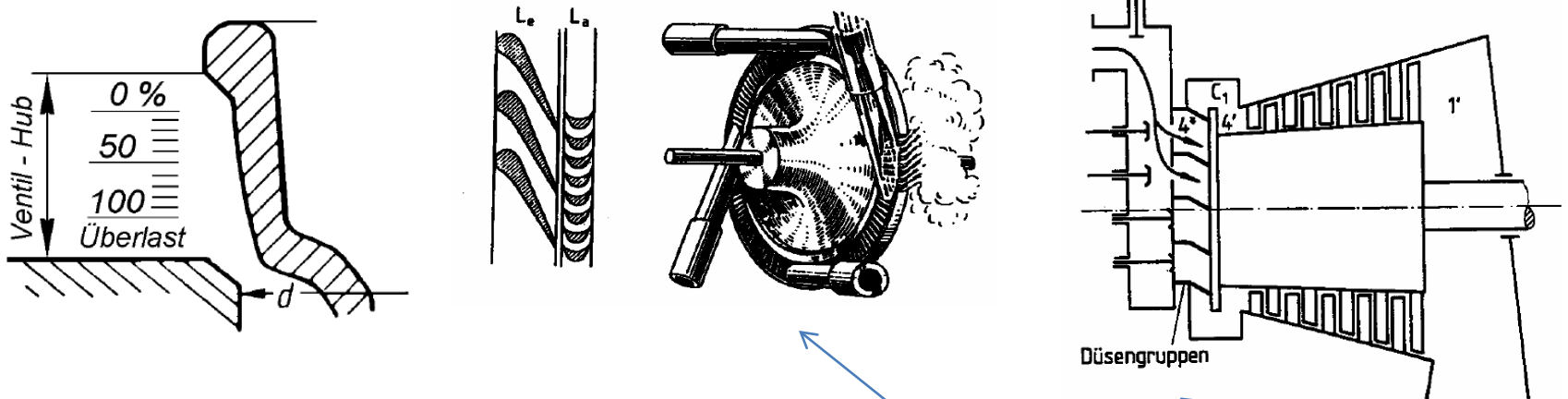


Abb. Verlauf von Frischdampfdruck und Turbinenventilöffnung für verschiedene Regelkonzepte in Abhängigkeit von der Last

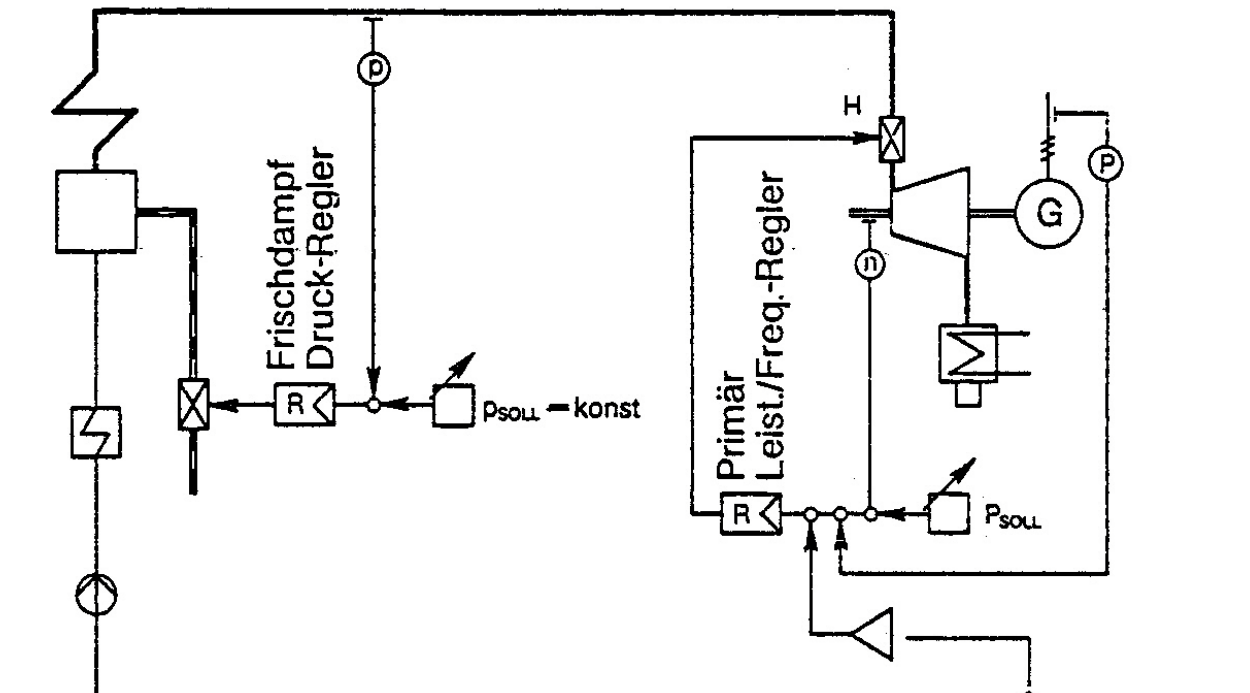
# Festdruckregelung

Der Frischdampfdruck wird bei allen Laststufen annähernd konstant gehalten. Bei Lastabsenkung kann der Einströmquerschnitt entweder durch **Drosselung des gesamten Dampfstroms** oder mit Hilfe einer **Düsengruppenregelung** verkleinert werden. Technisch wird dies dadurch verwirklicht, dass die als Regelrad ausgeführte erste Stufe mit Dampf aus allen oder nur einigen Düsen beaufschlagt wird. Unabhängig von der Regelart ist der Druck hinter dem Einströmorgan, d.h. vor der ersten Schaufelreihe der HD-Turbine gleich. Jedoch ist die Drosselung mit höheren Verlusten verbunden und es wird heute meist eine Teilbeaufschlagung mit Regelrad bevorzugt. Den Zusammenhang zwischen Turbinenleistung und Frischdampfdruck, bzw. Turbinenventilöffnung zeigt Abb.



Drosselung des gesamten Dampfstroms

Düsengruppenregelung



- H; Einlaßventil-Hub
- n; Drehzahl  
(entspricht Netzfrequenz)
- p; Frischdampfdruck
- P; Leistung
- R; Regler

Kriterien zur Begrenzung  
der Regel-Geschwindigkeit

Abb. Das Grundschemata der Festdruckregelung [BBC]

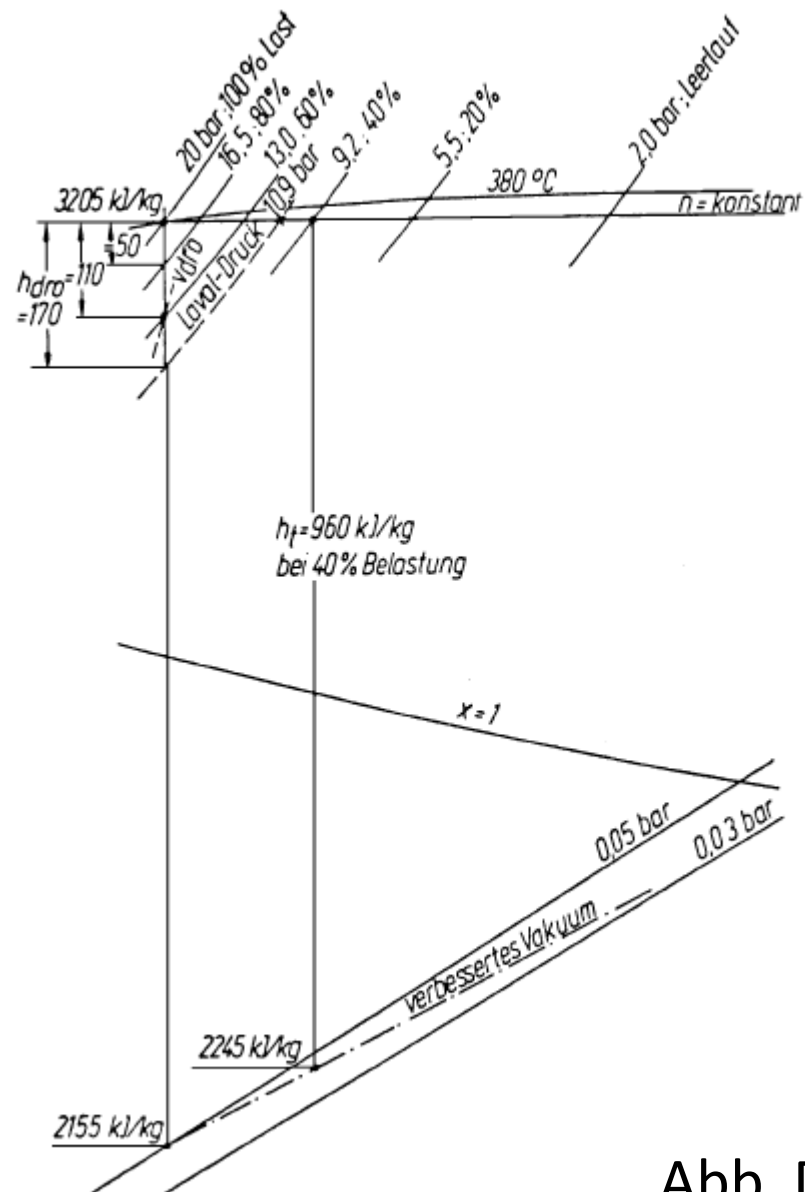


Abb. Drosselregelung

## Folgen der Leistungsveränderung

Ändert man den Frischdampfdruck durch Drosseln oder ändert man die Dampfmenge durch Schliessen von Düsenventilen, dann verschiebt sich die Druckverteilung in den Turbinenstufen. Bei der Mengenänderung ist dies der Fall, weil in den nachfolgenden Strömungsquerschnitten der "Stau" geringer wird, so daß die geringere Dampfmenge stärker expandiert. Besonders die Regelstufe verarbeitet ein größeres Gefälle.

Der Turbinenwirkungsgrad nimmt ab, weil sich die Zuströmrichtungen zur Beschauelung infolge geänderter Gefälleverteilung ändern (Geschwindigkeitspläne mit  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $u = \text{konst.}$ ) und weil die übrigen Verluste wie Radreibung, Ventilation, Spaltverluste in ihrer absoluten Höhe erhalten bleiben und bei geringerer Stufenleistung mehr Gewicht haben. Eine genauere Vorausberechnung der Turbinenwirkungsgrade ist bei vielstufigen Turbinen nicht möglich, die Werte müssen aus Meßergebnissen entnommen werden.

## Gleitdruckregelung

Die Gleitdruckfahrweise beruht im Prinzip auf der umgekehrten Proportionalität zwischen Dampfdruck und spezifischem Volumen und auf der linearen Abhängigkeit des Dampfdurchsatzes durch die Turbine vom Eintrittsdruck. Bei einem Gleitdruckbetrieb ist der Turbineneinlaß ständig voll geöffnet, und die Regelstufe entfällt, weil keine Teilbeaufschlagung notwendig ist. Der Fortfall der Drosselventile verbessert den thermischen und der Fortfall der Regelstufe den inneren Wirkungsgrad der Maschine.

Zur Leistungssteigerung muß der Kessel (Dampferzeuger) erst auf einen höheren Druck gebracht werden. Dazu wird mehr Zeit benötigt, als wenn der Kessel mit festem Druck arbeitet und die Leistungssteigerung aus der Speicherwirkung des Wasserinhaltes gedeckt werden kann. Der im Gleitdruckbetrieb arbeitende Block kann nicht die gleichen Anforderungen des Netzes auf Laststeigerung erfüllen, wie es beim Festdruckbetrieb möglich ist. Lastsprünge nach oben können nicht ausgeführt werden.

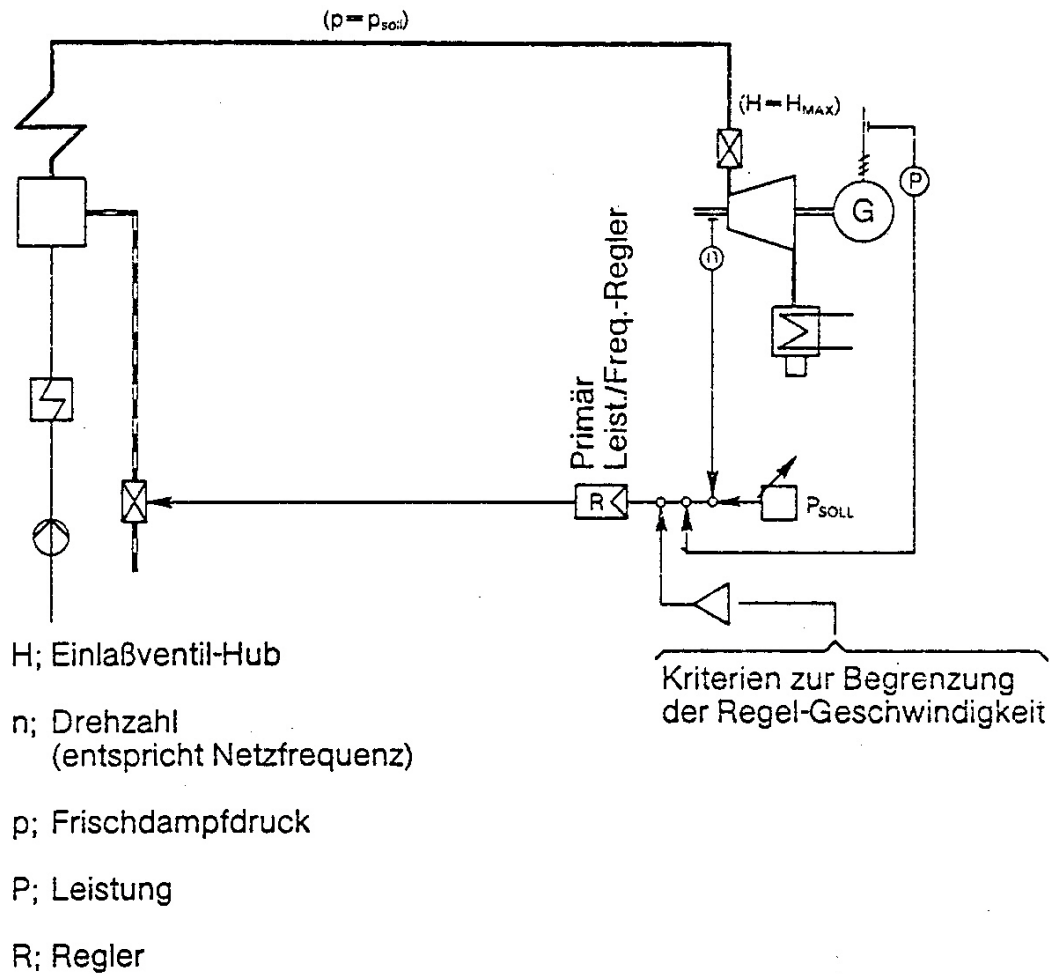


Abb. Das Grundschema der Gleitdruckregelung [BBC]

# Modifizierte Gleitdruckregelung

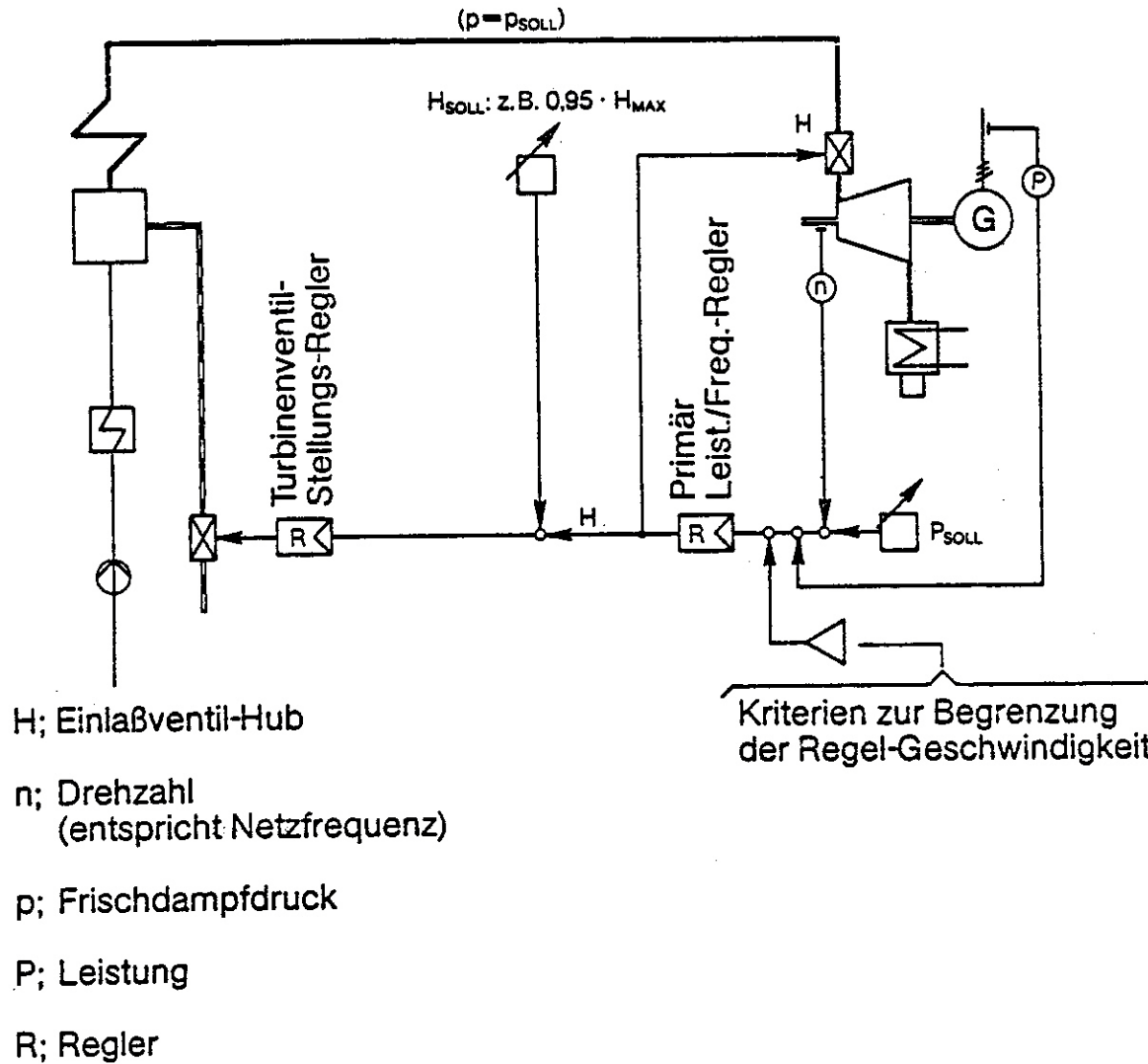
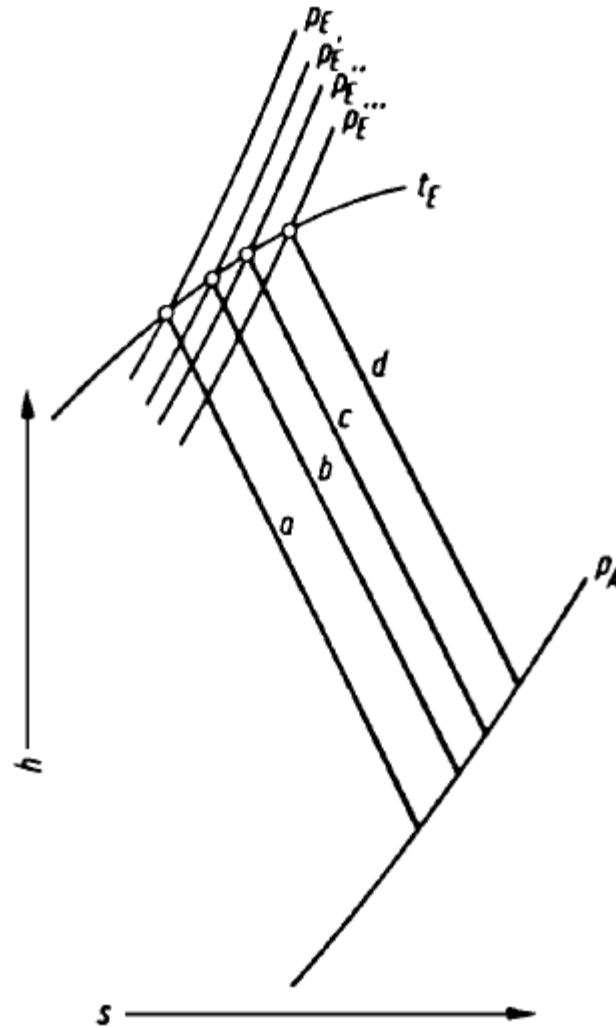


Abb. Das Grundscheema der modifizierten Gleitdruckregelung [BBC]

## Gleitdruckregelung



Inneres Wärmegefälle bei Gleitdruck  
a Vollast; b, c, d Teillasten;  $p_E$  Eintrittsdruck;  
 $t_E$  Eintrittstemperatur;  $p_A$  Austrittsdruck

Es soll ein kurzer Vergleich angestellt, außerdem kurz der "Gleitdruckbetrieb" als neuere Regelungsart angesprochen werden.

### **Mengenregelung (Massenregelung)**

Die meisten Turbinen aller Bauarten und Einsatzbereiche erhalten Mengenregelung. Die Vorteile sind allgemeine strömungstechnisch begründete Wirkungsgradverbesserungen bei kleinen Leistungen oder kleinen Dampfströmen, weil größere Schaufellängen ausgeführt werden können und die Spaltverluste, besonders in den ersten Expansionsabschnitten, kleiner werden; die Teillastwirkungsgrade sind besser als bei der Drosselregelung, weil das Gefälle bei allen Lastbereichen gleich groß bleibt.

### **Drosselregelung**

Für die Drosselregelung spricht der einfache konstruktive Aufbau. Nachteilig ist, daß umso mehr Gefälle weggedrosselt werden muß, je kleiner die Teillast ist. Die einmal im Dampferzeuger aufgewendete Energie wird vernichtet. Das Turbinengefälle wird verkleinert, dadurch der Dampfdurchsatz proportional vergrößert. Ebenso wird die mit dem Abdampf weggeleitete Wärmeenergie größer.

### **Allgemeiner Hinweis zur Mengenregelung**

Bei Turbinen sehr großer Leistung werden die mechanischen Beanspruchungen, die von den Laufschaufeln der Regelstufe aufgenommen werden müssen, zunehmend größer. Die Laufschaufelbreiten nehmen bei gleichem Stufendurchmesser proportional zu: bei Verdoppelung der Leistung muß die Schaufelbreite etwa verdoppelt werden. Damit werden die Schaufelteilungen in Umfangsrichtung größer, die Schaufeln werden schwerer, die Fliehkraftbeanspruchungen der Schaufelfüße nehmen wesentlich mehr als proportional mit der Leistung zu.

### **Gleitdruckregelung**

Diese Nachteile der Mengenregelung bei großen Turbinen in Blockschaltung haben dazu geführt, die Regelung des Dampfdurchsatzes durch Ändern des Frischdampfdruckes in den Dampferzeuger zu verlegen.

Beim Gleitdruckbetrieb sind die Turbineneinlaßventile ständig voll geöffnet. Dabei stellt sich abhängig vom Dampfstrom ein Frischdampfdruck ein, welcher der Leistung proportional ist. Bei Teillast ist der Kesseldruck niedriger als bei Vollast.

Für die Turbine kann die teilbeaufschlagte Regelstufe entfallen. Sie wird einfacher in der Konstruktion, erreicht auch einen besseren inneren Wirkungsgrad.

## 4.2 Das Kegelgesetz $\dot{m}/\dot{m}_0 \approx p_\alpha/p_{\alpha 0}$

06.06.2011

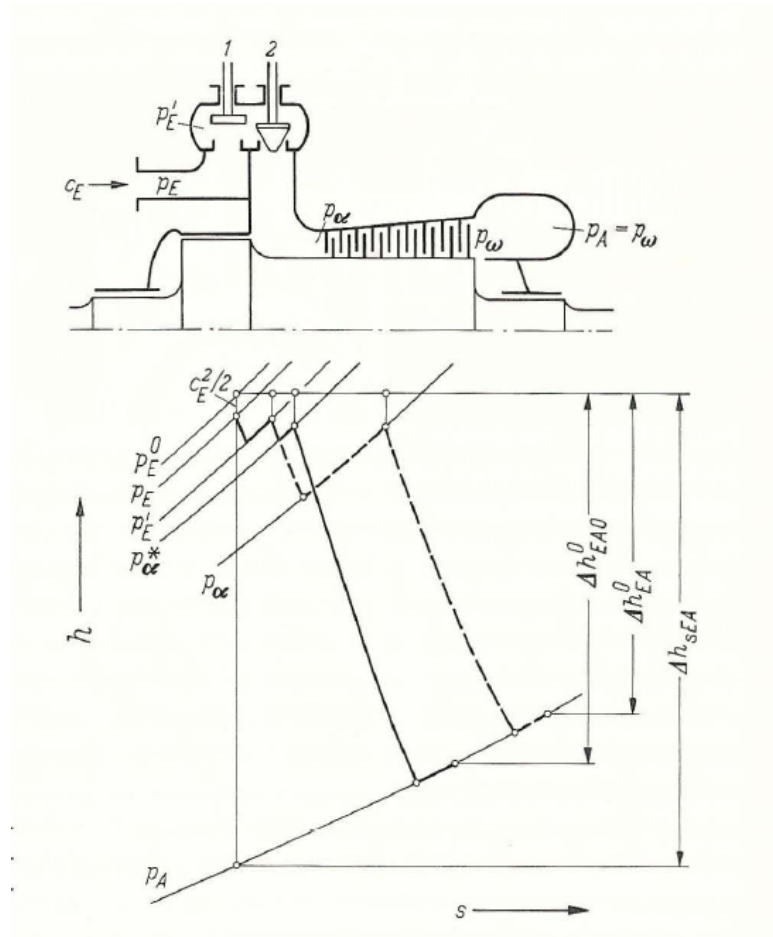


Abb. Arbeitsschema der Drosselregelung und Zustandsänderung im Entropiediagramm, 1 Hauptabsper- oder Schnellschlußventil, 2 Regelventil

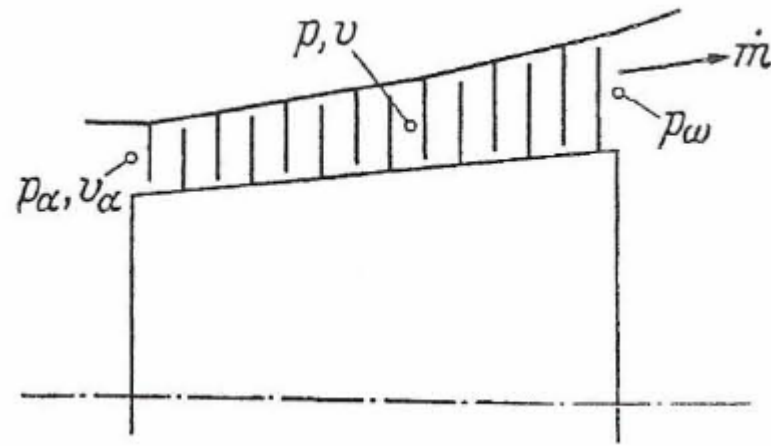


Abb. Festlegung der Bezeichnungen

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{\bar{\mu}}{\bar{\mu}_0} \frac{p_\alpha}{p_{\alpha 0}} \sqrt{\frac{p_{\alpha 0} v_{\alpha 0}}{p_\alpha v_\alpha}} \sqrt{\frac{1 - (p_\omega/p_\alpha)^{\frac{n+1}{n}}}{1 - (p_{\omega 0}/p_{\alpha 0})^{\frac{n+1}{n}}}}$$

Vereinfachung:  $\frac{\bar{\mu}}{\bar{\mu}_0}$

~ 1, d. .h konstante Schluckzahl

Bei konstanter Drehzahl und Drosselregelung oder Gleitdruckregelung ändern sich die Geschwindigkeitsdreiecke in den ersten Stufen so wenig, daß die Durchflußgleichung in der vereinfachten Form geschrieben werden kann.

$$\dot{m} = \dot{m}_0 E(\pi) \frac{p_\alpha}{p_{\alpha 0}} \sqrt{\frac{p_{\alpha 0} v_{\alpha 0}}{p_\alpha v_\alpha}}$$

Der Wurzelausdruck ist im Falle der Drosselregelung mit sehr guter Näherung 1.

$$\dot{m} = \dot{m}_0 E(\pi) \frac{p_\alpha}{p_{\alpha 0}}$$

Ausgehend von dieser Gleichung und dem gegebenen Auslegungszustand kann man den Massestrom in Funktion des Druckes vor der Schaufelung angeben, sobald noch eine Vorschrift über den Enddruck gemacht wird. Diese hängt vom Anlagentyp ab.

Bei Kondensationsturbinen ohne Zwischenüberhitzung ist  $p_{\omega}$  durch den Kondensationsdruck gegeben und liegt damit so tief, daß praktisch durchweg  $E = 1$  gilt.

Aus Stodola, A: Dampf- und Gasturbinen, 1922

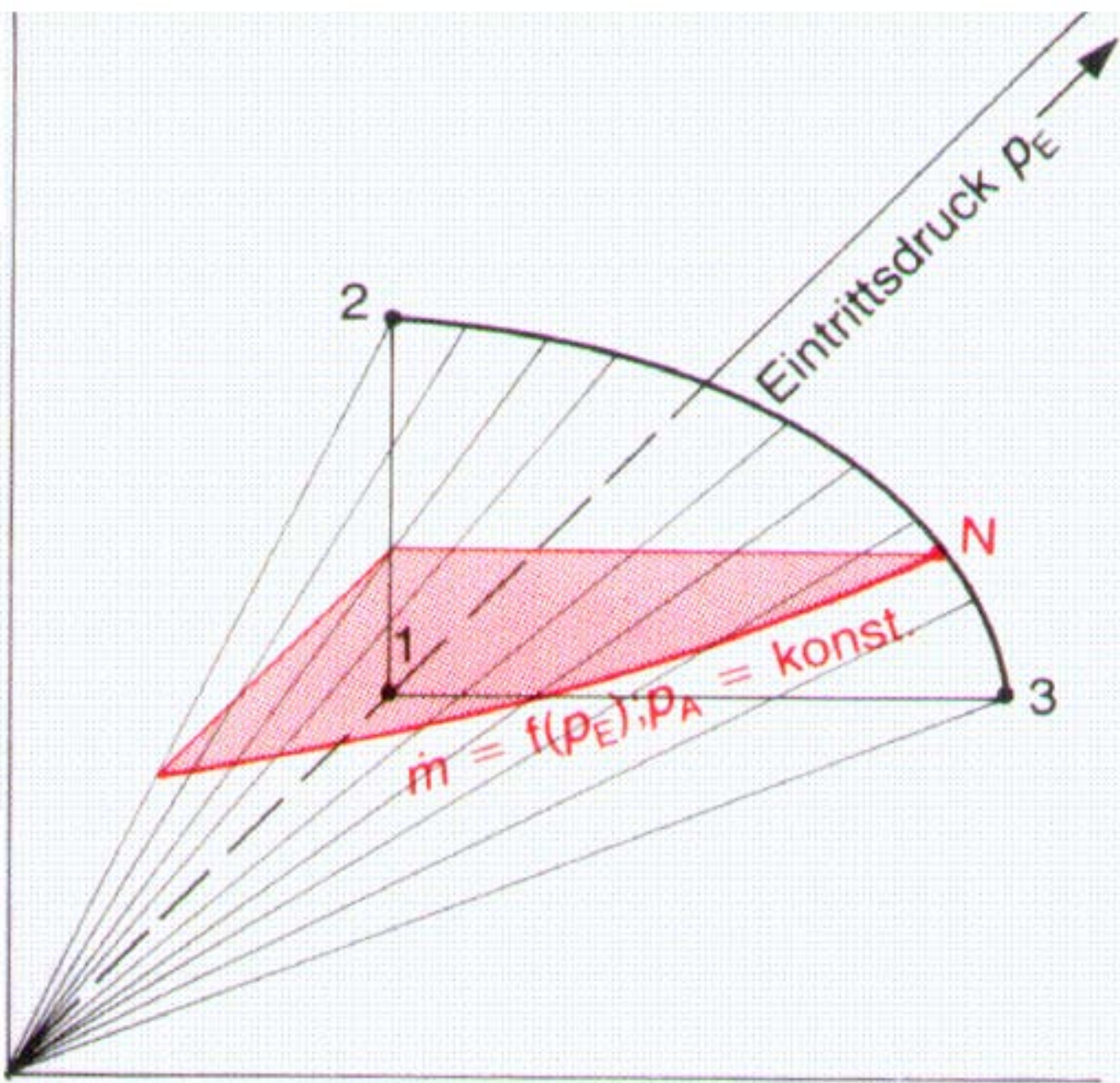
### Druckverlauf und durchströmendes Dampfgewicht einer gegebenen Turbine bei größeren Druckänderungen und gleichbleibender Umlaufzahl.

#### a) Kleiner Gegendruck (Vakuum).

Die praktische Erfahrung lehrt folgendes:

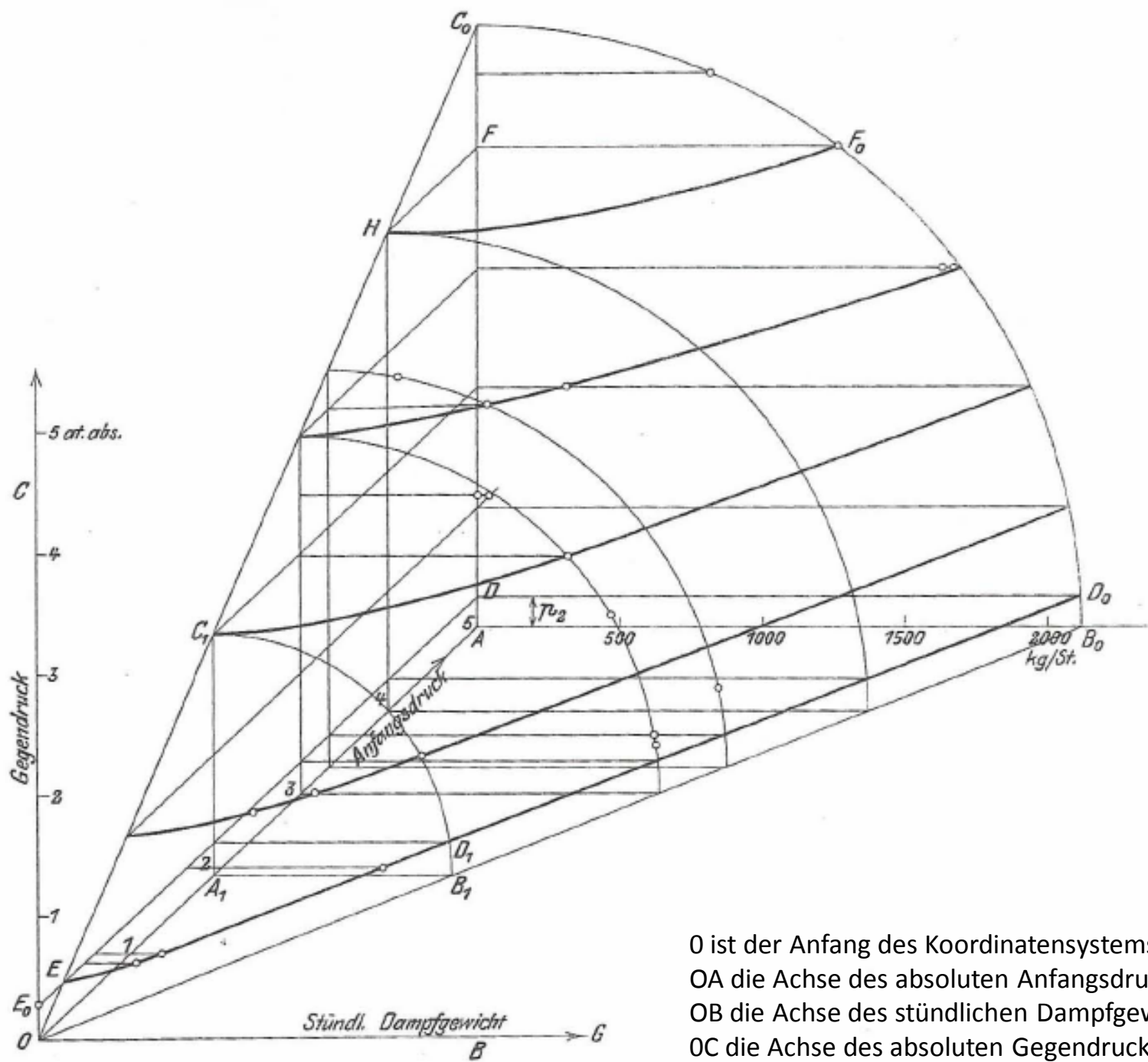
1. Das sekundlich durchströmende Gewicht einer gegebenen Turbine bei unveränderten Querschnitten und tiefer Luftleere nimmt angenähert im gleichen Verhältnis wie der Anfangsdruck zu.
2. Die elektrische Nutzleistung nimmt mit dem Anfangsdruck angenähert linear zu.
3. Der gesamte Dampfverbrauch im Leerlauf beträgt 10—15 v. H. desjenigen bei Vollbelastung.
4. Bei Vakuum ändern sich alle Zwischendrücke mit dem Anfangsdruck verhältnismäßig

Austrittsdruck  $p_A$   $\longrightarrow$



Eintrittsdruck  $p_E$   $\longrightarrow$

Massenstrom  $\dot{m}$   $\longrightarrow$



0 ist der Anfang des Koordinatensystems,  
 OA die Achse des absoluten Anfangsdrucks,  
 OB die Achse des stündlichen Dampfgewichtes,  
 OC die Achse des absoluten Gegendruckes.

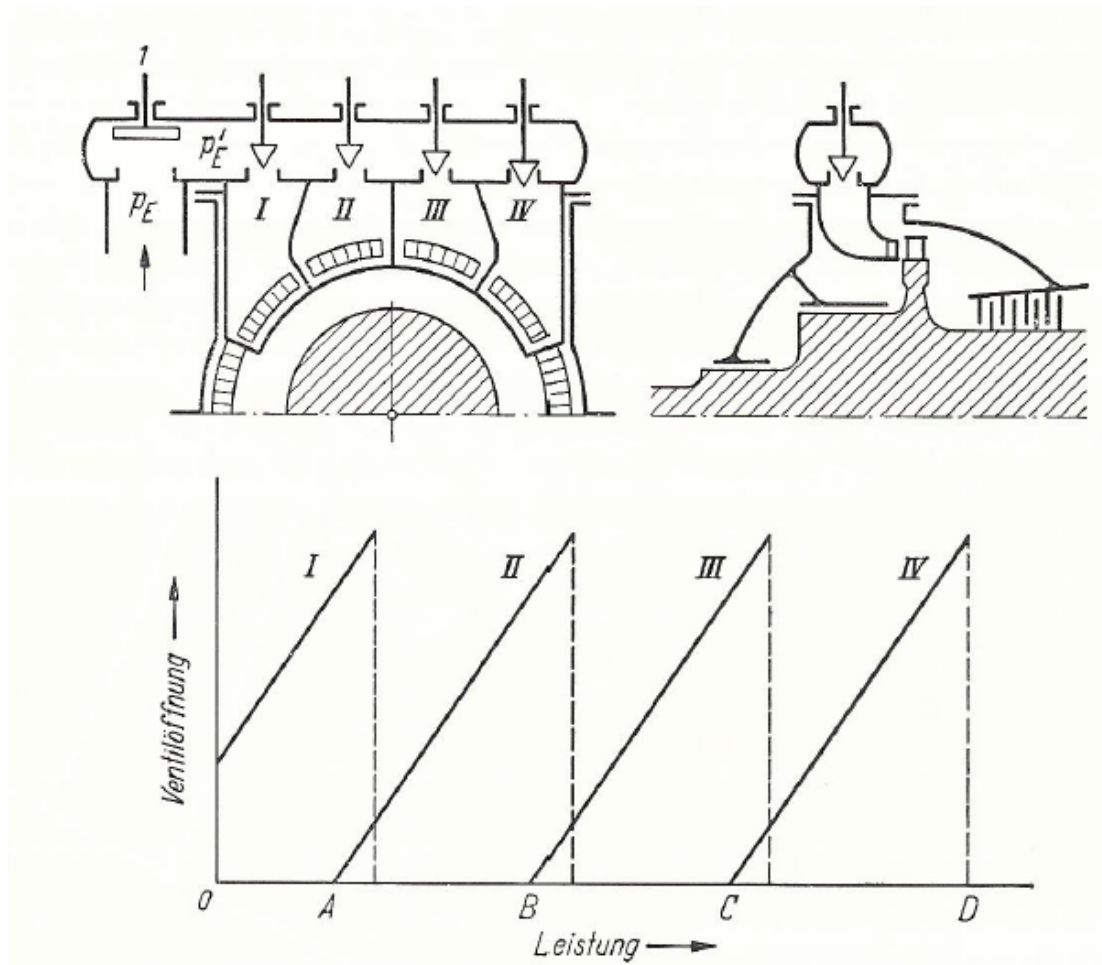


Abb. Arbeitsschema einer Düsengruppenregelung und Ventilöffnungsgesetz, 1 Hauptabsper- oder Schnellschlußventil, I, II, III, IV Düsengruppenventile

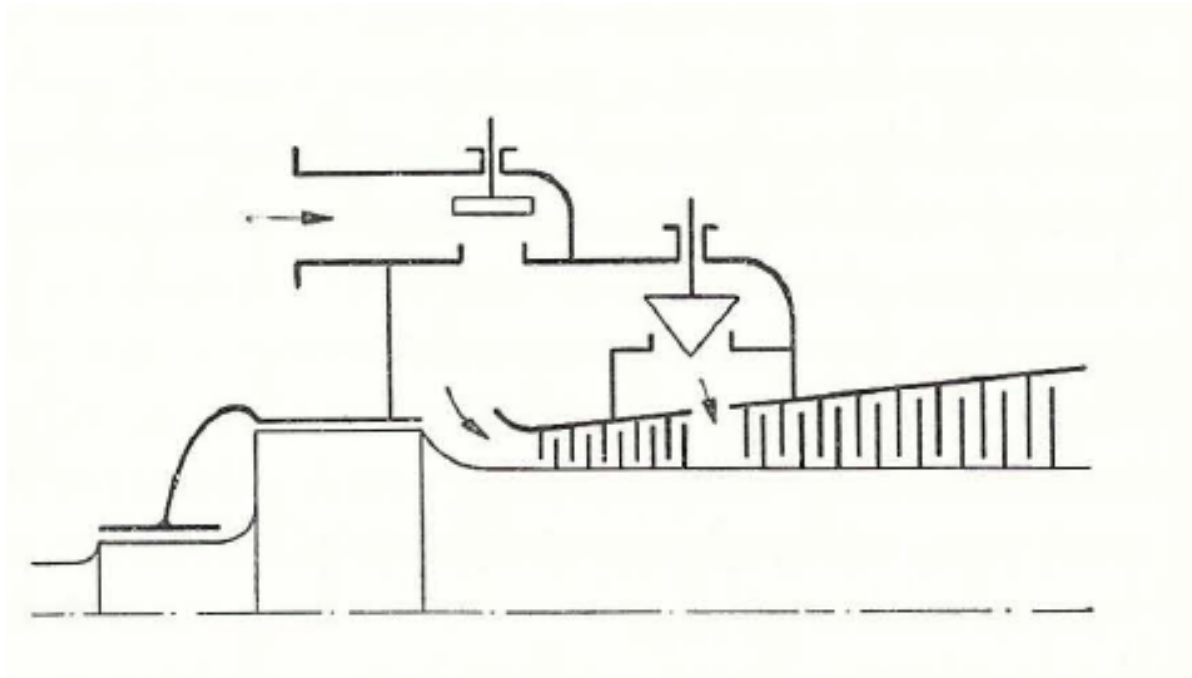


Abb. Schema der Regelung durch Überspringen der Stufen

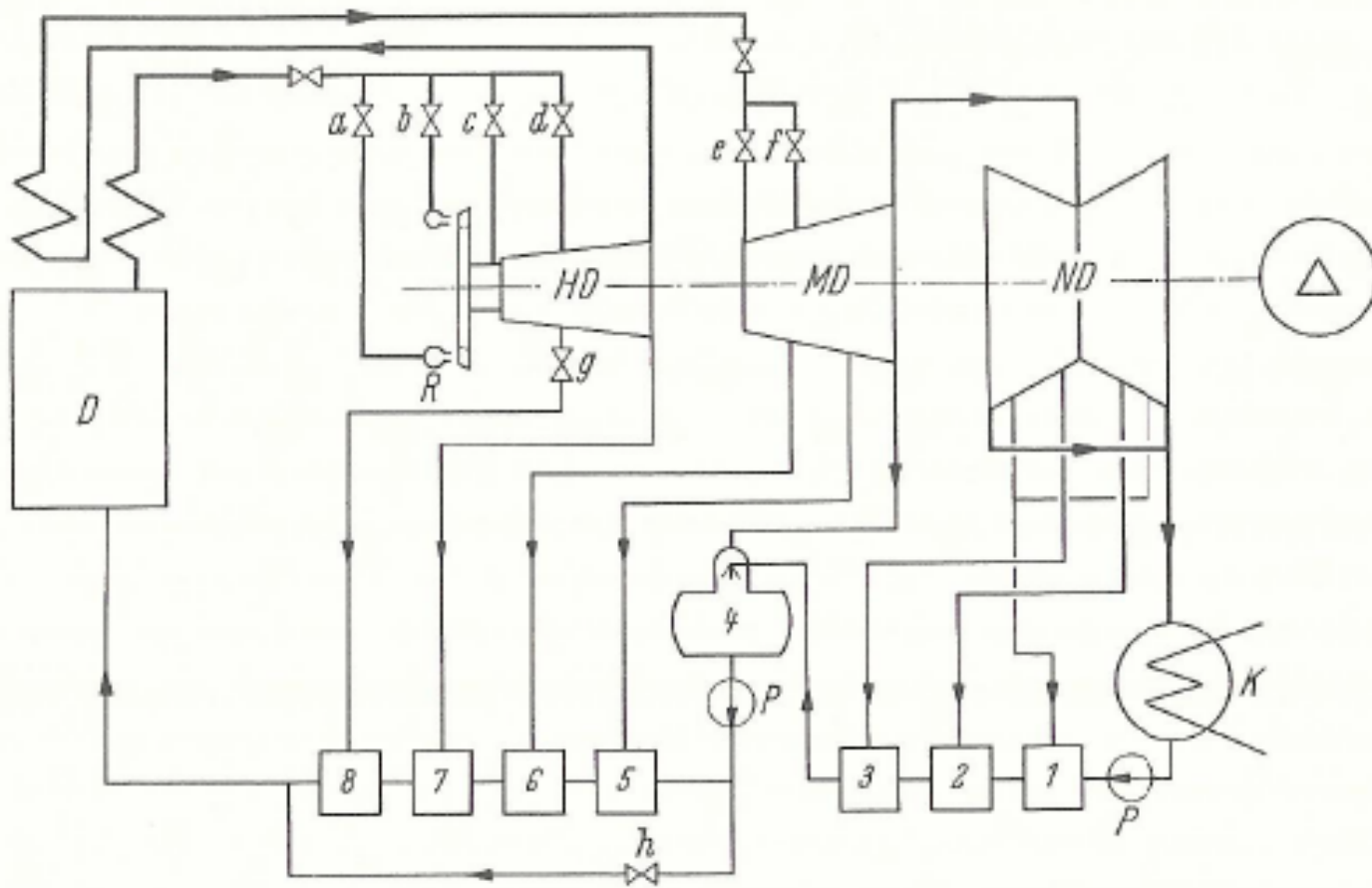


Abb. Schema einer Dampfkraftanlage mit Überlastregelung *D* Dampferzeuger, HD Hochdruckturbinen, MD Mitteldruckturbinen, ND Niederdruckturbinen, K Kondensator, P Pumpen, R Regelstufe, a, b, Düsengruppenventile, c- f Stufenüberbrückungsventile, g Absperrventil, h Umgehungsventil, 1-8 Speisewasservorwärmer

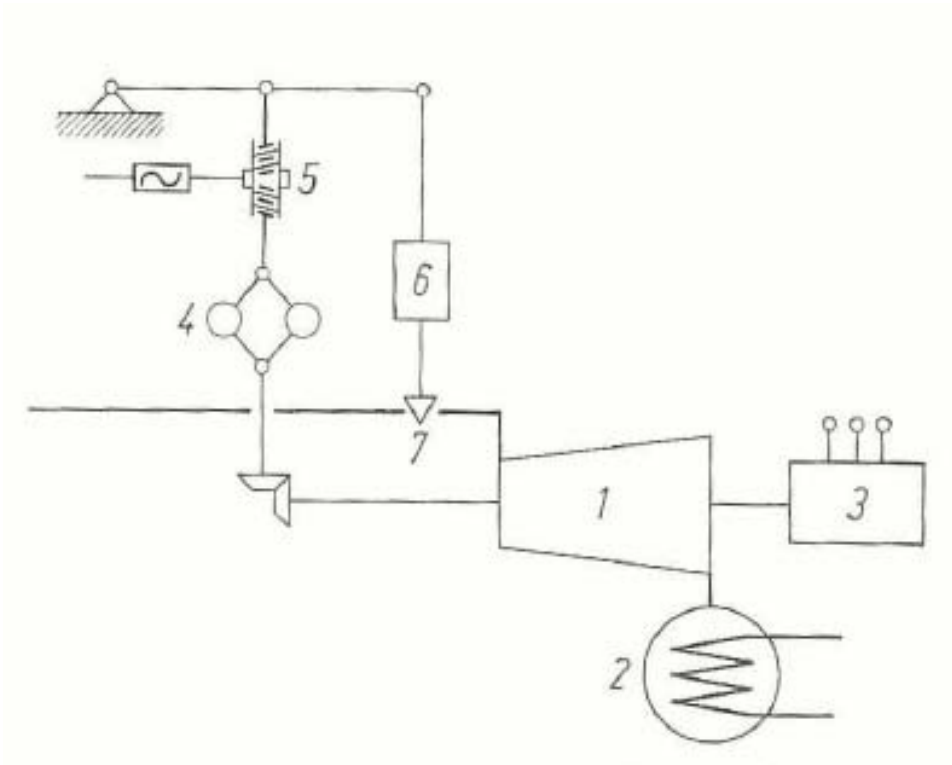


Abb. Vereinfachtes Regelschema einer Dampfturbine ohne Zwischenüberhitzung

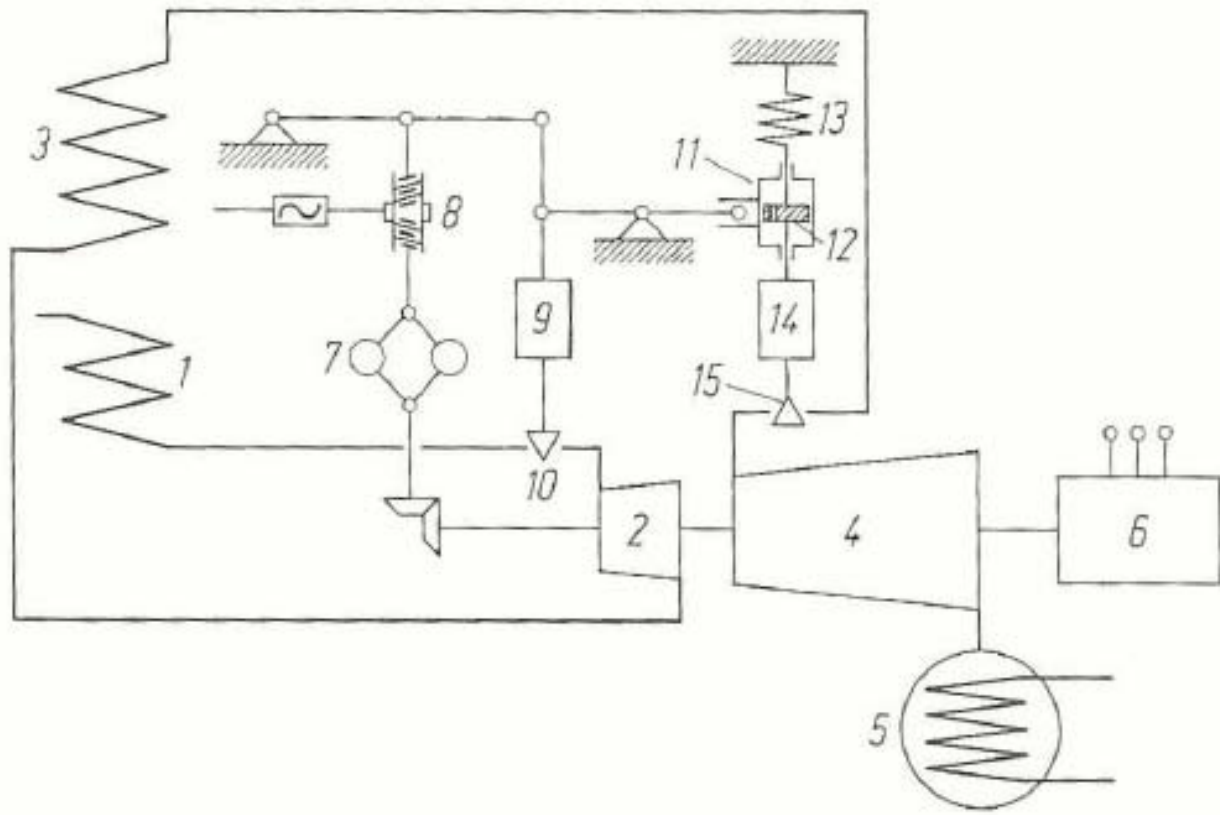


Abb. Vereinfachtes Regelschema einer Dampfturbine mit Zwischenüberhitzung

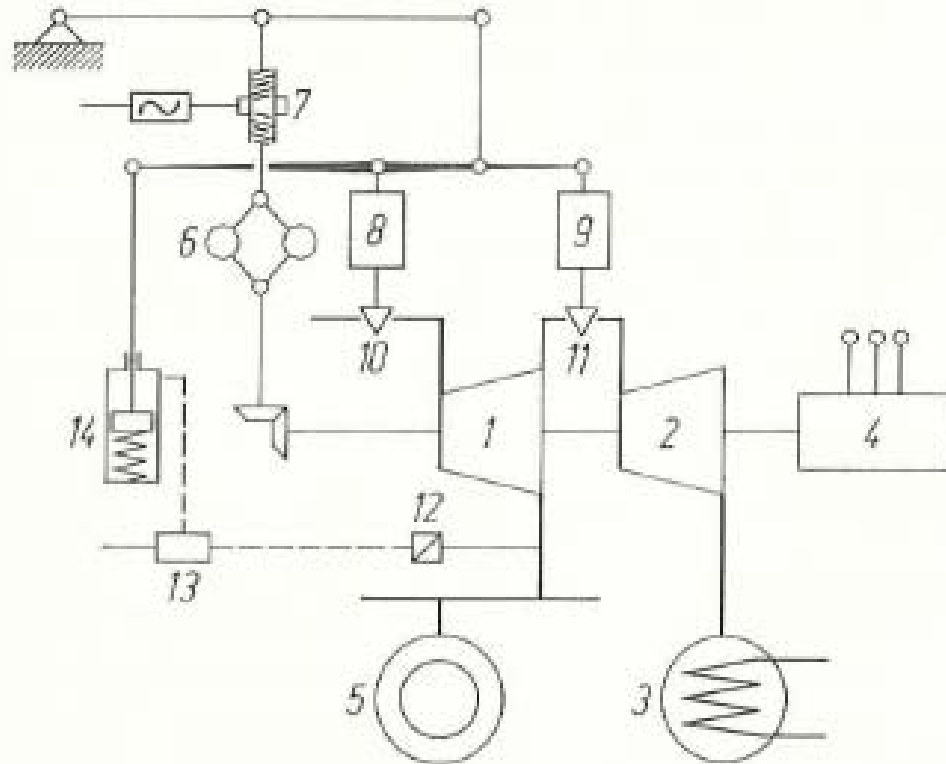


Abb. Vereinfachtes Regelschema einer Entnahme-Kondensationsturbine