

Norges
teknisk–naturvitenskapelige
universitet
Institutt for kjemisk
prosessteknologi

TKP4120

Prosessteknikk

Vår 2013

Løsningsforslag —
Øving 11

- 1 a) En skisse av prosessen er gitt i figur 1, og syklusen er inntegnet i trykk-entalpi-diagrammet gitt i figur 2.

- i) Ved adiabatisk kompresjon følger prosessen isotropen (konstant entropi) fra tilstand S_1 ($T_{S_1} = -45^\circ\text{C}$, $p_{S_1} = 8\text{ bar}$) til S_2 ($p_{S_2} = 40\text{ bar}$). Fra diagrammet finner man at $h_{S_1} \approx 740\text{ kJ kg}^{-1}$. Etter trykkøkningen er $h'_{S_2} = 810\text{ kJ kg}^{-1}$ og temperaturen er $T'_{S_2} \approx 65^\circ\text{C}$. Kompressoren har virkningsgrad $\eta = 85\%$, så den «virkelige» verdien for entalpien er gitt fra:

$$h_{S_2} = h_{S_1} + \frac{h'_{S_2} - h_{S_1}}{\eta} = 822\text{ kJ kg}^{-1} \quad (1)$$

Vi opererer med avleste verdier, og runder av til nærmeste heltall. Leser av den virkelige temperaturen fra diagrammet, $T_{S_2} \approx 75^\circ\text{C}$. Entalpiendringen for delprosessen er følgelig $\Delta_a h = h_{S_2} - h_{S_1} = 82\text{ kJ kg}^{-1}$.

- ii) Ved isobar kondensering fra gass til væske følger prosessen isobaren ved $p_{S_2} = 40\text{ bar}$ til vi møter isoterme ved $T_{S_3} = 0^\circ\text{C}$. Leser av $h_{S_3} \approx 500\text{ kJ kg}^{-1}$, hvilket gir entalpiendringen $\Delta_b h = h_{S_3} - h_{S_2} = -322\text{ kJ kg}^{-1}$.
- iii) For ekspansjonen fra p_{S_3} til p_{S_4} over ventilen utføres det intet arbeid, og endringen i entalpi er følgelig null: $\Delta_c h = 0$
- iv) I fordampere tilføres det for å fordampe væsken, og endringen i entalpi er $\Delta_d h = h_{S_1} - h_{S_4} = 240\text{ kJ kg}^{-1}$.
- b) Med et effektforbruk på $W_s = 10\text{ kW}$ er massestrømmen gitt ved:

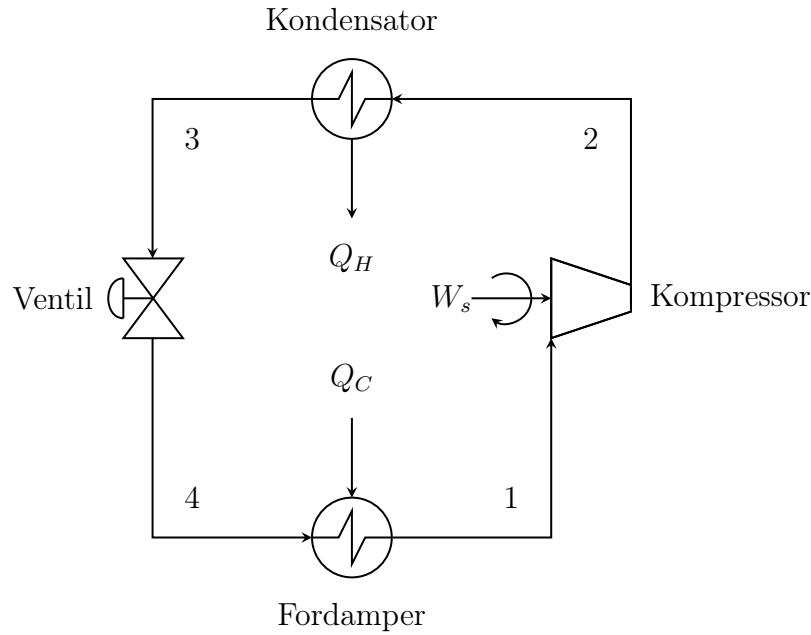
$$\dot{m}\Delta_a h = W_s \quad (2)$$

som løst for massestrøm gir $\dot{m} = 0,12\text{ kg s}^{-1}$. For å bestemme kjøleeffekten bruker vi entalpiendringen i kjøleren:

$$Q_C = \dot{m}\Delta_d h = 29,3\text{ kW} \quad (3)$$

- c) Kjølefactoren, COP_C , er gitt i ligning (4).

$$\text{COP}_C = \frac{Q_C}{W_s} \quad (4)$$



Figur 1: Forenklet flytskjema for kjølesyklusen.

Løst for kjølefaktor er $\text{COP}_C = 2,9$.

- d) For å bestemme teoretisk høyeste kjølefaktor tas det utgangspunkt i den reversible (ideelle) entropiendringen for en syklisk prosess, som er lik null:

$$\Delta S_{\text{tot}} = \Delta S_{\text{sys}} + \Delta S_{\text{surr}} = 0 \quad (5)$$

Omgivelsene er det kalde og varme reservoiret, hvis entropi kan uttrykkes som gitt i ligning (6).

$$\Delta S_H = -\frac{|Q_H|}{T_H} \quad (6a)$$

$$\Delta S_C = \frac{|Q_C|}{T_C} \quad (6b)$$

Her står H og C for «hot» og «cold». Entropien for selve systemet (maskinen) er også lik null siden prosessen er syklisk. Forskjellen her på «prosess» og «system» er at prosessen inkluderer reservoirene.

For at ligning (5) skal holde må dermed $\Delta S_H = \Delta S_C$, hvilket gir uttrykket:

$$\frac{|Q_C|}{|Q_H|} = \frac{T_C}{T_H} \quad (7)$$

Fra termodynamikkens første lov er $W_S = Q_H - Q_C$. Uttrykker Q_H fra første lov, substituerer inn i ligning (7) og finner teoretiske høyeste kjølefaktor gitt i ligning (8).

$$\left(\frac{Q_C}{W_S}\right)_{\text{rev}} = \frac{1}{(T_H/T_C) - 1} \quad (8)$$

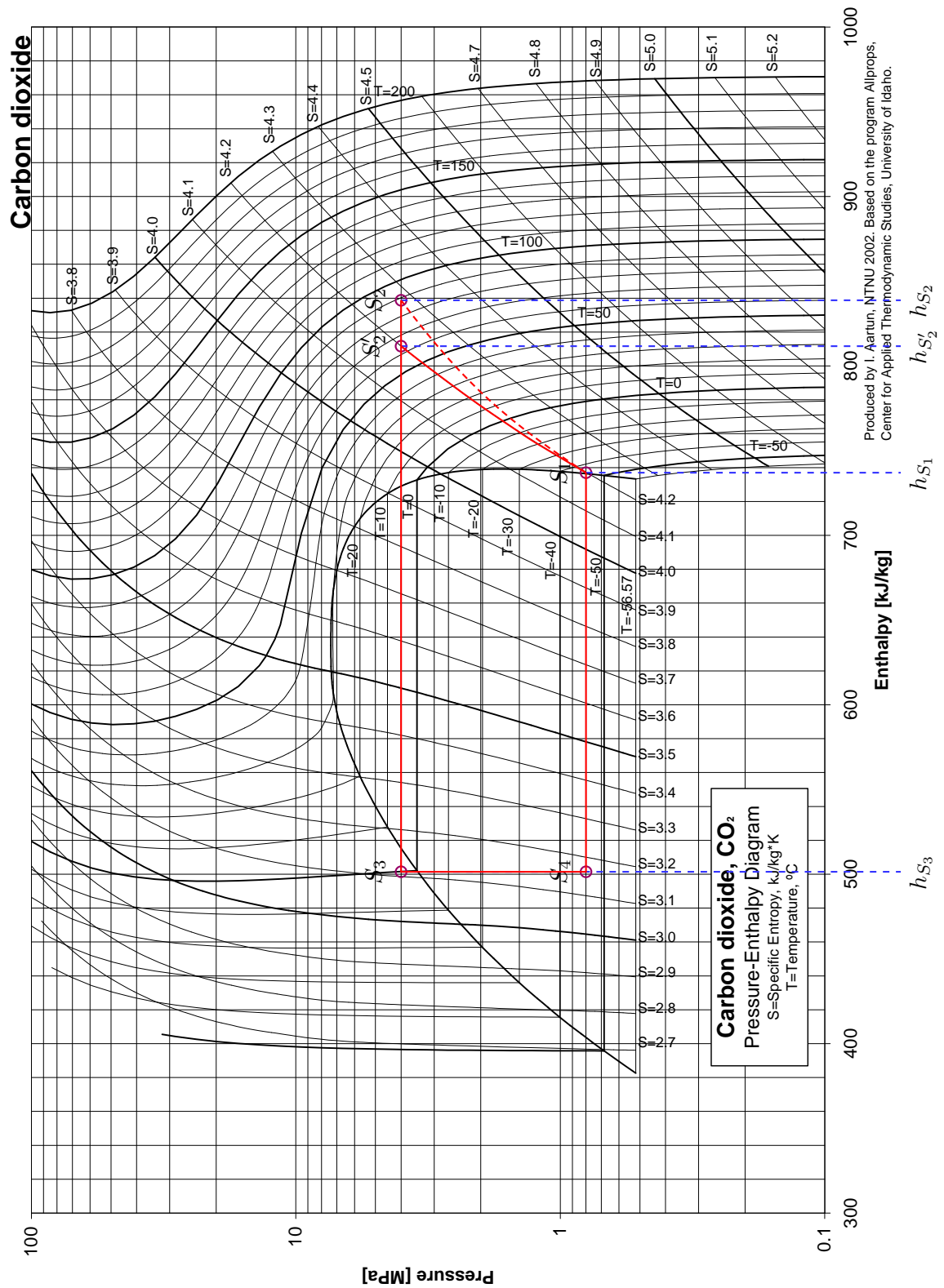


Figure 2: Tikzpicture

som gir $\text{COP}_{\text{rev}} = 5,7$.

Den termodynamiske virkningsgraden for prosessen er gitt ved

$$\frac{\left(\frac{Q_C}{W_S}\right)_{\text{reell}}}{\left(\frac{Q_C}{W_S}\right)_{\text{rev}}} \quad (9)$$

som gir en termodynamisk virkningsgrad på $\eta_C = 51\%$. Grunnen til at prosessen ikke oppnår 100% virkningsgrad er fordi:

- Virkningsgraden til kompressoren er 85% .
- Irreversibel varmeoverføring i varmevekslerne.
- Ventil i stedet for turbin ved ekspansjon. Teoretisk sett kan turbinen ta ut arbeid som kan tilføres kompressoren.