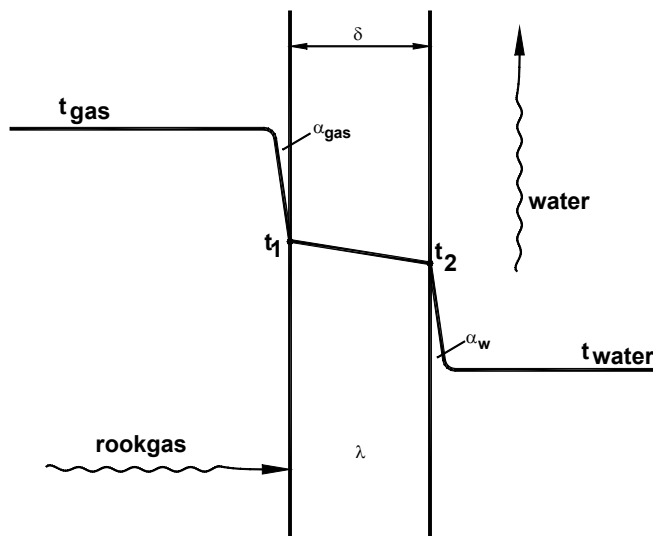


NIVEAU 5. STOOMTECHNIEK EPT: Proefexamen

TIJD 2 UUR: TOEGESTANE HULPMIDDELEN, REKENMACHINE, STOOMTABEL EN h-s en T-s DIAGRAM

1. Wat wordt verstaan onder het triple punt?
2. Bereken de entropie van natte stoom met een druk van 50 bara (5 MPa) en een dampgehalte van 78 %.
3. Bereken de temperatuur in een vat waarin verzadigde stoom aanwezig is met een druk van 10 bar (1 MPa) en waarin tevens 32 % lucht aanwezig is.
4. Wat is de reden dat voor verwarmingsdoeleinden bij voorkeur droge stoom wordt gebruikt?
5. Gegeven is de wand van een pijp.



De volgende gegevens zijn van toepassing:

De rookgastemperatuur

Warmteoverdrachtscoëfficiënt gas → pijp

Wanddikte pijp

Warmtegeleidingscoëfficiënt pijp

Warmteoverdrachtscoëfficiënt pijp → water

Watertemperatuur

$$t_{\text{gas}} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\alpha_{\text{gas}} = 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\delta = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\lambda = 50 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\alpha_{\text{w}} = 2500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$t_{\text{w}} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Bereken de temperatuur t_1 , dit is de wandtemperatuur rookgaszijdig en de temperatuur t_2 , dit is de temperatuur aan de binnenzijde van de pijp.

6. Vergelijk twee warmtewisselaars met elkaar. Warmtewisselaar A staat in zuivere meestroom, het logaritmisch temperatuurverschil over warmtewisselaar A bedraagt:

$$\Delta T_{\text{gem}} = 160 \text{ K.}$$

Warmtewisselaar B staat in zuivere tegenstroom, het logaritmisch temperatuurverschil over warmtewisselaar B bedraagt: $\Delta T_{\text{gem}} = 208 \text{ K.}$

Bereken de verhouding in grootte van de warmtewisselaars ten opzichte van elkaar, als verder nog gegeven is dat de warmtestroom \dot{Q} en de k factor voor beide warmtewisselaars het zelfde zijn.

7. Bereken de enthalpie van kokend water bij een temperatuur van $30 \text{ }^\circ\text{C}$, als gegeven is dat de soortelijke warmte van het water: $c_p = 4,1906 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$.
8. Gegeven is een warmtewisselaar die in zuivere meestroom geschakeld is. Met verzadigde stoom wordt smeerolie opgewarmd.
De intredetemperatuur van het water: $t_{w \text{ in}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$
De uittredetemperatuur van het water: $t_{w \text{ uit}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
De intredetemperatuur van de smeerolie: $t_{\text{in olie}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
De uittredetemperatuur van de smeerolie: $t_{\text{uit olie}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Bereken het logaritmisch temperatuurverschil over de warmtewisselaar.

9. Noem de kritieke grenzen die het zuurstofgehalte na de ontgasser heeft en geef tevens het gevolg hiervan.
10. Van een ontgasser is gegeven:
- | | |
|---|------------------------------------|
| De hoeveelheid condensaat bedraagt: | 360 ton/uur |
| De hoeveelheid suppletiewater bedraagt: | 5 kg/s |
| De temperatuur van het condensaat: | $t_c = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| De temperatuur van het suppletiewater: | $t_s = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ |

Bereken de temperatuur van het condensaat nadat het gemengd is met suppletiewater. Verder is gegeven dat de soortelijke warmte van het water $c_w = 4,186 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ bedraagt.

11. Teken schematisch een Sankey-diagram van een condensatieturbine als gegevens is dat:
Diverse verliezen: 22% van de toegevoerde warmte.
Condensatieverlies: 41% van de toegevoerde warmte.
Levering elektriciteit: 37% van de toegevoerde warmte.
12. Van een ketelinstallatie is het volgende gegeven:
- | | |
|--------------------------------|---|
| Druk oververhitte stoom | : $p_{os} = 60 \text{ bara}$ |
| Temperatuur oververhitte stoom | : $t_{os} = 460 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Druk voedingwater | : $p_{vw} = 80 \text{ bara}$ |
| Temperatuur voedingwater | : $t_{vw} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| De condensordruk bedraagt: | : $p_c = 0,05 \text{ bara}$ |

Bereken het rendement volgens Carnot.

13. Gegeven is een stoominstallatie met een aftap condensatieturbine. Van deze installatie is het volgende gegeven:

Druk oververhitte stoom : $p_{os} = 100$ bara
 Temperatuur oververhitte stoom : $t_{os} = 500$ °C
 Enthalpie oververhitte stoom : $h_{os} = 3374,6$ kJ/kg

Condensordruk : $p_c = 0,08$ bara
 Enthalpie kokend water uit condensor : $h_w = 173,86$ kJ/kg

Druk aftapstoom : $p_{aftap} = 12$ bara
 Temperatuur aftapstoom : $t_{aftap} = 200$ °C
 Enthalpie aftapstoom : $h_{aftap} = 2814,4$ kJ/kg

Enthalpie van de natte stoom : $h_{ns} = 2125$ kJ/kg

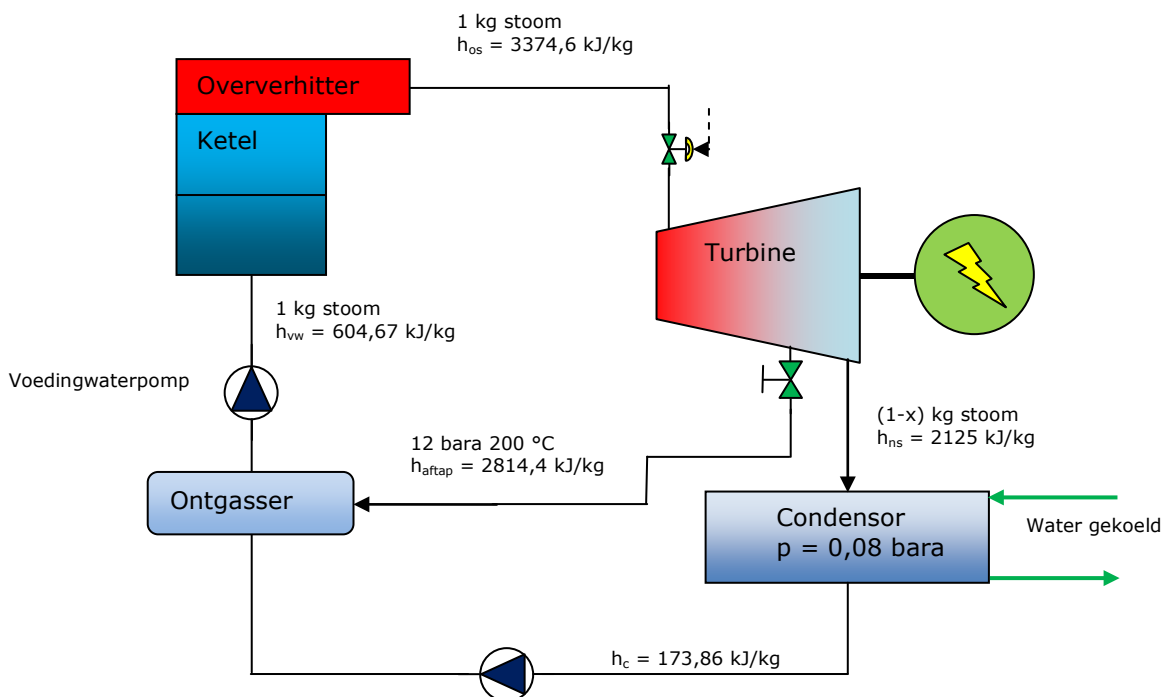
Druk in ontgasser : 4 bara

Enthalpie voedingwater : $h_{vw} = 604,67$ kJ/kg

Verder nemen we aan dat de stoom in de turbine isentropisch expandeert.

De energie die de voedingwaterpomp aan het water afgeeft door drukverhoging wordt hier verwaarloosd.

In het systeem circuleert 1 kilogram stoom. Er wordt x kilogram stoom per kilogram stoom afgetapt. Het geheel is weergegeven op de onderstaande afbeelding.



Bereken het thermisch rendement van deze installatie.

UITWERKINGEN NIVEAU 5 STOOMTECHNIEK EPT (nr. 124)

TIJD 2 UUR

TOEGESTANE HULPMIDDELEN, REKENMACHINE, STOOMTABEL EN H-S DIAGRAM en T-s diagram

1. Bij één bepaalde temperatuur en druk kunnen deze drie fasen met elkaar in evenwicht zijn, we noemen dit punt het zogenaamde triple punt. Voor water geldt dat het triple punt ligt bij een temperatuur van 273,16 K, dit komt overeen met 0,16 °C en bij een druk van 0,006112 bar absoluut (0,0006112 MPa).

2. Uit de stoomtabel volgt bij 5 MPa:

$$s_w = 2,9206 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{vs} = 5,9735 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{ns} = s_w + x \cdot (s_{vs} - s_w) \quad [\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}]$$

$$s_{ns} = 2,9206 + 0,78 \cdot (5,9735 - 2,9206) = 5,301862 \quad \text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

- 3.

$$p_{stoom} = \frac{\text{volumepercentage stoom}}{100} \cdot p_{gas}$$

$$p_{stoom} = \frac{68}{100} \cdot 10 = 6,8 \text{ bara}$$

De bijbehorende temperatuur bedraagt volgens de stoomtabel: ongeveer 163 °C.

4. Wanneer we stoom voor verwarmingsdoeleinden gebruiken, bijvoorbeeld in warmtewisselaars, dan is het belangrijk dat de stoom, zodra deze de warmtewisselaar binnenkomt zo droog mogelijk is. Hoe droger de stoom is, hoe groter de condensatiewarmte. Bij veel bedrijven wordt voor verwarmingsdoeleinden verzadigde stoom gebruikt. Deze verzadigde stoom komt hetzij, rechtstreeks van een ketel, of wordt uit een hoge druk systeem onttrokken en gereduceerd tot een lagere druk. Daarbij wordt deze stoom meestal nog gekoeld met behulp van waterinjectie tot een lagere temperatuur. Natuurlijk is het zo dat verzadigde stoom van zichzelf droog is. Deze stoom wordt vanaf een ketel of warm vat met behulp van leidingen naar de diverse warmtewisselaars getransporteerd. Ondanks het feit dat al deze leidingen goed geïsoleerd zijn, is er altijd sprake van warmteverlies. Doordat de stoom in de leidingen warmte afstaat aan de omgeving, wordt deze verzadigde stoom omgezet in natte stoom. Het hoeft op zich niet veel te zijn, maar natte stoom heeft nu eenmaal een lagere condensatiewarmte dan verzadigde stoom. Daarom dienen we er voor te zorgen dat de stoom die we willen gebruiken voor verwarming zo droog mogelijk is.

5. Voor het rookgas op de pijpwand geldt:

$$q = \alpha_{gas} \cdot (t_{gas} - t_1)$$

$$(t_{gas} - t_1) = q \cdot \frac{1}{\alpha_{gas}}$$

Voor de wand geldt:

$$q = \lambda \cdot \frac{(t_1 - t_2)}{\delta}$$

Voor het water op de pijpwand geldt:

$$q = \alpha_w \cdot (t_1 - t_w)$$

$$(t_1 - t_w) = q \cdot \frac{1}{\alpha_w}$$

We vinden nu:

$$(t_{\text{gas}} - t_1) = q \cdot \frac{1}{\alpha_g}$$

$$(t_1 - t_2) = q \cdot \frac{\delta}{\lambda}$$

$$(t_2 - t_w) = q \cdot \frac{1}{\alpha_w} \quad +$$

$$t_{\text{gas}} - t_w = q \cdot \left\{ \frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w} \right\}$$

Invullen levert het volgende op:

$$(200 - 140) = q \cdot \left\{ \frac{1}{20} + \frac{6 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{2500} \right\}$$

$$q = 1187,6 \text{ W/m}^2$$

Nu q bekend is kunnen t_1 en t_2 berekend worden:

$$q = \alpha_w \cdot (t_2 - t_w)$$

$$1187,6 = 2500 \cdot (t_2 - 140)$$

$$t_2 = 140,47 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = \lambda \cdot \frac{t_1 - t_2}{\delta}$$

$$1187,6 = 50 \cdot \frac{t_1 - 140,47}{6 \cdot 10^{-3}}$$

$$t_1 = 140,61 \text{ }^\circ\text{C}$$

6. Meestroom: $\dot{Q} = A_{\text{gelijk}} \cdot k \cdot 160$

Tegenstroom: $\dot{Q} = A_{\text{tegen}} \cdot k \cdot 208$

$$A_{\text{gelijk}} \cdot k \cdot 160 = A_{\text{tegen}} \cdot k \cdot 208$$

$$\frac{A_{\text{gelijk}}}{A_{\text{tegen}}} = \frac{208}{160} = 1,3$$

Met andere woorden, als men een warmtewisselaar toepast in meestroom in plaats van in tegenstroom, dan zal voor dezelfde capaciteit de warmtewisselaar die in meestroom geschakeld is 30% groter zijn dan die in tegenstroom.

7.

$$h = c_p \cdot t$$

$$h = 4,1906 \cdot 30$$

$$h = 125,718 \text{ kJ / kg}$$

8.

$$\Delta T_{\max} = 90 - 10 = 80 \text{ K of } 80^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\min} = 60 - 45 = 15 \text{ K of } 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{gem}} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{gem}} = \frac{80 - 15}{\ln\left(\frac{80}{15}\right)} = 38,83 \text{ K}$$

9.

$\text{O}_2 < 3 \text{ ppb}$ resulteert in magnetietcorrosie

$\text{O}_2 > 15 \text{ ppb}$ resulteert in zuurstofcorrosie in de vorm van putcorrosie.

10.

$$\dot{m}_c = 360 \text{ ton / uur} = \frac{360.000}{3600} = 100 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_s = 5 \text{ kg / s}$$

$$t_c = 120^\circ\text{C}$$

$$t_s = 20^\circ\text{C}$$

$$c_w = 4,186 \text{ kJ / (kg} \cdot \text{K)}$$

$$\dot{m}_c \cdot c_w \cdot t_c + \dot{m}_s \cdot c_w \cdot t_s = (\dot{m}_c + \dot{m}_s) \cdot c_w \cdot t$$

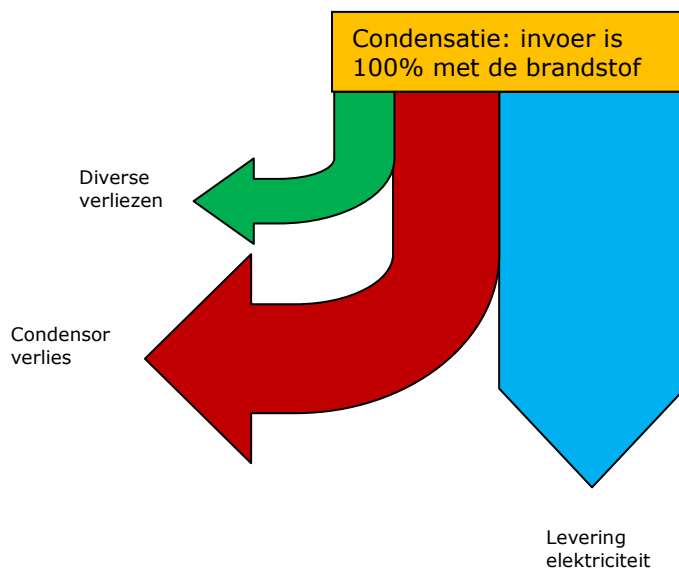
c_w staat in elke term, dus deze kan weggelaten worden.

$$\dot{m}_c \cdot t_c + \dot{m}_s \cdot t_s = (\dot{m}_c + \dot{m}_s) \cdot t$$

$$t = \frac{\dot{m}_c \cdot t_c + \dot{m}_s \cdot t_s}{\dot{m}_c + \dot{m}_s}$$

$$t = \frac{100 \cdot 120 + 5 \cdot 20}{100 + 5} = 115,23 \text{ }^\circ\text{C}$$

11.



12. Druk oververhitte stoom : $p_{os} = 60 \text{ bara}$
 Temperatuur oververhitte stoom : $t_{os} = 460 \text{ }^\circ\text{C}$
 Enthalpie oververhitte stoom : $h_{os} = 3327,4 \text{ kJ/kg}$
 Entropie oververhitte stoom : $s_{os} = 6,7559 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$

Druk voedingwater : $p_{vw} = 80 \text{ bara}$
 Temperatuur voedingwater : $t_{vw} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$
 Enthalpie voedingwater : $h_{vw} = 594,1 \text{ kJ/kg}$
 Entropie voedingwater : $s_{vw} = 1,7311 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$

De gemiddelde temperatuur waarbij warmte wordt toegevoerd wordt nu:

$$T_{\text{Gemiddeld}} = \frac{\Delta Q}{\Delta S} = \frac{h_{os} - h_{vw}}{s_{os} - s_{vw}} \quad [\text{K}]$$

$$T_{\text{Gemiddeld}} = \frac{3327,4 - 594,1}{6,7559 - 1,7311}$$

$$T_{\text{Gemiddeld}} = 543,96 \text{ Kelvin}$$

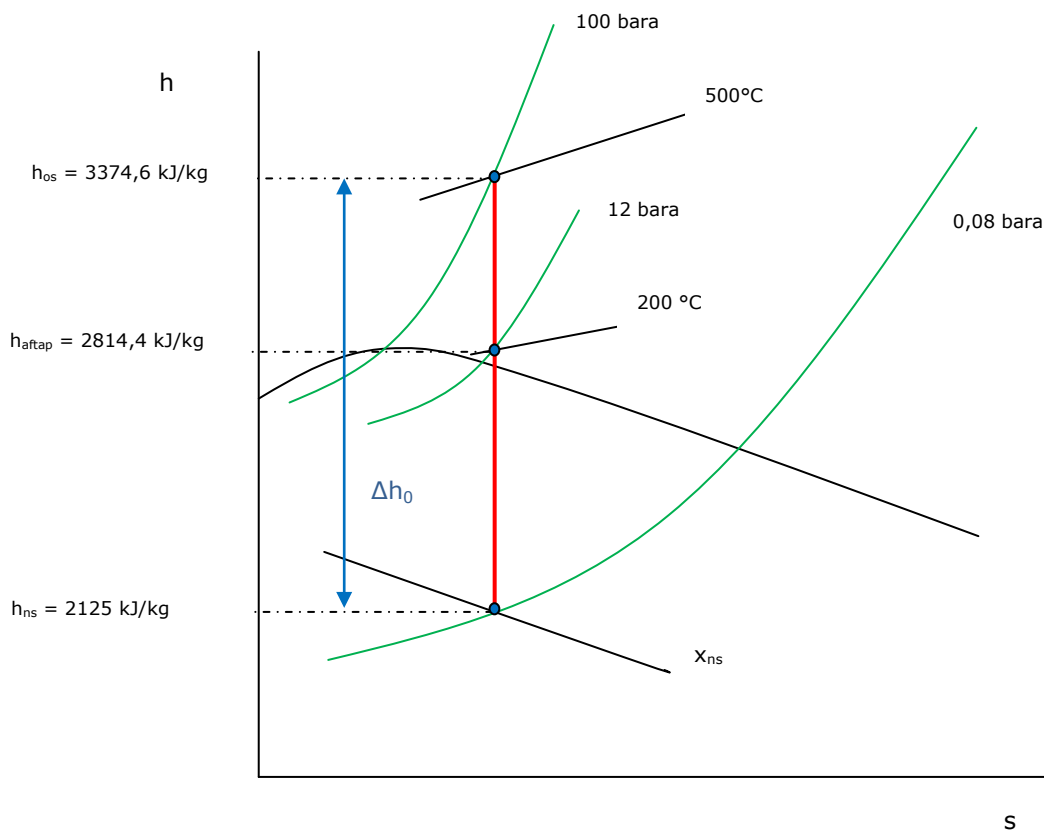
Volgens Carnot wordt het thermisch rendement dan:

$$\eta_{\text{Thermisch}} = \frac{T_{\text{Hoog}} - T_{\text{Laag}}}{T_{\text{Hoog}}} \cdot 100\%$$

$$\eta_{\text{Thermisch}} = \frac{543,96 - (273 + 33)}{543,96} \cdot 100\%$$

$$\eta_{\text{Thermisch}} = 43,74 \quad \%$$

13. Nu zetten we eerst alles uit in het h-s diagram.



We gaan nu eerst uitrekenen hoeveel aftapstoom er voor de ontgasser benodigd is om het voedingwater op te warmen tot de verzadigingstemperatuur die behoort bij 4 bara. De verzadigingstemperatuur bij 4 bara bedraagt 143,62 °C.

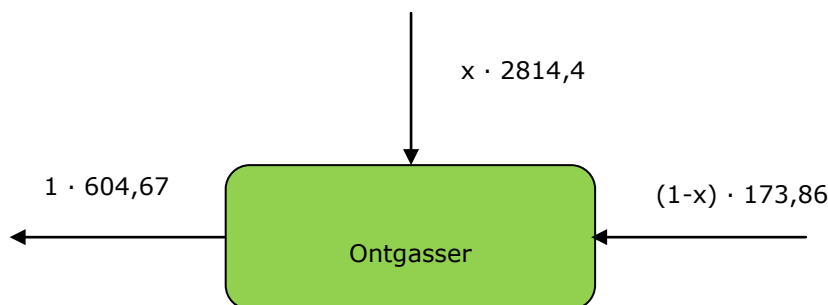
Op de onderstaande afbeelding is de ontgasser afgebeeld als een Black Box.

Er moet dan gelden:

$$Q_{Toe} = Q_{Af}$$

$$x \cdot 2814,4 + (1 - x) \cdot 173,86 = 1 \cdot 604,67$$

$$x = 0,163 \text{ kg / kg stoom}$$



$W_{\text{theoretisch}}$ wordt met aftapstoom:

$$W_{\text{Theoretisch}} = 1 \cdot (h_{os} - h_{aftap}) + (1 - x) \cdot (h_{aftap} - h_{ns}) \quad [\text{kJ / kg}]$$

$$W_{\text{Theoretisch}} = 1 \cdot (3374,6 - 2814,4) + (1 - 0,163) \cdot (2814,4 - 2125) \quad [\text{kJ / kg}]$$

$$W_{\text{Theoretisch}} = 1137,22 \quad \text{kJ / kg stoom}$$

Het thermisch rendement van de installatie wordt nu met aftapstoom:

$$\text{Thermisch Rendement} = \frac{\text{Doel}}{\text{Offer}} \cdot 100\% \quad [\%]$$

$$\eta_{\text{Thermisch}} = \frac{W_{\text{Theoretisch}}}{Q_{\text{Toegevoerd}}} \cdot 100\% \quad [\%]$$

$$\eta_{\text{Thermisch}} = \frac{W_{\text{Theoretisch}}}{h_{os} - h_{vw}} \cdot 100\% \quad [\%]$$

$$\eta_{\text{Thermisch}} = \frac{1137,22}{3374,6 - 604,67} \cdot 100\%$$

$$\eta_{\text{Thermisch}} = 41,05 \%$$