

Dampfkraftwerke

Aufgaben

- 1.) Eine Dampfkraftanlage arbeitet nach dem Clausius-Rankine-Kreisprozess mit den Turbinen-Eintrittsparametern $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$ und $t_1 = 535 \text{ °C}$ und dem Kondensatordruck $p_2 = 0,006 \text{ MPa}$.

Mit Hilfe des h,s -Diagramms und der Tabellen der Zustandsgrößen des Wassers bzw. Dampfes im Sättigungszustand sollen die folgenden Werte ermittelt werden:

- (1) Zustandsgrößen des Arbeitsmittels (Druck p , Temperatur t , spezifisches Volumen v , spezifische innere Energie u , spezifische Enthalpie h und spezifische Entropie s) an den Eckpunkten des Kreisprozesses,
 - (2) Arbeitsaufwand in der Speisepumpe und
 - (3) Dampfgehalt und Endnässe des Abdampfes nach der Expansion in der Turbine.
- 2.) Für die Dampfkraftanlage aus Aufgabe 1 sollen unter Vernachlässigung des Speisepumpen-Arbeitsaufwandes die spezifische Arbeit der Turbine, die spezifische zu- und abgeführte Wärme und der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses ermittelt werden.
- Die Zustandsgrößen des Arbeitsmittels Wasser/Dampf sollen der Werte-Tabelle aus der Lösung zu 1 entnommen werden.
- 3.) Wie ändern sich die spezifischen Energiemengen und der thermische Wirkungsgrad der Dampfkraftanlage aus Aufgabe 1, wenn der Arbeitsaufwand in der Speisepumpe berücksichtigt wird?
- Der thermische Wirkungsgrad soll mit dem aus Aufgabe 2 verglichen werden.
- 4.) Für den Dampfprozess aus Aufgabe 1 soll der thermische Wirkungsgrad mit Hilfe der mittleren Temperaturen T_{zu} und T_{ab} der Wärmezufuhr bzw. -abfuhr berechnet werden.
- 5.) Bei der Dampfkraftanlage aus Aufgabe 1 werden die Parameter des Frischdampfes am Turbineneintritt auf $p_1 = 200 \text{ bar}$ und $t_1 = 600 \text{ °C}$ angehoben. Wie ändert sich der thermische Wirkungsgrad in diesen beiden Fällen im Vergleich zu Aufgabe 1 unter Vernachlässigung der Speisepumpenarbeit?
- 6.) Bei der Dampfkraftanlage aus Aufgabe 5 wird der Kondensatordruck auf $p_2 = 0,1 \text{ bar}$ erhöht. Wie ändert sich der thermische Wirkungsgrad im Vergleich zu Aufgabe 5?
- 7.) Bei der Dampfkraftanlage aus Aufgabe 1 wird die Turbine in den Hochdruck- und Niederdruckteil aufgeteilt und eine Zwischenüberhitzung bei einem Druck p_2 von 30 bar auf eine Temperatur t_3 von 535 °C angewendet. Die HD-Turbinen-Eintrittsparameter sind $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$ und $t_1 = 535 \text{ °C}$ und der Kondensatordruck ist $p_3 = 0,006 \text{ MPa}$.
- Wie ändern sich der thermische Wirkungsgrad und die Endnässe des Dampfes nach der ND-Turbine im Vergleich zu der Bezugsanlage aus den Aufgaben 1 und 2?
- 8.) Bei der Dampfkraftanlage aus Aufgabe 1 wird aus der Kondensations-Dampfturbine bei einem Druck $p_2 = 0,6 \text{ MPa}$ eine bestimmte Dampfmenge entnommen und in einem Mischvorwärmer zur regenerativen Speisewasservorwärmung verwendet. Der Frischdampfzustand ist: $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$ und $t_1 = 535 \text{ °C}$, der Kondensatordruck beträgt $p_3 = 0,006 \text{ MPa}$.

Wie groß ist der thermische Wirkungsgrad η_{th} der Dampfkraftanlage mit regenerativer Speisewasservorwärmung?

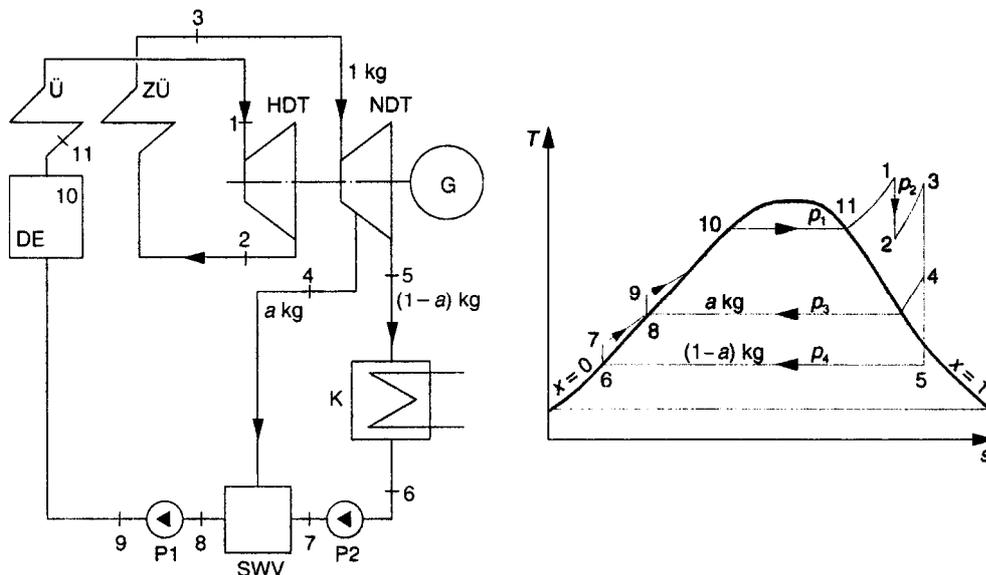
9.) Für einen Speisewasservorwärmer soll der Massenstrom des Heizdampfes bei $p_D = 2 \text{ bar}$ und $t_D = 160 \text{ °C}$ ermittelt werden. Massenstrom, Druck, Temperaturen und Enthalpien des Speisewassers sind:

- $\dot{m}_W = 500 \text{ kg / s}$, $p_W = 10 \text{ bar}$,
- vor dem Vorwärmer: $t_{We} = 90 \text{ °C}$, $h_{We} = 377,7 \text{ kJ / kg}$,
- nach dem Vorwärmer $t_{Wa} = 120 \text{ °C}$, $h_{Wa} = 504,3 \text{ kJ / kg}$.

Der Massenstrom, der Druck und die Enthalpie des aus einem nachgeschalteten Vorwärmer zuströmenden Kondensats sind: $\dot{m}_{Ke} = 18 \text{ kg / s}$, $p_K = 4,5 \text{ bar}$, $h_{Ke} = 623,16 \text{ kJ / kg}$.

Die Enthalpie des abströmenden Heizdampf-Kondensats ist $h_{Ka} = 504,78 \text{ kJ / kg}$.

10.) Bei einer Dampfkraftanlage mit den Frischdampfparametern am Hochdruck-Turbineneintritt von $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$ und $t_1 = 535 \text{ °C}$ und Zwischenüberhitzung bei einem Druck p_2 von 3 MPa auf eine Temperatur t_3 von 535 °C (Bild links) wird eine Speisewasservorwärmung bei einem Druck $p_3 = 0,6 \text{ MPa}$ (Bild rechts) verwendet. Der Kondensatordruck beträgt $p_4 = 0,006 \text{ MPa}$. Wie ändert sich der thermische Wirkungsgrad im Vergleich zur Dampfkraftanlage ohne Speisewasservorwärmung (siehe Aufgabe 7)?



11.) Wie groß sind der effektive Kupplungs-Wirkungsgrad und der Gesamtwirkungsgrad des Kraftwerks mit einer elektrischen Leistung von 900 MW ?

Die einzelnen Wirkungsgrade betragen:

- Wirkungsgrad des Dampferzeugers $\eta_{DE} = 0,92$,
- thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = 0,5$,
- Innenwirkungsgrad der Turbine $\eta_{IT} = 0,9$,
- mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = 0,99$ und
- Wirkungsgrad des Generators mit Transformator zusammen $\eta_G \cdot \eta_{Tr} = 0,985$.

Der Eigenbedarf P_{EB} des Kraftwerks beträgt 63 MW oder 7% der elektrischen Leistung.

12.) Wie groß sind der spezifische Brennstoffverbrauch und der spezifische Wärmeverbrauch eines Kohlekraftwerks mit einer elektrischen Leistung P_{el} von 900 MW , wenn der Gesamtwirkungsgrad η_{KW} des Kraftwerks 42% und der untere Heizwert der Steinkohle 32 MJ / kg beträgt?

13.) Es ist die Antriebsleistung einer Speisepumpe zu ermitteln, für die sich folgende Verhältnisse ergeben:

- Speisewasser: Massenstrom $\dot{m}_{SW} = 637,4 \text{ kg / s}$, Temperatur $t_{SW} = 180 \text{ °C}$, spezifisches Volumen $v_{SW} = 0,0010018 \text{ m}^3 / \text{kg}$,
- erforderlicher Druck am Druckstutzen der Pumpe $p_{Stutz} = 318,7 \text{ bar}$,
- statischer Druck im Speisewasserbehälter $p_{stat} = 11,2 \text{ bar}$,
- Zulaufhöhe (Druck der Wassersäule) $H_{zu} = 1,2 \text{ bar}$,
- Wirkungsgrad der Pumpe bzw. des Antriebsmotors: $\eta_P = 82 \text{ \%}$ bzw. $\eta_M = 90 \text{ \%}$.

Lösungen

1.)

- a) Die spezifische Enthalpie h_1 und spezifische Entropie s des überhitzten Dampfes (Zustand 1) bei vorgegebenen p_1 und t_1 sowie die spezifische Enthalpie h_2 , des Nassdampfes bei p_2 (Zustand 2) werden aus dem Mollier- h,s -Diagramm abgelesen. Dabei ist $s_2 = s_1$. Das spezifische Volumen v_1 wird aus der Tabelle gefunden. Die Zustandsgrößen (t , v , h und s) des Wassers im Sättigungszustand 3 werden der Tabelle bei p_2 entnommen. Die spezifische innere Energie u des Arbeitsmittels ergibt sich im Allgemeinen wie folgt: $u = h - p \cdot v$. Also ist:

$$\begin{aligned}u_1 &= h_1 - p_1 \cdot v_1 & u_3 &= h_3 - p_3 \cdot v_3 \\u_1 &= [3425 - 13,5 \cdot 10^3 \cdot 0,02429] \text{ kJ/kg} & u_3 &= [151,50 - 0,006 \cdot 10^3 \cdot 1,0064 \cdot 10^{-3}] \text{ kJ/kg} \\u_1 &= \underline{\underline{3097,09 \text{ kJ/kg}}} & u_3 &= \underline{\underline{151,494 \text{ kJ/kg}}}\end{aligned}$$

- b) Der Dampfgehalt des Abdampfes nach der Expansion in der Turbine ergibt sich aus dem h,s -Diagramm zu: $x_2 = 0,77$. Die Endnässe ($1 - x_2$) des Abdampfes beträgt 0,23.
- c) Die Zustandsgrößen des Abdampfes nach der Expansion in der Turbine (Zustand 2) errechnen sich aus denen des Wassers und Dampfes im Sättigungszustand bei p_2 und dem Dampfgehalt x_2 des Abdampfes. Das spezifische Volumen v_2 des Nassdampfes ergibt sich aus dem spezifischen Volumen des Wassers im Sättigungszustand ($v_2' = 1,0064 \cdot 10^3 \text{ m}^3 / \text{kg}$) und dem des Satttdampfes ($v_2'' = 23,74 \text{ m}^3 / \text{kg}$) zu:

$$\begin{aligned}v_2 &= (1 - x_2) \cdot v_2' + x_2 \cdot v_2'' \\v_2 &= [(1 - 0,77) \cdot 1,0064 \cdot 10^{-3} + 0,77 \cdot 23,74] \text{ m}^3 / \text{kg} \\v_2 &\approx [0,77 \cdot 23,74] \text{ m}^3 / \text{kg} = \underline{\underline{18,28 \text{ m}^3 / \text{kg}}}\end{aligned}$$

Daraus folgt:

$$\begin{aligned}u_2 &= h_2 - p_2 \cdot v_2 \\u_2 &= [2015 - 0,006 \cdot 10^3 \cdot 18,28] \text{ kJ/kg} \\u_2 &= \underline{\underline{1905,32 \text{ kJ/kg}}}\end{aligned}$$

- d) Für den spezifischen Arbeitsaufwand in der Speisepumpe gilt mit $v_3 = v_2'$:

$$\begin{aligned}w_p &= v_3 \cdot (p_1 - p_2) \\w_p &= 1,0064 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg} \cdot (13500 - 6) \text{ kPa} \\w_p &= \underline{\underline{13,58 \text{ kJ/kg}}}\end{aligned}$$

- e) Die spezifische Enthalpie des Wassers im Zustand 4 ist:

$$\begin{aligned}h_4 &= h_3 + w_p \\h_4 &= 151,5 \text{ kJ/kg} + 13,58 \text{ kJ/kg} \\h_4 &= \underline{\underline{165,08 \text{ kJ/kg}}}\end{aligned}$$

Damit wird:

$$\begin{aligned}u_4 &= h_4 - p_4 \cdot v_4 \\u_4 &= [165,08 - 13,5 \cdot 10^3 \cdot 1,0064 \cdot 10^{-3}] \text{ kJ/kg} \\u_4 &= \underline{\underline{151,494 \text{ kJ/kg}}}\end{aligned}$$

- f) Die Temperatur des Wassers im Zustand 4 bei $p_4 = 13,5 \text{ MPa}$ und $h_4 = 165,08 \text{ kJ / kg}$ ergibt sich aus der Tabelle (nach Interpolation) zu $t_4 = 36,551 \text{ °C}$.

Alle Zustandsgrößen sind in der folgenden Wertetabelle zusammengestellt. Die vorgegebenen Werte sind unterstrichen, die berechneten fett geschrieben:

Zustand	p [MPa]	t [°C]	v [m ³ /kg]	u [kJ/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]
1	<u>13,5</u>	<u>535</u>	0,02429	3097,09	3425	6,54
2	<u>0,006</u>	<u>36,183</u>	18,28	1905,32	2015	6,54
3	<u>0,006</u>	<u>36,183</u>	$1,0064 \cdot 10^{-3}$	151,494	151,50	0,5209
4	<u>13,5</u>	<u>36,551</u>	$1,0064 \cdot 10^{-3}$	151,494	165,08	0,5209

2.)

- a) Die spezifische Arbeit der Turbine und die Nutzarbeit des Kreisprozesses ergeben sich zu:

$$w_T = h_1 - h_2$$

$$w_T = [3425 - 2015] \text{ kJ/kg} \quad \text{und} \quad \underline{\underline{w_N = w_T = 1410 \text{ kJ/kg}}}$$

$$\underline{\underline{w_T = 1410 \text{ kJ/kg}}}$$

- b) Da $w_p = 0$, gilt: $h_4 = h_3 = 151,50 \text{ kJ / kg}$ und $t_4 = t_3 = 36,183 \text{ °C}$

- c) Für die spezifische zu- bzw. abgeführte Wärme gilt:

$$q_{zu} = h_1 - h_4$$

$$q_{ab} = h_2 - h_3$$

$$q_{zu} = [3425 - 151,50] \text{ kJ/kg} \quad \text{und} \quad q_{ab} = [2015 - 151,50] \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{\underline{q_{zu} = 3273,5 \text{ kJ/kg}}}$$

$$\underline{\underline{q_{ab} = 1863,5 \text{ kJ/kg}}}$$

- d) Der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses ergibt sich zu:

$$\eta_{th} = \frac{w_T}{q_{zu}} = \frac{1410 \text{ kJ/kg}}{3273,5 \text{ kJ/kg}} = \underline{\underline{0,4307}}$$

3.)

- a) Den Aufgaben 1 und 2 werden die folgenden Werte entnommen:

- Die spezifische Speisepumpenarbeit $w_p = 13,58 \text{ kJ / kg}$,
- Die spezifische Enthalpie des Wassers im Zustand 4: $h_4 = 165,08 \text{ kJ / kg}$ und
- Die spezifische Turbinenarbeit $w_T = 1410 \text{ kJ / kg}$.

- b) Damit lassen sich die spezifische Nutzarbeit w_N , die spezifische zugeführte Wärme q_{zu} und der thermische Wirkungsgrad η_{th} des Prozesses wie folgt berechnen:

$$w_N = w_T - w_p$$

$$q_{zu} = h_1 - h_4$$

$$w_N = 1410 \text{ kJ/kg} - 13,58 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{zu} = [3425 - 165,08] \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{\underline{w_N = 1396,42 \text{ kJ/kg}}}$$

$$\underline{\underline{q_{zu} = 3259,92 \text{ kJ/kg}}}$$

$$\text{und} \quad \eta_{th} = \frac{w_N}{q_{zu}} = \frac{1396,42 \text{ kJ/kg}}{3259,92 \text{ kJ/kg}} = \underline{\underline{0,4284}}$$

- c) Im Vergleich zu $\eta_{th} = 0,4307$ aus Aufgabe 2 beträgt der Unterschied lediglich 0,5 %.

4.)

- a) Die Wärmezufuhr erfolgt zwischen dem Speisewasser- und Frischdampfzustand. Mit den Parametern des Speisewassers ($p_4 = 13,5 \text{ MPa}$ und $t_4 = 36,55 \text{ °C}$) und des Frischdampfes ($p_1 = 13,5 \text{ MPa}$ und $t_1 = 535 \text{ °C}$) aus Aufgabe 1 ergibt sich die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr zu:

$$\bar{T}_{zu} = \frac{q_{zu}}{\Delta s_{zu}}$$
$$\bar{T}_{zu} = \frac{3259,92 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}}{(6,54 - 0,5209) \text{ kJ/kg}}$$
$$\bar{T}_{zu} = \underline{\underline{541,55 \text{ K} \hat{=} 268,4 \text{ °C}}}$$

- b) Die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr \bar{T}_{ab} ist gleich der Sättigungstemperatur bei dem Kondensatordruck $p_2 = 0,006 \text{ MPa}$:

$$\bar{T}_{ab} = T'_2 \hat{=} t'_2 = \underline{\underline{36,18 \text{ °C} \hat{=} 309,33 \text{ K}}}$$

- c) Damit folgt für den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses (nach Carnot):

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\bar{T}_{ab}}{\bar{T}_{zu}} = 1 - \frac{309,33 \text{ K}}{541,55 \text{ K}} = \underline{\underline{0,4288}} \quad (\text{vgl. } \eta_{th} = 0,4307 \text{ aus Aufgabe 2}).$$

5.)

- a) Für die Dampfkraftanlage aus Aufgabe 1 ergeben sich die Zustandsgrößen für:

- Frischdampf $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$, $t_1 = 535 \text{ °C}$, $h_1 = 3425 \text{ kJ/kg}$,
- Abdampf $p_2 = 0,006 \text{ MPa}$, $h_2 = 2015 \text{ kJ/kg}$ und
- Kondensat $h'_2 = 151,50 \text{ kJ/kg}$.

Die spezifische Nutzarbeit, zugeführte Wärme und thermischer Wirkungsgrad betragen:

$$\underline{\underline{w_N \approx w_T = 1410 \text{ kJ/kg}}}$$

$$q_{zu} \approx h_1 - h'_2 = \underline{\underline{3273,5 \text{ kJ/kg}}} \quad \text{und}$$

$$\underline{\underline{\eta_{th} = 0,4307}}$$

- b) Bei $p_1 = 20 \text{ MPa}$, $t_1 = 600 \text{ °C}$ und $p_2 = 0,006 \text{ MPa}$ ergeben sich aus dem h,s -Diagramm:

$$\underline{\underline{h_1 = 3535 \text{ kJ/kg}}} \quad \underline{\underline{s_1 = s_2 = 6,505 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}}}$$

$$\underline{\underline{h_2 = 2000 \text{ kJ/kg}}} \quad \text{und} \quad \underline{\underline{h'_2 = 151,50 \text{ kJ/kg}}}$$

- c) Für die spezifische Nutzarbeit gilt:

$$w_N \approx w_T = h_1 - h_2$$

$$w_N = [3535 - 2000] \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{\underline{w_N = 1535 \text{ kJ/kg}}}$$

- d) Die spezifische zugeführte Wärme ergibt sich zu:

$$q_{zu} \approx h_1 - h'_2$$

$$q_{zu} \approx [3535 - 151,50] \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{\underline{q_{zu} \approx 3383,5 \text{ kJ/kg}}}$$

e) Für den thermischen Wirkungsgrad des verbesserten Kreisprozesses gilt:

$$\eta_{th} = \frac{w_N}{q_{zu}} = \frac{1535 \text{ kJ/kg}}{3383,5 \text{ kJ/kg}} = \underline{\underline{0,4537}}$$

f) Im Vergleich zum ursprünglichen Kreisprozess nimmt der thermische Wirkungsgrad um $(0,4537 - 0,4307) / 0,4307 = 5,3 \%$ zu.

6.)

a) Aus dem h,s -Diagramm werden für die Dampfkraftanlage mit $p_1 = 20 \text{ MPa}$, $t_1 = 600 \text{ °C}$ und $p_2 = 0,01 \text{ MPa}$ die folgenden Werte abgelesen:

$$h_1 = 3535 \text{ kJ/kg}, s_1 = s_2 = 6,505 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K},$$

$$h_2 = 2057 \text{ kJ/kg} \text{ und } h_2' = 191,83 \text{ kJ/kg}$$

b) Für die spezifische Nutzarbeit und zugeführte Wärme, sowie den thermischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses gelten nun:

$$w_N \approx w_T = h_1 - h_2$$

$$w_N \approx [3535 - 2057] \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{\underline{w_N \approx 1478 \text{ kJ/kg}}}$$

$$q_{zu} \approx h_1 - h_2'$$

$$q_{zu} \approx [3535 - 191,83] \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{\underline{q_{zu} \approx 3343,17 \text{ kJ/kg}}}$$

$$\eta_{th} = \frac{w_N}{q_{zu}} = \frac{1478 \text{ kJ/kg}}{3343,17 \text{ kJ/kg}} = \underline{\underline{0,4421}}$$

c) Im Vergleich zum Kreisprozess aus Aufgabe 5 nimmt der thermische Wirkungsgrad um $(0,4537 - 0,4421) / 0,4537 = 2,56 \%$ ab.

7.)

a) Für die Bezugs-Dampfkraftanlage gelten die folgenden Zustandsgrößen:

- Frischdampf: $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$, $t_1 = 535 \text{ °C}$, $h_1 = 3425 \text{ kJ/kg}$ und $s_1 = 6,54 \text{ kJ/kg}$.

- Abdampf nach der Turbine: $p_2 = 0,006 \text{ MPa}$, $h_2 = 2015 \text{ kJ/kg}$.

- Kondensat bei p_2 : $h_2' = 151,50 \text{ kJ/kg}$.

- Die spezifische Nutzarbeit und zugeführte Wärme sind:

$$w_N = 1410 \text{ kJ/kg}, q_{zu} = 3273,5 \text{ kJ/kg}.$$

- Der thermische Wirkungsgrad der Bezugs-Dampfkraftanlage ist $\eta_{th} = 0,4307$.

- Die Endnässe des Abdampfes ist $(1 - x_2) = 0,23$.

b) Für die Dampfkraftanlage mit Zwischenüberhitzung gelten am Eintritt der HD-Turbine die Parameter des Zustandes 1.

c) Mit Zwischenüberhitzung bei $p_2 = 30 \text{ bar}$ auf $t_3 = 535 \text{ °C}$ gelten für den Dampf in den Zuständen 2 und 3: $h_2 = 2990 \text{ kJ/kg}$ und $h_3 = 3535 \text{ kJ/kg}$ (aus h,s -Diagramm)

d) Für den Dampf im Zustand 4 gilt: $p_4 = 0,006 \text{ MPa}$, $h_4 = 2258 \text{ kJ/kg}$, $s_4 = s_3 = 7,33 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ und $x_4 = 0,873$ (aus h,s -Diagramm) Die Nässe des Abdampfes beträgt $(1 - x_4) = 0,127$ (0,23 für die Bezugsanlage ohne Zwischenüberhitzung)

e) Für das Wasser im Zustand 5 gilt: $h_5' = h_3' = 151,50 \text{ kJ/kg}$ (aus der Tabelle zu Aufgabe 1)

- f) Die spezifische Nutzarbeit und zugeführte Wärme, sowie der thermische Wirkungsgrad des Dampfprozesses mit Zwischenüberhitzung sind:

$$\begin{aligned}
 w_N &\approx w_T = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) & q_{zu} &\approx (h_1 - h'_5) + (h_3 - h_2) \\
 w_N &\approx [(3425 - 2990) + (3535 - 2258)] \text{ kJ/kg} & q_{zu} &\approx [(3425 - 151,50) + (3535 - 2990)] \text{ kJ/kg} \\
 w_N &\approx [435 + 1277] \text{ kJ/kg} = \underline{\underline{1712 \text{ kJ/kg}}} & q_{zu} &\approx [3273,5 + 545] \text{ kJ/kg} = \underline{\underline{3818,5 \text{ kJ/kg}}}
 \end{aligned}$$

$$\eta_{th} = \frac{w_N}{q_{zu}} = \frac{1712 \text{ kJ/kg}}{3818,5 \text{ kJ/kg}} = 0,4483$$

- g) Im Vergleich zur Bezugsanlage aus Aufgabe 1 nimmt der thermische Wirkungsgrad um $(0,4483 - 0,4307) / 0,4307 = 4,1 \%$ zu.

8.)

- a) Für die Bezugs-Dampfkraftanlage ohne regenerative Speisewasservorwärmung aus Aufgabe 1:

- Frischdampfzustand: $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$, $t_1 = 535 \text{ °C}$, $h_1 = 3425 \text{ kJ/kg}$ und $s_1 = 6,54 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
- Abdampfzustand nach der Turbine: $p_2 = 0,006 \text{ MPa}$, $h_2 = 2015 \text{ kJ/kg}$,
- Kondensat-Enthalpie bei p_2 : $h'_2 = 151,50 \text{ kJ/kg}$.
- Die spezifische Nutzarbeit und zugeführte Wärme sind:
 $w_N = 1410 \text{ kJ/kg}$, $q_{zu} = 3273,5 \text{ kJ/kg}$.
- Der thermische Wirkungsgrad der Bezugs-Dampfkraftanlage ist $\eta_{th} = 0,4307$.
- Die Abdampf-Endnässe ist: $(1 - x_2) = 0,23$.

- b) Für die Dampfkraftanlage mit regenerativer Speisewasservorwärmung:

- Frischdampfzustand: $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$, $t_1 = 535 \text{ °C}$, $h_1 = 3425 \text{ kJ/kg}$, $s_1 = 6,54 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$,
- Anzapfdampf (Zustand 2): $p_2 = 0,6 \text{ MPa}$, $s_2 = 6,54 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ und $h_2 = 2662,5 \text{ kJ/kg}$ (aus h,s -Diagramm),
- Kondensat des Anzapfdampfes (Zustand nach Mischvorwärmung): $h'_2 = 359,93 \text{ kJ/kg}$ (aus der Tabelle),
- Abdampf (Zustand 3): $p_3 = 0,006 \text{ MPa}$, $s_3 = 6,54 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, $h_3 = 2015 \text{ kJ/kg}$,
- Kondensat des Abdampfes bei p_3 : $h'_3 = 151,50 \text{ kJ/kg}$.

- c) Aus der Energiebilanz des Mischvorwärmers $\alpha_m \cdot (h_2 - h_2') = (1 - \alpha_m) \cdot (h_2' - h_3')$ folgt für den Anteil des Anzapfdampfes, bezogen auf 1 kg Frischdampf:

$$\alpha_m = \frac{h'_2 - h'_3}{h_2 - h'_3} = \frac{[359,93 - 151,50] \text{ kJ/kg}}{[2662,5 - 151,50] \text{ kJ/kg}} = 0,083 \frac{\text{kg}_{\text{AnzD}}}{\text{kg}_{\text{FriD}}}$$

- d) Die spezifische Nutzarbeit und zugeführte Wärme, sowie der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses mit regenerativer Speisewasservorwärmung ergeben sich zu:

$$\begin{aligned}
 w_N &\approx w_T = (h_1 - h_3) - \alpha_m \cdot (h_2 - h_3) & q_{zu} &\approx h_1 - h'_3 \\
 w_N &\approx [(3425 - 2015) - 0,083 \cdot (2662,5 - 2015)] \text{ kJ/kg} & q_{zu} &\approx [3425 - 359,93] \text{ kJ/kg} \\
 w_N &\approx [1410 - 53,74] \text{ kJ/kg} = \underline{\underline{1356,26 \text{ kJ/kg}}} & q_{zu} &\approx \underline{\underline{3065,07 \text{ kJ/kg}}}
 \end{aligned}$$

und
$$\eta_{th} = \frac{w_N}{q_{zu}} = \frac{1356,26 \text{ kJ/kg}}{3065,07 \text{ kJ/kg}} = 0,4425$$

Im Vergleich zu dem Bezugs-Dampfprozess nimmt der thermische Wirkungsgrad um $(0,4425 - 0,4307) / 0,4307 = 2,74 \%$ zu.

9.)

- a) Die Enthalpie des Heißdampfes bei $p_D = 2 \text{ bar}$ und $t_D = 60 \text{ °C}$ ist $h_D = 2790,2 \text{ kJ / kg}$.
b) Für den übertragenen Wärmestrom gilt:

$$\dot{Q} = \dot{m}_W \cdot c_{pW} \cdot (t_{Wa} - t_{We}) = \dot{m}_W \cdot (h_{Wa} - h_{We})$$

$$\dot{Q} = 500 \text{ kg/s} \cdot [504,3 - 377,7] \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} = \underline{\underline{63300 \text{ kW}}}$$

- c) Es folgt für den Massenstrom des Heißdampfes:

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{m}_W \cdot (h_{Wa} - h_{We}) - \dot{m}_{Ke} \cdot (h_{Ke} - h_{Ka})}{h_D - h_{Ka}}$$

$$\dot{m}_D = \frac{500 \cdot [504,3 - 377,7] \text{ kJ/kg} - 18 \cdot [623,16 - 504,78] \text{ kJ/kg}}{[2790,2 - 504,78] \text{ kJ/kg}} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_D = \underline{\underline{26,8 \text{ kg/s}}}$$

10.)

- a) Für die Dampfkraftanlage mit Zwischenüberhitzung und ohne Speisewasservorwärmung (siehe Aufgabe 7) gelten:

- Zustand 1 (Frischdampf): $p_1 = 13,5 \text{ MPa}$, $t_1 = 535 \text{ °C}$, $h_1 = 3425 \text{ kJ / kg}$, $s_1 = 6,54 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$
- Zustände 2 und 3 (Zwischenüberhitzung): $p_2 = 3 \text{ MPa}$, $h_2 = 2990 \text{ kJ / kg}$, $h_3 = 3535 \text{ kJ / kg}$
- Zustände 4 und 5 (Kondensator): $p_3 = 0,006 \text{ MPa}$, $h_4 = 2258 \text{ kJ / kg}$, $s_4 = 7,33 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$ und $h_5' = 151,50 \text{ kJ / kg}$
- Die spezifische Nutzarbeit und zugeführte Wärme sowie der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses sind: $w_N = 1712 \text{ kJ / kg}$, $q_{zu} = 3818,5 \text{ kJ / kg}$ und $\eta_{th} = 0,4483$

- b) Für die Dampfkraftanlage mit Zwischenüberhitzung und regenerativer Speisewasservorwärmung gelten die Zustände 1, 2 und 3 aus Aufgabe 7.

- c) Die Zustandsgrößen für den Anzapfdampf (Zustand 4) bei $p_3 = 0,6 \text{ MPa}$, $h_4 = 3043 \text{ kJ / kg}$ und $s_4 = 7,33 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$, sowie für den Turbinenabdampf (Zustand 5, vor dem Kondensator) bei $p_4 = 0,006 \text{ MPa}$, $h_5 = 2258 \text{ kJ / kg}$ sind aus dem h,s -Diagramm für Wasserdampf abgelesen worden.

- d) Bei $p_4 = 0,006 \text{ MPa}$ wird die spezifische Enthalpie des Kondensats nach dem Kondensator (Zustand 6) der Tabelle entnommen: $h_6 = h_5' = 151,50 \text{ kJ / kg}$.

- e) Analog für das Wasser im Sättigungszustand bei dem Entnahmedruck p_3 (Zustand 8): $h_8 = h_4' = 359,93 \text{ kJ / kg}$.

- f) Die Menge des Entnahmedampfes pro kg Frischdampf lässt sich aus der Energiebilanz des Speisewasservorwärmers wie folgt berechnen:

$$\alpha_m = \frac{h_4' - h_5'}{h_4 - h_5'} = \frac{[359,93 - 151,50] \text{ kJ/kg}}{[3043 - 151,50] \text{ kJ/kg}} = \underline{\underline{0,072 \frac{\text{kg}_{EntD}}{\text{kg}_{FrD}}}}$$

- g) Wegen der Dampferntnahme wird die Nutzarbeit geringer sein als im Kreisprozess ohne regenerative Speisewasservorwärmung. Sie ergibt sich aus:

$$w_N = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_5) - \alpha_m \cdot (h_4 - h_5)$$

$$w_N = [(3425 - 2990) + (3535 - 2258) - 0,072 \cdot (3043 - 2258)] \text{ kJ/kg}$$

$$w_N = [435 + 1277 - 58,59] \text{ kJ/kg} = \underline{\underline{1655,4 \text{ kJ/kg}}}$$

Dabei ist die zugeführte Wärme des Kreisprozesses, bezogen auf 1 kg Dampf:

$$q_{zu} \approx (h_1 - h_4') + (h_3 - h_2)$$

$$q_{zu} \approx [(3425 - 359,93) + (3535 - 2990)] \text{ kJ/kg}$$

$$q_{zu} \approx [3065,07 + 545] \text{ kJ/kg} = \underline{\underline{3610,07 \text{ kJ/kg}}}$$

- h) Der thermische Wirkungsgrad der Dampfkraftanlage mit Zwischenüberhitzung und regenerativer Speisewasservorwärmung ist:

$$\eta_{th} = \frac{w_N}{q_{zu}} = \frac{1655,4 \text{ kJ/kg}}{3610,07 \text{ kJ/kg}} = \underline{\underline{0,459}}$$

- i) Im Vergleich zu der Dampfkraftanlage aus Aufgabe 7 nimmt der thermische Wirkungsgrad um $(0,459 - 0,4483) / 0,4483 \approx 2,4\%$ zu.

11.)

- a) Der Wirkungsgrad η_{EB} , der den Eigenbedarf des Kraftwerks berücksichtigt, beträgt:

$$\eta_{EB} = 1 - 0,07 = \underline{\underline{0,93}}$$

- b) Der effektive Wirkungsgrad des Kraftwerks ergibt sich aus:

$$\eta_K = \eta_{th} \cdot \eta_{IT} \cdot \eta_m = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 0,99 = \underline{\underline{0,45}}$$

- c) Der Gesamtwirkungsgrad des Kraftwerks ergibt sich zu:

$$\eta_{KW} = \eta_{DE} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{IT} \cdot \eta_m \cdot \eta_G \cdot \eta_{Tr} \cdot \eta_{EB}$$

$$\eta_{KW} = 0,92 \cdot 0,5 \cdot 0,9 \cdot 0,99 \cdot 0,985 \cdot 0,93$$

$$\eta_{KW} = \underline{\underline{0,38}}$$

12.)

- a) Der spezifische Wärmeverbrauch des Kraftwerks ergibt sich aus:

$$q_{KW} = \left[\frac{1}{\eta_{KW}} \right] \cdot MJ_{BS} / MJ_{el} = \left[\frac{1}{0,42} \right] \cdot MJ_{BS} / MJ_{el} = \underline{\underline{2,381 MJ_{BS} / MJ_{el}}}$$

$$q_{KW} = \left[\frac{3600 \text{ s}}{\eta_{KW} \cdot h} \right] \cdot kJ_{BS} / kWh_{el} = \left[\frac{3600 \text{ s}}{0,42 \cdot h} \right] \cdot kJ_{BS} / kWh_{el} = \underline{\underline{8571 kJ_{BS} / kWh_{el}}}$$

- b) Der Brennstoffverbrauch des Kraftwerks ist:

$$\dot{m}_{BS} = \frac{q_{KW} \cdot P_{el}}{H_u} = \frac{2,381 \cdot 900 \text{ MJ/s}}{32 \text{ MJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{BS} = \underline{\underline{66,97 \text{ kg/s} = 241,1 \text{ t/h}}}$$

- c) Der spezifische Brennstoffverbrauch des Kraftwerks ist:

$$b = \frac{3600 \text{ s/h} \cdot \dot{m}_{BS}}{P_{el}}$$

$$b = \frac{3600 \text{ s/h} \cdot 66,97 \text{ kg/s}}{900 \text{ MJ/s}}$$

$$b = \underline{\underline{0,268 \text{ kg/kWh}}}$$

13.)

a) Die Förderhöhe der Speisepumpe ergibt sich zu:

$$H = p_{\text{stutz}} - p_{\text{stat}} - H_{\text{zu}}$$
$$H = [318,7 - 11,2 - 1,2] \text{ bar}$$
$$\underline{\underline{H = 306,3 \text{ bar} = 30,63 \text{ MPa}}}$$

b) Die erforderliche Antriebsleistung der Speisepumpe ergibt sich zu:

$$P_{SP} = \frac{\dot{m}_{SW} \cdot v_{SW} \cdot H}{\eta_P \cdot \eta_M}$$
$$P_{SP} = \frac{637,4 \text{ kg/s} \cdot 0,0010018 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 30,63 \text{ MPa}}{0,82 \cdot 0,9}$$
$$\underline{\underline{P_{SP} = 26,5 \text{ MW}}}$$