

# 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  $30 \text{ bar}$  auf eine Temperatur  $t_3$  von  $535 \text{ °C}$  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  $\eta_{th}$  der Dampfkraftanlage mit regenerativer Speisewasservorwärmung?

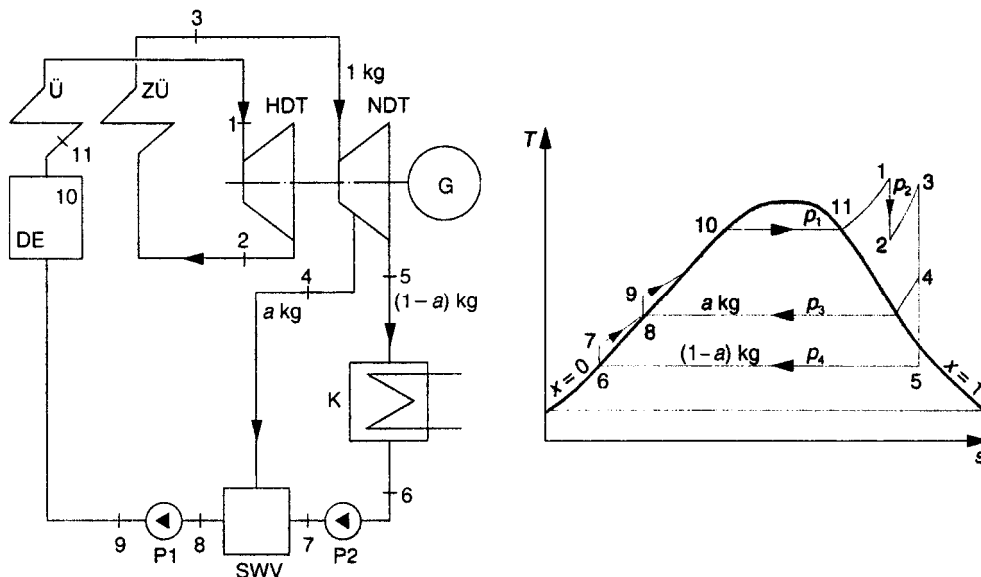
9.) Für einen Speisewasservorwärmer soll der Massenstrom des Heizdampfes bei  $p_D = 2 \text{ bar}$  und  $t_D = 160 \text{ °C}$  ermittelt werden. Massenstrom, Druck, Temperaturen und Enthalpien des Speisewassers sind:

- $\dot{m}_W = 500 \text{ kg / s}$ ,  $p_W = 10 \text{ bar}$ ,
- 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  $3 \text{ MPa}$  auf eine Temperatur  $t_3$  von  $535 \text{ °C}$  (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  $900 \text{ MW}$ ?

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  $63 \text{ MW}$  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  $900 \text{ MW}$ , wenn der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{KW}$  des Kraftwerks  $42\%$  und der untere Heizwert der Steinkohle  $32 \text{ MJ / kg}$  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 <sup>3</sup> /kg]	$u$ [kJ/kg]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/kg K]
1	<u>13,5</u>	<u>535</u>	0,02429	<b>3097,09</b>	3425	<b>6,54</b>
2	<u>0,006</u>	<u>36,183</u>	<b>18,28</b>	<b>1905,32</b>	2015	<b>6,54</b>
3	<u>0,006</u>	<u>36,183</u>	$1,0064 \cdot 10^{-3}$	<b>151,494</b>	151,50	<b>0,5209</b>
4	<u>13,5</u>	<u>36,551</u>	$1,0064 \cdot 10^{-3}$	<b>151,494</b>	<b>165,08</b>	<b>0,5209</b>

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  $\eta_{th}$  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  $\text{kg}$  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  $\eta_{EB}$ , 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:

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