

# FSD 1 Fragenkatalog

## VL 1

- 1.1. internationale Norm DIN EN ISO 9306 legt Prüfung des hyd. Leistungsverhaltens von Kreiselpumpen fest

## VL 2

- 2.1. Fluid ist entweder eine Flüssigkeit oder ein Gas
- ein Kontinuum
  - Newton-Fl. nimmt in Ruhe keine Schubspannungen aber Normalspannungen auf

## 2.2. - Wasser

- Öle

- Gase

- Dampf

## 2.3. Kraftmaschine (Turbine):

- Wasserturbine

- Windturbine

- Gasturbine

## Arbeitsmaschine (Pumpe):

- Kreiselpumpe

- Ventilatoren

- Gebläse

## 2.4. Kraftmaschine:

- Gasturbine

- Wasserturbine

- Windturbine

- Dampfmaschine

## Arbeitsmaschine

- Kreiselpumpe

- Schiffspropeller

- Gebläse

- Turboverdichter

- Ventilatoren

- TurboKompressor

## Kombination

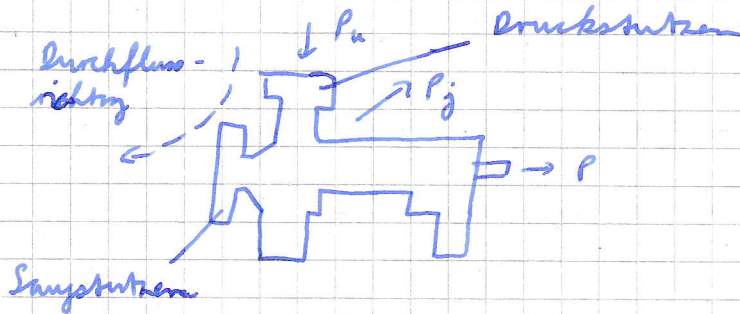
- Hydromechanischer Wandler

- Hydromechanische Kupplung

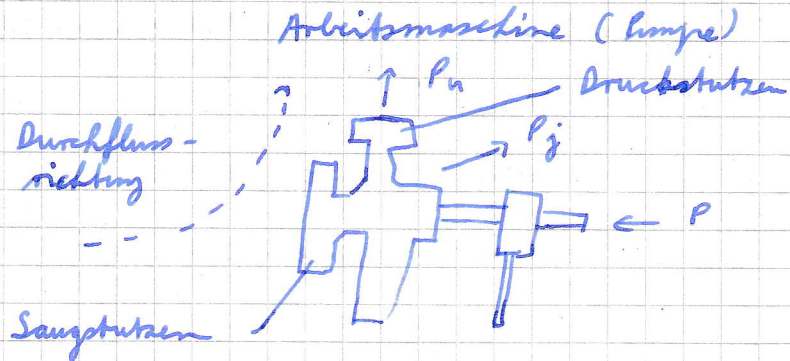
- Pumpenspeicherkraftmaschine



## 2.5. Kraftmaschine (Turbine)



Index  $u$ : useful  
Index  $j$ : junk



$P \hat{=}$  Mechanische Leistung

2.6. Druckgrenze:  $0 \leq \frac{|p_2 - p_1|}{p_1} \leq 0,3$

$p_2 \hat{=}$  Druck am Druckstutzen

Geschwindigkeitsgrenze:  $Ma = \frac{v}{a} < 0,3$

$p_1 \hat{=}$  Druck am Saugstutzen

$v \hat{=}$  Geschwindigkeit des Fl.  
 $a \hat{=}$  Schallgeschw.

2.7. Kennzeichen einer Strömungsmaschine ist das mit Schaufeln besetzte, gleichmäßig umlaufende Laufrad, dessen Schaufeln von einem Fluid stetig umströmt werden. Eine Strömungsmaschine hat die Aufgabe, entweder als Kraftmaschine eine Energie in mech. Arbeit umzuwandeln oder als Arbeitsmaschine einem Fluid Energie zuzuführen.

2.8. Bei der Umströmung wird durch Trägheitskräfte ein Strömungsdruck erzeugt, der die Arbeitsleistung bewirkt. Der Strömungsdruck beruht hauptsächlich auf der Trägheitswirkung der Masse des Fl. infolge der Ablenkung durch die Schaufeln.



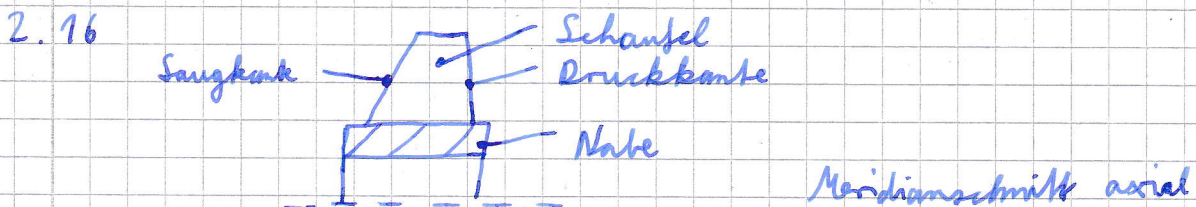
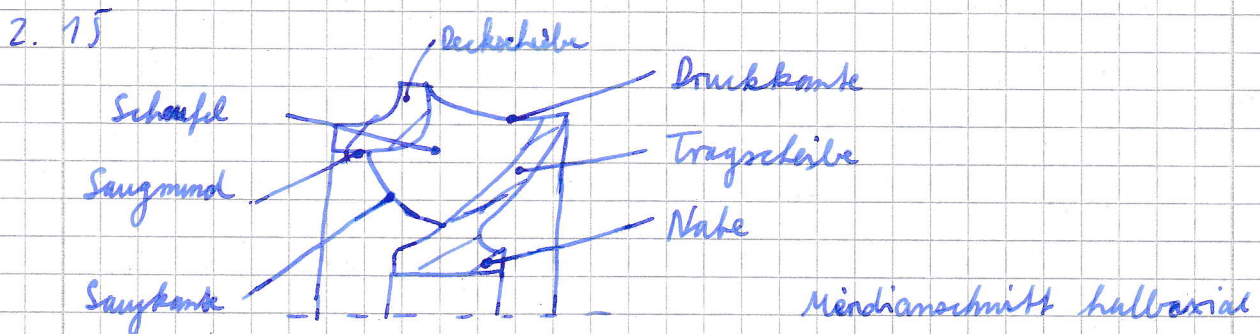
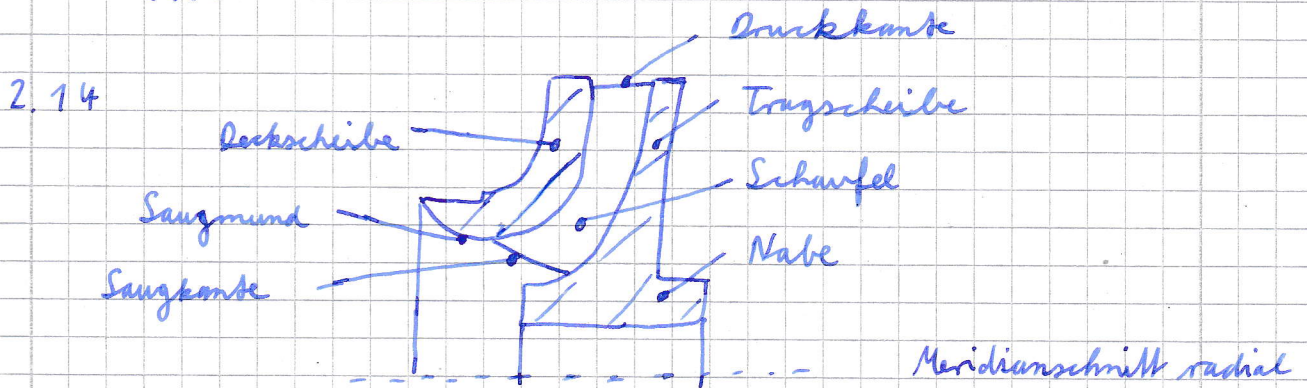
- 2.9. - Welle - Laufrad
- Lager - Leitvorrichtung
- Gehäuse - Saugstutzen
- Dichtung - Druckstutzen

- 2.10 - Meridianschnitt
- Grundriss

- 2.11 - Meridianschnitt
- Grundriss

- 2.12 - Meridianschnitt
- Gitterschnitt

- 2.13 - radial
- halbaxial
- axial





2.17 Laufrad überträgt Leistung durch Beschleunigung, Verzögerung und Umlenkung eines Fluids.

Bei Pumpe: Übertr. von Wellenleistung auf Fl.

Bei Turbine: Übertragung von Fl. Leistung auf Welle

2.18 - Laufrad ist eine Art der Leitvorrichtung <sup>Bzw. Unterkategorie</sup>

- Die Leitvorrichtung interbindet bei Pumpen die verlustreiche kreisende Austrittsströmung

[ Das Laufrad überträgt auf das Gehäuse ein dem Laufradmoment entsprechendes Drehmoment.]

Bei Pumpe: Umwandlung der Geschwindigkeitsenergie des Fluids in Druckenergie

Bei Turbine: Umwandlung der Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie

3. 1 inkompressible Fl.  $\gamma = \frac{p_0 - p_s}{\rho} + \frac{v_0^2 - v_s^2}{2} + g \cdot \Delta z$

kompressible Fl.  $\gamma = \int_{p_s}^{p_0} v \cdot dp + \frac{v_0^2 - v_s^2}{2} + g \cdot \Delta z$

Die spezifische Stutzenarbeit  $\gamma$  bezeichnet die Energiedifferenz zwischen Druck- und Saugstutzen.

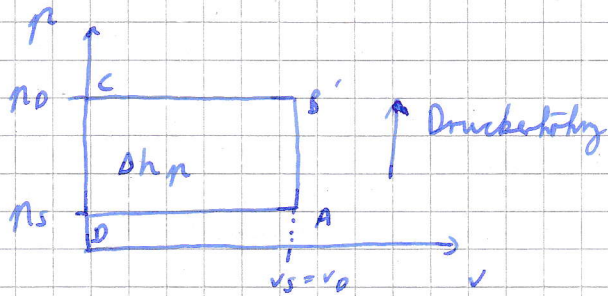
Sie ist die auf die Masse des Förderguts bezogene Arbeit der S.M.



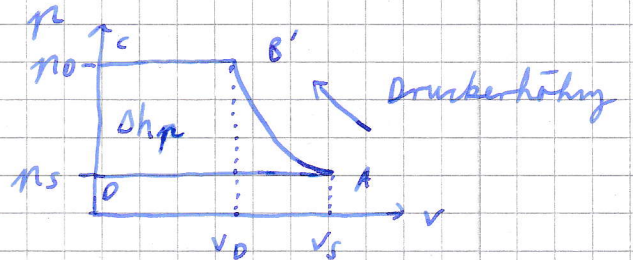
### 3.2 Enthalpiedifferenz $\Delta h_p$

inkompressible Fluide:  $\Delta h_p = \frac{p_0 - p_s}{\rho}$

kompressible Fluide:  $\Delta h_p = \int_{p_s}^{p_0} v dp$

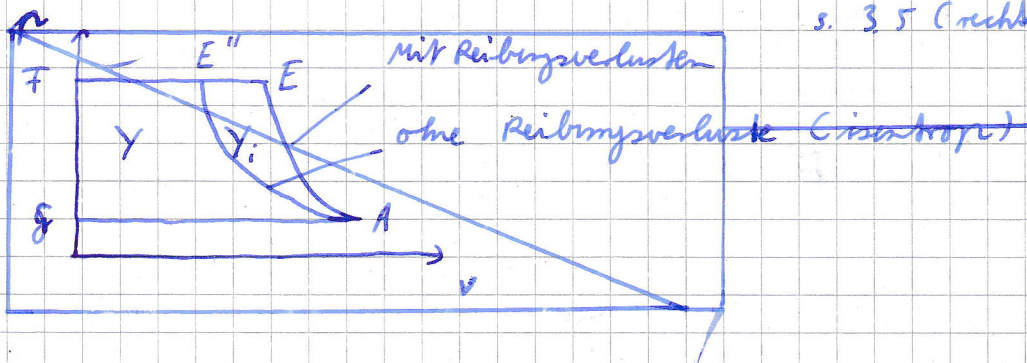


$p$ - $v$ -Diagramm für inkompressible Fl.:  $\rho = \text{const}$



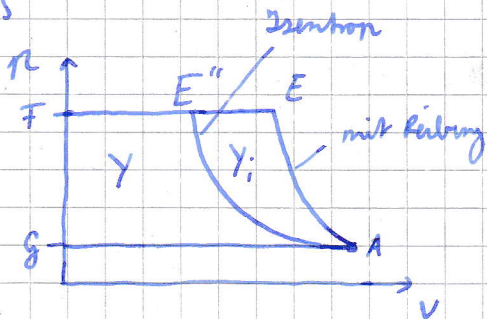
$p$ - $v$ -Diagramm für kompressible Fl.:  $\rho \neq \text{const}$

### 3.3

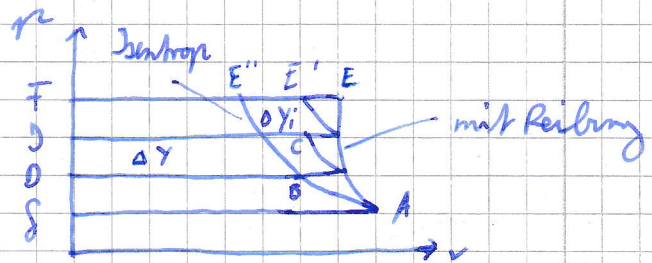


3.4 Bei mehrstufigen Verdichtern kommt der Mehrarbeitswert zum Tragen.

### 3.5



$p$ - $v$ -Diagramm eines einstufigen Verdichters



$p$ - $v$ -Diagramm eines mehrstufigen Verdichters



4.1 - Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{u} \hat{=}$  Geschwindigkeit zw. Laufrad und Umgebung

- Relativgeschwindigkeit  $\vec{w} \hat{=}$  Geschw. zw. Fl. und Laufrad

- Absolutgeschwindigkeit  $\vec{v} \hat{=}$  Geschw. zw. Fl. und Umgebung

Es gilt  $\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$

Die Umfangsgeschw.  $\vec{u}$  ist nicht aufzuteilen in Komponenten

- wirkt immer in Umfangsrichtung
- entspricht Drehwinde des Laufrads

$v = \sqrt{v_m^2 + v_u^2}$  ,  $w = \sqrt{w_m^2 + w_u^2}$

$v_m \hat{=}$  Meridiankomponente der Absolutgeschw.

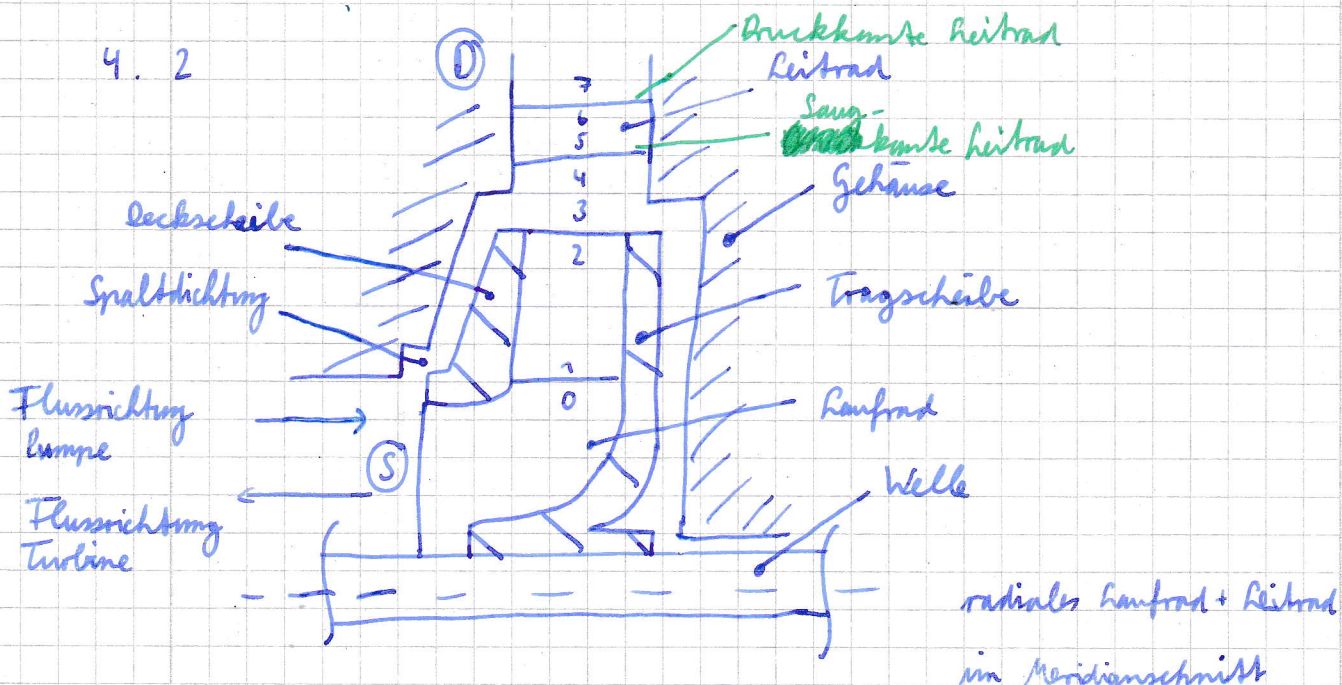
$v_u \hat{=}$  Umfangskomponente der Absolutgeschw.

$w_m \hat{=}$  Meridiankomponente der Relativgeschw.

$w_u \hat{=}$  Umfangskomponente der Relativgeschw.

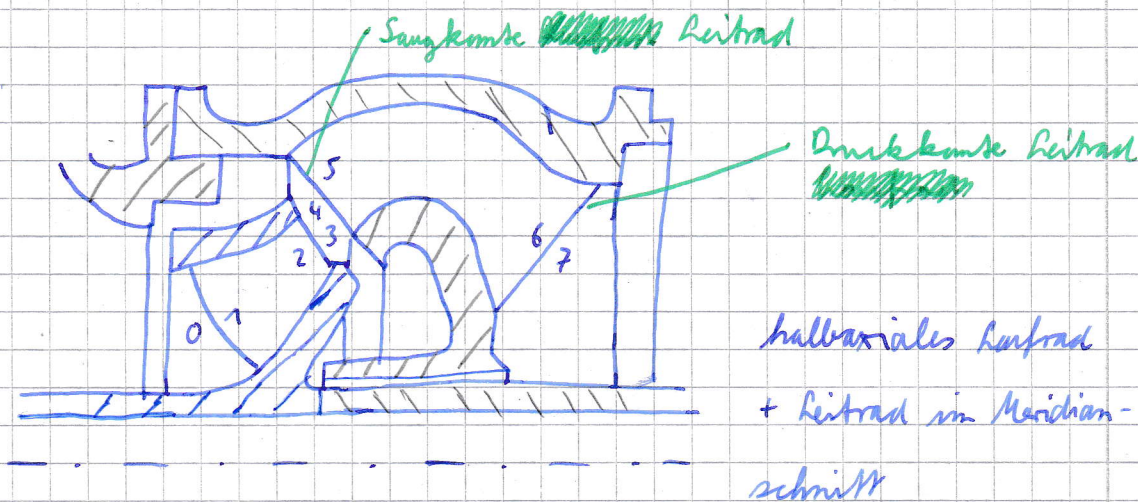
Die Umfangskomponente liegt tangential zum Umfang des Laufrads, die Meridiankomponente zeigt in radiale Richtung.

4.2

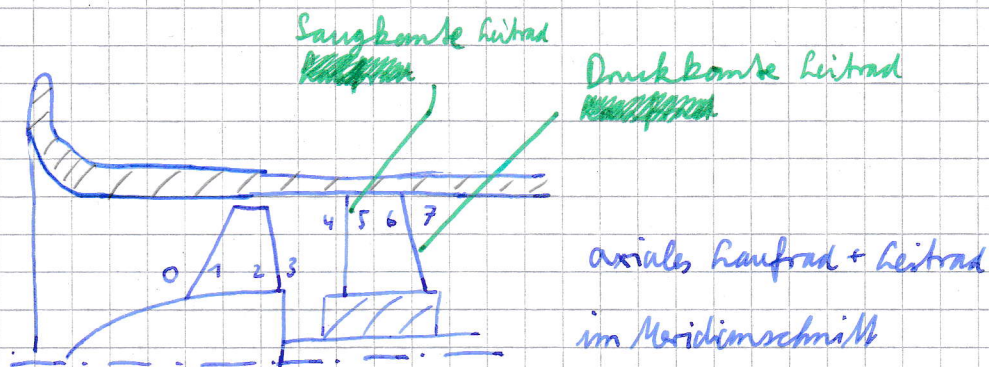




4. 3.



4. 4



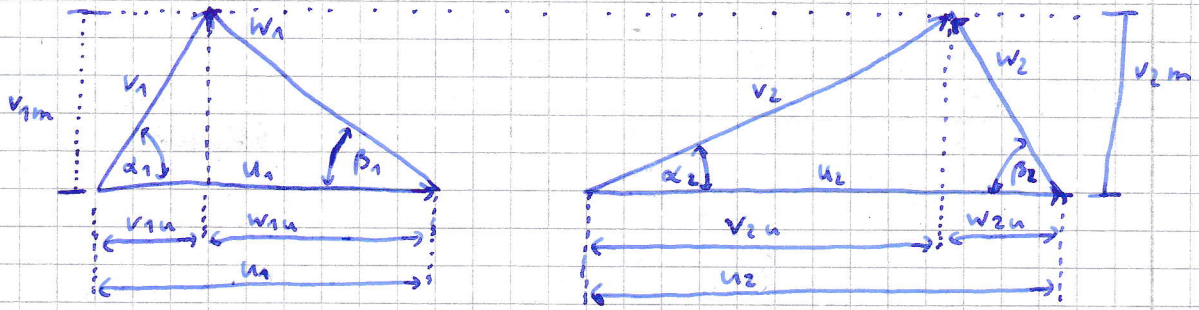
4. 5

- 0: Unmittelbar (Unm.) an der Saugkante (Sgk) des Laufrades (LaR) außerhalb des Schaufelkanals (Sk)
- 1: Unm. an der Sgk des LaR innerhalb des Sk
- 2: Unm. an der Druckkante (Dk) des LaR innerhalb des Sk
- 3: Unm. an der Dk des LaR außerhalb des Sk
- 4: Unm. an der Sgk des Leitrades (LeR) außerhalb des Sk
- 5: Unm. an der Sgk des LeR innerhalb des Sk
- 6: Unm. an der Druckkante des LeR innerhalb des Sk
- 7: Unm. an der Dk des LeR außerhalb des Sk

Steigende Nummer mit steigender Energieladung



4. 6      Stelle 1 Sgk Eintritt      Stelle 2 Sgk Austritt

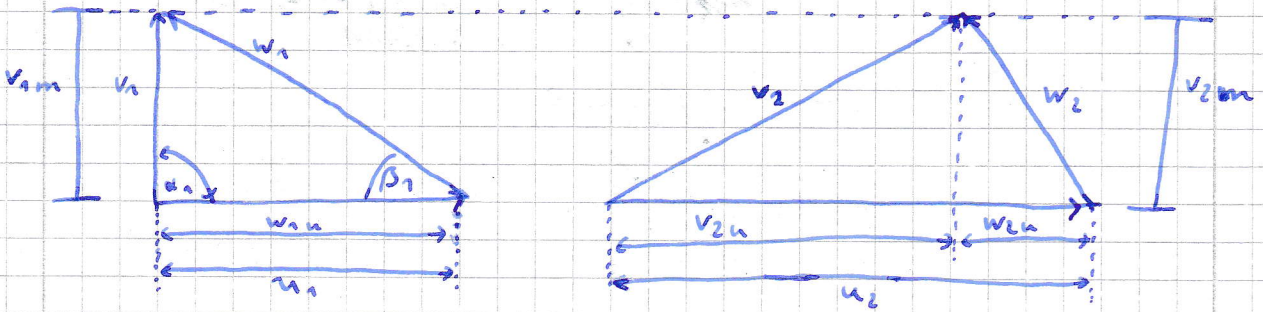


$u_1 < u_2$

$v_{1m} = v_{2m}$

Strömungsdreiecke an Stelle 1 und Stelle 2 einer radialen Kompre

4. 7      Stelle 1 Sgk Eintritt      Stelle 2 Sgk Austritt



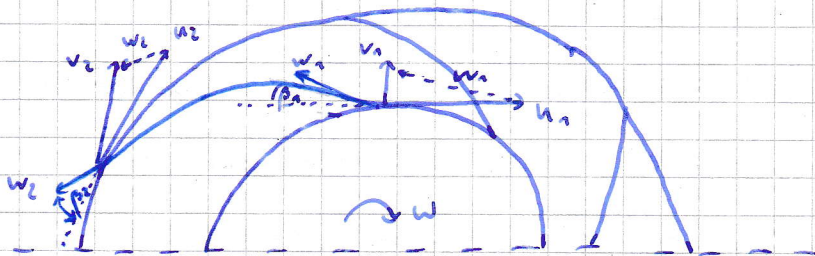
$v_{1m} = v_{2m}$

$u_2 > u_1$

Strömungsdreiecke an Stelle 1 und Stelle 2 einer radialen Kompre bei axialer Zustromung

4. 8

$u_1 < u_2$



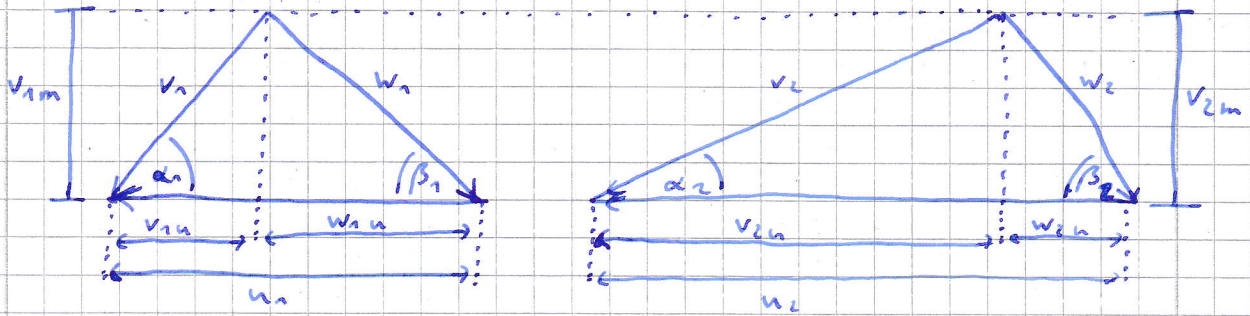
Geschwindigkeitsdreieck für die Stellen 1 und 2 im Grundriss einer radialen Kompre



4. 9

Stelle 1: Sgk Austritt

Stelle 2: Drk Eintritt

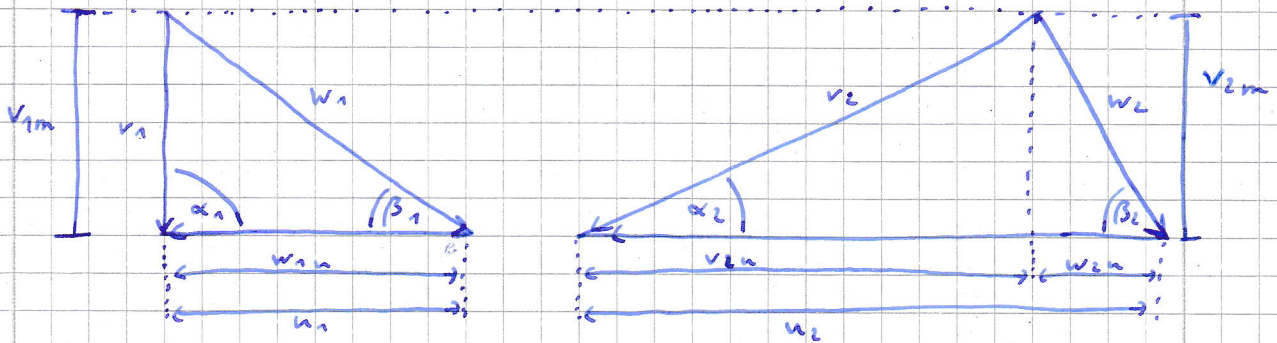


Strömungsdreieck an den Stellen 1 und 2 einer radialen Turbine  
 $u_2 > u_1$ ,  $v_{1m} = v_{2m}$

4. 10

Stelle 1: Sgk Austritt

Stelle 2: Drk Eintritt

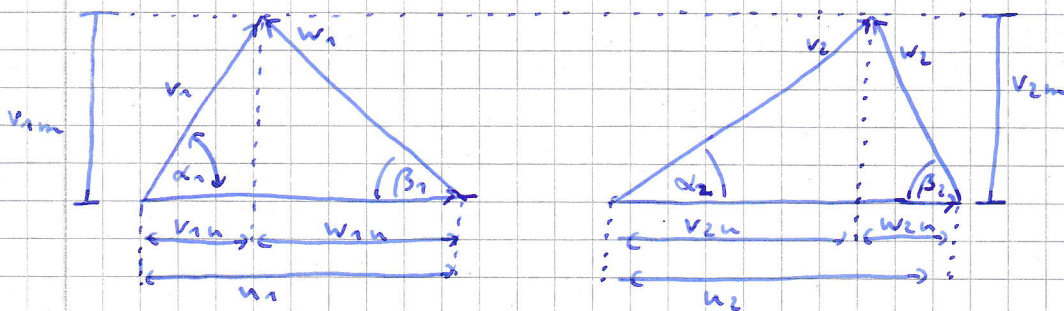


Strömungsdreieck an den Stellen 1 und 2 einer radialen Turbine bei drallfreier Abströmung  
 $u_2 > u_1$ ,  $v_{1m} = v_{2m}$

4. 11

Stelle 1: Sgk Eintritt

Stelle 2: Druckkante Austritt

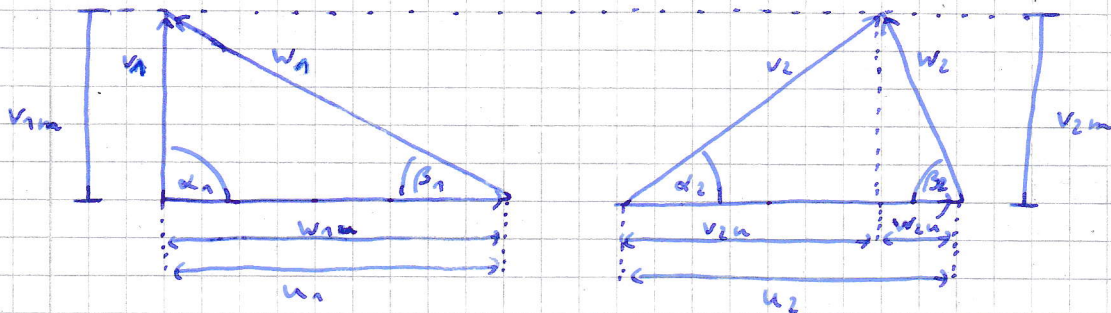


Strömungsdreieck an den Stellen 1 und 2 einer axialen Kompre

$v_{1m} = v_{2m}$ ,  $u_1 = u_2$

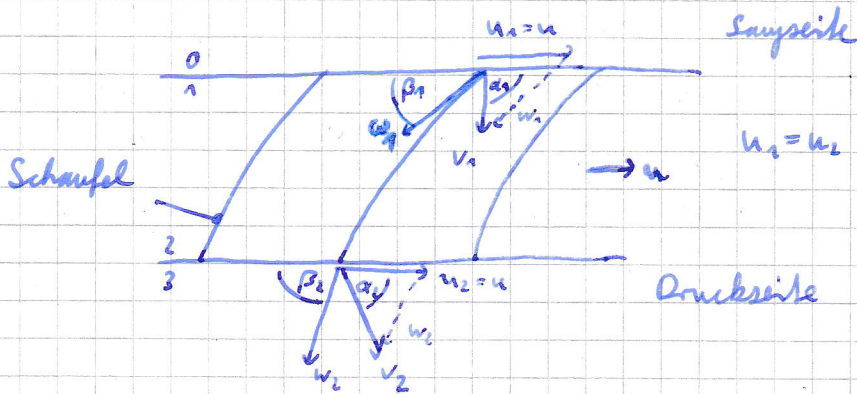


4. 12



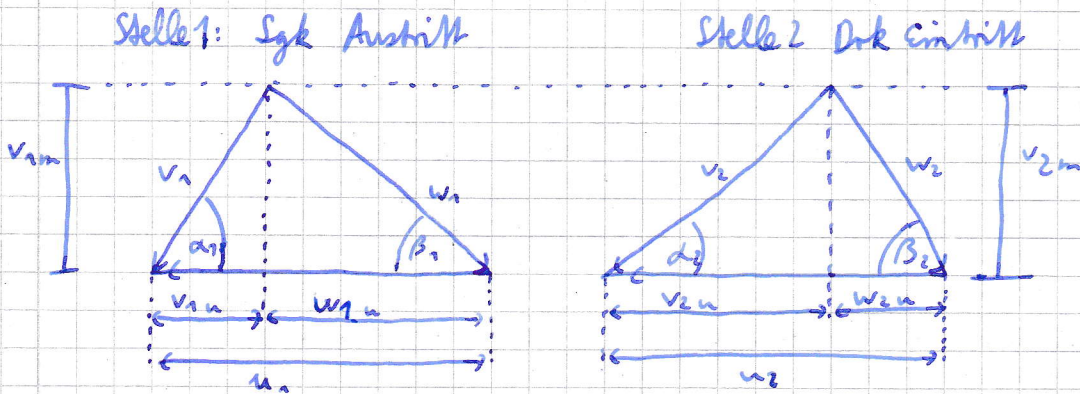
Strömungsdreiecke an den Stellen 1 und 2 einer axialen Pumpe bei drallfreier Zustrommung,  $u_1 = u_2$ ,  $v_{1m} = v_{2m}$

4. 13



Strömungsdreiecke an den Stellen 1 und 2 einer axialen Pumpe im Gitterschnitt

4. 14



Strömungsdreiecke an den Stellen 1 und 2 einer axialen Turbine

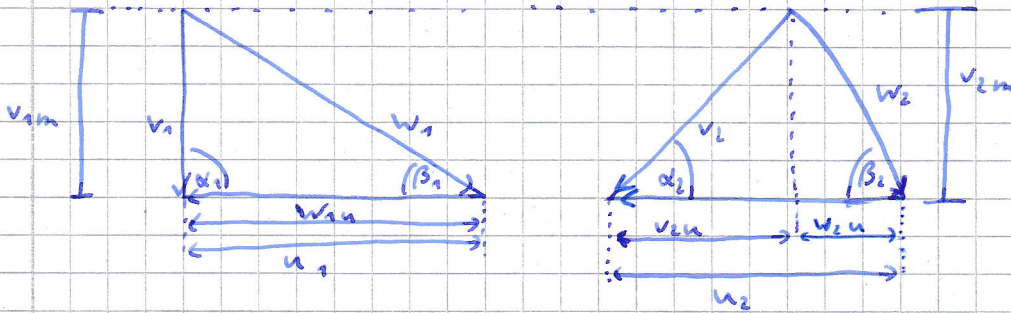
$u_1 = u_2$ ,  $v_{1m} = v_{2m}$



4. 15

Stelle 1: Sgk (Austritt)

Stelle 2: Drk (Eintritt)



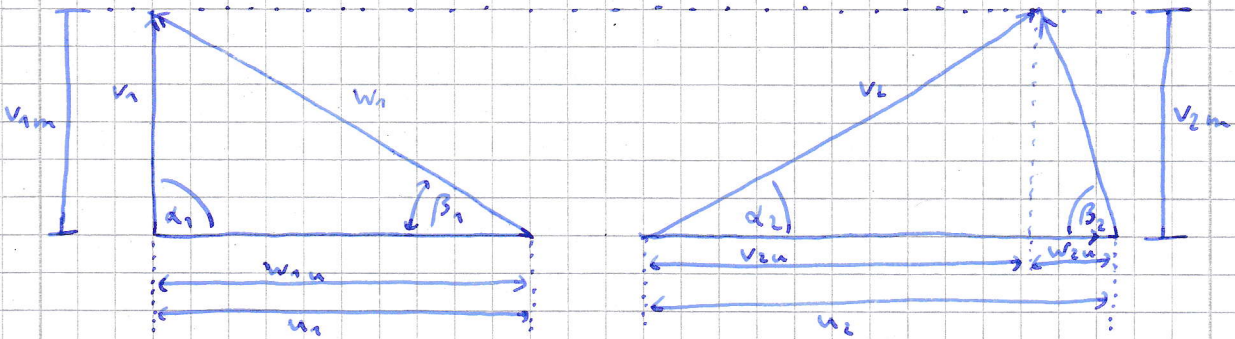
Strömungsdreieck an den Stellen 1 und 2 einer axialen Turbine bei drallfreier Anströmung,  $u_1 = u_2$ ,  $v_{1m} = v_{2m}$

4. 16

(identisch mit 4. 7)

Stelle 1: Sgk (Eintritt)

Stelle 2: Drk (Austritt)



Strömungsdreieck an den Stellen 1 und 2 einer halbaxialen Kompre bei drallfreier Zustromung  $u_1 < u_2$ ,  $v_{1m} = v_{2m}$

4. 17

- Zentrifugalkraft ( $\cong$  Fliehkraft)

- Trägheitskraft

- Corioliskraft

- Druckkraft

- Gewichtskraft

[ - Schubspannungen ]  $\leftarrow$  ist eine Spannung



$$4. 18 \quad Y_{\text{Sch}} = u_2 \cdot v_{3u} - u_1 \cdot v_{0u}$$

Dient zur Berechnung der spez. Schaufelarbeit.

$$4. 19 \quad Y_{\text{Sch}} = \frac{v_3^2 - v_0^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_0^2 - w_3^2}{2}$$

Dient zur Berechnung der spez. Schaufelarbeit.

$$4. 20 \quad Y_{\text{Sch}} = \frac{v_3^2 - v_0^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_0^2 - w_3^2}{2}$$

~~$$\Delta Y_{\text{kin}} = \Delta p_{\text{dyn}} \cdot f$$~~

~~$$\Delta Y_{\text{pot}} = \Delta p_{\text{stat}} \cdot f$$~~

~~$$\Rightarrow \Delta p_{\text{dyn}} = \frac{(v_3^2 - v_0^2)}{2} \cdot \rho$$~~

~~$$\Rightarrow \Delta p_{\text{stat}} = \frac{(u_2^2 - u_1^2 + w_0^2 - w_3^2)}{2} \cdot \rho$$~~

$$\Rightarrow v \uparrow \Rightarrow p_{\text{dyn}} \uparrow$$

$$\Rightarrow u \uparrow \Rightarrow p_{\text{stat}} \uparrow$$

$$\Rightarrow w \downarrow \Rightarrow p_{\text{stat}} \uparrow$$

$v \hat{=}$  Absolutgeschw.

$u \hat{=}$  Umlaufgeschw.

$w \hat{=}$  Relativgeschwind.

4. 21 Die Eulerische Hauptgl. gilt für alle Fluide und für alle Strömungsmaschinen

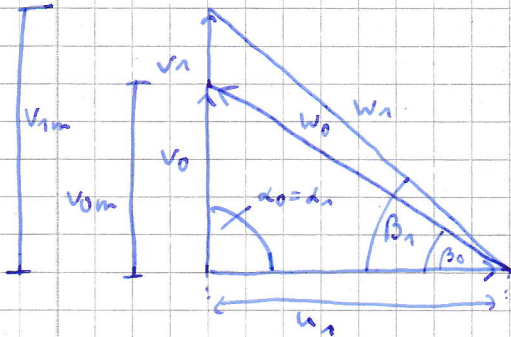
4. 22 Nein

4. 23 mehrstufige Anordnung erhöht Druck (=Reihenschaltung)

4. 24 mehrflutige Anordnung erhöht Volumenstrom (Parallelschaltung)

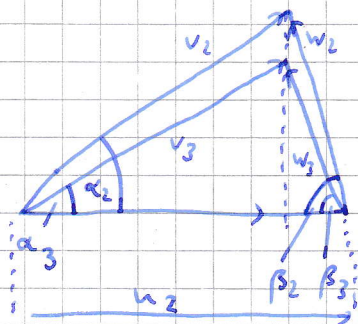


5. 1. Saugkonke: Es kommt durch die Schaufelstärke zu einer Verminderung des freien Strömungsquerschnittes. Nach Konti folgt daraus eine Erhöhung von  $v_m$  (die Meridional-komponente der Absolutgeschwindigkeit). Daraus folgt eine Erhöhung des Winkels  $\beta$  und der Relativgeschw.  $w$ .



Geschwindigkeitsdreieck an der Sgk (drallfrei)  $0 \rightarrow 1$

Druckkonke: analog für  $2 \rightarrow 3$ . Durch Vergrößerung des Querschnitts kommt es zu einer Verzögerung der Meridional-komponente  $v_m$  und folglich auch der Relativgeschwindigkeit  $w$ .



Geschwindigkeitsdreiecke an der Druckkonke  $2 \rightarrow 3$

5. 2. Durch die endl. Anzahl der Schaufeln entsteht eine Druckdifferenz zwischen Vorder- und Rückseite der Schaufel. Dadurch wird die Str. in Richtung Vorderdruck abgelenkt: dieses Phänomen nennt sich Minderumlenkung [w wird durch diesen Druckungleichstrom abgelenkt]







5. 6. - kein Verlust, sondern ist eine durch das Wirkprinzip des Laufrades verursachte verminderte Umlenkung der Strömung. Minderleistung ist daher auch kein Maß für die Güte einer Strömungsmaschine.

5. 7. Verfahren nach Eflidzer berechnet das tatsächliche  $Y_{sch}$ .

$$Y_{mind} = Y_{sch\infty} - Y_{sch}$$

$Y_{mind} \hat{=}$  spezifische Mindarbeit

$Y_{sch\infty} \hat{=}$  spez. Schaufelarbeit mit unendlich vielen, dünnen Schaufeln (Theor. Größe)

$Y_{sch} \hat{=}$  tatsächliche Schaufelarbeit

Eflidzers Ansatz:  $Y_{sch\infty} = Y_{sch} \cdot (1 + \mu)$   $\mu \hat{=}$  Minderleistungsrate

$$\mu = \psi' \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot S}$$

$\psi' \hat{=}$  Minderleistungsbeiwert (empirisch)

$r_2 \hat{=}$  Radius der Druckkante des Laufrades

$z \hat{=}$  Schaufelzahl

$S \hat{=}$  Statisches Moment der mittleren Flusslinie

$$\psi' = k \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ}\right)$$

$k \hat{=}$  Faktor für Bauform der Leitvorrichtung (aus Tabellen entnehmbar)

\* Er stellt die Arbeitsverminderung durch

die Austrittsablängung als ein Vielfaches der theoretischen  $Y_{sch\infty}$  dar.

$$S = \int_{r_0}^{r_2} r \cdot dx$$

Minderleistung wird als spez. Mindarbeit  $Y_{mind}$  betrachtet.

Ursache der Minderleistung sind Druckunterschied zw. Vorder- und Hinterrseite der Schaufeln und Einfluss von Zähigkeit und Reibung.

5. 8 - Erhöhung der Schaufelzahl  $z \uparrow$

- Erhöhung des statischen Moments  $S \uparrow$

- Verringerung des Außenradius  $r_2 \downarrow$

} dann wird  $\mu$  kleiner



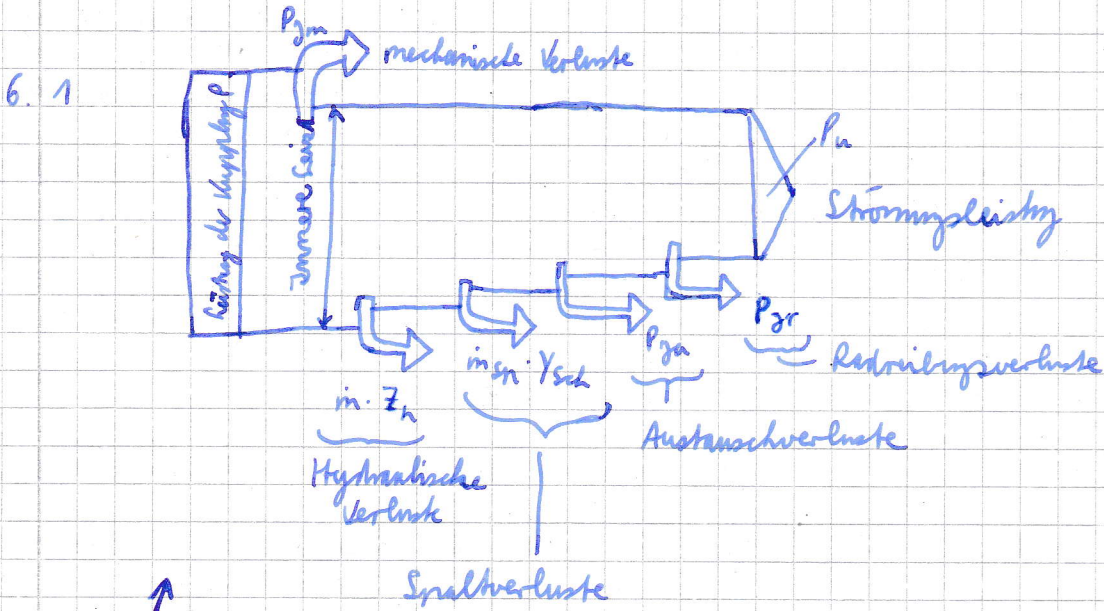
5. 9 
$$Y_{\text{Mind}} = Y_{\text{Sch } \infty} - Y_{\text{Sch}} = Y_{\text{Sch}} (n+1 - 1) = Y_{\text{Sch}} \cdot n$$

$$Y_{\text{Sch } \infty} = Y_{\text{Sch}} (n+1)$$

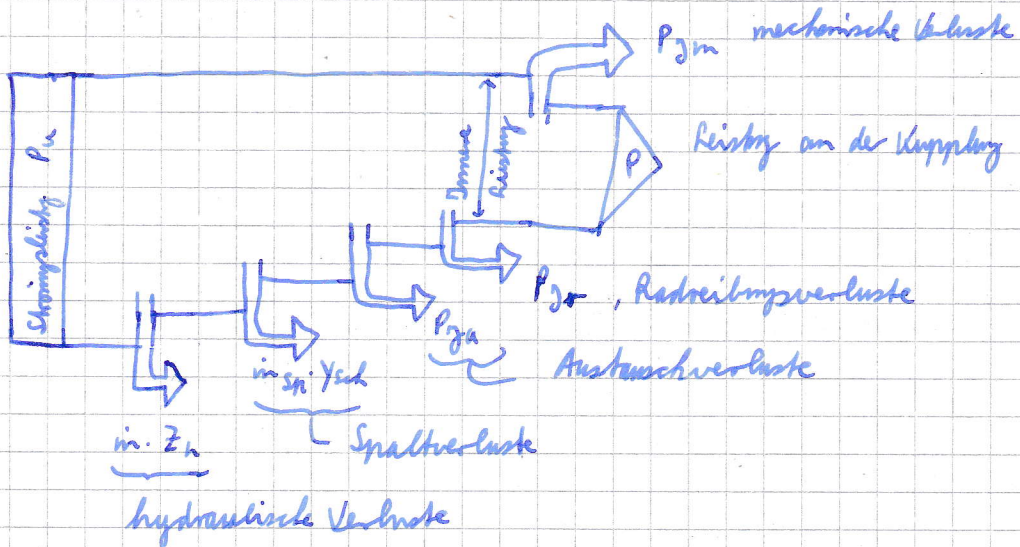
mit 
$$n = \psi' \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot s(r_1, r_2)}$$

mit ~~z~~ kleinerem Eintrittsradius  $\Rightarrow r_2^2 \downarrow \Rightarrow n \downarrow \Rightarrow Y_{\text{Mind}} \downarrow$

5. 10
- Verfahren nach Stodola
  - Verfahren nach Busemann
  - Verfahren nach Stumm



Schematische Darstellung der Verluste einer Pumpe (Sankey-Diagr)



Schem. Darst. der Verluste einer Turbine



6. 2 - Radreibungsverluste  
 - Austauschverluste  
 - Spaltverluste  
 - hydraulische Verluste

6. 3 Die Leistung  $P$  <sup>an der Kuppelung</sup> ist die ~~innere Leistung  $P_i$  der Strömungsmaschine~~  
~~mit zusätzlicher Berücksichtigung der mechanischen Verlustleistung  $P_{gm}$ .~~

$$P = P_i \pm P_{gm} \quad (\text{Pumpe / Turbine})$$

$$P = (m_i \pm m_{sp}) \cdot \gamma_{sch} \pm (P_{gr} + P_{ga} + P_{gm})$$

Verlustleistungen:

$$\gamma_{sch} = \gamma \pm Z_{gh} \quad Z_{gh} \hat{=} \text{spez. hydraulische Verlustarbeit}$$

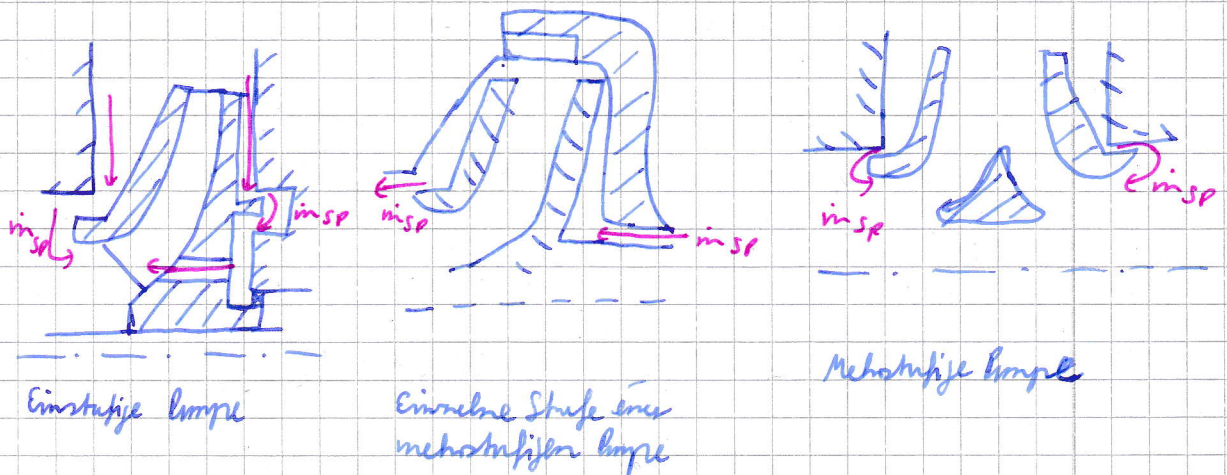
$P_{gr} \hat{=} \text{Radreibungsverluste}$

$P_{ga} \hat{=} \text{Austauschverluste}$

$P_{gm} \hat{=} \text{mech. Verluste}$

$m_{sp} \cdot \gamma_{sch} \hat{=} \text{Spaltverlust}$

6. 4



$m_{sp} \hat{=} \text{Spaltvolumenstrom}$



6. 5  $P_{gr} = k \cdot \rho \cdot u^3 \cdot D \cdot (D + 5 \cdot e) \rightarrow P_{gr} \sim D^5$

Der Einfluss des Laufraddurchmessers auf die Rad-  
reibungsverlustleistung ist immens.

6. 6. Es entstehen Ventilationsverluste, wenn das Laufrad  
nicht mit dem Arbeitsmedium beaufschlagt wird und trotzdem  
umläuft.

6. 7  $\rightarrow$  innerhalb eines Kompressors  $\rightarrow$  Fl. Teilchen beschleunigt und  
umgelenkt  $\rightarrow$  Erhöhung des Drucks entlang der Schaufeln.

Fl. Teilchen fließen aber vom niedrigen zum hohen Druck.

Einige Teilchen unzureichend beschl.  $\rightarrow$  fließen zurück vom  
hohen Druckniveau ins geringe Druckniveau  $\rightarrow$  erneute Beschl.

notwendig  $\rightarrow$  zusätzl. Leistung

Das nennt man Austragsverlust.

6. 8  $\dot{V}_{sp} = A_{sp} \cdot v_{sp}$

$\dot{V}_{sp}$  = Volumendotum durch Ringspalt

$A_{sp}$  = Fläche des Ringspalts

$v_{sp}$  = Geschw. des Fl. durch den Ringspalt

$s$  = Spaltstärke

$D_{sp}$  = mittlerer Spaltdurchmesser

$\Delta p_r$  = Druckdifferenz am Ringspalt. Annahme: gesamtes  $\Delta p_r$

wird dem Geschw. umgewandelt:  $\frac{\Delta p_r}{s} = \frac{v_{sp}^2}{2} \Rightarrow v_{sp} = \sqrt{\frac{\Delta p_r \cdot 2}{s}}$

Spaltwiderstand durch Durchflusszahl  $\mu < 1$  berücksichtigt.

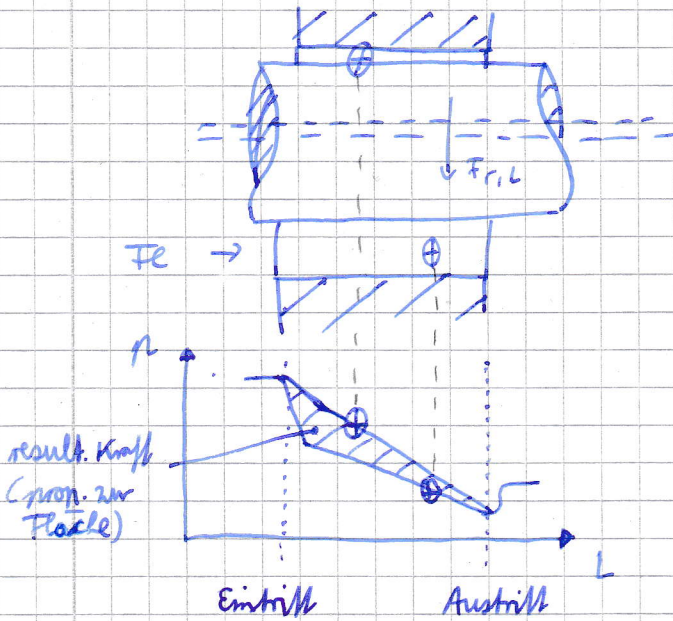
$$v_{sp} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_r}{s}}$$

Damit folgt für  $\dot{V}_{sp}$ :  $\dot{V}_{sp} = \pi \cdot D_{sp} \cdot s \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_r}{s}}$

6. 9 - Die Spaltweite reduzieren  
- Anzahl Spitzendichtungen erhöhen



6. 10 Der Lomakin-Effekt ist ein wellenzentrierender Effekt in Spaltdichtungen



$F_{r,L} \hat{=} F_{\text{radial, Lomakin}}$  (vor allem in kurzen Spalten)

Durch die Exzentrität, also die Auslenkung einer Welle, verändern sich die Spaltmaße und infolge dessen die Spaltwiderstände.

Beim kleineren Spalt  $\rightarrow$  höherer Widerstand  $\rightarrow$  geringere Durchströmungs-

geschwindigkeit. Beim größeren Spalt  $\rightarrow$  geringere Widerstand  $\rightarrow$  höhere Durchströmungsgeschwindigkeit.

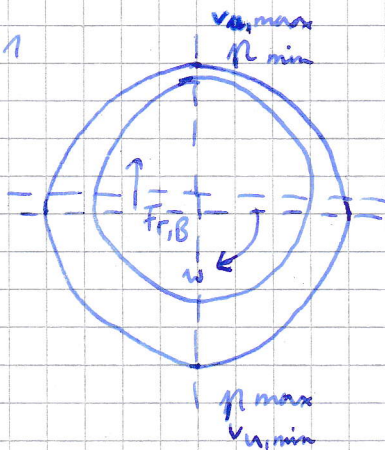
Eintrittsdruckverluste höher je höher die Eintrittsgeschw.

$\rightarrow$  großer Druckverlust auf der Seite mit größerem Spalt.

$\rightarrow$  kleiner Druckverlust auf der Seite mit kleinerem Spalt

Druckdifferenz wirkt als rückstellende Kraft  $F_{r,L}$ .

6. 11



$F_{r,B} = F_{\text{radial, Bernoulli}}$  (vor allem in längeren Spaltdichtungen)

Durch die Exzentrität der Welle ist der Spalt auf der einen Seite größer als auf der anderen. Durch Bernoulli-Konst. ist die Umfangsgeschw.  $v_u$  im Ringspalt beim kleineren Spalt größer.

Nach d. Bernoulli-Fl. ist der Druck dort aber kleiner.

D.h. die Druckdifferenz hat eine dezentrierende Wirkung.

und wirkt dem Lomakin-Effekt genau entgegen.



6. 13 Der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_h$  berücksichtigt die durch Reibung des Fluids an den Wänden der Schöpfelkanäle entstehende Verluste.

$$\eta_h = \frac{Y}{Y_{sch}} \quad \leftarrow \text{Pumpe}$$

6. 14 Der hydraulische Wirk...

$$\eta_h = \frac{Y_{sch}}{Y} \quad \leftarrow \text{Turbine}$$

6. 15  $\eta_{ch} = \frac{P_n}{P}$

6. 16  $\eta_{ch} = \frac{P}{P_n}$

6. 17 Wirkungsgradaufwertungen sind beim Übergang von kleineren auf größere SM zulässig.

Das liegt daran, dass die Spaltverluste bei kleineren SM prozentual größer sind,

, was sich durch einen geringeren Wirkungsgrad bemerkbar macht.

6. 18 - Aufwertung nach Pfleiderer:

$$\frac{1 - \eta_{i,2}}{1 - \eta_{i,1}} \approx \left( \frac{Re_1}{Re_2} \right)^{0,1}$$

- Aufwertung nach Ackeret:

$$\frac{1 - \eta_{i,2}}{1 - \eta_{i,1}} \approx \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{Re_1}{Re_2} \right)^{0,2}$$

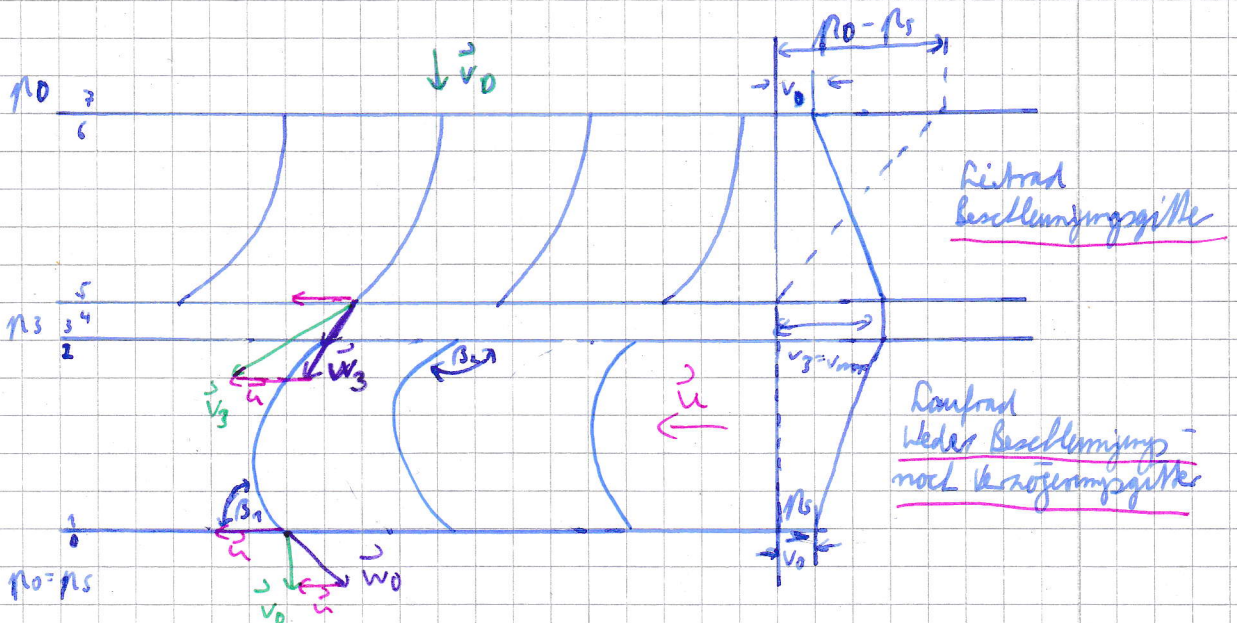


# FSD Fragmentalog

7.1 Die spezifische Spaltdruckarbeit  $Y_{sp}$  bezeichnet die spezifische Arbeitsfähigkeit der Druckdifferenz am Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse  $n_3 - n_0$ :

$$Y_{sp} = \frac{n_3 - n_0}{g}$$

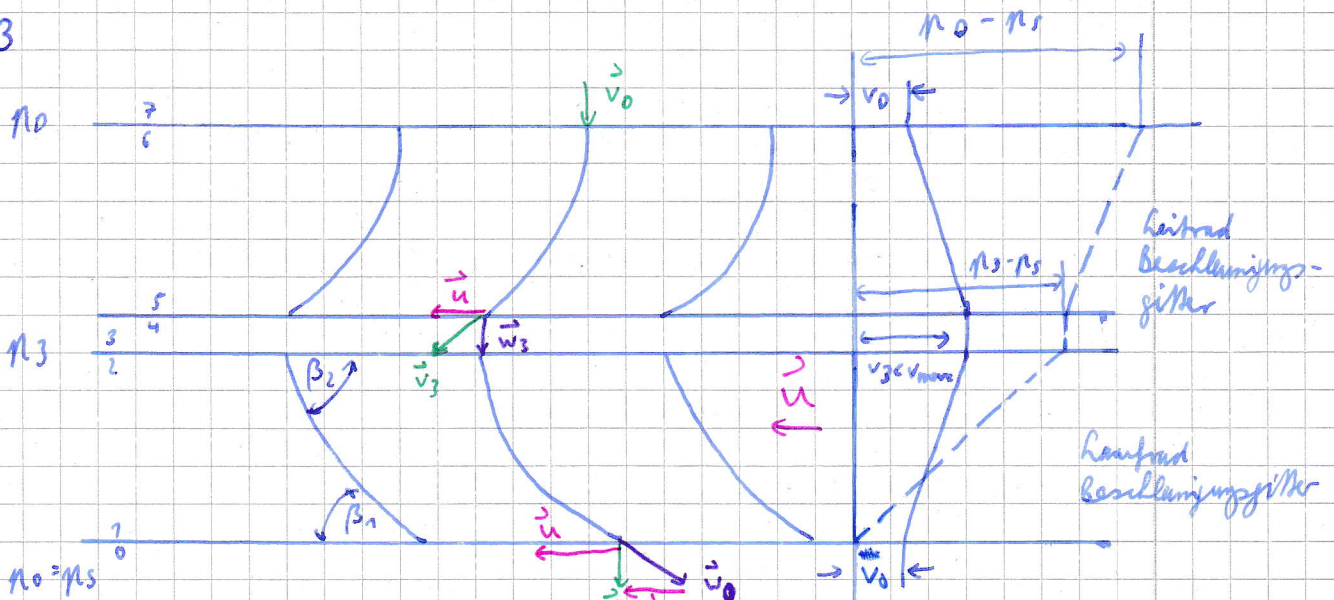
7.2



Geschwindigkeits- und Druckverläufe am Laufrad und Laufrad im Gitterschnitt einer Gleichdruckturbinen

( $v_5$ ) = Saugseite  
( $v_0$ ) = Druckseite

7.3



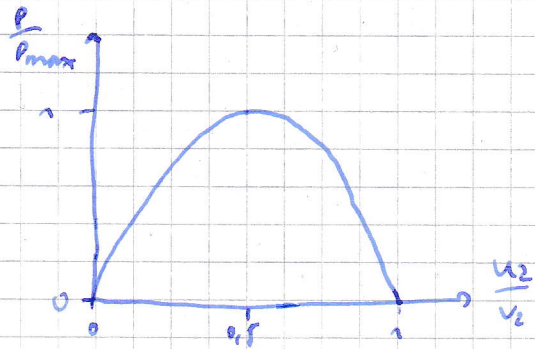
Wie 7.2 -- ein Überdruckturbinen



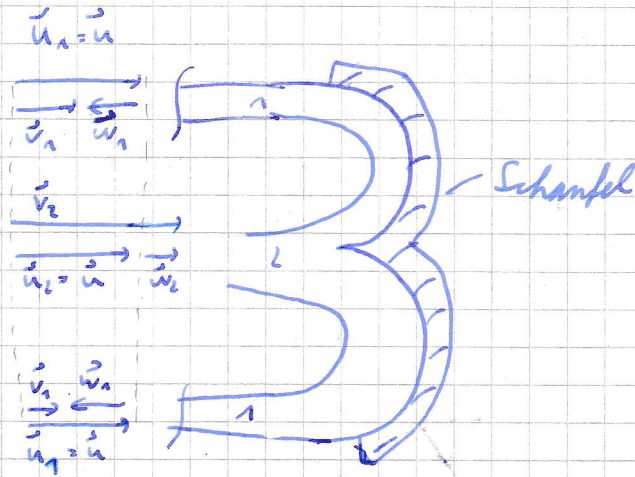
7. 4. - Pelton - Turbine  
 - Durchströmurbine

7. 5. - Kaplan - Turbine  
 - Francis - Turbine

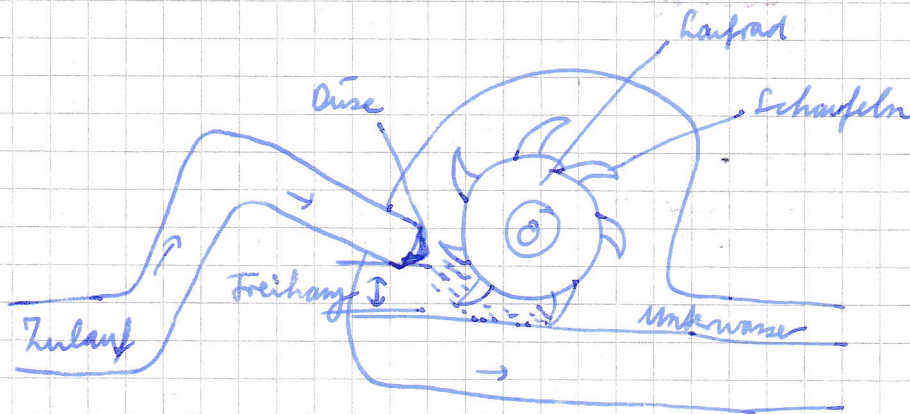
7.6.  $u_{2,opt} = \frac{v_2}{2}$



7. 7



7. 8



7. 9
- ~~Düsenrad mit veränderlichem Querschnitt~~
  - ~~Fail-Safe - Bremse~~
  - ~~Strahlableiter~~
  - ~~Bremse elektrische Bremse~~
  - ~~Absperrorgan~~

7. 10
- ~~Druckstoß entsteht bei schnell schließendem Absperrorgan~~
  - ~~Düsenrad langsam bewegen~~
  - Wasserschloss „dämpft“ Druckstoß



7. 11 Gleichdruckmaschine

7. 12 - Pelton - Turbine

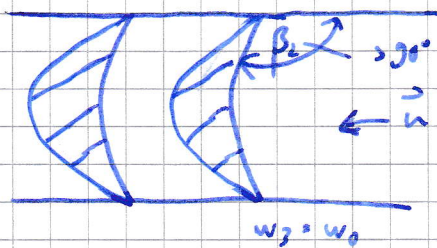
- Francis - Turbine

- Kaplan - Turbine

7. 13 Gleichdruckturbine:  $\gamma_{\text{en}} = 0 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

Überdruckturbine:  $\gamma_{\text{en}} > 0 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

7. 14



Hakenschaufeln für  
Gleichdruckturbinen

7. 15 Partielle Beanspruchung beschränkt den Wirkungsgrad, wenn nicht alle Schaufeln durchströmt werden, sondern nur einige und deshalb auch nur wenige Schaufeln Leistung generieren.

- Pelton - Turbine



8. 1 - Der Reaktionsgrad  $r$  kennzeichnet die Stärke des Überdrucks (d.h. der Reaktion im Laufrad) und gibt Aufschluss über die Aufteilung der Erhöhung der Energieumsetzung auf Laufrad und Leitrad.

- dimensionslose Größe

$$r = \frac{Y_{\text{sp}}}{Y} \quad \text{mit } 0 \leq r \leq 1$$

- Gleichdruckturbinen  $r = 0$

- Überdruckturbinen  $0 < r < 1$

8. 2 - Die Lieferzahl  $\beta$  entspricht der dimensionslosen Darstellung des Volumenstroms  $V$ .

$$\beta = \frac{V_g}{u_2}$$

8. 3 - Die Druckzahl  $\psi$  entspricht der dimensionslosen Darstellung der spez. Statorarbeit  $Y$ .

$$\psi = \frac{Y}{\frac{u_2^2}{2}}$$

8. 4 Ja, die Druckzahl ist eine Güternahl für Turbinen; ~~da~~

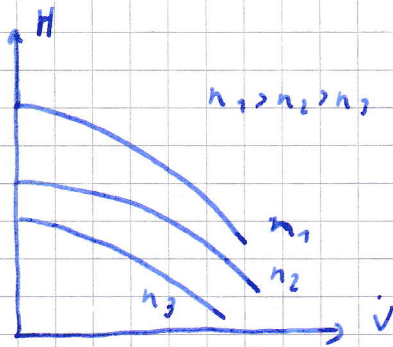
Bei einem Abströmwinkel von  $\alpha_0 = 90^\circ$  ist der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_h$  hoch. Dadurch erreicht die spez. Statorarbeit  $Y$  ihren Maximalwert. Bei einem Abströmwinkel  $\alpha_0 > 90^\circ$  verschlechtert sich der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_h$ .  $\rightarrow$  Druckzahl = Güternahl



8. 5 - Nein, die Druckzahl ist keine Güternzahl für Pumpen, da die spezifische Stützmarbeit von Maschinen erzeugt wird.

Die Druckzahl stellt jedoch ein Maß für die Schaufelbelastung dar (hohe  $y \Rightarrow$  hohe Schaufelbelastung)

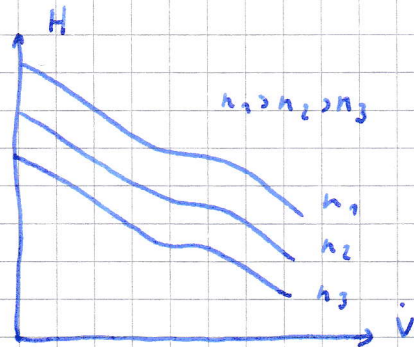
8. 6



radial

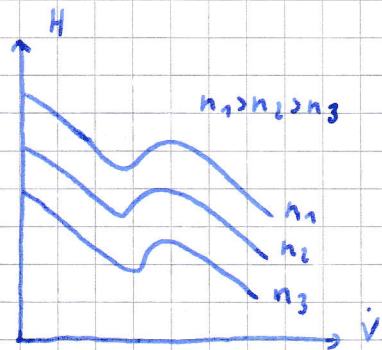
$H \hat{=} \text{Förderhöhe}$

8. 7



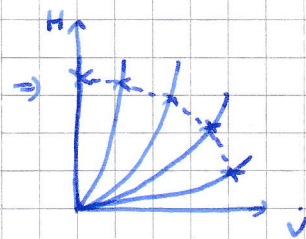
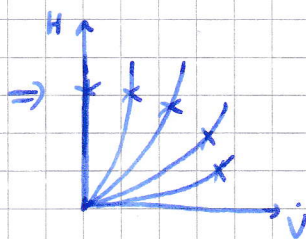
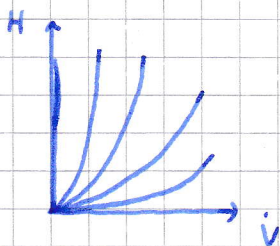
halbradial

8. 8



axial

8. 9



Stichpunkte!

- Anlagenkennlinie

- Anlagekennlinie

- Anlagenkennlinie

x Betriebspunkte

x Betriebspunkt

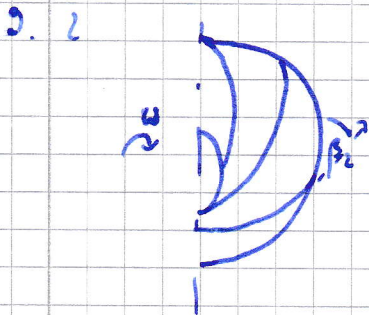
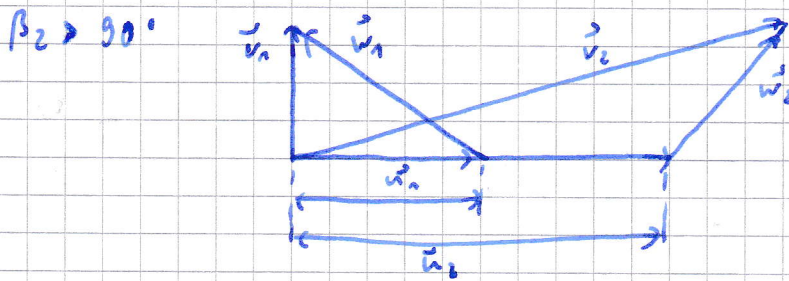
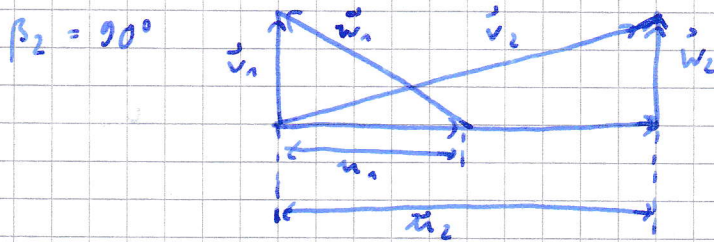
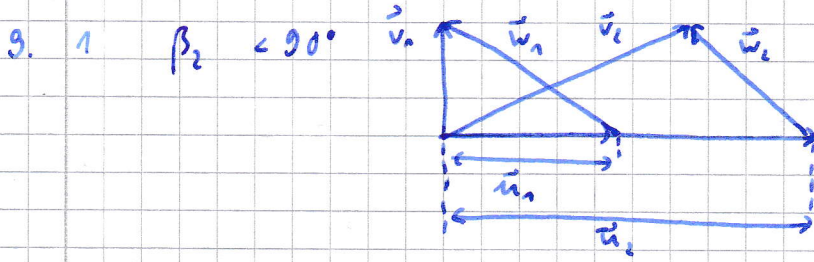
$\rightarrow$  Ermittlung der Drosselkurve durch Veränderung der Anlagenkennlinie

$\rightarrow$  Widerstandsbeiwert erweitern

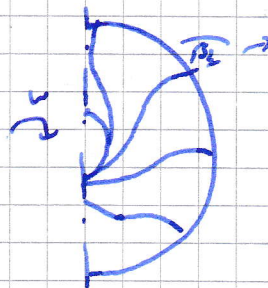
--- interpolierte Kennlinie



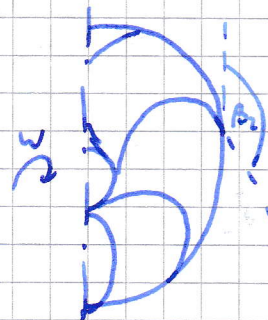
8. 10 Durch Druckfall  $\psi$  und Lieferzahl  $q$  können Kennlinien aus verschiedenen Drehzahlen in eine einzige dimensionslose Kennlinie überführt werden.  
 Erstellung: Funktion  $\psi(\beta)$  in Diagramm eintragen  
 Abweichungen können im Indize sein für <sup>bei</sup> Betriebschädigung  
 Kavitation oder Spaltveränderung.



$\beta_2 < 90^\circ$   
rückwärts gekrümmt



$\beta_2 = 90^\circ$   
radial endend



$\beta_2 > 90^\circ$   
vorwärts gekrümmt

9. 3  $\beta_2 < 90^\circ$   
Kaplan-Turbinen

$\beta_2 = 90^\circ$   
Francis-Turbinen

$\beta_2 > 90^\circ$   
Pelton-Turbinen



9. 4 Bei dem rückwärts gekrümmten Schaufeln ist der höchste Wirkungsgrad

9. 5 Bei vornwärts gekrümmten Schaufeln ist die Schaufelarbeit am höchsten.

9. 6 Kreiselpumpen (Granuluss)  $n_{z,max} = (30 \dots 50) \frac{1}{s}$   
Dampf- & Gasmaschinen (Sonderchornstahl)  $n_{z,max} = (300 \dots 500) \frac{1}{s}$

10. 1 mit der dimensionslosen Radformkonstante

$$n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}} = \text{konst.}$$

10. 2  $n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}}$   $[n_q] = \frac{1}{\text{min}}$   $[H] = \text{m}$   $n_q$  entspricht der Drehzahl eines dem Original-Laufrad geom. ähnlichem Modell-Laufrades mit  $H_q = 1\text{m}$  und  $\dot{V}_q = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$   
 $\uparrow$   
spez. Drehzahl  $[n] = \frac{1}{\text{min}}$   $[V] = \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

10. 3 Der spez. Durchmesser entspricht dem Laufrad Durchmesser eines dem Original-Laufrad geom. ähnlichem Laufrades der Modell-Vergleichsmaschine mit einer Förderhöhe  $H_q = 1\text{m}$  und dem Volumenstrom  $\dot{V}_q = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ .

$$D_{2q} = D_2 \cdot \frac{H^{1/4}}{\dot{V}^{1/2}} \quad [D_{2q}] = \text{m}$$

$$10. 4 \quad \dot{V}_q = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$H_q = 1\text{m}$$

10. 5 - Langsamläufer  $n_q = (10 \dots 30) \frac{1}{\text{min}}$   
- Mittelläufer  $n_q = (30 \dots 60) \frac{1}{\text{min}}$   
- Schnellläufer  $n_q = (50 \dots 150) \frac{1}{\text{min}}$   
- Schnellstläufer  $n_q = (30 \dots 500) \frac{1}{\text{min}}$



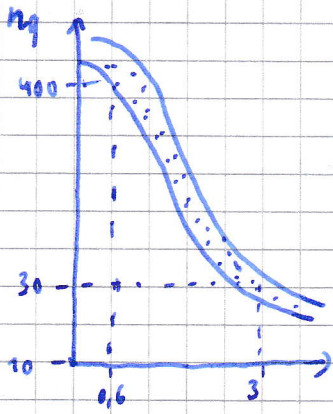
10. 6

Außendurchmesser  $\downarrow$   $\rightarrow$  Fläche  $\downarrow$   $\rightarrow$  Saugkannte  
 wird in den Saugmund vorgezogen  $\rightarrow$  Druckkannte  
 abtrag stellen

- Änderung der Form des Laufrades in Richtung halbaxial und dann in Richtung axial

10. 7 s. 10.5

10. 8



Benötigte Größen  $n, V, H$

$\rightarrow$  Damit lässt sich  $n_g$  errechnen

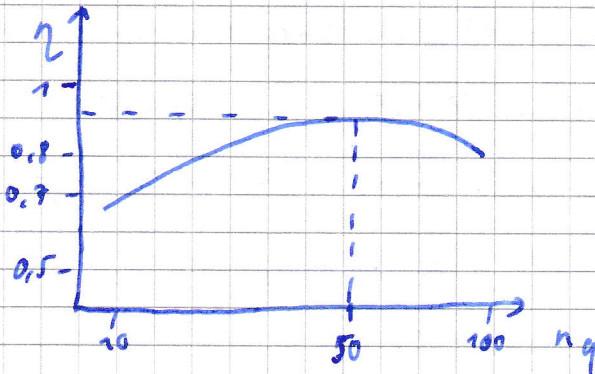
$\rightarrow$  aus Cordier  $D_2$  ablesen

$\rightarrow$  Damit lässt sich  $D_2$  ausrechnen

- Info: - Laufradtyp  
 - Außendurchmesser

Cordier-Diagramm

10. 9



Bei  $n_g = 50 \frac{1}{\text{min}}$  ist

$\eta_{g, \text{ges}} = \text{max}$

10. 10 Radreibungsverluste

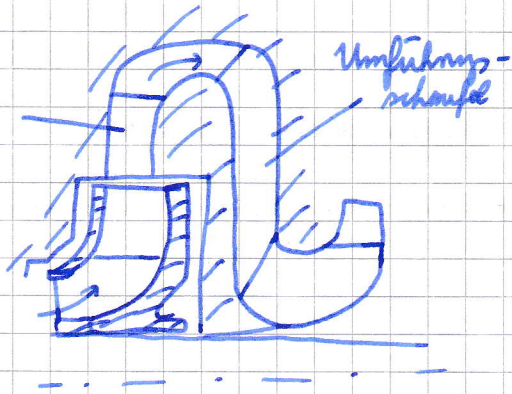
10. 11 hydr. Verluste von Laufrad und Saugstrahlen



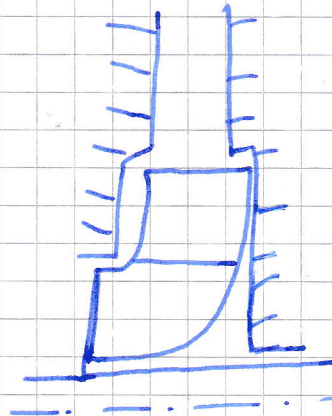
11. 1 - Umkehrblenden der ~~den~~ verlustreichen, kreisenden Austrittsströmung
- Umwandlung der Drallkomponente der Austrittsströmung in zusätzliche Druckenergie
  - Erzeugung einer drallfreien Zustromung zur nächsten Stufe bei mehrstufigen Pumpen
  - konstruktive Umsetzung meist aus Diffusoren

11. 2 - Erzeugung einer Drallkomponente in der Zustromung zum Laufrad
- Umwandlung der Druckenergie in zusätzliche Geschwindigkeitenergie
  - Wirkung als Regel- und Absperrorgan
  - konstruktive Umsetzung meist aus Düsen

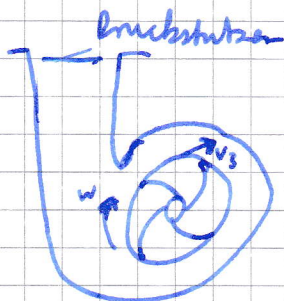
11. 3  
Leitrad



Beschauftes Leitrad



Schaufelloser Ringraum



Spiralgehäuse

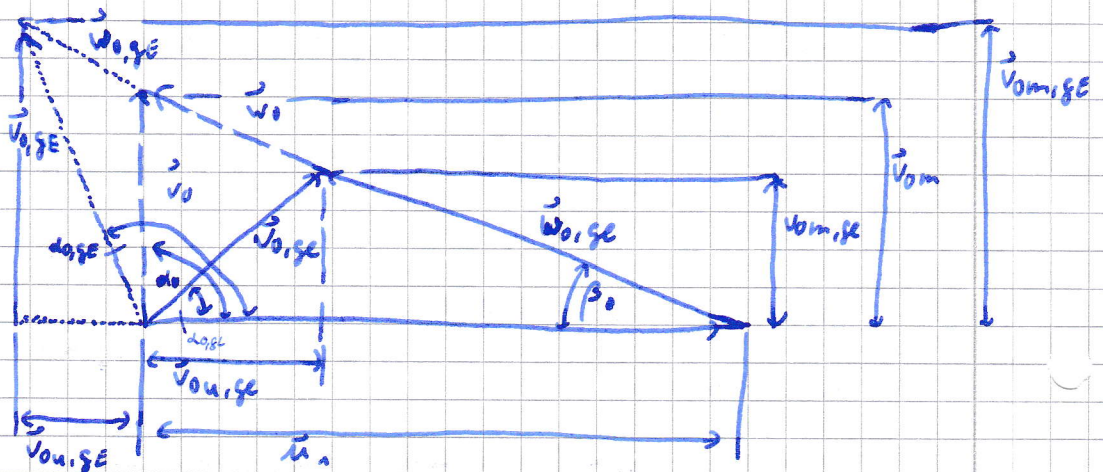


11.4 - Windturbinen

- Schiffspropeller

- weil zu hoher Aufwand  $\rightarrow$  wirtschaftl. unrentabel

11.5



— Gleichdrall — — Kein Drall ..... Gegendrall

11.6 Die Aufgabe des Saugrohrs ist es, die Geschw. des Wasserstroms aus dem Laufradaustritt auf dem Weg zwischen Turbinenaustritt und Unterwasser in Druck umzusetzen. Die im Saugrohr des Laufrads vorhandene Geschwindigkeitsenergie wird so weit wie möglich in Druck umgesetzt.  $\rightarrow$  Druckabombung hinter dem Laufrad  $\rightarrow$  Vergrößerung der an der Beschaufelung wirksamen Druckdifferenz

Druckabombung



$$12.1 \quad \vec{F}_{Ax} = \vec{F}_I + \vec{F}_{II} + \vec{F}_g + \vec{F}_g + \vec{F}_A + \vec{F}_w + \vec{F}_{mech}$$

$\vec{F}_I \hat{=}$  Druckkraft auf die Tragfläche im Radseitenraum I

$\vec{F}_{II} \hat{=}$  Druckkraft auf die Deckfläche im Radseitenraum II

$\vec{F}_g \hat{=}$  Impulskraft aus der Wölbung des Fluids

$\vec{F}_g \hat{=}$  Gewichtskraft bei vertikal aufgestellte Strömungsmaschine

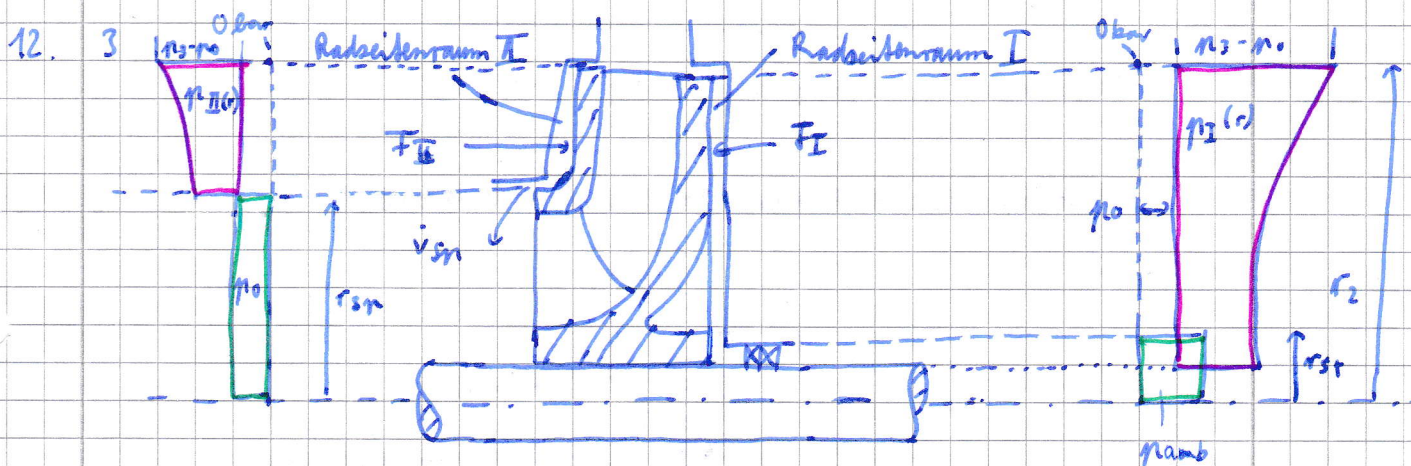
$\vec{F}_w \hat{=}$  Wellenschub aufgrund der Druckdifferenz vor und hinter der Wellendichtung

$\vec{F}_A \hat{=}$  Auftriebskraft im Wasser laufender Bauteile

$\vec{F}_{mech} \hat{=}$  Mechanische Kräfte im Antriebsstrang (z.B. aus Wellenkupplung)

$\vec{F}_{Ax} \hat{=}$  resultierende Axialkraft

12.2 s. 12.1 (nur ohne  $\vec{F}_g$  und  $\vec{F}_A$ )

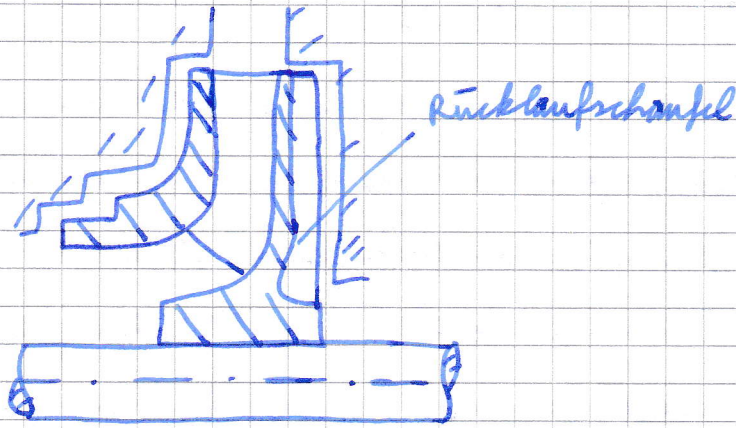


12.4 Spaltvergrößerung  $\rightarrow \omega_{R,II} \uparrow \rightarrow \vec{F}_{II} \downarrow \rightarrow \vec{F}_{Ax} \uparrow$   
 ↑  
 Rotationsgeschwindigkeit des II-Körpers

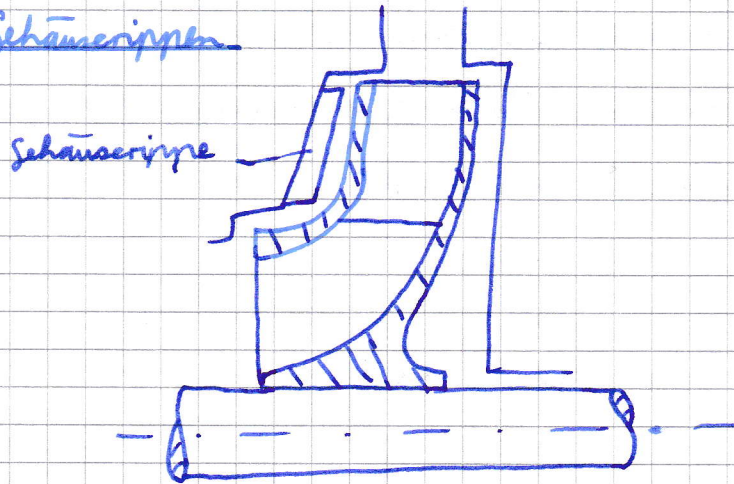
12.5  $F_{Ax}$  ist oft zu groß, als dass er mit Axiallagern aufgenommen werden kann. Deshalb konstruktive Gegenmaßnahmen, die eine hydraulische Gegenkraft erzeugen.



12. 6 - Rücklaufschneifel  $\rightarrow w_{FeI} \uparrow \rightarrow F_I \downarrow \rightarrow F_{ax} \downarrow$

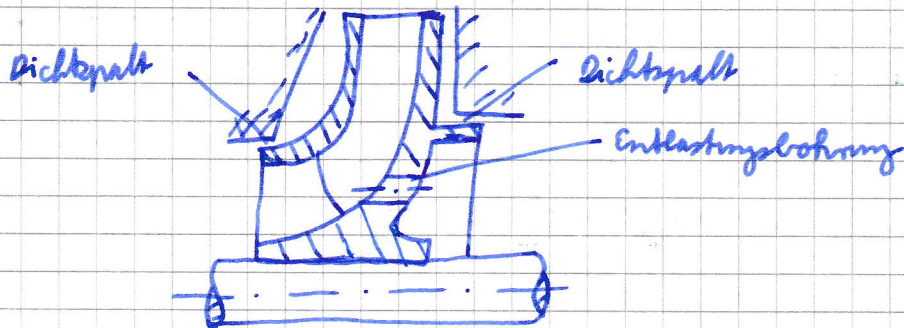


- Schäufelrippen



Schäufelrippe  $\rightarrow w_{Fe, II} \downarrow \rightarrow F_{II} \uparrow \rightarrow F_{ax} \downarrow$

- Druckausgleichsbohrung mit zweitem Dichtspalt



Druckausgleichsbohrung + zweiter Dichtspalt  $\rightarrow$  Druckausgleich  
zwischen l. & r. Laufrollhälfte  $\rightarrow F_I \approx F_2 \rightarrow F_{ax} \downarrow$



12. 7



12. 8

- ungleichmäßige Strömung in der Leitvorrichtung
- Ungleichförmigkeiten in der Radseitenraumströmung
- exzentrischer Lauf des Laufrades in dem Luftspalten durch Wellenbiegen

12. 9

$$\frac{\dot{V}}{V_{opt}} \stackrel{!}{=} 0 \rightarrow V_{opt} \gg \dot{V}$$

13. 1

Kavitation beschreibt das Auftreten und anschließende Zusammenfallen von Dampfblasen in Flüssigkeiten.

13. 2

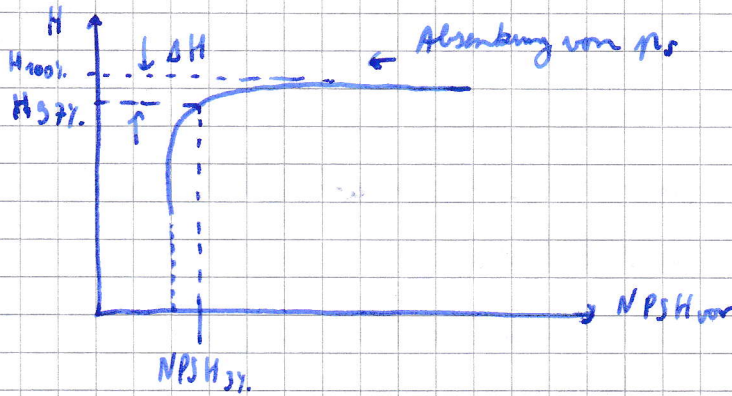
Die Dampfblasen entstehen, wenn der statische Druck lokal auf bzw. unter den Dampfdruck  $p_v$  der Flüssigkeit fällt. Erhöht sich der stat. Druck stromaufwärts wieder auf ein Niveau oberhalb des Dampfdruckes  $p_v$ , so beginnen die Dampfblasen zu implodieren, wodurch Microjets entstehen, die hohe Geschw. haben und Schaden anrichten können.



13. 3
- Eintrittsbreite des Laufrads
  - Eintrittsbreite des Rührrades
  - Spalte
13. 4
- Förderhöhenabfall
  - Wirkungsgradabfall
  - Lärmbelästigung
13. 5
- Der  $NPSH_{\text{vorh}}$ -Wert beschreibt die von der Anlage durch bauliche Gegebenheiten am Saugmund der ersten Stufe einer Pumpe bzw. der letzten Stufe einer Turbine bereitgestellte, zum jeweiligen Betriebspunkt gehörende, Netto-Energiehöhe.
13. 6
- Der  $NPSH_{\text{erf}}$ -Wert beschreibt die von der Strömungsmechanik am Saugmund der ersten Stufe einer Pumpe bzw. letzten Stufe einer Turbine benötigte und vom Betriebspunkt abhängige Netto-Energiehöhe, um „kavitationsfreien“ Betrieb in Abhängigkeit des gewählten Kavitationskriteriums zu gewährleisten.
13. 7
- $$NPSH_{\text{vorh}} \geq NPSH_{\text{erf}}$$
13. 8
- Netto-Energiehöhe, wieder sich im Förderhöhenabfall aufgrund von Kavitation von 3% gegenüber dem kavitationsfreien Betrieb stellt einstellt.
- Ermittlung rechnerisch und ~~exeq~~ experimentell (messen)

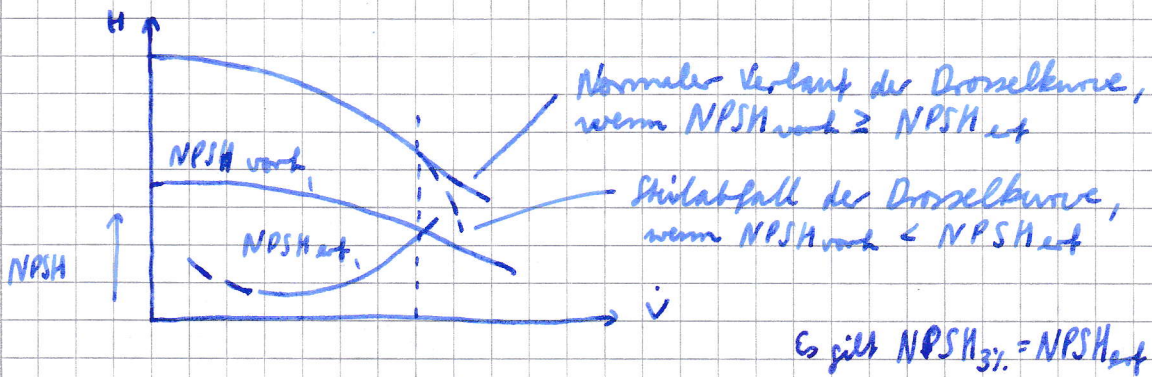


13. 9



- $\dot{V} = \text{konst}$
- $n = \text{konst}$
- $n_a$  bzw.  $n_s$  variiert

13. 10



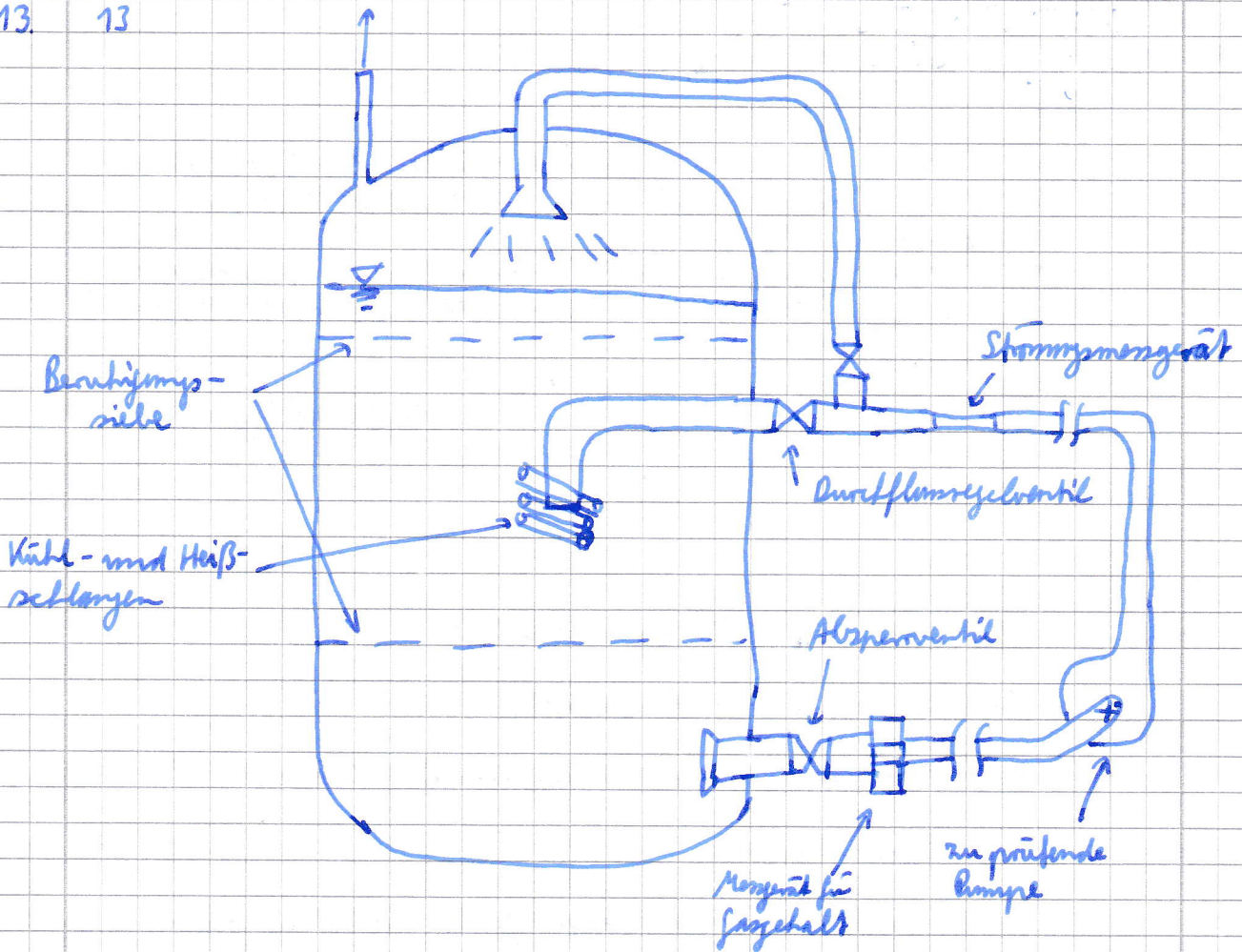
13. 11

- Def. Maß an Wirkungsgradabfall
- Erreichen einer def. Blasengröße
- Def. Maß an Materialabtrag durch Kavitation
- Def. Geräuschanstieg
- spez. Lebensdauer des Sauglaufrades (d.h. Laufzeit der ersten Stufe)



13. 12
- Erhöhen der Zulaufhöhe bzw. Verringern der Saughöhe
  - Verringern der Eintrittsgeschwindigkeit durch Vergrößern der Rohrleitung
  - Verringern der Zulaufverluste durch
    - Verkürzen des Saugrohrs
    - Erhöhen des Saugrohrdurchmessers
    - Verringern der Wandrauigkeit

13. 13





14. 1 - Eine Curtis-Stufe ist eine teilbeaufschlagte Gleichdruckstufe in einfacher Curtis-Bauart.

- dient zur Regelung von Dampfturbinen

- Beaufschlagung wird durch Zu- und Abschalten von Düsengruppen veränderbar.

14. 2 - Föttinger-Getriebe basieren auf dem Prinzip der hydromechanischen Leistungsübertragung.

- Dabei wird eine Kreiselpumpe mit einer Flüssigkeits-Turbine in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht und bilden das sogenannte Hauptglied. Die Pumpe ist mit der Antriebswelle verbunden, die Turbine mit der Abtriebswelle. Über die Pumpe wird dem Fl. im Gehäuse Strömungsleistung hinzugefügt, die von den Schaufeln der Turbine wiederum aufgenommen werden kann.

14. 3 - Kammerbauweise

14. 4 - Curtis-Turbinen

- Laval-Turbinen