

Energiteknik

Fö

1995

Kf

Sidor: 45

Pris: 15 kr

ENERGITEKNIKFöreläsning 1
951030Introduktion - kursinnehåll:

- Rörsystem, pumpteknik
- Kompressibel strömning
- Värmeväxling
- Teknisk förbränningslära - miljöaspekter
- Ångpannor och turbiner
- Industriell kraftvärmeteknik
- Energisituationen i Sverige
- Värmepumpsteknik
- Kompressorer

Ex Mönsterås Bruk - papperstillverkning { stencil }Många exempel på energitekniska tillämpningar:
ångpannor, pumpar för massa och kemikalier osvEnergiläget i Sverige 1995

Energitillförsel och användning { Broschyr fr. NOTEK }

Energi graderas efter kvalitet:

Hög kvalitet

Eleenergi

Bränsle

Låg kvalitet

Värme

Strömninglära

{ 5 & 9, kap 10 }

Stationär (steady state) - Instationär

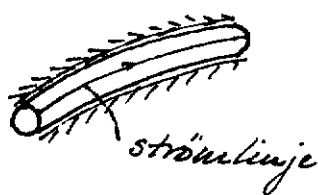
Kompressibel - Inkompressibel (s = konst)

Förlustfri ("potential") - förlustbelädd

- I kursen:
- kanalströmning (spec. rörsystem)
 - rörströmning med pumpar
 - flödesmätning baserad på strömninglära
 - kompressibel strömning i munstycken o.dyl.

Strömninglära forts

{ Kap 10 }

Föreläs. 2
951102Strömrör

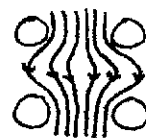
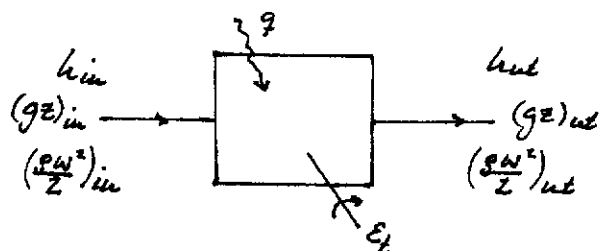
Endimensionellt förlopp

Ofta fysisk gräns, t.ex. rörvägg, för strömningen

Tubkvarn

tvärsnitt:

Även detta är 1-dim strömning

Inkompressibel strömning $\rho = \text{konst}$ (gäller vätskor, gaser vid små Δp)Kontinuitetsekv. $\rho w A = \text{konst}$ Energiekv. $q = E_t + \Delta \text{entalpi} + \Delta \text{rörelseenergi} + \Delta \text{lägesenergi}$ 

{ fig. 2.33 }

$$q = E_t + (h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad \{ 2.43 \}$$

$$\begin{array}{l} \rho \text{ konst} \\ E_t \neq 0 \end{array} \quad E_t + \frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} + gz_2 + |b|$$

friction

Bernoullis utvidgade ekv.Strömning med friction

$$|b| = \frac{\Delta p_f}{\rho} \quad \Delta p_f = \text{frictionstryckfall} \quad \{ 10.17a \}$$

$$\text{Rör (kanalströmning): } \Delta p_f = f_1 \rho w^2 \frac{L}{d} \quad f_1 = \text{frictionsfaktor}$$

$$\text{Använder även } \lambda = 4f_1 = 2f_2$$

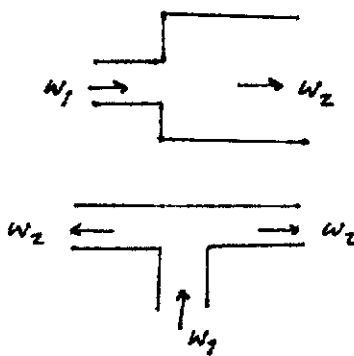
$$f_2 = \frac{1}{2} f_1 \quad (\text{Fanning})$$

Engångsförluster

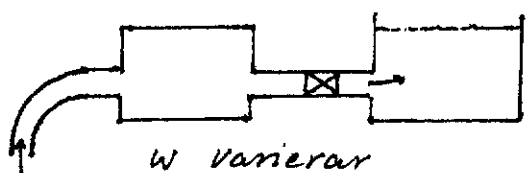
$$\Delta p_f = f \frac{\rho w^2}{2}$$

↑
engångsförlustkoeff.

OBS! Vilket w avses?



Tillämpa Bernoullis utv. ekv. på rörssystem

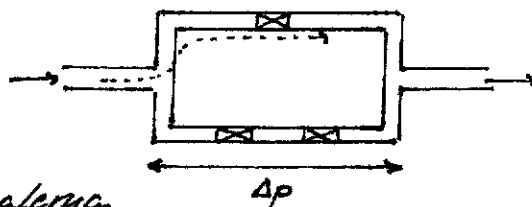


Δp_f enligt ekv. 10.20

Välj punkt 1 och 2 på lämpligt sätt, dvs i punkter med tillräcklig information

Parallella kanaler

Välj en väg - anpassa flödet
Lika tryckfall över båda kanalerna



Friktionsfaktor λ fås ur ekv. eller diagram

$$\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{y_s}{d}\right) \quad \text{där } \frac{y_s}{d} = \text{ytråket} \quad \left\{ \text{fig 10.35}, f_1 \right\}$$

alt. f_f, f_1

Specialdiagram för stålrör

$$\lambda = f(\text{Re}, d)$$

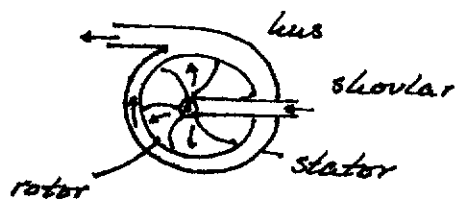
$\left\{ y_s \text{ i tabell s. 317} \right\}$
se även T&D

Engångsförlustkoeff. f fås ur tabell el. diagram

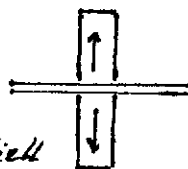
$\left\{ \text{E&G}, \text{T&D} \right\}$

Strömningssmaskin ("Turbo maskin")

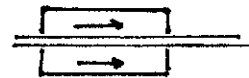
Samspel mellan rotor och strömmande medium

Arbetskrävande:

pumpar, fläktar, kompressorer

Arbetsgivande:vätsketurbiner, ångturbiner,
gasturbiner, vindturbinerStrömningssmaskiner kallas även rotodynamiska maskiner
rotor inputlagarnaUppdelning mellan radiella och axiella maskiner
efter strömningens riktningen i rotorn

radiell

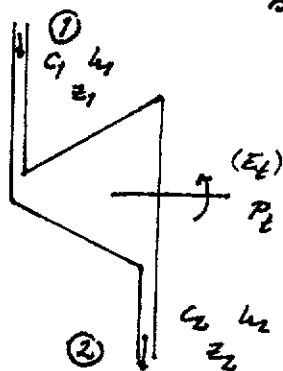


axiell

Teori bygger på

- Energilw.
- Inputlagarna

(rel. stor omkrets) (rel. avlänga)

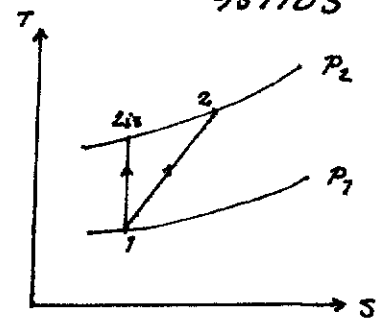
 $q=0$ (adiabatisk) $c =$ absolut hastighet

Energilw (2.43):

$$q - E_2 = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad \{\text{II-9a}\}$$

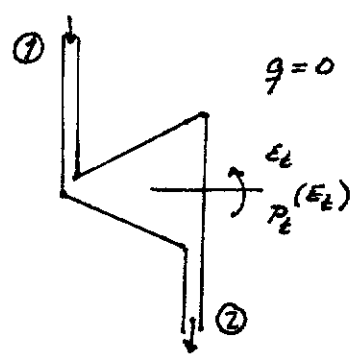
Som effekt {II-8}

{ Energielv
 Impuls lagarna
 b:a HS \Rightarrow s=konst för $q=0$
 för ideal maskin



Kompression $q_{1s} = q_h$

Motsvarande för expansion (turbin)



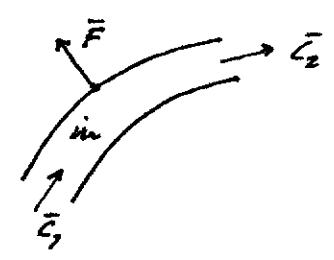
$$-E_t = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad [J/kg]$$

Totalentalpi $h_0 = h + \frac{c^2}{2} + gz$
(i)

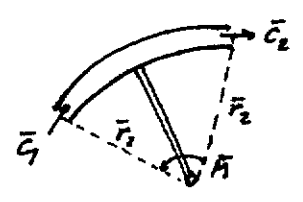
$$E_t = \Delta h_0 \quad \{II-10b\}$$

$$\text{Totaltryck } p_0 = p + \frac{\rho c^2}{2}$$

Impulssatsen: $\bar{F} = m(\bar{c}_2 - \bar{c}_1)$



Impulsmomentsatsen

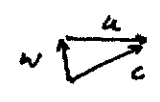
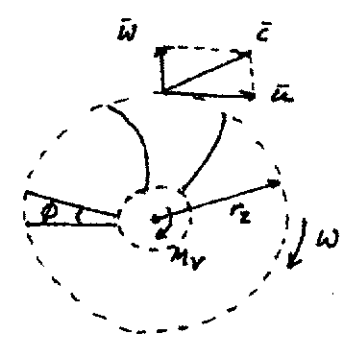


$$\bar{M} = m(\bar{F}_2 \times \bar{c}_2 - \bar{F}_1 \times \bar{c}_1) \quad \{II-5\}$$

Eulers ekvation

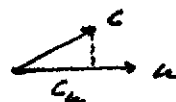
Et plan - skalärt

- w = relativ hastighet (rel. rotorn)
- u = tangentialhastighet
- c = absoluthastighet
- ω = vinkelhastighet = $d\phi/dt$
- M_v = moment kring axeln



hastighetstriangel

Da fås $M_V = m(r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u})$



Skovelarbete $E_{sh} = M_V \Delta \phi$

$P_{sh} = M_V \cdot \omega$

1 = inlopp
2 = utlopp

$P_{sh} = \omega m (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = \{ \omega = \omega r \} = m (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$

Dividera med m

$$\frac{P_{sh}}{m} = E_{sh} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad \{ \text{Eulers ekv., III-7} \}$$

Likformighetslagar

- Slutsatser om maskiner i en typserie
- Slutsatser om en maskin vid olika varvtal

Inför begreppet specifikt varvtal.

Geometriskt likformiga maskiner ('typserie')

- arbetar med likformiga hastighetstrianglar, dels i inlopp, dels i utlopp på ljustet

(dock är inte trianglar $u_1 - u_2 - c_1$ lika som $u_2 - u_2 - c_2$)

Resultat: $E_{sh} = \text{konst.} \cdot u^2 D^2$

$Q = \text{konst.} \cdot u D^3$

$P_{sh} = \text{konst.} \cdot u^3 D^5$

$u = \text{varvtal}$

$D = \text{storlek}$

$Q = \text{volymströme}$

För samma maskin, $D = \text{konst.}$, erhålles

"affinitetslagarna"

$E_{sh} = \text{konst.} \cdot u^2$

$Q = \text{konst.} \cdot u$

$P_{sh} = \text{konst.} \cdot u^3$

Specifikt varvtal

En storlek som har samma värde för en typserie. Två maskiner I och II

$$\frac{E_{sh I}}{E_{sh II}} = \frac{u_I^2 D_I^2}{u_{II}^2 D_{II}^2}, \quad \frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{u_I D_I^3}{u_{II} D_{II}^3}$$

$$\text{Eliminera } \frac{D_I}{D_{II}} \Rightarrow u_I = u_{II} \left(\frac{Q_{II}}{Q_I} \right)^{1/2} \left(\frac{E_{shI}}{E_{shII}} \right)^{3/4}$$

Masjin I är referensmasjin, betecknas m. index 0

$$I: u_I = u_0$$

$$II: u_{II} = u$$

$$Q_I = 1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{II} = Q \text{ m}^3/\text{s}$$

$$E_{shI} = 1 \text{ J/kg}$$

$$E_{shII} = E_{sh} \text{ J/kg}$$

$$\Rightarrow \underline{u_0 = u \left(\frac{Q}{1} \right)^{1/2} \left(\frac{1}{E_{sh}} \right)^{3/4}} \quad \text{där } u_0 \text{ är } \underline{\text{spec. varvtal}}$$

"Spec. varvtal för en strömningsmasjin definieras som varvtalet för ref. masjinen som genomströmmas av ett enhetsflöde och utbyter ett enhetsarbete (el. motsk.) och har samma form på hastighetstriangeln"

Ref. masjinen behöver inte existera i serien.

låg $u_0 \rightarrow$ radiell masjin

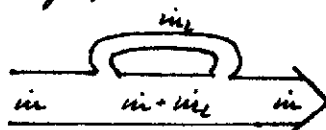
hög $u_0 \rightarrow$ axiell masjin

Fig III-1 Effektflöde gm pump (arbetskrävande masjin)

Olika förluster i s.k. Sanly-diagram

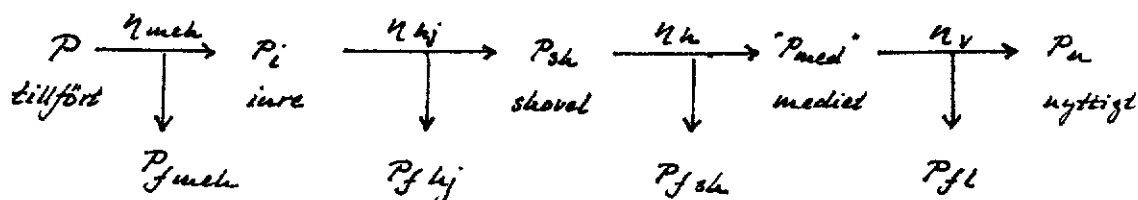
Energiflöde och verkningsgrader

Sure läckage:



$in_l =$ läckageflöde

Arbetskrävande masjin, tex pump



Definiera verkningsgrader

$$\eta_{\text{abtnell}} = \left(\frac{P - P_f}{P} \right)_{\text{abtnell}}$$

$h =$ hydraulisk (skovel förluster)

$v =$ volumetrisk (inre läckage)

$$P_i = \dot{m} \varepsilon_i = P_e$$

$$P_{sk} = (\dot{m} + \dot{m}_1) \varepsilon_{sk}$$

Totalverlustringsgrad:

$$\eta = \eta_{mek} \cdot \eta_{hj} \cdot \eta_h \cdot \eta_v \quad \{ III - 3a \}$$

PUMPAR

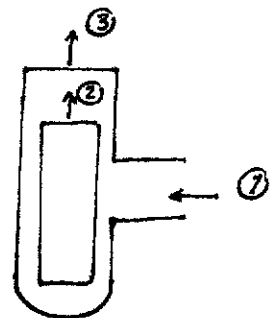
- Turbopumpar (rotodynamiska maskiner)
 - radiella = centrifugalpumpar
 - axiella (ibland propellerpumpar)
- Förträngningspumpar (Displacementspumpar)
 - z. ex. kolopump

Uppfördringshöjd, H

Energielv. (ur II-9a)

$$\begin{aligned} \varepsilon_i &= \{ h = u + pv \} = \\ &= \underbrace{u_3 - u_1}_{\text{nyttig energi}} + \underbrace{\frac{P_3 - P_1}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + g(z_3 - z_1)}_{\text{nyttig energi}} \end{aligned}$$

(uppvärmning)



Def. $H = \frac{P_3 - P_1}{\rho g} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2g} + (z_3 - z_1) \quad [m]$

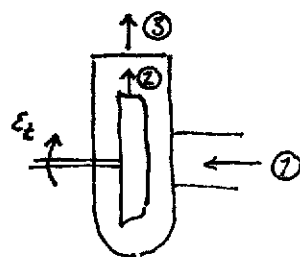
Repetition: Uppföringshöjden H

$$E_2 = u_3 - u_1 + \frac{P_3 - P_1}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + g(z_3 - z_1)$$

H motsvarar den nyttiga energin

Strömningsskivor bland pumpar

- centrifugal (radiell)
- axiell



Nyttig effekt $P_u = \rho Q g H (= \rho g H)$ {V-10b}

Totalverkningsgrad $\eta = \frac{P_u}{P}$ {V-10c}

$$\eta \approx \eta_u = \frac{P_u}{P_{sh}} = \frac{\rho Q g H}{\underbrace{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)}_{\rho Q} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})} = \left\{ \leftarrow \text{Euler} \right\} =$$

$$= \frac{gH}{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}} \quad \{V-10e\}$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{H}{H_{\text{teor}}}$$

Radiell maskin: $u_1 c_{1u} \ll u_2 c_{2u}$

$$\frac{gH}{\eta_u} = u_2 c_{2u} \quad \{V-11b\}$$

Pumpens Q-H-kurva

fig V-11: Stastighetstrianglar vid pumpjulets utlopp

Försumma avvikelser från skovelvinkeln i utloppet, dvs teoretiska fallet

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \cdot \cot \beta_2$$

$$c_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}$$

där β_2 är skovelvinkeln och c_{2m} är absolut hastighetens projektion i normalriktningen

$$H_{\text{teor}} = \left\{ \eta_u = 1 \right\} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{u_2}{g} \left[u_2 - \frac{Q \cot \beta_2}{\pi D_2 b_2} \right] \quad \{V-12a\}$$

konst varvtal $n \Rightarrow u_2$ konst

Då fås $H_{\text{teor}} = A \cdot Q + B$ (rät linje)

Verklig Q-H-kurva ("pumpkurva")
avvikelser beror på t. ex.
friktions- och störförluster.

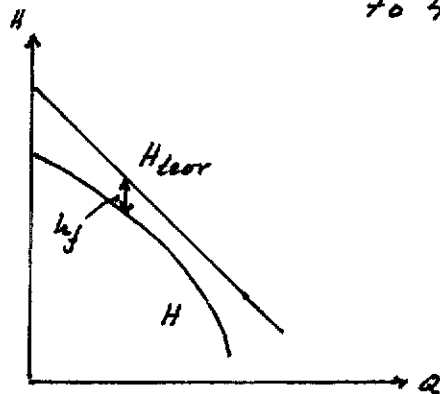
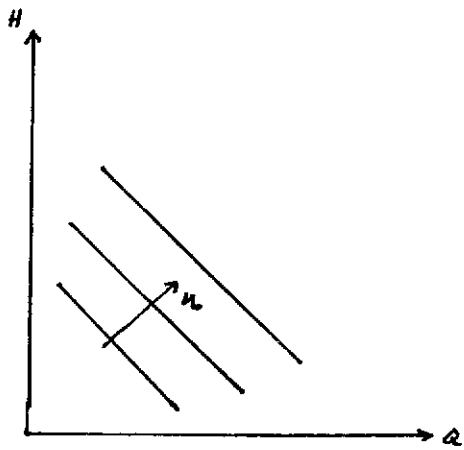
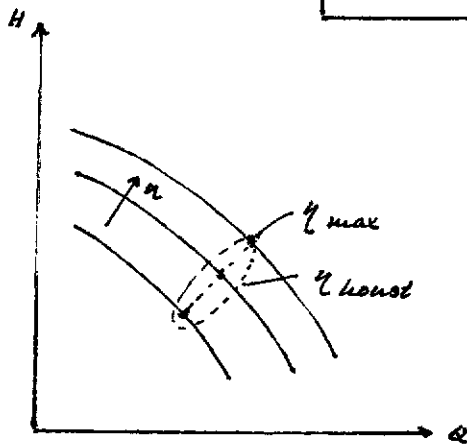


fig V-73a →



"Teoretiskt"



Museldiagram

Def. spec. varvtal för pump

I pumpfallet byts 'enhetsarbete' mot 'uppföringshöjd'

$H = 1m$ istället för $\epsilon = 1 J/kg$

$$u_g = u \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad \{V-28\}$$

långt värde: radiell pump $< 50 r/min$ $\left\{ \begin{array}{l} Q \text{ litet} \\ H \text{ stort} \end{array} \right.$

långt värde: axiell pump $> 200 r/min$ $\left\{ \begin{array}{l} Q \text{ stort} \\ H \text{ litet} \end{array} \right.$

fig V-29 Användningsområden för olika pumpkylsformer

Kavitation

~ hälighet

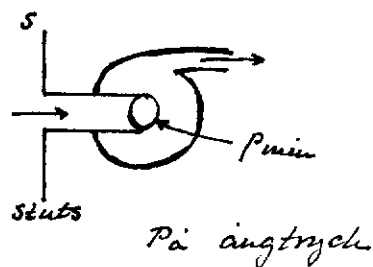


fig V-31 Kavitationsmodell

$P_{min} > P_a$ för att undvika ångbildning

$$P_s = P_{min} + \Delta P$$

$$\underbrace{\frac{\rho C_s^2}{Z} + P_s - \Delta P}_{P_{os}} > P_a + \frac{\rho C_s^2}{Z}$$

$$\underbrace{P_{os} - P_a}_{\text{ges av anv.}} > \underbrace{\Delta P + \frac{\rho C_s^2}{Z}}_{\text{ges av tillv.}}$$

Dividera med ρg :

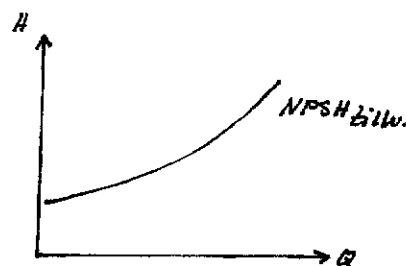
$$\frac{P_{03} - P_{01}}{\rho g} > \frac{\Delta P}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} \quad \{ \text{I-32} \}$$

Definiera Net Positive Suction Head, NPSH

$$NPSH_{\text{tillv.}} < \frac{P_{03} - P_{01}}{\rho g} = NPSH_{\text{anv.}} \quad \{ \text{I-34a} \}$$

Anvans uppkommer kavitation

⇒ skador på pumpen och förluster i prestanda



Systemkurvor

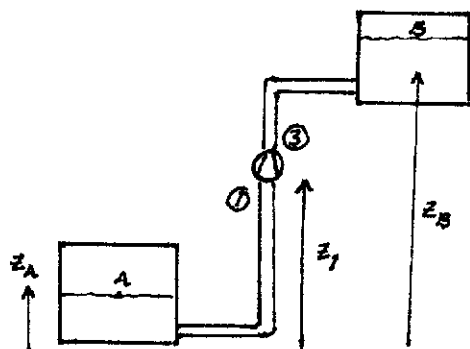


fig I-47

Bernoulli A → 1

$$P_A + \rho g z_A = \underbrace{P_1 + \frac{\rho c_1^2}{2}}_{P_{01}} + \rho g z_1 + \Delta P_{of}$$

likadant 3 → B

Då fås:

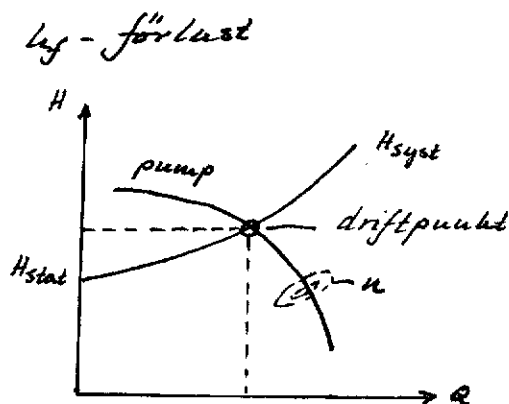
$$\underbrace{P_{03} - P_{01}}_{\rho g H} + \rho g (z_3 - z_1) = P_B - P_A + \rho g (z_B - z_A) + \Delta P_{of} \quad \{ \text{I-47c} \}$$

$$H = H_{\text{sys}} = \underbrace{\frac{P_B - P_A}{\rho g} + (z_B - z_A)}_{H_{\text{stat}}} + \underbrace{\frac{\Delta P_{of}}{\rho g}}_{h_f = f(Q)} \quad \{ \text{I-47d} \}$$

Tillsammans med pumpkurva i

Q-H-diagram.

Q ges av drifpunkten - dvs pumpens omgivning påverkar Q



OBS! η behöver inte vara bra i drifpunkten

Ev. kan man (som här) ha valt fel pump för uppgiften

ANM: Läs om serie- och parallellkoppling
 --- reglering av pumpar

Olika pumpar { Kompendiet s. V-1f }

Pumptyper: • Turkopumpar

centrifugalpumpar

axialpumpar

• Förträngningspumpar

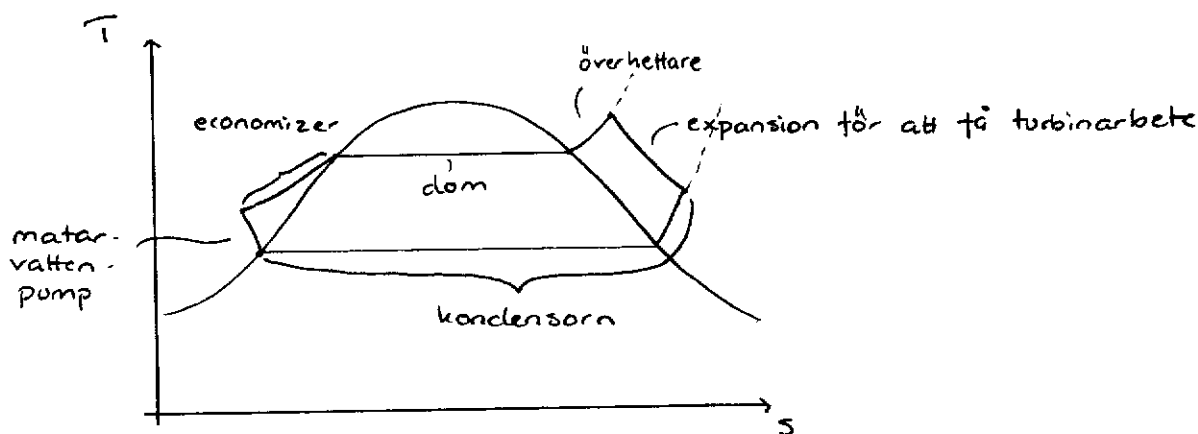
Roterande { skruvpump
 excenterskruvpump ("Mono")
 kugghjulspump
 impellerpump
 fig V-5

Oscillerande { kolpump
 membranpump
 fig V-4

Ångpannor:

Används till:

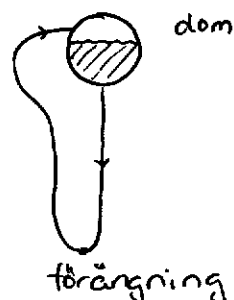
Industri	el + värme
Fjärrvärme	el + värme
(Kraftverk)	el



För "ordförklaring" se stencil?

Själv-cirkulation -

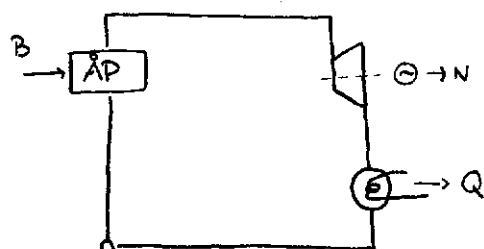
vätskan förångas och densiteten minskar då vilket gör att ångpelaren trycks tillbaka till domen av vätskepелaren



Primärluft - sprutas in med oljan, ger en fin fördelning av oljan. primär luften utgör 10-20% av all luft som sprutas in i ångpannan.

Sekundärluft (O₂) - syre för förbränning.

Vad kan man använda ångpannor till?



$$\eta_{el} = \frac{N}{B}; \eta_{el} \approx 0.40 - 0.42$$

Mycket av värmen försvinner vid kylning.

Kraftvärme:

Använd Q för att få värme i industrin (mottryck) och fjärrvärme.

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{N+Q}{B} \quad \eta_{\text{tot}} \approx 0.8-0.9$$

två nackdelar med att använda kraftvärme:

* Värmeunderlaget begränsat

* η_{el} minskar (Om man vill utnyttja Q får ångan inte kylas för mycket vid expansionen)
 Utnyttjas Q minskar η_{el} till $\approx 0.15-0.20$

- Förbränningsförluster, $f_{\text{br}} \quad \text{C}_n\text{H}_m + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$

- Avgas förluster f_{ga}

- Utstrålningsförluster f_{ut}

Pannverkningsgrad: $\eta_p = 1 - f_{\text{br}} - f_{\text{ga}} - f_{\text{ut}} \quad (> \eta_{\text{tot}})$

η_p talar om hur mycket av det man stoppar in i form av bränsle som aldrig kommer in i systemet.

Sammanfattning "Varför har man höga eldstäder?"
 högra halva ^{sidan} ~~texten~~ s. 26

KOMPRESSORER:

- * Egentliga kompressorer
- * Fläktar (Δp liket)
- * Vakuum pumpar (kompr.)

Värmemedier:

- * Luft (ex. gasturbin)
- * Köldmedier (t.ex. värmepump, kylmaskin)
- * Processmedier (sekundär ånga)

Typer:

* Förbränningstyp:

Kolv
Skruv
Roots blåsmaskin

$$\pi = \left(\frac{P_{ut}}{P_{in}} \right)_{\text{steg}}$$

7
4
1.5

olja

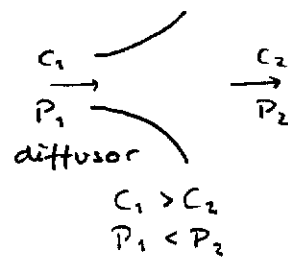
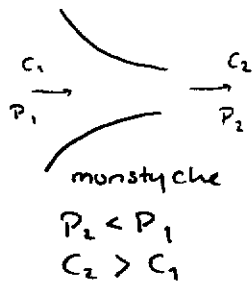
ja
ja
nej

* Turbotyp:

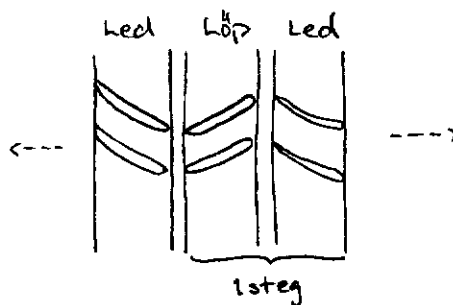
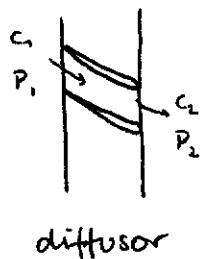
Radiella
Axiella

2-4
1.3

nej
nej



Led skene kranar



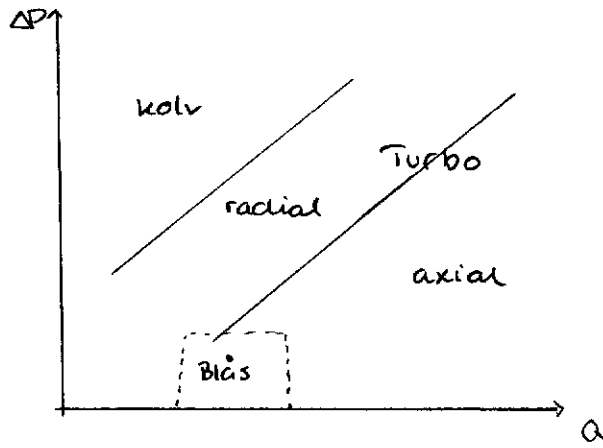


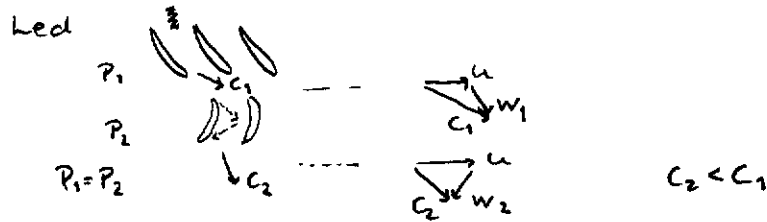
fig (VII-1)

ÅNGTURBINER:

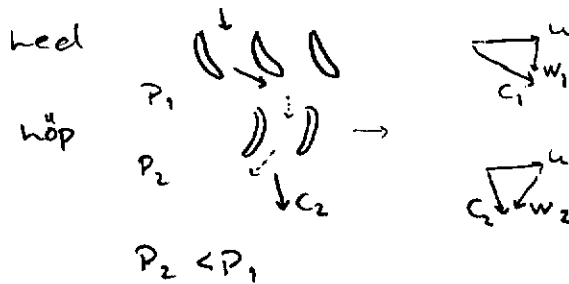
Radiella - Axiella

Enkel d. multipel
 liktryck - övertryck
 $P = \text{konst.}$ $P_{\text{ut}} < P_{\text{in}}$

Liktryck:



Övertryck: (morden)



VÄRMEVÄXLARE:

Rekuperativa (vanliga)

Regenerativa

Typer:

* Tub ("Tube and shell")

* Plattvax.

* Spiral

* Tub m. yttförstoring

Kursmaterial:

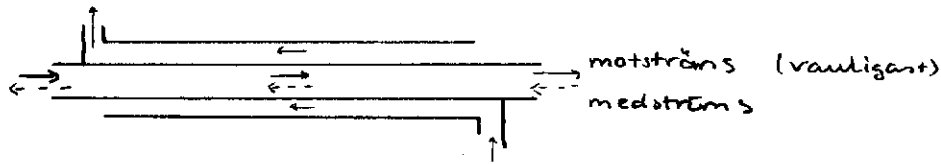
G.R. Högt utv. artikel

Förel. stolpar

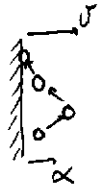
Materialval.

* Plåt

Dubbelrörs värmeväxlare:



VÄRMEÖVERFÖRINGSMEKANISMER

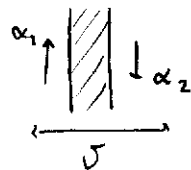


* Ledning

* Konvektion - värmeövergångstalet α : $Q = \alpha \cdot \dot{V} \cdot A$

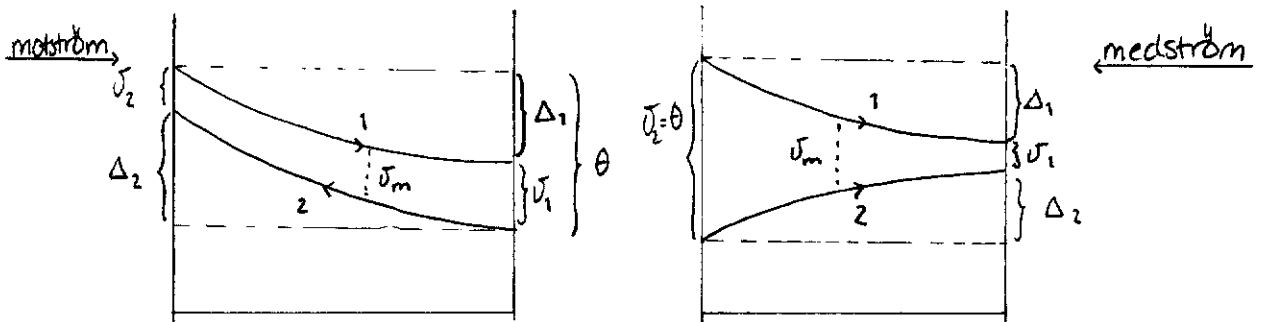
* Strålning - strålnings - " - α_s : $Q_s = \alpha_s \dot{V} A$

* Värmeledning - värmegenomgångstalet K : $Q = K \cdot \dot{V} \cdot A$



$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (11.13)$$

cylindrisk geometri (11.14)



\bar{v}_m : logaritmisk medeltemp.

Ekv. system:

$$\begin{cases} Q = \dot{m}_1 c_{p1} \Delta_1 = \dot{W}_1 \Delta_1 \\ Q = \dot{m}_2 c_{p2} \Delta_2 = \dot{W}_2 \Delta_2 \\ Q = K \cdot A \cdot \bar{v}_m \end{cases}$$

\dot{W} = värme kapacitets flöde.

$$\bar{v}_m = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1/T_2)} \quad (11.33)$$

1) Ekv. syst löses lätt om θ är känt och T_1 el. T_2 är kända, \dot{W}_1 o \dot{W}_2 kända

2) Ekv. syst kräver num. lösning el. variabelsubstitution om både T_1 o T_2 är okända, men θ känt.

... fortsättning från föregående föreläsning

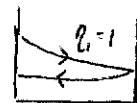
Motsbräms värmeväxling ...

Ofta kändt θ $v_1 = \theta - \Delta_1$ $v_2 = \theta - \Delta_2$ $Q = kA\theta_m = \frac{-(\Delta_1 - \Delta_2)}{\ln\left(\frac{\theta - \Delta_1}{\theta - \Delta_2}\right)}$

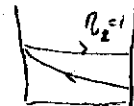
Analytisk lösning

"NTU"-metod

Definiera en temperaturverkningsgrad: $\eta_1 = \frac{\Delta_1}{\theta}$



$\eta_2 = \frac{\Delta_2}{\theta}$



Hypotes: $\eta_i = f\left(\frac{kA}{\dot{w}_1}, \frac{\dot{w}_1}{\dot{w}_2}\right)$

$\theta_m = \frac{-(\Delta_1 - \Delta_2)}{\ln v_1/v_2}$; $\ln \frac{v_1}{v_2} = -\left(\frac{\Delta_1}{\theta_m} - \frac{\Delta_2}{\theta_m}\right)$

$Q = \dot{w}_2 \Delta_2 = kA\theta_m$

$Q = \dot{w}_1 \Delta_1 = kA\theta_m$

$\therefore \ln \frac{v_1}{v_2} = -kA\left(\frac{1}{\dot{w}_1} - \frac{1}{\dot{w}_2}\right)$ (1.24 f)

$\frac{v_1}{v_2} = e^{-\frac{kA}{\dot{w}_1}\left(1 - \frac{\dot{w}_1}{\dot{w}_2}\right)}$

Variabelsubstitution, sätt $X = \frac{kA}{\dot{w}_1}$, $Y = \frac{\dot{w}_1}{\dot{w}_2}$

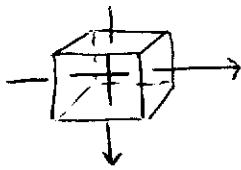
$\frac{v_1}{v_2} = e^{-X(1-Y)}$

$\Delta_1 = \eta_1 \cdot \theta$, $v_1 = \theta(1 - \eta_1)$, $v_2 = \theta(1 - \eta_2 \cdot Y)$

$\frac{\theta(1 - \eta_1)}{\theta(1 - \eta_2 \cdot Y)} = e^{-X(1-Y)} \Rightarrow \eta_1 = \frac{1 - e^{-X(1-Y)}}{1 - Y \cdot e^{-X(1-Y)}}$

dos. $\eta_i = f\left(\frac{kA}{\dot{w}_1}, \frac{\dot{w}_1}{\dot{w}_2}\right)$ motsvarande finns för medström

Det finns även kors-(tvärs) ström



analytisk lösning är komplicerad!

Diagram $q_i = f(x, y)$

Ena mediet konstant temperatur \Rightarrow medström = motström

Genomgång av de olika värmeväxlartyperna

Tubvärmeväxlare: Baller = suämpiät

Spiralvärmeväxlare: Nästan perfekt motström

Plåtvärmeväxlare: för låga (över-) tryck

Värmeöverföring vid påtvingad turbulent strömning

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

$$Nu = f(Re, Pr)$$

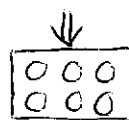
Rör: $Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$ (11.66)

Tubknippe:

Årkuärt



Rektangulärt



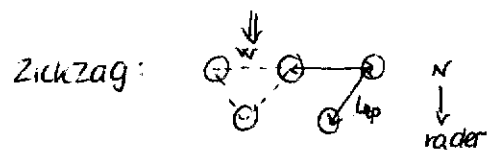
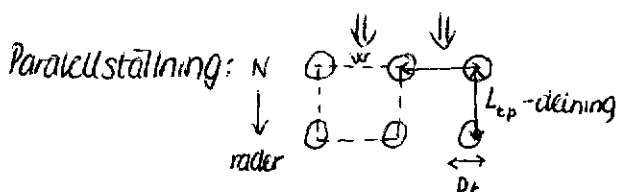
omströmmad cylinder:



$$Nu = f(Re, Pr) \quad (11.67)$$

Knippen av tuber (cylindrar) - vanligt i värmeväxlare

Tubarrangemang



w - hastighet i minsta sektionen (A_q)

Trycktalet fås med hjälp av en friktionsfaktor f :

$$f = \frac{\Delta P}{N} \cdot \frac{V}{2} \left(\frac{A_Q^2}{m^2} \right) \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{-0.14} \quad (11.68) \quad \begin{matrix} w = \text{vägg} \\ b = \text{bulk} \end{matrix}$$

Colton-Chilburys j -faktor j_H

$$j = St Pr^{2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha}{w \cdot c_p}$$

$$j = \frac{\alpha}{c_p} \cdot \frac{A_Q}{\dot{m}} Pr^{2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (11.69)$$

$$\begin{aligned} f &= f(Re, \frac{L_{tp}}{D_t}) & Re &= \frac{D_t \cdot \dot{m}}{\mu_b \cdot A_Q} = \frac{D_t \cdot \dot{m}}{\mu_b \cdot A_Q} \quad (11.70) \\ j &= f(Re, \frac{L_{tp}}{D_t}) \end{aligned}$$

I diagram $\begin{cases} j = f(Re, \frac{L_{tp}}{D_t}) \\ f = f(L - \text{---}) \end{cases}$
 - en för zigzag
 - en för parallella

Värmeöverföring vid egenkonvektion

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

$$Gr = \frac{g \beta \Delta t H^3 (d^3)}{v^2} \quad (11.79)$$



$$\begin{aligned} Nu_{lam} &= 0.56 (Gr Pr)^{1/4} \\ Nu_{turb} &= 0.13 (Gr Pr)^{1/3} \end{aligned}$$

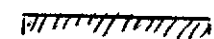
$$d_L = \underbrace{0.56 \cdot 2 \cdot \frac{g \beta}{v^2} \cdot Pr}_{K_L} \left(\frac{\Delta t}{H} \right)^{1/4}$$

och K_T



$$Nu_{lam} = 0.50 (Gr Pr)^{1/4}$$

$$K_L = 0.69 (K_L)_{vägg}$$



värmpatta vänd uppåt

$$Nu_{lam} = 0.54 (Gr Pr)^{1/4}$$

värmpatta vänd nedåt



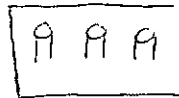
$$Nu_{lam} = 0.27 (Gr Pr)^{1/4}$$

i utdelat häfte

K_L och K_T i tabell (11.82)

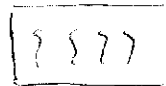
Wärmedurchgang und Kondensation

Dropkondensation



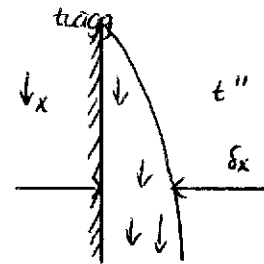
effektiv $\alpha \sim 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$

Filmkondensation



- II - $\alpha \sim 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$

Nusselts filmtheori: laminär film
Wärmeleitung i filmen




$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta_x}$$

Resultat: $\alpha = \frac{1}{(\Delta t_H)^{1/4}} \cdot \frac{4}{3} \underbrace{\left(\frac{\lambda^3 \rho g \gamma}{4\nu} \right)^{1/4}}_K$

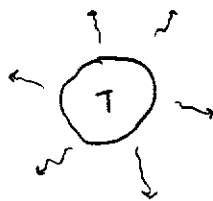
K i tabell (11-87)

951114
F08Värmeöverföring genomledning
konvektion
strålning

$$\dot{Q}_{\text{tot}} = \dot{Q}_{\text{konv}} + \dot{Q}_{\text{str}}$$

STRÅLNINGVärmestrålning
Elektromagnetisk vågrörelse
ytstrålning (Gasstrålning)
(Flamstrålning)

Svart kropp har maximal strålning



$$\Phi_s = \overset{\text{Stefan Boltzmanns konst.}}{C_s} \cdot A \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad [\text{W}] \quad (11.94b)$$

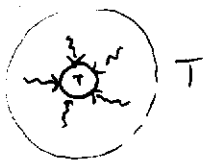
strålning svart

Stefan Boltzmanns lagFör en grå kropp gäller:

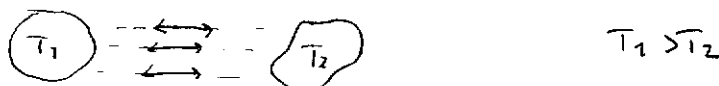
$$\epsilon = \frac{\Phi}{\Phi_s} \quad (\epsilon = \text{emissivitet})$$

 ϵ finns i tabeller (TSD tab 11.95)

En kropp absorberar strålning



$$a = \epsilon \quad \text{Kirschoffs lag}$$

 a kallas absorptionstalFörutsätter samma T på absorberande
som strålände kropp.
 a och ϵ är temp. beroende.STRÅLNINGSBYTYE MELLAN (MINST) TVÅ KROPPAR

Nettostömning mellan två kroppar

$$Q_s = C_s \cdot F_{12} \cdot A_2 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

 F_{12} kallas
sikt faktor. F_{12} för svarta kroppar = hur stor del av rymdvinkeln
från kropp 1 som upptas av kropp 2.Beräkning av F_{12} är komplicerad (se SW)

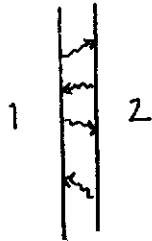


$$F_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \quad (11.98)$$

Om $A_1 \ll A_2$ $\frac{A_1}{A_2} \approx 0$

$$F_{12} = \epsilon_1$$

$$\epsilon_1 = 1 \Rightarrow F_{12} = 1 !!$$

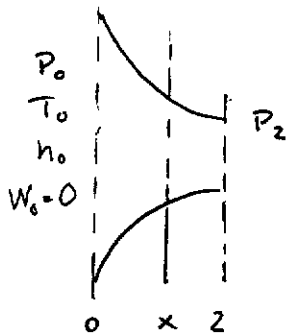
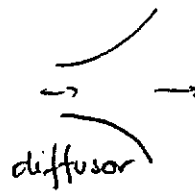
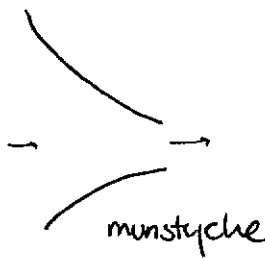


$$A_1 = A_2$$

$$F_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (11.99)$$

$$\epsilon_1 = 1; \quad \epsilon_2 = 1 \Rightarrow F_{12} = F_{21} = 1 !!$$

REVERSIBEL KOMPRESSIBEL STRÖMNING I MUNSTYCKEN



Energielw: (2.43)

$$q = \cancel{\epsilon_1} + h_2 - h_1 + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

$$h_1 + \frac{W_1^2}{2} = h_2 + \frac{W_2^2}{2}$$

$$W_0 = W_1 = 0 \quad h_1 = h_0 \quad h_2 = h_x \quad W_2 = W_x$$

$$h_0 = h_x + \frac{W_x^2}{2} \quad (10.64a)$$

$$W_x = \sqrt{2(h_0 - h_x)} \quad (10.64b)$$

ideal gas:

$$dh = c_p dT$$

$$c_p = \frac{\beta R}{\beta - 1}$$

$$\beta = \frac{c_p}{c_v}$$

$$W_x = \sqrt{\frac{2\beta}{\beta - 1} RT_0 \left(1 - \frac{T_x}{T_0} \right)}$$

För isentrop = rev. adiabat

$$w \quad (4.16c) : \quad \frac{T_x}{T_0} = \left(\frac{P_x}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (10.65a)$$

$$w_x = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} R T_0 \left(1 - \left(\frac{P_x}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (10.65b)$$

Ljudhast. a

$$a = \sqrt{\gamma R T} \quad (10.62b)$$

Machtal.

$$M_a = \frac{w}{a} \quad (10.63)$$

$$a_x = \sqrt{\gamma R T_x} = \sqrt{\gamma R T_0 \left(\frac{P_x}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (10.67a)$$

$$M_{ax} = \frac{w_x}{a_x} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_0}{P_x} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$$

= 1 om $M_{ax} = 1$

$$M_{ax} = 1 \quad \text{om} \quad \frac{P_x}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow w_x = a_x = w_{max}$$

$$\left(\frac{P_x}{P_0} \right)_{m=a} = \frac{P^*}{P_0} \quad \text{kritisk tryckförbr.} \quad (10.68a)$$

$$w_{max} = w^* = a^* = \sqrt{\gamma R T^*} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} R T_0} \quad (10.68b)$$

$$\frac{P^*}{P_0} \approx 0.5$$

Hur gör för $P_2 < P^*$ och $w_2 > a_2$?

Flödet

$$\dot{m} = A_x w_x \rho_x = A_x w_x \frac{1}{v_x} \quad (\text{kont. euv.})$$

$$\text{insätter } w_x \text{ och } v_x = v_0 \left(\frac{P_0}{P_x} \right)^{1/\gamma} \quad (4.16a)$$

$$\dot{m} = A_x \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{P_x}{P_0} \right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{P_x}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \frac{P_0^2}{R T_0}} \quad (10.71a)$$

Ψ_x

 Ψ kallas strömningsfaktor

$$\dot{m} = A_x \gamma_x \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \quad (10.71b)$$

$$\dot{m} = A_x \sqrt{2 \frac{\beta}{\beta-1} \left[\left(\frac{P_x}{P_0} \right)^{2/\beta} - \left(\frac{P_x}{P_0} \right)^{\frac{\beta+1}{\beta}} \right] \frac{P_0^2}{RT_0}}$$

$$f' = 0 \quad \text{för} \quad \frac{P_x}{P_0} = \frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{\frac{\beta}{\beta-1}}$$

$$\text{insätter} \quad \frac{P^*}{P_0}$$

$$\gamma^* = \sqrt{\beta \left(\frac{2}{\beta+1} \right)^{\frac{\beta+1}{\beta-1}}} \quad (10.72a)$$

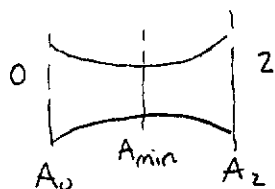
$$\dot{m}_{\max} = \underset{P_x = P^*}{A_{\min}} \gamma^* \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \quad (10.72b)$$

Kont. ekv (\dot{m} konst.) $A_x \gamma_x = A_{\min} \gamma^*$

$$\frac{A_x}{A_{\min}} = \frac{\gamma^*}{\gamma_x} = f \left(\frac{P_x}{P_0}, \beta \right) \quad (10.73) \quad \text{fig 10.73.}$$

$$\frac{\gamma}{\gamma^*} = f \left(\frac{P_x}{P_0}, \beta \right)$$

Utsändt P_0 i detta munstycke för över ljudhastighet (Lavalmunstycke) blir



Mängd (flödes) mätning: Venturimeter, Pitotrör, mätningmunstycke, strypfläns.

Litteratur: "Ångpanneteknik"
 "Att elda med fasta bränslen"
 "Förbränning i fluidiserad bädd"

Föreläsning 9
 951120

(1) Självcirkulation { AP-tekn. fig 102 }

Vauligast; elden ligger ovanför eldstaden;
 vertikala rör

(2) Tvångscirkulation { AP fig 116 }

Cirkulationspump; större frihet vid tubplacering

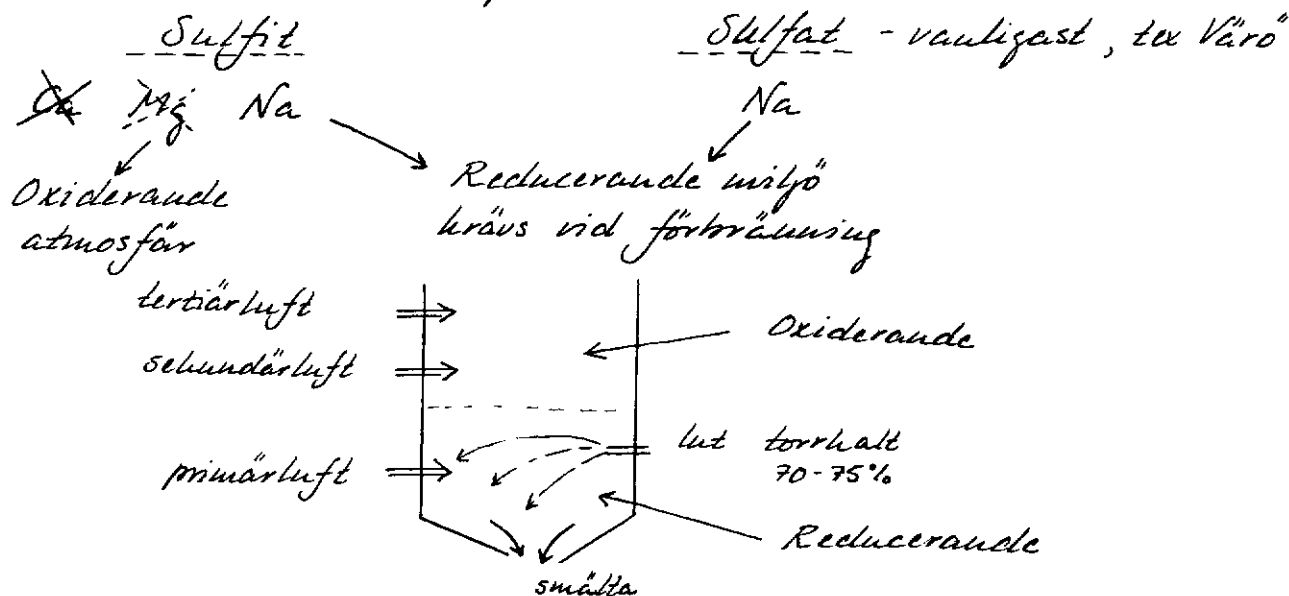
(3) Tvångsgenomströmning { AP fig 118 }

Den saknas; stora pannor

Noggrann reglering är viktig för att undvika vattendroppar i överhettaren. Stora krafter vid förångning - kan ge skador i överhettaren.

FÖRBRÄNNING

Sodapanna - svartlut



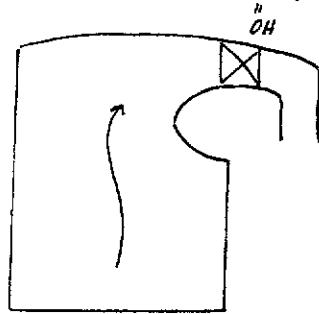
Tomlinsonaggregat

- lut förs in till en vagg, som kastar ut den i 'sjö'.
 Det bildas en smälta, som återvinns. Reducerande miljö.
- Ångserna innehåller oförbränt material, som till skillnad från luten kan förbrännas 'oxidiserande'.

- Det finns även en tertiär nivå för att öka graden av förbränning. Detta kräver plats \Rightarrow ytterligare ett skäl till hög eldstad.
- Stora eftereldytor (ekonomiser, luftförvärmning) - stora avgasmängder. Luten innehåller mycket vatten som förångas och blir avgaser.
- Verkningsgraden är sämre än i "vanliga" cingpannor.

Fig 12.3 Insprutningsaggregat till sockelpanna

"näsa" för att skydda överhettaren



Att elda med fasta bränslen { kompendium }

- (Svartlut)
- Bark
- Flis
- Kol
- Sopor
- Torv

Biobränslen ger på sitt utsläpp av CO_2 \Rightarrow ingen växthuseffekt

Tar upp lika mycket CO_2 under livstiden som släpps ut vid förbränning

Torv räknas ibland som fossilt, ibland som biobränsle
 CH_4 bildas i torvmossor \Rightarrow kortsiktig växthuseffekt

Kol: $C + O_2 \rightarrow CO_2$ Relativ mängd CO_2 : 1.25

olja: $C_2H_6 \text{ etc} + O_2 \rightarrow CO_2 + H_2O$ 1

Naturgas: $CH_4 + O_2 \rightarrow CO_2 + \text{mera } H_2O$ 0.7

Naturgas är alltså bättre att förbränna än olja och kol.

Bark, flis Suedrost { fig }

- zonindelning för bättre förbränning
 \Rightarrow luften hamnar där den behövs

Nackdel: Anläggningen är känslig för bränslehalt, t.ex. olika fukthalt

Kol Undermatningsstoker < 10 MW

manuell rakning krävs - begränsar storleken

Wanderrost 5-80 MW

Kolpulvereldning > 80 MW Stora anläggningar.

Förbränning ohänslig för olika bränslehalt

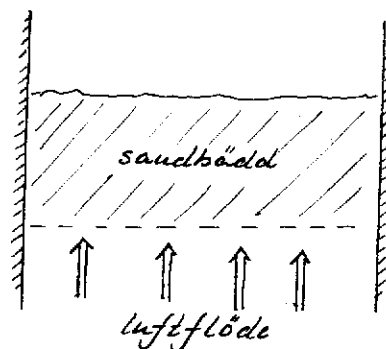
Dyrt och omständigt att pulverisera kolet

Det bildas flygaska - inkrusterbildning { AP s. 111 }

FÖRBRÄNNING I FLUIDISERAD BÄDD

Gränshastighet - bädden börjar röra på sig.

- Bädden uppför sig som en vätska
Sandpartiklar virvlar runt, volymen ökar och s minskar
- Bränsle sprutas in: God kontaktyta \Rightarrow effektiv förbränning.
- Ohänslig för bränslehalt; olika bränslen kan förbrännas tillsammans.

Panna med fluidiserad bädd {fig.}

- Cyklon och stofffilter för avskiljning av medryckta partiklar från bädden
- Problem: Tuberna i bädden förslits snabbt.
Stor diameter krävs för bra värmeöverföring

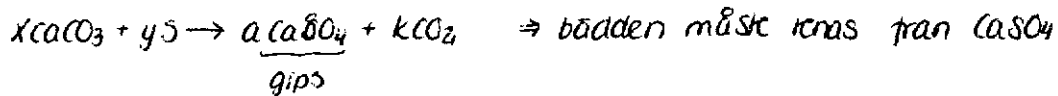
Cirkulerande fluidbäddpanna {fig.}

- Hög hastighet ger stor medryckning av bädden
- "Cirkulationen" av sandpartiklar ger större värmeöverföringsyta. Sanden "riker" längs väggarna.
Mer värme överförs / m² yta.

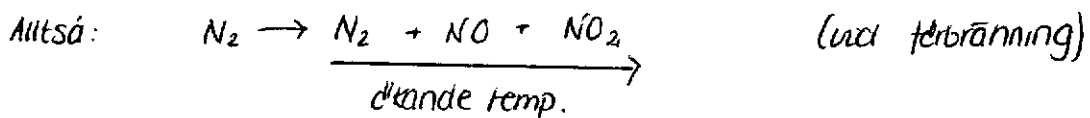
Kan ha tuber på väggar och färre tuber i bädden,
vilket minskar slitaget.

... fortsättning om "Panna med fluidiserad bädd"

Miljömässiga aspekter på fluidiserad bädd.

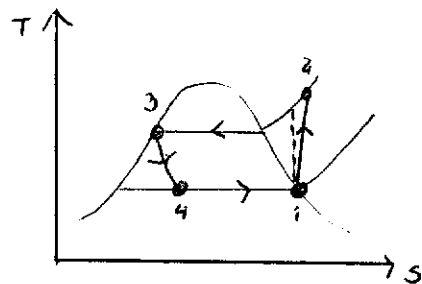
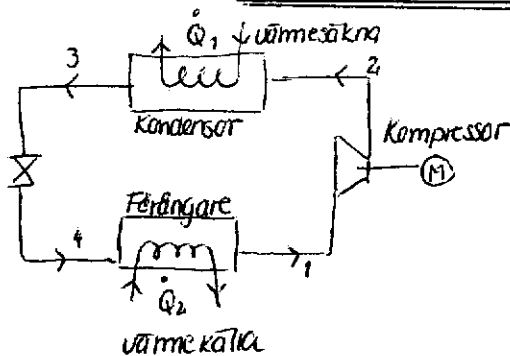


NO_x bildas i samband med förbränning. Bränslet i sig kan innehålla kväve, men i första hand kommer kvävet från förbränningsluften. Ju högre temperatur, ju mer kväveoxider, vid lågtemperatur fås rent kväve . N₂



Förbränningen sker vid 700-900°C ⇒ mindre kväveoxid bildning. BRA!

VÄRMEPUMPCYKLER



Utmärkelans: $\dot{Q}_2 + E = \dot{Q}_1$; $\text{COP} = \frac{\dot{Q}_1}{E} = \text{värmefaktor} \approx 2-4$

- Att använda el på ett effektivare sätt än annars...

Ty man får ju en viss andel värme "gratis" genom \dot{Q}_2
I Sverige finns > 250000 st värmepumpar.

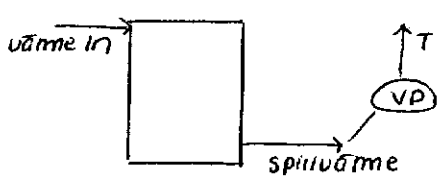
Vi vill ha ett så lågt temperaturlyft som möjligt, ty ju större temp skillnad ⇒ man får tillrä mer EL.

Den omslutna ytan i Ts-diagrammet ska vara så liten som möjligt,

Värmekällor:

- Utleuft , När det är kallt ute, när vi behöver värmen mest, arbetar värmepumpen som somst.
- Jordvärme laggar ut slingor en bit under markytan (ca 7-8°C)
- Slingor i berg.

Utsen med en värmepump i industrin är:



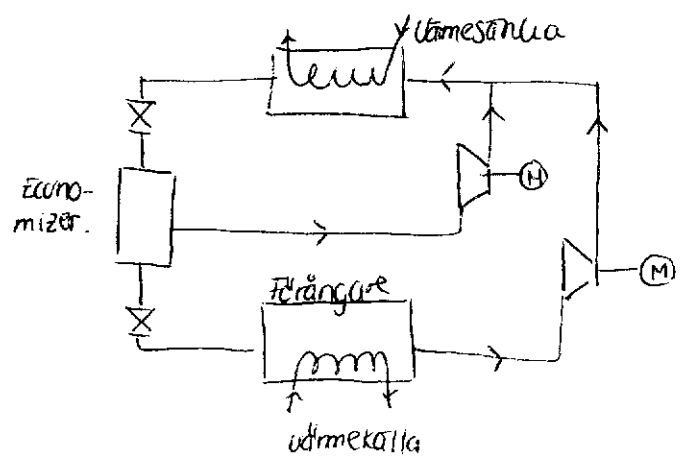
Spilvärmets är för lågt för att användas i processen → man kan använda det till en värmepump.

Komponenterna i värmepumpcykeln

Arbetsmediet: Förut användes olika typer av freoner, för dock ej användas längre. Utvecklingen är på frammarsch gällande nya klorfria medier.

- Kompressorer:
- Kolu < 500 kW värme
 - Skruv < 4 MV -"-
 - Turbo > 2 MV
- } kräver smörjolja

Economizer koppling



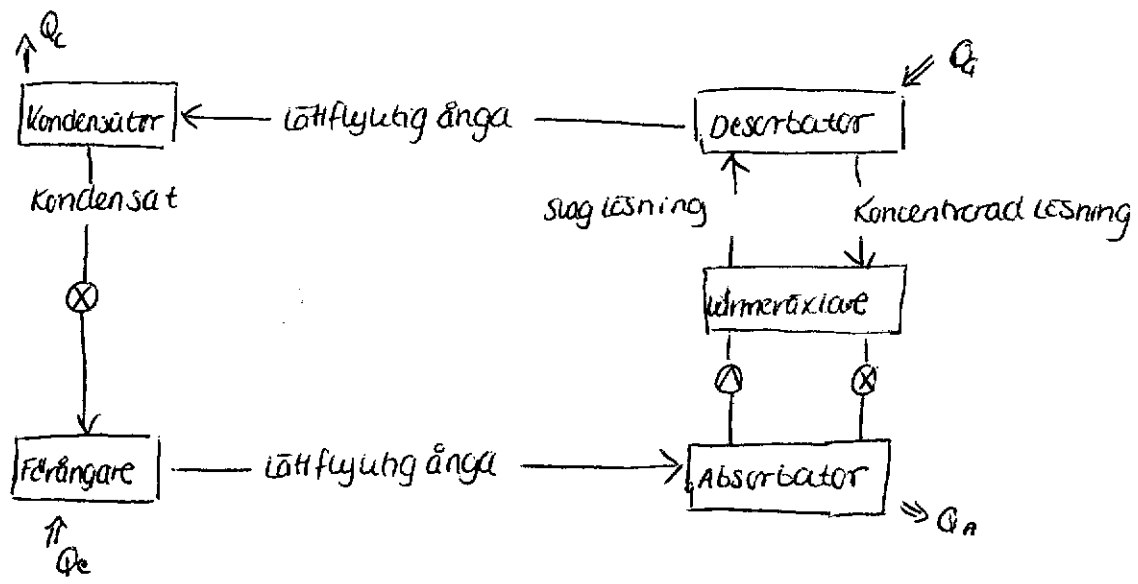
Expansionen sker i två steg \Rightarrow vi får mindre temp skillnad \Rightarrow vi får ett mindre arbete.

COP ökar 10-30%

Brä i skruvkompressorer och turbokompressorer, das i större anläggningar.

I verkligheten behövs endast en kompressor, ej två som i principskissen på föregående sida.

Absorptionscykler



Absorbator temperatur måste vara högre än i färångaren, för att absorptionen ska kunna ske.

Desorbatorn är vid ett högre tryck än Absorbatorn

Fig 7.1 Absorptionsvärme pump

$$COP = \frac{Q_c + Q_a}{Q_c} \approx 2$$

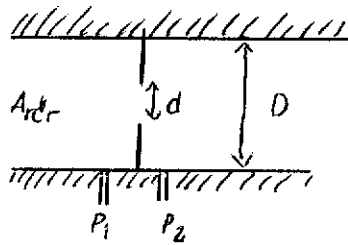
Ströplådas och munstycks mätning

ToD sid 98

$$\dot{m} = \alpha \cdot \epsilon \cdot A_{rdr} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

α = genomströmningstal

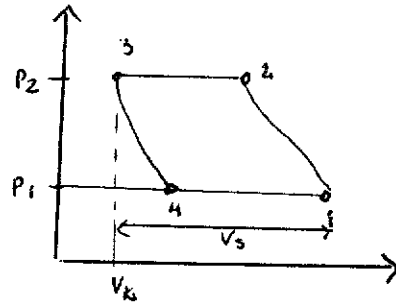
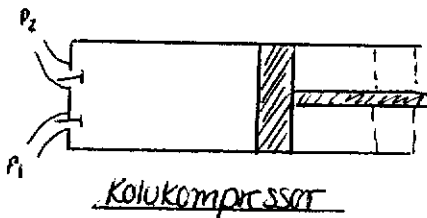
ϵ = expansions koefficient



$$\alpha = f\left(\left(\frac{d}{D}\right)^2, Re\right)$$

$$\epsilon = f\left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right), \left(\frac{d}{D}\right)^2\right)$$

Kompressorer (komplettering)



V_k = skadigt rum

V_s = slagvolym

Volymetri ska verkningsgrad:

$$\rho_v = \frac{V_1 - V_4}{V_s} \quad (6.01)$$

$$V_k = V_3 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n} \quad (4.27c)$$

$$V_k = z \cdot V_s$$

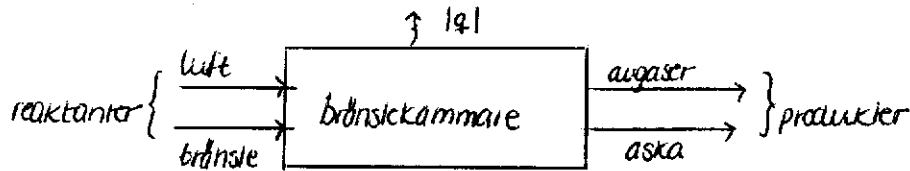
$$V_1 - V_4 = (1+z)V_s + V_4$$

$$\Rightarrow \rho_v = z+1 - z \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n}$$

Förbränningslära

- Bränslelära
- Energi = massbalanser vid förbränning

Förbränning är en starkt exoterm oxidationsprocess, med en syrebärare (luft)



Öngpanna } $Q > 0$; gasturbin } $Q = 0$
ugn

Bränslen

Värmevärde \approx reaktionsvärme

B	brännbart
F	fukt
A	askbildande ("Aska")

Kvalité: Högvärde \approx lågvärde bränsle

Fasta bränslen:

- kol (kolhalten varierar med ålder)
- koks
- träbränslen (bark, ved, flis)

Flytande bränslen:

- Petroleumbränslen (destillat - bensin, fotogen, diesel m.m.)
(Återstoder - tung eldningsolja)
- Alkoholer (metanol, etanol)

Aulutar: (cellulosa)

- svartlut
- sulfitolut

Gasbränslen:

- Naturgas (CH_4)
- Gasol ("LPG") - butan / propan
- Generatorgas

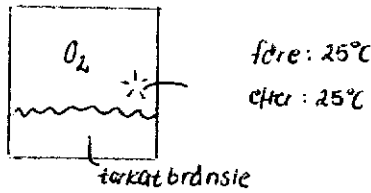
Bränsle sammansättning:

- B, F, A
- Flyktig andel (torr destillation)
- Elementaranalys (C, H, O, S, N)
- Kemisk sammansättning.

Övriga analysmetoder, beroende av beskrivningssätt enligt ovan.

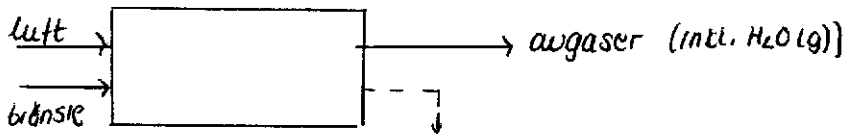
Värmevärden

- Kalorimetriska (Higher Heating Value), H_0
- Effektiva (Lower Heating Value), H_i



Allt vatten i vätskeform kommer från vätet i den brännbara substansen
Förlovar mycket i ångbildningsvärme

Teknisk förbränning (oftast)



Effektiva värmevärde tar hänsyn till förångning:

$$H_i = H_0 - \left(\frac{M_{H_2O}}{M_N} \cdot H + F \right) \cdot r_0$$

\uparrow fuktighet, viktandel
 \uparrow viktandel väte
 \uparrow kg H₂O/kg H

H = väte i brännbar substans
 r_0 = ångbildningsvärme vid 0°C

$H_i = H_0 - 2.5(8.94H + F)$ H_{iA} = värmevärde på askfri substans

Beräkning eller uppskattning av H_i

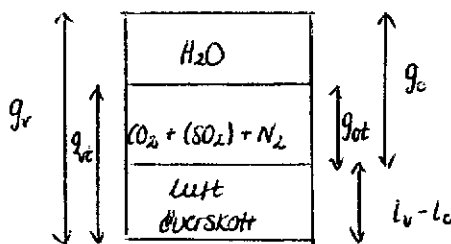
- 1) Summan av komponenternas värden
- 2) Komplexierade sammansättningar \Rightarrow Mätdata el. uppskattningsmetoder.
Särskilt fasta bränslen (kol) och petroleumbränslen

Värmevärden sökes i T-D sid 71-73

Beräkning av luftbehov samt avgasmängd

- Stökiometrisk = teoretisk förbränning (index 0) "utan luft över- eller underskott"
- Verklig förbränning (index v)

Avgaser:

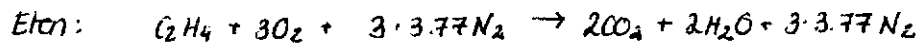


g = avgasmängder Nm^3/kg bränsle
 l = luftbehov Nm^3/kg bränsle
 t = torr mängd.

Metod (I): Kémiskt definerade bränslen

Metod (II): Elementaranalys känd

Ex (metod I): utan luftöverskott



ty 1 mol $O_2 \leftrightarrow 3.77$ mol N_2 i luft

$$l_0 = 3 + 3 \cdot 3.77 = 14.3 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ bränsle}$$

$$g_0 = 2 + 2 + 3 \cdot 3.77 = 15.3 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ bränsle}$$

Luftfaktor och CO_2 -halt

Luftfaktor: $m = \frac{l_v}{l_0}$; $g_v - g_0 = l_v - l_0 = (m-1) \cdot l_0$

För mättes CO_2 -halt, nu mäts O_2 -halt i ståret. Används för bestämning av m.

halt: $\frac{(CO_2)_{ot}}{(CO_2)_t} = \frac{g_{vt}}{g_{ot}}$; $\therefore m = 1 + \frac{g_{ot}}{l_0} \left[\frac{(CO_2)_{ot}}{(CO_2)_t} - 1 \right]$ men

$$m = \frac{(CO_2)_{ot}}{(CO_2)_t}$$

Vätninghalten i avgaser: $(H_2O)_v = g_v - g_{vt}$

Entalpier och C_p -värden

$C_p(\text{avgaser}) = f(\text{bränslen})$ eller hellre $C_p = f(\text{gassammansättning} = ((O_2), (H_2O), (N_2), (CO_2)))$

$C_p(\text{avgaser}) = f(\text{bränslen}, m, F_i, t)$

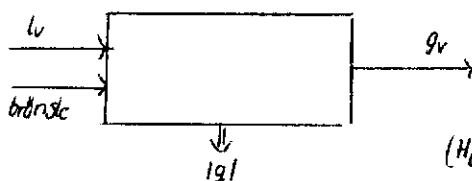
1) C_p ur $T=0$ för känd blandning av bränslen

2) C_p enligt schablon för fasta och komplicerade flytande bränslen

$C_p = (\text{bränsle}, H_{i,t}, (CO_2)_t, t)$ diagram hg 5

$$h = \int_0^t C_p dt \quad \text{Fig 4 i kompendiet}$$

Energi balans



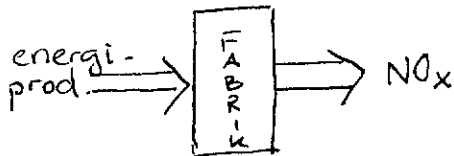
$$(H_i)_{25^\circ C} + l_v(h_i - h_{i,25^\circ C}) = |q| + g_v(h_g - h_{g,25^\circ C})$$

luft h i ex fig 4
avgaser -"-

SO_x NO_x

Reducering av svavel- och kväveoxidemissioner vid förbränning.

Styrmedel: Koncessioner (stora anlägg.)

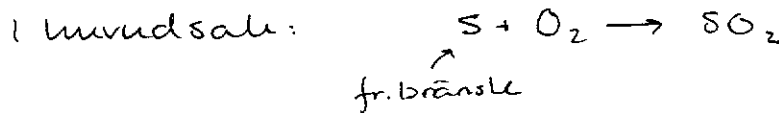


Lagar: ex. svavellagen (1991)
 { Skatter: ex SO₂
 { Avgifter: ex NO_x

Naturvårdsverket

Halt: mg/m³ värmevärde
 vikts%

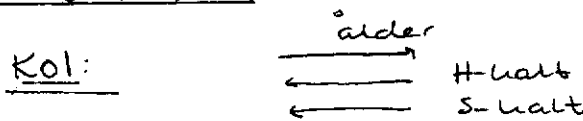
SO_x



Åtgärder:

- * Svavelfattigt bränsle (inkl. rening ~~≠~~ = avsvavling)
- * Primära åtgärder (= i brännkammaren)
- * Sekundära - " - (svavelrening i avgaser)

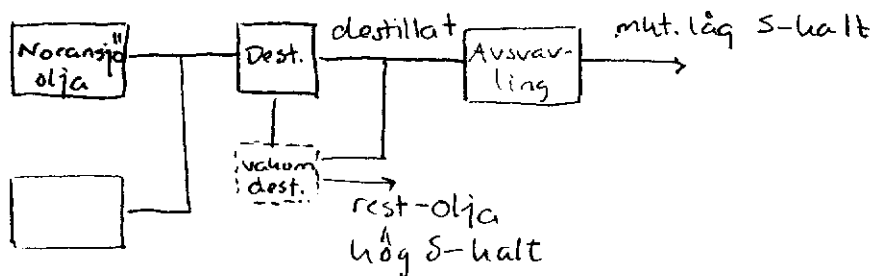
S i bränslet



Stenkol
 Brunkol hög S-halt (organiskt bundet)

Olja:

Låg S-halt



Lättolja < 0.6% S

Låg S-olja < 0.2% S

Naturgas: mycket låg S-halt

Torv: S-rik

Biobränsle S-fattigt

Direktavsvavling vid förbränning (primär)

- 1) Naturlig bindning i askan
- 2) Tillägg av absorptionsmedel ex. CaCO_3 , CaO , Ca(OH)_2
 - a) Normala förh. vid F-B pannor (Fluidiserad bädda)
 - b) Ibland vid vanliga pannor (enkel lösning)

Fungerar bäst vid $800-1000^\circ\text{C}$ (normal temp i F-B)
I vanliga pannor reduceras svavlet med 20-70%.

Avsvavling av rökgaser (sekundära)

Mekanismer:

- * Absorption (vätska, uppslamning)
- * Adsorption (fast torrt material uppslamning)
- * Kemisk sorption

Metoder:

Våta - Regenerativa (åter anv. av absmedel)
 - icke regenerativa

Vät/torra - icke regenerativa

(Torra)

Våta: Regen: Na - NH_4 -

 Icke regen: Ca - Mg - (ex. Ca(OH)_2 CaCO_3)

Icke regenerativa

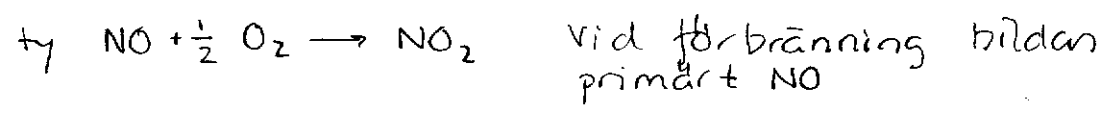
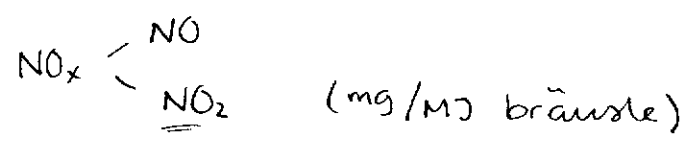
Suspension

Produkt: $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$
 CaSO_4
 CaSO_3

Ex: Fläkt's väta metod: Hög avsvavling (s-red > 90%), bygggips, Dyr anläggning, partiklar i avlopp

Fläkt's väta/torra metod: Torrprod., hög avsvavling absorbent, rökgasvux.

Kväveoxider



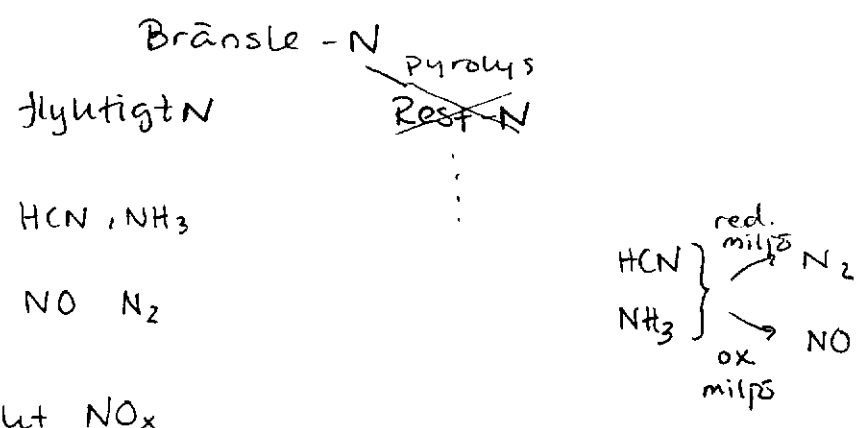
Bildningsmekanismer:

- * Ur bränslets väve (bränsle NO_x)
 - * Ur luftens ... (termiskt NO_x)
- Det krävs mt hög temp. för att bryta den starka bindningen i N_2

Bränsle- NO_x

Olja } N
Köl }
Biobränsle } Naturgas: inget N

NO ur tyngre fossila bränslen



Termiskt NO_x

Uppstår i efterreaktionszonen Zeldovic-mekanismen

- $N_2 + \dot{O} \rightleftharpoons N \cdot + NO$ last.best. temp icänslig
- $N \cdot + O_2 \rightleftharpoons NO + \dot{O}$
- $N \cdot + OH \rightleftharpoons NO + H \cdot$
 \uparrow
 H_2O

Termiskt NO_x tar fart vid 1200°C

$$\frac{d(\text{NO})}{dt} = f(T, \text{O}_2, \text{N}_2)$$

Reducering av NO_x -utsläpp

- * Primära åtgärder = förbränningstekniska
- * Sekundära - " - = avgasrening (katalytisk "SCR" ←
 icke - " - "SNR")
 NH_3 -tillsats

Primära åtgärder:

Bränsle NO_x
 Termiskt NO_x

Åtgärder:

Stort förbränningsrum (vid nybygge)
 minskad luftförvärmn.
 vatten tillsats
 lågt luftöverskott
 högt - " -

stegvis luft > tillförsel
 bränsle >

rlugasrecirkulation
 förblandn. av luft/bränsle
 (låg NO_x -brännare)

Undvika kemp.toppar Viktigt!!

Absorptionsvärmepumpcykler

$$\text{COP} = \frac{Q_A + Q_C}{Q_G}$$

för beteckningar
se häftet
"värmepumpcykler"

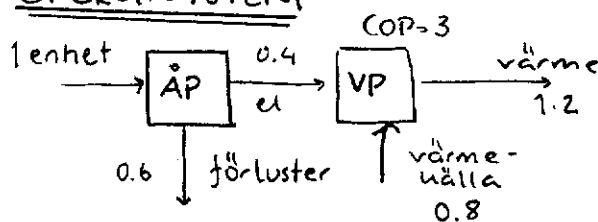
$$\text{COP}_{\text{teor}} = 2$$

$$\text{COP}_{\text{verkl.}} \approx 1.6 - 1.7$$

för pannan som
ger Q_G

$$\text{COP}_{\text{netto}}^* = \text{COP}_{\text{verkl.}} \cdot \eta_P \approx 1.2 - 1.4$$

↑
0.8-0.85

ENERGISYSTEM

Jmf. m. absvp.

Abs.vp.

$$T_C, T_A < 100^\circ\text{C} = T_M$$

VÄRMEFORMATOR CYKEL

Man kan utnyttja värme som skulle kylts bort. Dock inte allt värme utan ca. hälften. För att få detta att fungera behövs ingen extra tillförsel av värme. Bara en liten pump.

$$\text{COP} = \frac{Q_A}{Q_E + Q_G} = 0.5$$

$$T_A < 150^\circ\text{C}$$

$$\text{COP}_{\text{verkl.}} \approx 0.5$$

Varken värmeförstärkning eller absvp har några rörliga delar.

BRÄNSLEBASERADE ELPRODUKTIONSTEKNIKER

3 olika processer

- * Ångkraftprocess
- * Gas turbin - " -
- * Gas kombi - " -

Kraftproduktion
Kraftvärme - tillv. av både kraft o el.

$\eta_{el} = \frac{El}{\text{Bränsle}}$; $\eta_{m+g} = \frac{El\text{produktion}}{\text{uträttat arbete}} > 0.95$

$\eta_p = \frac{\text{Till cykeln fört värme}}{\text{Bränsle}}$; $\eta_{el} = \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_{m+g}$

$\eta_t = \frac{\text{uträttat arbete}}{\text{Till cykeln fört värme}}$; $\eta_{tot} = \frac{El + \text{värmeprod.}}{\text{Bränsle}}$

$\eta_q = \frac{\text{värmeproduktion}}{\text{Bränslekonsumtion}}$; $\alpha = \frac{\eta_{el}}{\eta_q} = \frac{\eta_{el}}{\eta_{tot} - \eta_{el}}$

ÅNGKRAFT:

Kraftproduktion

$\eta_{el} \approx 0.42 - 0.44$ inv.kostnad $\approx 13000 - 15000$ kr/kWh

$T_{\text{sh}} < 560^\circ\text{C}$ materialbegr.

Kraftvärme:

$\eta_{el} = 0.15$ i industrin $\eta_{el} = 0.20$ i fjärrvärme

inv.kostnad densamma per bränsleenhet

$\eta_{tot} \approx 0.80 - 0.90$; $\alpha \approx 0.25 - 0.30$

GASTURBIN

$\Pi = \frac{P_1}{P_2} = \text{tryckförhållande}$ (T_c från 1100°C till 1250°C)
↑ högsta temp.

Kraftproduktion:

$\eta_{el} \approx 0.3 - 0.35$ (0.40)

$T_c = 1100 - 1250^\circ\text{C}$
 $T_d = 400 - 500^\circ\text{C}$

Kraftvärme:

$\eta_{el} = 0.30 - 0.35$ (0.40)

om man använder avgaspanna

... fortsättning Ädnisbaserad elproduktion.

Effektivitetsgraden på en gasturbin med avgaspanna har en mycket bättre verkningsgrad än ångkraftscykeln när det gäller kraftvärme

Krav på ett bra bränsle, i och med att avgaserna står i direkt kontakt med turbinens skovelar.

Bra bränsle är t.ex.

- Naturgas
- Lättolja (diesel)
- Förgasat bränsle
- Svartlutstergäsning (Forskings område)

Tillsatsbränsle: Avgaserna från turbinen innehåller fortfarande mycket syre \Rightarrow man kan använda dessa som förbränningsluft vid tillsats av nytt bränsle i avgaspannan.

Värmet som kan utvinnas blir större ju längre man kan kyla avgaserna.

Fig 5 Temperaturkaraktistiker i avgaspannan vid låg temperatur på ångan

utgående temperatur på avgaserna, vill vi ha så låg som möjligt $\Rightarrow \eta_{tot} = \eta_{el} + \eta_g$ blir också lägre temp. på utgående avgaser.

Fig 7 Temperaturkaraktistiker för avgaser med och utan tillsatsvärmning

Tillsatsvärmning \Rightarrow bättre η_{tot}

Nackdelen med tillsatsvärmningen är $\{ \dot{Q} = m \cdot c_p \Delta t \}$, en mindre utvinning på avgaserna i fig 7 \Rightarrow ökar elproduktionen.

En större utvinning = tillsatsvärmning \Rightarrow minskad elproduktion

\Rightarrow Detta leder till ett optimeringsproblem.

Gaskombicykeln

Fig 8 Kombicykel, princip och T_s -diagram

Processängan som tas ut behöver ej tas hänsyn till i ET-kursen.

Fördelar: -Elproduktionen kan ökas vid en given bränsletillförsel

Kraftproduktion: $\eta_{el} \approx 0.58$ (sittrorna i kompendiet är gamla)

Nackdel: - Gasformigt bränsle (Förgasning av bränslet, viktigt!!!)

Kraftvärme: Vi får en lägre elverkningsgrad ty om vi ska få en användbar processång kan inte ångan kylas lika mycket i ångturbinen som i kraftproduktionen.

$$\eta_{el} \approx 0.40 - 0.50 \quad ; \quad \eta_{tot} = 0.80 - 0.90 \quad ; \quad \alpha \approx 1-2$$

(Gasolubri cykeln är klart bäst när den används enbart vid kraftproduktion.)

Investeringskostnader: Kraftproduktion: 6000-8000 kr/kW el

ÅNGPANNOR (Högersidan till 126 →)

Förluster i ångpannor:

- Förbränningsförluster Sådant som kommer in med bränslet men som går ut ur systemet oförbränt.
 - brännbara gaser (t.ex. organiska gaser) (0,2-0,4)% av H_i
 - brännbart i flygas (kolpulver 2-4% med cyklonavskivning) $\approx 0,1\%$
 - brännbart i slagg (stycke kol < 2%)

(1) ska vara näst intill försumbart, om ej försumbart regleras med luftöverskott.

(2) ~~försumbart~~; och har försumbar askmängd

(3) det finns brännbara substanser i slagget. Uppträder huvudsakligen vid stycke kol.

TOTALT: $\approx 0,5 - 2\%$ (normalt mycket lågt)

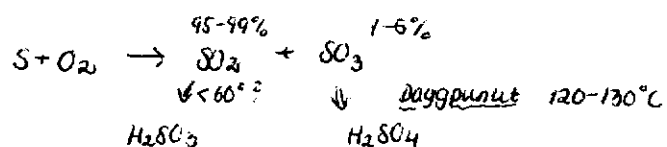
• Avgäsförluster

$$f_{ga} = \frac{q_v (h_{ga} - h_{g25^\circ C}) - L_v (h_{ue} - h_{u25^\circ C})}{H_i}$$

$$f_{ga} = \frac{\text{energin som släpps ut med avgaserna}}{\text{energin som bränslet ger}}$$

Det som styr avgäsförlusternas storlek är temperaturen på de avgående avgaserna.

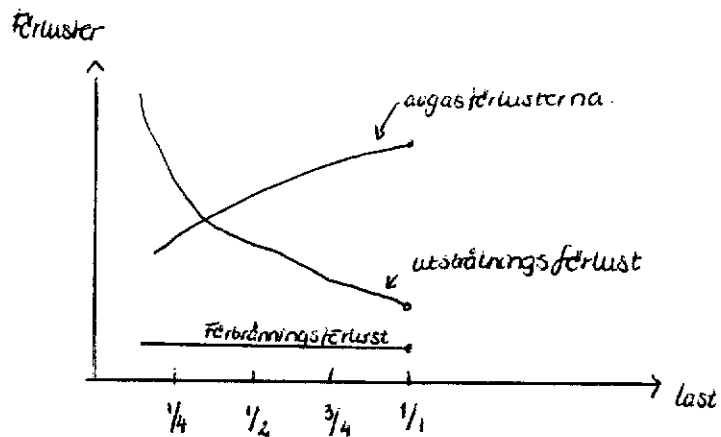
Men avgaserna kan inte kylas hur långt som helst p.g.a av bildning av svaveldioxid:



⇒ avgasförlusten blir en icke försumbar förlust $f_{ga} = 5-10\%$

◦ utstrålningsförluster:

$$f_{ut} = \frac{5}{\sqrt[3]{A}} \quad \% \text{ Å ton/h}$$



Pannverkningsgraden: $\eta_{panna} = 1 - \text{förluster}$

Fig 134 Pannverkningsgraden totalt sett blir relativt konstant.

Energiteknik K 1995-96

Angående kompendiet "Ångpanneteknik"

Följande sidor ingår i kursen

25 (inkl vänstersidan) - 91

98 - 112 (endast vänstersidan)

127 (från Ångpanneverkningsgrader...) - 136 (endast vänstersidan)

Angående kompendiet "Strömningsmaskinteknik"

Kapitel VI FLÄKTAR utgår. Det gäller även problemlösning i detta avsnitt.

Det var allt! Lycka till!

Thore Berntsson

Lenart Persson