

TENTAMEN I TERMODYNAMIK för K2, Kf2 och TM2 (KVM091 och KVM090) 2015-01-05 kl. 08.30 - 12.30

Hjälpmedel: Kursböckerna "Elliott-Lira: Introductory Chemical Engineering Thermodynamics" inklusive utdelat "Komplettering av föreläsningsmaterial" (15/17 sidor) och "P. Atkins, L. Jones: Chemical Principles", "Tabeller och diagram i Energi- och kemiteknik" eller "Data och Diagram", "Physics Handbook", "BETA β " samt valfri kalkylator med tömt minne. I ovan angivna böcker är föreläsningssanteckningar i form av under- och överstrykningar, översättningar, hänvisningar och kommentarer tillåtna, men absolut inte lösningar till exempel eller tidigare tentatal. När ekvationer används utan härledningar bör källa anges. Använda symboler bör definieras om de avviker från kursmaterialets. OBS! Uppgifternas numrering är "slumpartad" och är inte kopplad till svårighetsgrad. För godkänt (betyg 3) krävs 15 poäng, för betyg 4 20 poäng och för betyg 5 25 poäng.

Senast kl. 09.30 kommer Lennart Vamling, ankn. 3021 eller Nikola Markovic, ankn. 3114, att första gången vara tillgänglig i skrivsalen.

Lösningar finns anslagna 2015-01-07 på Värmeteknik och maskinläras anslagstavla.

Tentamen kommer att rättas anonymt. Resultat meddelas via LADOK senast 2015-01-26

Granskning får ske 2015-01-27 kl. 12.00 - 12.30 och 2015-02-03, kl. 12.00 - 12.30

i Värmeteknik och maskinläras bibliotek. Därefter kan tentor hämtas ut från Energi och miljöstentamensexpedition, EDIT-huset, plan 3, ingång Maskingränd, rum 3434A (öppet mån-fre 12.30-14.30)

1. För en solvärmeanläggning så vill man undersöka alternativet att omvandla "solvärmnet" till arbete (eller egentligen el) genom en ångkrafts (Rankine) cykel. Från solvärmepanelerna får man mättad vattenånga med trycket 1,6 MPa. Ursprungstanken var att den skulle ledas in i en turbin som har en verkningsgrad på 85 %. Utloppet från turbinen skulle sedan kylas isobart i en kondensator. Utloppet från kondensorn, som består av mättad vätska med trycket 10 kPa, skulle pumpas upp till trycket 1,6 MPa och återföras till solvärmepanelerna. Man misstänkte dock (med rätta) att fukthalten i turbinens utlopp skulle bli för hög (> 15 %) med denna lösning. Därför föreslogs att utflödet från solvärmepanelerna istället, innan det leds till turbinen, värms, t.ex. genom förbränning av biogas, till 250 °C.
 - a) Hur mycket värme (i MW) behöver tillföras från biogasen för att det från turbinen levererade arbetet skall bli 10 MW?
 - b) Kontrollera, genom att beräkna ångfraktionen, om modifieringen gör att man klarar kravet på högsta fukt(vatten)halt i turbinutloppet!

(6 p)

2. Förbränningsmotorn i hybridbilar som t.ex. Toyota Prius kan beskrivas av den s.k. Miller-cykeln, som är en cyklisk process i en cylinder med rörlig kolv med delstegen:
 - 1→2 Isentrop kompression
 - 2→3 Isokor värmning
 - 3→4 Isentrop expansion
 - 4→5 Isokor kylning
 - 5→1 Isobar kylning

Kompressionsförhållandet (V_1/V_2) är 9, det s.k. expansionsförhållandet (V_4/V_3) är 14, $P_1 = 150$ kPa, $T_1 = 300$ K och $P_4 = 250$ kPa.

Vad blir cykelns termiska verkningsgrad?

Arbetsmediet kan approximeras med en ideal gas med $C_p/R = 3,50$ och $\kappa = C_p/C_v = 1,40$.
(6 p)

3. En sluten tank på $0,2 \text{ m}^3$ innehåller från början vatten vid 100 kPa med en ångfraktion på 1% . Tanken börjar värmas så att tryck och temperatur stiger. När trycket kommit upp i 2 MPa, så öppnas en säkerhetsventil och mättad ånga med trycket 2 MPa börjar strömma ut från tanken. Detta fortsätter (fortfarande är trycket 2 MPa) tills ångfraktionen blivit 90% , då man lyckas få stopp på utflödet.
- Hur mycket värme hade tillförts när säkerhetsventilen öppnade? (2 p)
 - Hur mycket ånga läckte ut? (1 p)
 - Visa, utgående från huvudsatser och definitioner, att det under läckageperioden tillförda värmets Q_{12} kan beräknas som

$$\underline{Q}_{12} = m_2 U_2 - m_1 U_1 - \int_{m_1}^{m_2} H(m) dm$$

där "1" betecknar tillståndet då säkerhetsventilen öppnar och "2" då den stänger och m betecknar den totala massan i tanken. I uppgiften ingår att göra troligt att H under förloppet är en funktion enbart av m , men ett exakt uttryck behöver inte tas fram. (3 p)

(Totalt 6 p)

4. Beräkna molentropin vid 1 bar för vattenånga (behandlad som en ideal gas), vid 298.15 K med hjälp av följande data.

1. Värmekapaciteten vid 16.43 K och trycket 1 bar har för is bestämts till $C_P = 1.27 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$.
2. Mellan 16.43 K och 273.15 K beskrivs värmekapaciteten för $\text{H}_2\text{O}(s)$ väl av uttrycket (T i K, C_P i $\text{J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$) $C_P = a + bT + cT^2 + dT^3$ där $a = -2.44466$, $b = 0.239022$, $c = -7.01526 \cdot 10^{-4}$ och $d = 1.36444 \cdot 10^{-6}$.
3. Vid 273.15 K och 1 bar smälter is med smältentalpin $6.00678 \text{ kJ mol}^{-1}$.
4. Värmekapaciteten för $\text{H}_2\text{O}(l)$ beror svagt av temperaturen och kan mellan 273.15 K och 298.15 K sättas till $C_P \approx 75.5 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$ vid trycket 1 bar.
5. Vid 298.15 K har $\text{H}_2\text{O}(l)$ ångbildningsentalpin $43.990 \text{ kJ mol}^{-1}$ och mättnadstrycket 0.031672 bar .

Totalt: 6 poäng

5. Tillståndet för $\text{CO}_2(g)$ beskrivs under betingelserna i denna uppgift väl av den trunkerade virialekvationen

$$\frac{PV}{RT} = 1 + \frac{B}{V},$$

där $B = -1.51 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ mol}^{-1}$ och $dB/dT = 1.26 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$ vid 273.15 K.

Beräkna med hjälp av givna uppgifter W , Q , ΔU och ΔG då 1.00 mol $\text{CO}_2(g)$ komprimeras isotermt och reversibelt från 1.00 dm^3 till 0.500 dm^3 vid 273.15 K. Vid härledning av ekvationer nödvändiga för att lösa uppgiften behöver du **inte** utgå från huvudsatser och definitioner, men utnyttjade samband skall motiveras.

Totalt: 6 p

Termodynamik 2015-01-05 - lösningsförslag

"Definitioner" $\text{kJ} := 1000 \cdot \text{J}$ $R_{\text{gas}} := 8.3143 \cdot \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$ $\text{MJ} := 1000 \cdot \text{kJ}$

Tal 1 - Ångkraftscykel

Termodynamiskt sett så har vi efter modifieringen en standard ångkraftscykel med överhettning till 250 C.

Numrering: Punkt 2 = efter solfångaren Punkt 3 = efter överhettning (=före turbin)
Punkt 4 = efter turbin

Givet: $P_H := 1600 \cdot \text{kPa}$ $P_C := 10 \cdot \text{kPa}$ Tillstånd efter solfångare (punkt 2) mättad ånga
Arbete_turbin := $-10 \cdot \text{MW}$ $\eta_{\text{turbin}} := 0.85$

a) Vi söker hur mycket värme som behöver tillföras från biogasen, Q_{bio} .
En värmebalans över överhettaren ger $Q_{\text{bio}} = \text{angflode}(H_3 - H_2)$.
En värmebalans över turbinen ger $\text{Arbete_turbin} = \text{angflode}(H_4 - H_3)$.
Vi behöver alltså få fram dessa entalpier. För att få fram H_4 så behöver vi också göra en turbinberäkning och då behöver vi också entropier.

Från tabell: $H_2 := 2792.82 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ Mättad ånga 1,6 MPa

$H_3 := 2919.9 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $S_3 := 6.6753 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ Överhettad ånga 1,6 MPa 250 C

$H_{4L} := 191.81 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $S_{4L} := 0.6492 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ Mättad vätska 10 kPa

$H_{4V} := 2583.86 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $S_{4V} := 8.1488 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ Mättad ånga 10 kPa

Om expansionen i turbinen skulle vara förlustfri (dvs isentrop), så skulle vi få

$$q_{4is} := \frac{S_3 - S_{4L}}{S_{4V} - S_{4L}} = 0.804 \quad H_{4is} := H_{4L} + (H_{4V} - H_{4L}) \cdot q_{4is} = 2.114 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Med hjälp av verkningsgrad kan vi nu beräkna entalpin efter turbinen

$$H_4 := H_3 - (H_3 - H_{4is}) \cdot \eta_{\text{turbin}} = 2.235 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Värmebalansen ger $\text{angflode} := \frac{\text{Arbete_turbin}}{H_4 - H_3} = 14.596 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Det sökta värmefås nu som $Q_{\text{bio}} := \text{angflode} \cdot (H_3 - H_2) = 1.855 \cdot \text{MW}$

b) Kontroll av ångfraktion Den kan beräknas mha redan framtagna entalpier

$$q_4 := \frac{H_4 - H_{4L}}{H_{4V} - H_{4L}} = 0.854 \quad \text{Fukthalt} := 1 - q_4 = 0.146$$

Svar: 1,85 MW behöver tillföras från biogasen och fukthalten blir 14,6% vilket klarar gränsen.

Tal 2 Millercykeln

Givna uppgifter

$$T1 := 300 \cdot \text{K} \quad \text{Kompressions_kvot} := 9 \quad \text{Expansionskvot} := 14$$

$$\gamma := 1.4 \quad C_{p_R} := 3.5 \quad P1 := 150 \cdot \text{kPa}$$

$$P4 := 250 \cdot \text{kPa} \quad P5 := P1$$

Från dessa kan vi beräkna C_v

$$C_{v_R} := C_{p_R} - 1 \quad C_v := C_{v_R} \cdot R_{\text{gas}} = 20.786 \cdot \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$$

Sökt är cykelns termiska verkningsgrad. Den är definierad som

$$\eta_{\theta} = \text{utfört arbete/tillfört värme (vid hög temp)} = -W/Q_H$$

Värme tillförs i steget 2-3, vilket gör att $Q_H = Q_{23}$

En värmebalans över hela cykeln ger att $-W = \Sigma Q = Q_{23} + Q_{45} + Q_{51}$

För att beräkna dessa Q behöver vi ha tag på t.ex. temperaturerna i cykeln.

Punkt 2 Adiabatisk kompression från 1

$$V1 := \frac{R \cdot T1}{P1} \quad V2 := \frac{V1}{\text{Kompressions_kvot}}$$

$$T2 := T1 \cdot \left(\frac{V1}{V2} \right)^{\gamma-1} \quad T2 = 722.467 \text{ K}$$

$$P2 := P1 \cdot \left(\frac{V1}{V2} \right)^{\gamma} \quad P2 = 3.251 \times 10^3 \cdot \text{kPa}$$

Punkt 3 isokor värmning från 2

$$V3 := V2 \quad \text{För att komma vidare behöver vi få fram } P3 - \text{"gå cykeln baklänges" från punkt 4 för att få fram den.}$$

Punkt 4 $V4 := V3 \cdot \text{Expansionskvot}$

$$P3 := P4 \cdot \left(\frac{V4}{V3} \right)^{\gamma} \quad P3 = 10.058 \cdot \text{MPa} \quad P4 = 0.25 \cdot \text{MPa}$$

$$T3 := V3 \cdot \frac{P3}{R} = 2.235 \times 10^3 \text{ K} \quad T4 := V4 \cdot \frac{P4}{R} = 777.778 \text{ K}$$

Punkt 5 - isobar kylning från 5 till 1 och isokor expansion från 4

$$P5 := P1 \quad V5 := V4 \quad T5 := V5 \cdot \frac{P5}{R} = 466.667 \text{ K}$$

Vi kan nu beräkna de överförda värmena

$$Q_{23} := C_v \cdot (T_3 - T_2) = 31.442 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \quad Q_{45} := C_v \cdot (T_5 - T_4) = -6.467 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}$$

$$Q_{51} := \gamma \cdot C_v \cdot (T_1 - T_5) = -4.85 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}$$

Första huvudsatsen ger

$$\dot{W} := -Q_{23} - Q_{51} - Q_{45} \quad W = -20.126 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}$$

$$\eta_{\theta} := \frac{-W}{Q_{23}} = 0.64$$

Svar: Cykelns termiska verkningsgrad är 64 %

Tal 3 Tömning av tank

Processen kan delas upp i två steg, ett första med värmning upp till 2 MPa, ett andra med läckage av ånga vid konstant tryck.

Beteckningar: 0 = initialt, 1= efter värmning till 2 MPa, 2=efter läckage

Givet:

$$V_{\text{tank}} := 0.2 \cdot \text{m}^3 \quad P_0 := 100 \cdot \text{kPa} \quad q_0 := 0.01$$

$$P_1 := 2 \cdot \text{MPa} \quad q_2 := 0.90$$

a) Sökt är hur mycket värme som tillförts för att komma upp i 2 MPa

En energibalans, integrerad från t_0 till t_1 ger

$\Delta(mU) = m_1 U_1 - m_0 U_0 = Q_{01}$ Vi behöver alltså få fram massor och inre energier.

Ur tabell får vi volymeter för vätska resp ånga

$$V_{0L} := 0.001043 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad V_{0V} := 1.6939 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Nu kan massan vi har från början beräknas från givna uppgifter

$$m_0 := \frac{V_{\text{tank}}}{[V_{0L} \cdot (1 - q_0) + V_{0V} \cdot q_0]} = 11.129 \text{ kg}$$

Efter värmning har vi samma massa $m_1 := m_0$

För att beräkna inre energier så behöver vi veta ångfraktionen också för punkt 1

Vi kan beräkna volymiteten

$$V_1 := \frac{V_{\text{tank}}}{m_1} = 0.018 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Ur tabell

$$V_{1L} := 0.001177 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad V_{1V} := 0.0996 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$U_{0L} := 417.40 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad U_{0V} := 2505.55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$U_{1L} := 906.15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad U_{1V} := 2599.12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Vi kan nu beräkna ångfraktionen och de inre energierna

$$q_1 := \frac{V_1 - V_{1L}}{V_{1V} - V_{1L}} = 0.171 \quad U_0 := U_{0L} \cdot (1 - q_0) + U_{0V} \cdot q_0 = 438.281 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$U_1 := U_{1L} \cdot (1 - q_1) + U_{1V} \cdot q_1 = 1.195 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Vilket ger

$$Q_{01} := m_1 \cdot U_1 - m_0 \cdot U_0 = 8.422 \cdot \text{MJ}$$

b)

I steg 2 behöver vi ha tag på hur mycket massa som "lämnat".

Under läckageförloppet är trycket oförändrat och vi har gas/vätske-jämvikt, så volymiteterna för ren vätska resp ånga är oförändrade, det är "bara" ångfraktionen som ändras.

Vi har alltså $V_{12}(q) := V_{1L} \cdot (1 - q) + V_{1V} \cdot q$

Från det kan vi beräkna hur mycket massa som är kvar i punkten 2

$$m_2 := \frac{V_{\text{tank}}}{V_{12}(q_2)} = 2.228 \text{ kg} \quad \Delta m := m_2 - m_1 = -8.9 \text{ kg}$$

Det har alltså läckt ut 8,9 kg, som är det vi sökte.

c)

Uppgiften är att visa ett uttryck för att beräkna Q_{12}

Utgå från en energibalans för systemet:

$d(mU)/dt = -dm_{\text{ut}}/dt \cdot H_{\text{ut}} + d(Q_{12})/dt$. Vi har att $dm_{\text{ut}}/dt = -dm/dt$ och att $H_{\text{ut}} = H(\text{utströmmat})$

Integrera från t_1 till t_2 . Det ger

$$m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1 = \int_{t_1}^{t_2} H \cdot \left(\frac{d}{dt} m \right) dt + Q_{12}$$

Om H är en funktion av m (eller konstant), så ger en variabelsubstitution i integralen att

$$Q_{12} = m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1 - \int_{m_1}^{m_2} H(m) \, dm$$

Allmänt för H i tanken gäller $H_{12}(q) := (1 - q) \cdot H_{1L} + q \cdot H_{1V}$

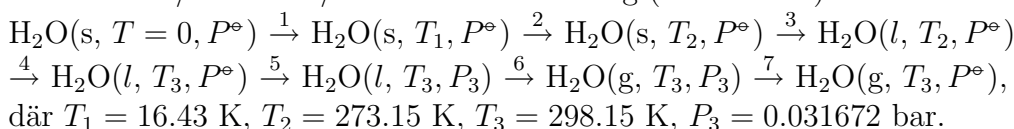
Eftersom massan i tanken under förloppet kan beräknas som $m_{\text{tank}} = V_{\text{tank}}/V_{12}(q)$, så ser man att q kan beräknas med kännedom om m_{tank} och därmed kan H beräknas med kännedom om m_{tank} . Det betyder att om $H_{\text{utströmmat}} = H$ (i tank), så kan $H_{\text{utströmmat}}$ beräknas från m .

I det speciella fallet i denna uppgift var det givet att det var mättad ånga ut (en miss i uppgiftsformuleringen som möjliggör en förenklad lösning/förklaring - även den förenklade förklaringen/lösningen kommer att kunna ge full poäng). Då är $H_{\text{utströmmat}} = H_{1V}$ (som är konstant) - och då behövs inte ens m för beräkningen av H .

Svar: a) 8,4 MJ värme hade tillförts när ventilen öppnade
b) 8,9 kg ånga läckte ut

Kortfattade lösningsförslag till tentamen i Termodynamik 2015-01-05, uppgifterna 4 och 5

4. Se Elliott/Lira s. 98/144. En reversibel väg ($P^\circ = 1$ bar):



Grundekvationer: $\Delta S = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_P}{T} dT$ och $\Delta_{\text{tr}}S = \frac{\Delta_{\text{tr}}H}{T_{\text{tr}}}$.

1. Utnyttja Debyes T^3 -lag, dvs antag $C_p = aT^3$, $T \leq T_1$:

$$\Delta S_1 = \int_0^{T_1} \frac{C_P}{T} dT = \frac{C_P(T_1)}{3} \approx 0.423 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}.$$

2. Värmning av is från T_1 till T_2 :

$$\Delta S_2 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{a + bT + cT^2 + dT^3}{T} dT = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{a}{T} + b + cT + dT^2 \right) dT = a \ln \frac{T_2}{T_1} + b(T_2 - T_1) + \frac{c}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{d}{3} (T_2^3 - T_1^3) \approx 37.681 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}.$$

3. Fasomvandling vid jämvikt vid T_2 : $\Delta S_3 = \frac{\Delta_{\text{fus}}H}{T_2} \approx 21.991 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$.

4. Värmning av vätskeformigt vatten från T_2 till T_3 : $\Delta S_4 = \int_{T_2}^{T_3} \frac{C_P(l)}{T} dT = C_P(l) \ln \frac{T_3}{T_2} \approx 6.612 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$.

5. Tryckändring för kondenserad fas kan försummas vid sidan av övriga bidrag: $\Delta S_5 \approx 0$.

6. Fasomvandling vid jämvikt vid T_3 : $\Delta S_6 = \frac{\Delta_{\text{vap}}H}{T_3} \approx 147.543 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$.

7. Tryckändring med idealgasantagande: $\Delta S_7 = -R \ln \frac{P^\circ}{P_3} \approx -28.704 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$.

Totala entropin (eftersom $S(T = 0) = 0$ enligt tredje huvudsatsen):

$$S^\circ = \sum_{i=1}^7 \Delta S_i \approx \mathbf{185.5 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}}.$$

Resultatet är i ganska god överensstämmelse med litteratordata: $188.8 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$.

5.) Arbetet fås via $dW = -PdV$ där $P = RT(V^{-1} + BV^{-2})$. Integrationsgränser $V_1 = 1.00 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, $V_2 = 0.500 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$.

$$\begin{aligned} W &= -RT \int_{V_1}^{V_2} (V^{-1} + BV^{-2}) dV = -RT \ln \frac{V_2}{V_1} + RTB \left(\frac{1}{V_2} - \frac{1}{V_1} \right) \\ &\approx 1574.21 - 342.936 \approx 1231.27 \approx \mathbf{1.23 \text{ kJ mol}^{-1}}. \end{aligned}$$

Den inre energins volymsberoende fås från den fundamentala ekvationen $dU = TdS - PdV$ (1:a och 2:a HS samt reversibelt EC-arbete):

$$\left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_T = T \left(\frac{\partial S}{\partial V} \right)_T - P = T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V - P,$$

där V -derivatan av entropin via en Maxwellrelation ersatts med T -derivatan av trycket. Med P från virialekvationen fås

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V = \frac{R}{V} + \frac{RB}{V^2} + \frac{RT}{V^2} \frac{dB}{dT},$$

vilket insatt i uttrycket för inre energis volymsberoende ger

$$\left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_T = T \left(\frac{R}{V} + \frac{RB}{V^2} + \frac{RT}{V^2} \frac{dB}{dT} \right) - \left(\frac{RT}{V} + \frac{RTB}{V^2} \right) = \frac{RT^2}{V^2} \frac{dB}{dT}.$$

Integrera från V_1 till V_2 :

$$\Delta U = \int_{V_1}^{V_2} \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_T dV = RT^2 \frac{dB}{dT} \int_{V_1}^{V_2} V^{-2} dV = -RT^2 \frac{dB}{dT} \left(\frac{1}{V_2} - \frac{1}{V_1} \right),$$

vilket med insatta siffrvärden ger $\Delta U \approx -781.642 \approx \mathbf{-782 \text{ J mol}^{-1}}$.

Via första huvudsatsen, $\Delta U = Q + W$, fås

$$Q = \Delta U - W \approx -781.642 - (1231.27) \approx -2012.91 \approx \mathbf{-2.01 \text{ kJ mol}^{-1}}.$$

Entropiändringen för denna reversibla process ges av $\Delta S = Q/T \approx -7.36925 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$.

Entalpiändringen fås via definitionen $H = U + PV$ och trycken från virialekvationen ($P_1 \approx 1.92816 \text{ MPa}$, $P_2 \approx 3.17045 \text{ MPa}$)

$$\Delta H = \Delta U + P_2 V_2 - P_1 V_1 \approx -1124.58 \text{ J mol}^{-1}.$$

Via definitionen $G = H - TS$ fås

$$\Delta G = \Delta H - T \Delta S \approx \mathbf{888 \text{ J mol}^{-1}}.$$