

Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

Intrede Straalbuis
(m²)

$$A_1 = \frac{\dot{m} \cdot s \cdot v_1}{C_1}$$

A_1 = Oppervlakte intrede straalbuis (m²)
 s, v_1 = Soortelijk volume medium (m³/kg)
 C_1 = Intredesnelheid (m/s)

Keel straalbuis (m²)

Idem als boven: s, v_1 wordt eveneens uit Mollierdiagram of tabellen gehaald, waarbij $p_k = \pm 0,57 p_b$.
 C_1 wordt d.m.v. formule Zeuner verder berekend.
 Voor uittrede straalbuis geldt zelfde werkwijze.

Kritische drukverhouding:

$$p_e = \Pi_p \cdot p_b$$

Π_p = Drukverhouding ($\pm 0,57$ voor kritische drukverh.)
 p_e = Einddruk (bar)
 p_b = Begindruk (bar)
 c_a = Instroomsnelheid in straalbuis (m/s)
 c_{\max} = Maximale snelheid
 c_{kritisch} = Kritische snelheid, hoogst mog. stroomsnelheid.

Bij rechte straalbuis $p_e \geq 0,57 p_b$
 Bij divergerende (<) straalbuis $p_e < 0,57 p_b$
 Bij convergerende (>) straalbuis $p_e \geq 0,57 p_b$
 Bij converg-diverg straalbuis $p_e < 0,57 p_b$

$C_{\max} = C_{\text{kritisch}}$
 $C_{\max} > C_{\text{kritisch}}$ Toegepast to snelheden ± 450 m/s
 $C_{\max} > C_{\text{kritisch}}$ De Lavalse buis genaamd

Schoepsnelheid U: Omtreksnelheid loopschoep. Omdat loopschoep van bepaalde lengte, snelheid aan top groter dan aan voet. Voor berekeningen neemt met halve schoephoogte

LAVAL

= **gelijkdruk turbine**

Formule Zeuner
Uitstroomsnelheid
straalbuis (m/s)

$$C_0 = \sqrt{2000 \cdot \Delta h + C_a^2}$$

C_0 = Theoretische uitstroomsnelheid straalbuis (m/s)
 Δh = Warmteval over straalbuis (kJ/kg)
 C_a = Aanstroomsnelheid voor straalbuis (m/s)

Stoomsnelheid C: absolute stoomsnelheid. Te berekenen bij uittrede straalbuis = C_1 = intrede eerste schoep. C_2 = uitstroom eerste schoep

Kinetische energie (J)

Kinetische energie stoom = $\frac{1}{2} m \cdot C^2$

m = Massadeeltje stoom (kg)

Wet behoud energie

Relatieve snelheid W: Snelheid stoomdeeltje t.o.v. draaiende schoepenwiel. $W = C_1$ - vectorisch - U - vectorisch
 $\frac{1}{2} m \cdot C_a^2 + m \cdot h_1 = \frac{1}{2} m \cdot C_0^2 + m \cdot h_2$
 U = Schoep omtreksnelheid (m/s)
 C_1 = Stoom intreesnelheid (m/s)

Ideale omtreksnelheid
(m/s)

$U = \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1$

α_1 = Absolute intreehoek

Hiervoor geldt: $\alpha_2 = 90^\circ \Rightarrow \cos \alpha_2 = 0$

Absolute intreehoek α_1 : hoek stoomuitstroom straalbuis = hoek waaronder hartlijn straalbuis op schoepenwiel staat.

Relatieve intreesnelheid (m/s)
Schoepuittrede
snelheid (m/s)

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2C_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1}$$

$$C_1 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2W_2 \cdot U \cdot \cos \beta_2}$$

$$W_2 = W_1$$

Relatieve intreehoek β_1 : hoek stoom relatief gezien tussen schoepen komt = hoek waaronder schoepen geconstrueerd intreezijde bij juiste omtreksnelheid ontstaat botsingsarme intrede stoom loopschoepkanalen

Relatieve uittreehoek

$$\beta_2 = \beta_1 = \text{inv} \sin \left[\frac{C_1}{W} \cdot \sin \alpha \right]$$

n = toerental, rotatiefrequentie (omwentelingen/sec) (=Hz)!!

Aantal omwentelingen

$$n = \frac{U}{\pi \cdot Dg} \quad n = \frac{C_1 \cos \alpha}{2 \cdot \pi \cdot Dg}$$

D_s = Diameter schoepenwiel (m)

Absolute uittreehoek α_2 : hoek waaronder stoom uit schoep komt.

Schoepkracht Laval (N)

$$F_{\text{schoep}} = \dot{m} \cdot \Delta C_u \quad \dot{m} = \frac{m}{\Delta t}$$

\dot{m} = Massastroom stoom door turbine (kg/s)
 m = Massadeeltje stoom (kg)

$$\Delta C_u = C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_2 \cdot \cos \alpha_2$$

ΔC_u = Verandering van absolute stoomsnelheid (m/s)

$$F_{\text{schoep}} = \dot{m} \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

C_2 = Absolute uittreesnelheid (m/s)

α_2 = Absolute uittreehoek, indien $\alpha_2 = 90^\circ$, dan

$$C_2 = C_1 \sin \alpha_1$$

(bij optimaal schoeprendement $\alpha_2 = 90^\circ$)

Relatieve uittreehoek β_2 : hoek waaronder stoom relatief gezien uit schoep komt. Onder deze hoek zal schoep uittreezijde eindigen.

Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

Vermogen Laval (W)

$$P_{schoep} = F_{schoep} \cdot U$$

Stromingsrendement

$$\eta_{schoep} = \frac{E_{k,in} - E_{k,uit}}{E_{k,in}}$$

$$\eta_{stro\ min\ g} = (1 - \sin^2 \alpha_1) \times 100\%$$

$$\eta_{stro\ min\ g} = \cos^2 \alpha_1 \times 100\%$$

Termisch rendement (Rankine rendement)

$$\eta_{th,therm} = \frac{h_{vs} - h_{as}}{h_{vs} - h_{vw}}$$

Inwendige rendement turbine

$$\eta_{th,therm} = \frac{h_{vs} - h_{as}}{h_{vs} - h_{asth}}$$

$E_{k,in}$ = Kinetische energie stoom intrede loopwiel

$$E_{k,in} = 1/2 m \cdot C_1^2$$

$E_{k,uit}$ = Kinetische energie stroom uitrede loopwiel

$$E_{k,uit} = 1/2 m \cdot C_2^2$$

h_{vs} = Enthalpie verse stoom intrede turbine.

h_{as} = Enthalpie afgewerkte stoom.

h_{vw} = Enthalpie voedingswater.

h_{asth} = Enthalpie afgewerkte stoom bij isentrope warmteval.

Δh_0 = $h_{vs} - h_{asth}$ = isentrope warmteval

Schoepenwioldiameter D: Diameter schoepenwiel gemeten op gemiddelde schoep hoogte

CURTIS

Uitstroomsnelheid straalbuis (m/s)

$$C_0 = \sqrt{2000 \cdot \Delta h + C_a^2}$$

Gunstigste omtreksnelheid (m/s)

$$U = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1$$

bij ideale omtreksnelheids geldt tevens:

$$\Delta C_{u,1e\ trap} = (4m_c - 2) \cdot U$$

$$\Delta C_{u,1rtap} = (4a - 2) \cdot U$$

Uitredesnelheid laatste loopwiel

$$C_1 = C_2 \cdot \sin \alpha_1$$

Uitredesnelheid loopwielen

$$C_{tr} = \sqrt{(a \cdot U)^2 + C_1^2}$$

Relatieve snelheden loopwielen

$$W_{tr} = \sqrt{(b \cdot U)^2 + C_1^2}$$

$$W_{1,tr} = W_{2,tr}$$

= **gelijkdruk turbine**

C_0 = Theoretische uitstroomsnelheid straalbuis (m/s)

Δh = Warmteval over straalbuis.

C_0 = Aanstroomsnelheid voor straalbuis (m/s)

m_c = Aantal trappen.

tr = trapnr.

a = $m_c - tr + 1$ = aantal trappen - trapnummer + 1

3 traps T 1^e trap = 10U (4a - 2)

2^e trap = 6U

3^e trap = 2U

C_1 = Stoom uitredesnelheid laatste loopwiel (m/s)

C_1 = Stoom uitredesnelheid 1^e loopwiel (m/s)

tr = trapnr.

a = $m_c - tr + 1$ = aantal trappen + 1

3 traps T 1^e trap = 6U (a.U)

2^e trap = 4U

3^e trap = 2U

tr = trapnr.

b = $m_c - tr$ = aantal trappen - trapnummer

3 traps T 1e trap = 5U (b.U)

2e trap = 3U

3e trap = U

tbv snelheidsdriehoeken en drukval schema:

De drukval vindt volledig (in één keer) in de straalbuis plaats

volgorde snelheidslijnen tbv zig-zag model (schoep - omkeerschoep): $W_1 - C_2 - \dots - W_{ij} - C_1$

Schoepkrachten (N)

$$F_{schoep,totaal} = F_{schoep,1} + F_{schoep,x}$$

Zie schoepkrachtenformule bij Laval

Schoepvermogens (W)

$$P_{schoep,tot} = P_{schoep,1} + P_{schoep,x} = \dot{m} \cdot \Delta h_0 \cdot \eta_{str,c}$$

Zie schoepvermogenformule bij Laval

Stromingsrendement

$$\eta_{stroming} = \frac{P_{schoep}}{P_{theoretisch}} = \frac{\sum \Delta C_u \cdot U}{1000 \cdot \Delta h_0}$$

$$\eta_{stroming} = \frac{E_{k,in} - E_{k,uit}}{E_{k,in}} = 1 - \left[\frac{C_2}{C_1} \right]^2$$

$$\eta_{stroming} = 1 - \sin^2 \alpha_1 = \cos^2 \alpha_1$$

$$C_1 = \varphi \cdot C_0$$

Straalbuis

Wrijvingcoëfficiënt

Turbines indeelbaar naar:

- wijze van stoomafvoer

- condensatie turbine

- tegendruk turbine (SV processtoom);

- aftap-condensatie turbine (voorwarmers);

- aftap-tegendrukturbine

- naar bouwwijze

- meerhuizige turbine s (HD-MD-LD);

- turbines met meerhuizige uitlaten (diabolo vorm)

C_0 = uitredesnelheid stoom straalbuis (m/s)

φ = Wrijvingcoëfficiënt (0.94 < φ < 0.97)

Formule - Stoomturbines A

58.81

**Schoep
wrijvingscoëfficiënt**

$$W_2 = \psi \cdot W_1$$

W_1 = Relatieve intredesnelheid trap (m/s)
 W_2 = Relatieve uitredesnelheid trap (m/s)
 ψ = Schoepwrijvingscoëfficiënt

= Gelijkdruk turbine

ZOELLY

**Uitstroomsnelheid
straalbuis**

theoretisch:

$$C_0 = \sqrt{2000 \cdot \frac{\Delta h_0}{m_z} + C_a^2}$$

m_z = Aantal druktrappen

Stoomsnelheden (kinetische energie) nemen af met kwadraat aantal Zoelly-trappen

Ideale omtreksnelheid

$$\Delta h_{trap} = \frac{\Delta h_0}{m_z}$$

Uitredesnelheid

$$U = \frac{1}{2} C_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Ideaal dan geldt: $\alpha_2 = 90^\circ$;

$$C_2 = C_1 \cdot \sin \alpha_1$$

Schoepkracht

$$F_{schoep, totaal} = m_z \cdot \dot{m} \cdot \Delta C_u$$

= Idem Laval, vermenigvuldigd met aantal trappen

Schoepvermogen

$$P_{schoep, totaal} = m_z \cdot \dot{m} \cdot \Delta C_u \cdot U$$

= Idem Laval, vermenigvuldigd met aantal trappen

Stromingsrendement

$$\eta_{stroming} = \frac{P_{schoep}}{P_{theoretisch}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta C_u \cdot U}{\dot{m} \cdot 1000 \cdot \frac{\Delta h_0}{m_z}}$$

Uitstroomsnelheid vorige trap = aanstroomsnelheid betreffende trap ($W_1 - W_2$)

**Optimaal (maximaal)
stromingsrendement**

$$\eta_{stroming, max} = \cos^2 \alpha_1$$

PARSONS

= overdruk turbine

reactieturbine

Stoom expandeert zowel in leid- als loopschoepen, vandaar overdruk turbine. Reactiekracht als gevolg van expansieproces in loopschoepen benut, daardoor Parsonsturbine gerangschikt onder Reactieturbines

reactiegraad

$$R.G. = \frac{\text{reactie arbeid}}{\text{totale arbeid}} = \frac{\text{reactie arbeid}}{\text{reactie arbeid} + \text{actie arbeid}}$$

$$R.G. = \frac{\frac{1}{2} m \cdot (W_2^2 - W_1^2)}{\frac{1}{2} m \cdot (C_1^2 - C_2^2) + \frac{1}{2} m \cdot (W_2^2 - W_1^2)} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2}$$

voor R.G. = 50% geldt:

**Relatieve
intreesnelheid (m/s)**

$$C_1^2 - C_2^2 = W_2^2 - W_1^2 \Rightarrow W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1}$$

$$C_1 = W_2 \text{ en } W_1 = C_2$$

$$C_1 = W_2 \text{ en } W_1 = C_2$$

Relatieve uitreehoek

$$\beta_1 = \arcsin \left[\frac{C_1 \cdot \sin \alpha}{W_1} \right]$$

$$\alpha_1 = \beta_2 \text{ en } \beta_1 = \alpha_2$$

Belangrijkste verschil zuivere reactie- (ZRT) en actieturbine (AT):

- Mechanische energie (arbeid) bij ZRT ontstaat door toenemen relatieve stoomsnelheid in roterende straalbuizen, ook wel loopwielen, dus door snelheidsverandering stoom
- Mechanische energie (arbeid) bij AT ontstaat door afnemen absolute stoomsnelheid in schoepkanalen. Dit gebeurt door richtingverandering v/d stoom in loopschoepen (principe van gelijkdruk turbines)

Turbine uitvoering

Parsons: Trommelrotor
 Zoelly: Schijvenrotor

Formuleblad - stoomturbines A

58.81

**Naar uittrede
werkende kracht (N)**

$$F_{\text{naar uittrede}} = \Delta p_{\text{gem}} \cdot A_{\text{gem}}$$

$$p_{\text{gem}} = \frac{p_{\text{intrede}} - p_{\text{uittrede}}}{2}$$

$$A_{\text{gem}} = \frac{1}{4} \pi \cdot (D_{\text{gem}}^2 - D_{\text{rotor}}^2)$$

$$D_{\text{gem}} = \frac{D_{\text{intrede,gem}} - D_{\text{uittrede,gem}}}{2}$$

F = Kracht in N
 p_{gem} = Druk in N/m²
 A_{gem} = Opp. in m²
 D_{gem} = Diameter in m

De naar uittrede werkende kracht kan gigantische waarden aannemen. Krachten worden opgevangen door evenwichtszuiger op rotor aangebracht. Een zijde zuiger in contact met intrede, andere zijde in contact met uittrede (drukvereffeningsleiding)

100% balancering

$$F_{\text{uittrede}} = F_{\text{intrede}}$$

$$\frac{p_{\text{in}} - p_{\text{uit}}}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{gem}}^2 - D_{\text{rotor}}^2) = (p_{\text{in}} - p_{\text{uit}}) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{evenw}}^2 - D_{\text{rotor}}^2)$$

$$\frac{D_{\text{gem}}^2 - D_{\text{rotor}}^2}{2} = D_{\text{evenw}}^2 - D_{\text{rotor}}^2 \quad \backslash$$

$$D_{\text{evenw}} = \sqrt{\frac{D_{\text{gem}}^2 + D_{\text{rotor}}^2}{2}}$$

Resultierende krachten uittrede worden middels een Michell-blok opgevangen (beperking diameter balanceerzuiger, beter inwendig rendement).

**Uitstroomsnelheid
straalbuis**

$$C_0 = \sqrt{2000 \cdot \frac{\Delta h_0}{2 \cdot m_p}}$$

Bij gelijke afmetingen draait Parsons Turbine meer omw/sec, en stroomsnelheden zijn afgenomen met factor $\sqrt{2}$. Ook uittredeverlies laatste trap is afgenomen. (beter inwendig rendement dan vergelijkbaar Zoelly)

Omtreksnelheid

$$U_p = C_{0,p} \cdot \cos \alpha_1 = \pi \cdot D_{\text{gem}} \cdot n \cdot \cos \alpha_1$$

Grootnadeel wanneer toegepast als hoge-druk machine, Δp over leidschotten groter; zware constructie nodig = duur, daarom weinig toegepast als hoge-druk turbine

Uitstroom 1^e schoep

Bij rechthoekige snelheidsdriehoeken:
 $C_2 = C_1 \cdot \sin \alpha_1$

Er geldt: $C_2 = W_2$ en $W_2 = C_1$

**rotatiefrequentie
(toerental) turbine**

$$n = \frac{\sqrt{2000 \cdot \frac{\Delta h_0}{2 \cdot m_p} \cdot \cos \alpha_1}}{D_{\text{gem}} \cdot \pi}$$

n = Rotatiefrequentie (omw/s)

Schoepkracht

$$F_{\text{schoep,totaal}} = m_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta C_u$$

Schoepvermogen

$$P_{\text{schoep,totaal}} = m_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta C_u \cdot U$$

Stromingsrendement

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{\Delta C_u \cdot U}{1000 \cdot \Delta h_0}$$

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{U \cdot (2C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U)}{1000 \cdot \Delta h_0}$$

$$\Delta h_0 = \frac{1}{2} C_1^2 + (W_2^2 - W_1^2)$$

en $W_2 = C_1$, dan geldt:

$$\Delta h_0 = \frac{1}{2} (C_1^2 + 2C_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1 - U^2)$$

Voor Δh_0 uitgedrukt in J/kg vervalt deling met 1000 en geldt:

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{U \cdot (2C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U)}{\Delta h_0}$$

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{2 \frac{U}{C_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left[\frac{U}{C_1} \right]^2}{\frac{1}{2} \left[1 + 2 \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left[\frac{U}{C_1} \right]^2 \right]}$$

Gemakshalve:

$$2 \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left[\frac{U}{C_1} \right]^2 = a$$

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{a}{\frac{1}{2} [1 + a]}$$

Stromingsrendement wordt groter naarmate a groter wordt

De Parsonsturbine heeft een groter stromingsrendement dan Zoelly

Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

Optimaal (maximaal) stromingsrendement

$$\frac{U}{C_1} = \cos \alpha_1$$

$$h_{stro \min g, \max} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$$

Ljungström

= **radiale turbine** (vorige zijn axiaal)

Belangrijkste verschil: Mechanische energie ontstaat door

Zuivere actie's: afnemen absolute snelheid in schoepkanalen. Gebeurt door richtingsverandering stoom in loopschoenen (principe gelijk drukT's).

Zuivere reactieT's: door toenemen relatieve stroomsnelheid in roterende straalbuizen (loopwielen), dus door snelheidsverandering stoom.

	Gelijkdrukturbines (Actie-turbines)	Overdrukturbines (Reactieturbines)
Loopschoenen Doortocht van de loopschoepen Druk vóór en achter loopwiel Kracht in axiale richting Omzetting in kinetische energie	Symmetrisch Gelijkblijvend Gelijk Neen In straalbuizen, dus $C = \sqrt{2000 \Delta h_0}$	A-symmetrisch Afnemend (convergerend) Vóór het loopwiel groter Ja, als gevolg van Δp De warmte vindt voor de helft in de leidschoepen en voor de helft in de loopschoepen plaats $C = \sqrt{2000 \frac{\Delta h_0}{2}}$
Relatieve snelheid Ontstaan van de schoepkracht Omtreksnelheid (in ideale geval)	Constant, maar verandert van richting Door richtingsverandering v/d stoom $U = \frac{1}{2} C_1 \cdot \cos \alpha$	Verandert van richting en grootte Door richtingsverandering en versnelling v/d stoom $U = C_1 \cdot \cos \alpha_1$

Laval voor Zoelly

Om warmteval in eerste trap wat groter te laten wordt deze vorm toegepast.

$$\frac{D_{g,l}}{D_{g,z}} = \frac{U_l}{U_z} = \frac{C_{1,l}}{C_{1,z}} = \sqrt{m_z}$$

$$m_z = \left[\frac{D_{g,l}}{D_{g,z}} \right]^2$$

$$\frac{D_{g,c}}{D_{g,z}} = \frac{U_{g,c}}{U_{g,z}} = \frac{1}{m_c} C_{1,c} = \frac{1}{\sqrt{m_z}}$$

$$m_z = m_c^2 \left[\frac{D_{g,c}}{D_{g,z}} \right]^2$$

Curtis voor Zoelly

Voordeel turbine korter, lichter (snelle druk en temp daling eerste trappen) en daarmee goedkoper bij zelfde vermogen.

Laval voor Parsons

Toegesapt i.v.m. regelmogelijkheden, straalbuisregeling is namelijk niet mogelijk. Voorgeschalked wiel heet regelwiel.

Curtis voor Parsons

Idem als boven, vaak voorgeschakelde Curtis uitgevoerd met 2 of 3 snelheidstrappen. Is lichter, korter en dus goedkoper.

$$\frac{D_{g,l}}{D_{g,p}} = \frac{U_l}{U_p} = \frac{1/2 C_{1,l}}{C_{1,p}} = 1/2 \sqrt{m_p}$$

$$m_p = 2 \cdot \left[\frac{D_{g,l}}{D_{g,p}} \right]^2$$

$$\frac{D_{g,c}}{D_{g,p}} = \frac{U_{g,c}}{U_{g,p}} = \frac{1}{2 \cdot m_c} \cdot C_{1,c} = \frac{1}{2 \cdot m_c} \sqrt{m_p}$$

$$m_p = 2 \cdot m_c^2 \cdot \left[\frac{D_{g,c}}{D_{g,p}} \right]^2$$

HD turbine uitgevoerd als Curtis of Laval

MD turbine uitgevoerd als Zoelly

LD turbine uitgevoerd als Parsons

Centripetale kracht loopschoepen

t.g.v. toerental:

$$F_{cp} = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$F_{cp} = m \cdot \omega^2 \cdot (\gamma + e)$$

$$\omega = 2\pi \cdot n \quad (n = f \text{ in Hz})$$

$$F_{cp} = A_{schoep} \cdot h \cdot \rho \cdot (2\pi \cdot n)^2 \cdot r$$

Trekspanning op schoepvoet

$$\sigma = \frac{F_{cp}}{A_{schoep}}$$

F_{cp} = Centripetale kracht (N)

m = Massa schoep (kg)

ω = Hoeksnelheid (rad/s)

r = straal massamiddelpunt schoep (m)

γ = Doorbuiging door centripetale kracht (m)

e = Afstand massamiddelpunt t.o.v. geometrische as (m)

A_{schoep} = Doorsnede schoep (m²)

h = Hoogste schoep (m)

ρ = Soortelijke massa schoepmateriaal (kg/m³)

n = Rotatiefrequentie - toerental - (omw/s)

Schoeperosie door condenseren stoom in turbine (te hoog vacuüm condensor). Tevens aanslag HD-T losgemaakt die via herverhitter MD-LD-T kunnen beschadigen.

Formuleblad - stoomturbines A

58.81

Stabiele toestand

$$\omega^2 < \frac{F_e}{m}$$

Labiele evenwicht

$$\omega^2 = \frac{F_e}{m}$$

Kritieke hoeksnelheid

$$\omega_k = \sqrt{\frac{F_e}{m}}$$

Kritieke rotatiefrequentie

$$n_k = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{F_e}{m}}$$

$$n_k = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f}}$$

$$F_e : 1 = G : f \quad \text{en} \quad G = m \cdot g$$

$$\gamma = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot e}{F_e - m \cdot \omega^2}$$

F_e = Kracht om as eenheid van afwijking te geven (N)

Kracht op loopschoepen:

- centripetale kracht
- axiale kracht tgv optredende wrijving
- tangentiële kracht tgv snelheidsverandering stoom
- tangentiële kracht tgv drukverschil over schoepen

Krachten op leischoppen:

- tangentiële kracht tgv snelheidsveranderingen stoom
- axiale kracht tgv drukverschil over schoepen.

G = Zwaartekracht (N)

g = Valversnelling (m/s²)

f = Doorzakking door zwaartekracht (m)

γ = Doorbuiging door centripetale kracht (m)

e = Afstand massamiddelpunt tov geometrische as (m)

CONDENSORS

Omrekenverhoudingen 1 bar = 10⁵ Pa (N / m²)

meter vloeistofkolom $p = \rho \cdot g \cdot h$ (hoogsteverschil)

1 mwk (meter waterkolom) = 9.91 · 10³ Pa

1 mmkk (milimeter waterkolom) = 133 Pa

p = Statische druk (Pa of N/m²)

g = Zwaartekracht (m/s²)

h = Kolomhoogte (m)

warmtegeleidings plaat

(W of J/s)

$$Q = \frac{A \cdot \lambda \cdot \Delta T}{d}$$

Q = Warmtestroom door de wand (W of J/s)

A = Oppervlakte wand (m²)

λ = Warmtegeleidingscoëfficiënt (W/m.K)

ΔT = Temp. verschil over de wand (K)

d = Dikte wand (m)

Termen:

Warmtegeleidingsvermogen: $k = \frac{\lambda}{d} \quad W / m^2 \cdot K$

Warmteweerstand: $\frac{d}{\lambda} \quad m^2 \cdot K / W$

Warmtegeleiding in ronde buis (W of J/s)

$$Q = \frac{2\pi \cdot l \cdot \lambda \cdot \Delta T}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

r₁ = Binnenstraal buis

r₂ = Buitenstraal buis

l = Lengte buis

vereenvoudigde functie (geringe fout):

$$Q = \frac{\pi \cdot (r_1 + r_2) \cdot l \cdot \lambda \cdot \Delta T}{r_2 - r_1}$$

Warmteoverdracht door convectie (W of J/s)

$$Q = \alpha \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

α = Warmteoverdrachtscoëfficiënt (W/m².K)

In pijpenbundelwisselaar:

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta T_{gem}$$

ΔT_{gem} = Log. gem. temp. verschil (K)

ΔT_{groot} = Temp. verschil inkomende stoffen (A_{in} - B_{in})

ΔT_{klein} = Temp. verschil uitgaande stoffen (A_{uit} - B_{uit})

$$\Delta T_{gem} = \frac{\Delta T_{groot} - \Delta T_{klein}}{\ln \frac{\Delta T_{groot}}{\Delta T_{klein}}}$$

Stof A = Af te koelen stof

Stof B = Koelmedium

Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

Totale warmte overdrachtscoëfficiënt
Totale WOC

$$k = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d}{\lambda}$$

- κ = Totale warmteoverdrachtscoëfficiënt
- α_1 = Warmteoverdracht door filmlaag warmteafgevend medium damp-staal (kW/m².K)
- α_2 = Warmteoverdracht door filmlaag warmte-opnemend medium staal-water (kW/m².K)

Wet van behoud van energie

$$\dot{Q}_{toe} = \dot{Q}_{af}$$

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta T_{gem} = m_1 \cdot \Delta T_1 \cdot c_1 = m_2 \cdot \Delta T_2 \cdot c_2$$

$$\dot{m}_s \cdot (h_{turbine,uit} - h_{condensaat}) = \dot{m}_{kw} \cdot c_{kw} \cdot (t_{kw,uit} - t_{kw,in}) = k \cdot A \cdot \Delta T_{gem}$$

$$\Delta t_{max} = t_d - t_{kw,in}$$

$$\Delta t_{min} = t_d - t_{kw,uit}$$

- m_1 = Massastroom warmte-afgevend medium (Kg/s)
- m_2 = Massastroom warmte-opnemend medium (Kg/s)
- c_1 = Soortelijke warmte warmte-afgev.med. (KJ/Kg.K)
- c_2 = Soortelijke warmte warmte-opn.med. (KJ/Kg.K)
- κ = WOC (W/m².K)

Formule van Grashof

$$\Delta t_{gem} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{Q}{k \cdot A}$$

$$Q = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t = k \cdot A \cdot \Delta t_{gem} = \dot{m}_s \cdot (h_{T,uit} - h_{cond})$$

- $c_{kw,uit}$ = Soortelijke warmte koelwateruitrede (kJ/kg.K)
- Δt_{gem} = Δt_{gem} tussen koelwater_{in-uit} en condensaat_{verz.temp} (K)
- t_d = condensaat_{verz.temp} behorende bij vacuumdruk (K)
- Δt_{max} = Temp.verschil koelwater_{in} en condensaat_{verz.temp} (K)
- Δt_{min} = Temp.verschil koelwater_{uit} en condensaat_{verz.temp} (K)
- c = Soortelijke warmte (water 4,2 kJ/kg.K)
- κ = Warmte-overdrachtscoëfficiënt (kW/m².k)

Carnot rendement

$$\eta_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$$\eta_c = \frac{m \cdot (s_2 - s_1) \cdot T_1 - m \cdot (s_2 - s_1) \cdot T_2}{m \cdot (s_2 - s_1) \cdot T_1}$$

- T_1 = Toegevoerde warmte [van turbine] (K)
- T_2 = Afgevoerde warmte [van condensor] (K)
- s_1 = Entropie stoom (verzadiging)
- s_2 = Entropie condensaat/voedingswater (verzadiging)

Koelwaterveelvoud

$$KVV = \frac{\dot{m}_{kw}}{\dot{m}_s}$$

Ongeveer 50 - 60 liter koelwater nodig om 1 kg stoom te condenseren. In hoofdstuk koeltorens wordt zelfs over 70 liter gesproken.

Grädigheid

$$\Delta t_2 = t_d - t_u$$

Theoretische is grädigheid = 0, in praktijk blijkt deze ongeveer 2-5 °C te zijn onder normale omstandigheden en schone condensor

- Δt_2 = Grädigheid
- t_d = Condensatietemp. (verzadigingstemp.) condensor behorende bij die condensordruk (°C)
- t_u = Koelwateruitrede temp. (°C)

Condensor vacuüm

$$Vacuum = (1 - p_{con}) \cdot 100\% = \frac{b}{B} \cdot 100\%$$

$$p_{con} = B - b$$

- p_{con} = Condensordruk
- B = Omgevingsdruk
- b = afgelezen barometerstand
1 mm kwikkolom = 1,33 mbar
- t_c = Stoomtemperatuur in condensor (condensaat)

Stoomtemp Condensor

$$t_c = \frac{t_{kw,uit} \cdot e^{\left(\frac{t_{kw,uit} - t_{kw,in}}{\Delta t_{gem}}\right)} - t_{kw,in}}{e^{\left(\frac{t_{kw,uit} - t_{kw,in}}{\Delta t_{gem}}\right)} - 1}$$

= Stoomdruk is in tabellenboek middels interpolatie af te leiden.

Condensorbelasting

$$CB = \frac{Q}{A}$$

- GB = Condensorbelasting (kJ/m² . s)
- Q = Energiewaarde (zie blz 5 onderaan: massabalans)

Aantal pijpen

$$x = D_s \cdot \frac{m_{kw} \cdot SV}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot V_c}$$

- D_s = Aantal doorstroming v/h circulatiewater
- M_{kw} = Massastroom koelwater (kg/s)
- SV = Soortelijk volume koelwater ($SV_{water} = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$)
- d_i = Inwendige pijp diameter ($d_i = 2x$ pijpdikte)
- V_c = Snelheid circulatiewater door pijpjes (m/s)

Voor dubbele doorstroming geldt $D_s = 2$

Condensor pijplengte

$$l = \frac{A}{x \cdot D_s \cdot \pi \cdot d_u}$$

- l = Lengte 1 condensorpijp (m)
- A = Verkoelend opp. VO (m²)
- x = Aantal condensorpijpen (bij enkele doorstroming)
- d_u = Uitwendige diameter condensorpijp (m)

Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

Regeneratieve Condensors

$$St_{af} + LL_c = T_c + T_{st,af} = RC$$

- St_{af} = afgewerkte stoom uit turbine
- LL_c = Onderste gedeelte condensor (hotwell)
- T_c = Water dat met te lage temp in de hotwell valt
- $T_{st,af}$ = Voor opwarming hotw. tot verzadigingstemp.
- RC = Regenereren van condensaat

KOELTORENS Natte bol temp.

$$t_{natte\ bol} = t_{uit} - t_{omg}$$

$$\Delta t = t_{in} - t_{uit}$$

- $t_{natte\ bol}$ = Natte bol temp. Wandtemp koeltoeren (°C)
- t_{uit} = Condensaattemp. koeltorenuittrede (°C)
- t_{omg} = Buitenlucht tempo. (°C)
- t_{in} = Af te koelen condensaat, koeltorenintrede (°C)
- Δt = Koelzone (°C)

OVERIGEN Afkooling turbinehuis

$$T - T_0 = (T_a - T_0)e^{-\frac{t}{\tau}}$$

$$\tau = \frac{T - T_0}{\ln \frac{T_a - T_0}{T - T_0}}$$

$$\tau = \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot A}$$

- T = Gem. metaaltemp. Na t-uren (K)
- T_0 = Omgevingstemperatuur. (K)
- T_a = Aanvangstemp. Direct na afzetten turbine (K)
- t = tijd (s)
- τ = Afkoel-tijdconstante systeem (s)
- c = Soortelijke warmte materiaal (kJ/kg.K)
- m = Af te koelen massa (kg)
- α = Warmte overdrachtscoefficient (kJ/m².s.K)
- A = Af te koelen opp. (m²)

Snelsluitinrichting

$$SSI = H - TB - AVB - VB - SODB$$

- SSI = Snel Sluit Inrichting
- H = met de hand
- TB = De toerenbeveiliging
- AVB = De Axiale verplaatsingsbewaking
- VB = De Vacuumbeveiliging
- $SODB$ = De smeeroliedrukbeveiliging

Lekverlies labyrintafdichting

$$m = 2 \cdot \frac{D \cdot h \cdot \Delta p}{\sqrt{z}}$$

$$\sum (E_k + E_p) = C_{ons\ tan\ t}$$

- m = Massa weglekkende pakkingbusstroom (kg/h) !!
- D = Pakkingbusdiameter D_{gem} gemeten hart spleet (mm)
- h = Hoogte spleet (mm) !!
- Δp = Drukverschil omgeving (bar) !!
- z = aantal spleten

Energie omzetting Labyrint

$$s = \uparrow en\ p = \downarrow$$

per afdichting geldt:

in spleet: $E_k \uparrow, E_p \downarrow, v_{st} \uparrow, s \uparrow, h \downarrow$

in ruimte: $v_{st} \downarrow, E_k \Rightarrow E_p, h \uparrow$ oorspronkelijke waarde

- E_k = Kinetische energie
- E_p = Potentiele energie
- s = Entropie
- h = Enthalpie
- p = Druk medium (stoom)
- v_{st} = Snelheid stoom

Wet van Black

t.b.v. Luchtcondensor

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{m} \cdot (h_{as} - h_c)}{c_l \cdot \Delta t_l}$$

$$\dot{m}_{inspuit} = \frac{(\dot{m}_{st} - \dot{m}_{ontl}) \cdot (h_{os} - h_{koudeher})}{h_{koudeher} - h_{inspuit}}$$

- \dot{m} = massastroom lucht / stoom (kg/s)
- h = Enthalpie afgewerkte stoom / lucht (kJ/kg)
- c = Soortelijke warmte materiaal (kJ/kg.K)

Benodigde hoeveelheid inspuutwater

- $\dot{m}_{inspuit}$ = Massastroom inspuutwater (kg/s)
- \dot{m}_{st} = Stoomproductie (kg/s)
- \dot{m}_{ontl} = Stoomontwijkingen aftappen en ontluichten (kg/s)
- h_{os} = Enthalpie oververhitte stoom (kJ/kg)
- $h_{koudeher}$ = Enthalpie koude been herverhitter (kJ/kg)
- $h_{inspuit}$ = Enthalpie inspuutwater / voedingswater (kJ/kg)

(Enige voorwarmer in install.)

Percentage aftapstroom

$$\alpha = \frac{h_{vw} - h_c}{h_{aft} - h_c} \cdot 100\%$$

$$h_{vw} = \alpha \cdot h_{aft} + (1 - \alpha) \cdot h_c$$

- α = Percentage aftapstroom
- h_{vw} = Enthalpie voedingswater na voorwarmer (water, gegeven druk)
- h_{aft} = Enthalpie aftapstroom (stoom, gegeven druk, temp Stoomtabel 4)
- h_c = Enthalpie condensaat (water bij condensordruk)

Enthalpie voedingswater - ketel

$$\Delta h_{aft,vw} = \frac{(h_{vo} - h_c)}{n + 1}$$

- $\Delta h_{aft,vw}$ = Warmteval per voorwarmer
- n = Aantal voorwarmers

Warmteval per voorwarmer

Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

Theoretische arbeid per kg stoom

Met 1 aftapvoorwarmer:

$$W_{th} = (1 - \alpha) \cdot (h_a - h_e) + \alpha \cdot (h_o - h_{aft})$$

h_e = Enthalpie stoom intrede condensor

h_o = Enthalpie oververhitte stoom

Toe te voeren warmte in ketel

Met 1 aftapvoorwarmer:

$$q = h_o - h_{vw} = (1 - \alpha) \cdot (h_o - h_c) + \alpha \cdot (h_o - h_{aft})$$

Thermische rendement

Zonder voorwarmer:

$$\eta_{therm} = \frac{h_o - h_e}{h_o - h_c}$$

Met 1 aftapvoorwarmer:

T.T.D.

$$\eta_{therm} = \frac{(h_o - h_e) + \frac{\alpha(h_o - h_{aft})}{(1 - \alpha)}}{(h_o - h_c) + \frac{\alpha(h_o - h_{aft})}{(1 - \alpha)}}$$

$$\eta_{therm} = \max \text{ voor } \frac{\alpha(h_o - h_{aft})}{1 - \alpha}, \text{ dit is bij } 1/2(h_o - h_e)$$

Terminal Temperature Difference

$$TTD = T_{aft} - T_{vw,uit}$$

Bij mengvoorwarmers TTD = 0

TTD = Zo klein mogelijk (veroorzaakt therm. verlies)

T_{aft} = Verzadigingstemp. aftapstoom (K)

$T_{vw,uit}$ = Temp. Uittredende voedingswater (K)