



PROTOKOLL PROZESSTECHNIK

Verdunstungskühlung am Kühlturm

Teilnehmer:

Maximilian Köhler
Roman-Luca Zank

Protokollführer:	Roman-Luca Zank
Datum der Versuchsdurchführung:	27.10.2020
Abgabe:	27.11.2020

Merseburg den 27.11.2020

1 Einleitung und Versuchsziel

Im folgenden Versuch wird die Verdunstungskühlung von Wasser anhand eines Kühlturms untersucht. Der Versuchsstand stellt dabei die Kühlung von Kühlwasser mittels warmer Sommerluft dar. Ziel ist es hierbei den Massen- bzw. den Volumenstrom der zu geführten, warmen Luft über Wärme- und Stoffbilanzen zu bestimmen, sowie die Dokumentation der Messwerte in ein MOLLIER-Diagramm. Zusätzlich werden ein Fließbild der Anlage und eine Einschätzung über die Effektivität des Prozesses zu gefordert.

2 Theoretische Grundlagen

Grundlage für den Versuch am Kühlturm stellt die Kopplung von Wärme- und Stoffübergang zwischen warmen Kühlwasser und der zugeführten warmen Luft dar.

Zu Beginn des Versuches sind dabei die Wärmeverluste durch die Leitung des Kühlwassers ohne Luftstrom zu betrachten. Die Berechnung der Verlustwärme \dot{Q}_V erfolgt in diesem Versuch über die Wärmekapazität des Wassers $c_{P_{H_2O}}$, der Temperaturdifferenz des Wassers zwischen Eintritt $T_{\alpha,H_2O,V}$ und Austritt $T_{\omega,H_2O,V}$ des Bilanzraumes, sowie dem Massenstrom des Wassers.

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{P_{H_2O}} \cdot (T_{\alpha,H_2O,V} - T_{\omega,H_2O,V}) \quad (1)$$

Nach Ermittlung der Verlustwärme kann nun mit der Gesamtwärme \dot{Q}_{ges} des jeweiligen laufenden Prozesses mit warmer Luft, die nutzbare Wärme \dot{Q}_{Nutz} berechnet werden. Wichtig ist dabei, dass die Wassertemperatur und der Massenstrom des Wassers nahezu konstant gehalten werden mussten.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ges} &= \dot{Q}_{Nutz} + \dot{Q}_V \\ \dot{Q}_{Nutz} &= \dot{Q}_{ges} - \dot{Q}_V \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{\text{Nutz}} &= \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (T_{\alpha, \text{H}_2\text{O}, \text{ges}} - T_{\omega, \text{H}_2\text{O}, \text{ges}}) - \dot{m} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (T_{\alpha, \text{H}_2\text{O}, V} - T_{\omega, \text{H}_2\text{O}, V}) \\
&= \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (T_{\alpha, \text{H}_2\text{O}, \text{ges}} - T_{\omega, \text{H}_2\text{O}, \text{ges}} - T_{\alpha, \text{H}_2\text{O}, V} + T_{\omega, \text{H}_2\text{O}, V}) \\
&= \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (\Delta T_{\text{H}_2\text{O}, \text{ges}} - \Delta T_{\text{H}_2\text{O}, V}) \quad (3)
\end{aligned}$$

Ausgehend von der MERKEL'schen Hauptgleichung lässt sich nun eine vereinfachte Energiebilanz zwischen dem Kühlwasser und der warmen Luft aufstellen [1, S. 1662]. Diese vereinfachte Form gilt unter der Annahme, dass die Verdunstungsmenge an Wasser im Vergleich zur Kühlwassermenge vernachlässigbar ist.

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_L &= \dot{Q}_{\text{Nutz}} \\
\dot{m}_L \cdot (h_{L2} - h_{L1}) &= \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (T_{\omega, \text{H}_2\text{O}} - T_{\alpha, \text{H}_2\text{O}}) \\
\dot{m}_L \cdot (h_{L2} - h_{L1}) &= \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (\Delta T_{\text{H}_2\text{O}, \text{ges}} - \Delta T_{\text{H}_2\text{O}, V}) \quad (4)
\end{aligned}$$

Umgeformt führt diese Gleichung zum Massenstrom der Luft. Die benötigten spezifischen Enthalpien der feuchten Luft lassen sich mit dem MOLLIER-Diagramm bestimmen.

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{h_{L2} - h_{L1}} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (\Delta T_{\text{H}_2\text{O}, \text{ges}} - \Delta T_{\text{H}_2\text{O}, V})}{h_{L2} - h_{L1}} \quad (5)$$

Um den geforderten Volumenstrom zu bestimmen ist zusätzlich eine Berechnung der Dichte für die entsprechenden Messreihen notwendig. In diesem Fall erfolgt die Bestimmung über den Sättigungsdampfdruck des Wassers durch die MAGNUS-Formel und der Gaskonstante für feuchte Luft.

Magnus-Formel:

$$E [\text{Pa}] = 6,112 \cdot 10^2 \text{ Pa} \cdot e^{\frac{17,62 \cdot T_L [^\circ\text{C}]}{243,12^\circ\text{C} + T_L [^\circ\text{C}]}} \quad (6)$$

Allgemeine Gaskonstante der feuchten Luft:

$$R_f \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] = \frac{R_t}{1 - \varphi \cdot \frac{E}{p} \cdot \left(1 - \frac{R_t}{R_d} \right)} \quad (7)$$

$p \dots$ Luftdruck der Umgebung

$R_t \dots$ allgemeine Gaskonstante der trockenen Luft $R_t = 287,058 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

$R_d \dots$ allgemeine Gaskonstante von Wasserdampf $R_d = 461,523 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Ideale Gasgleichung für Luftdichte:

$$\begin{aligned} p \cdot V_L &= m_L \cdot R_f \cdot T_L [\text{K}] & (\rho &= \frac{m}{V}) \\ \rho_L &= \frac{p}{R_f \cdot T_L [\text{K}]} & (8) \end{aligned}$$

Mit der berechneten Luftdichte und dem Massenstrom lässt sich nun berechnen welchen Volumenstrom die durch den Kühlturm strömende Luft hat:

$$\dot{V}_L = \dot{m}_L \cdot \rho_L \quad (9)$$

3 Versuchsdurchführung

Aufbau

Der Versuchsaufbau ist schematisch in Abb. 1 als Verfahrensfliessbild dargestellt. Zu beachten ist, dass die Regelung für den Heizlüfter in dieser Darstellung nicht aufgeführt ist.

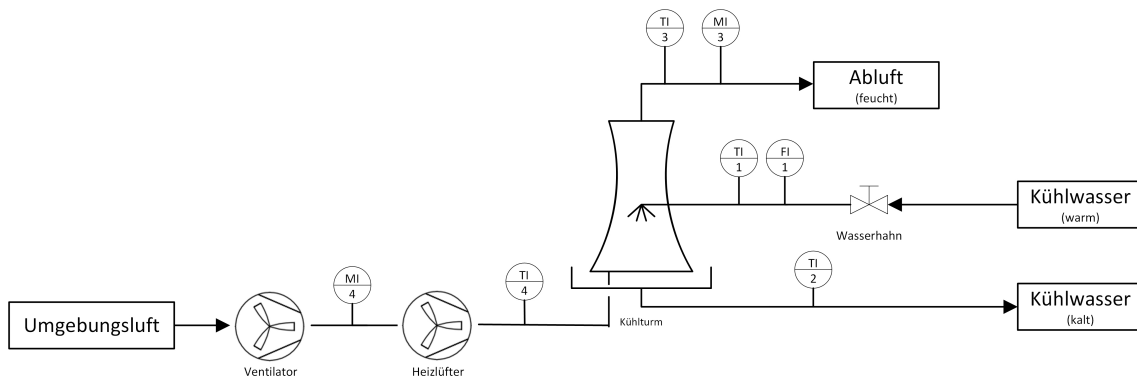


Abb. 1: Verfahrensfliessbild des Versuchsaufbaus

Durchführung

Der Versuch gliederte sich in drei Teilversuche, welche sich hauptsächlich in den Betriebsparametern des Versuchsstandes unterscheiden.

Begonnen wurde jeweils mit der Bestimmung des Wärmeverlustes des simulierten, warmen Kühlwassers über die Leitungen. Dafür wurde geprüft, dass die simulierte Luftströmung durch das Gebläse, sowie der Heizlüfter abgeschaltet waren und lediglich das Kühlwasser den Kühlturm passierte. Dieser Verlustwärmestrom wird für jeden Teilversuch einmal bestimmt in dem Volumenstrom, Wassereintritts- sowie Wasseraustrittstemperatur gemessen wurden. Innerhalb eines Teilversuches wurde die Wassereingangstemperatur, sowie der Volumenstrom möglichst konstant gehalten.

Nun folgten die Messungen der simulierten sommerlichen-Luftströmung im Kühlturm mit dem im Gegenstrom fahrenden warmen Kühlwasser. Es wurde die relative Luftfeuchte nach dem Gebläse und die Temperatur nach dem Heizlüfter der eintretenden Luft gemessen. Beim Austritt aus dem Kühlturm wurde die Luft ebenfalls einer Messung auf relativer Luftfeuchte und Temperatur unterzogen.

Um nun unterschiedliche Betriebsparameter zu überprüfen, wurde die eintretende Luft mittels Heizlüfter bei Temperaturen -5 K , $\pm 0\text{ K}$ und $+5\text{ K}$ der Wassereintrittstemperatur eingestellt. Für eine Wassereintrittstemperatur von 35 °C hätten Lufteingangstemperaturen von 30 °C , 35 °C und 40 °C eingestellt werden müssen.

Die Messwerte für Temperatur und relative Feuchte an den verschiedenen Messstellen erfolgten nach dem eine schätzungsweise konstante Temperatur über einem Zeitraum von ca. 1 min an einem externen Computer zu beobachten waren. Es wurde davon ausgegangen, dass ab diesem Punkt das System stationär fuhr.

Für den gesamten Versuch wurde diese Prozedur für Wassereintrittstemperaturen von rund 29 °C , 38 °C und 43 °C durchgeführt.

4 Ergebnisse

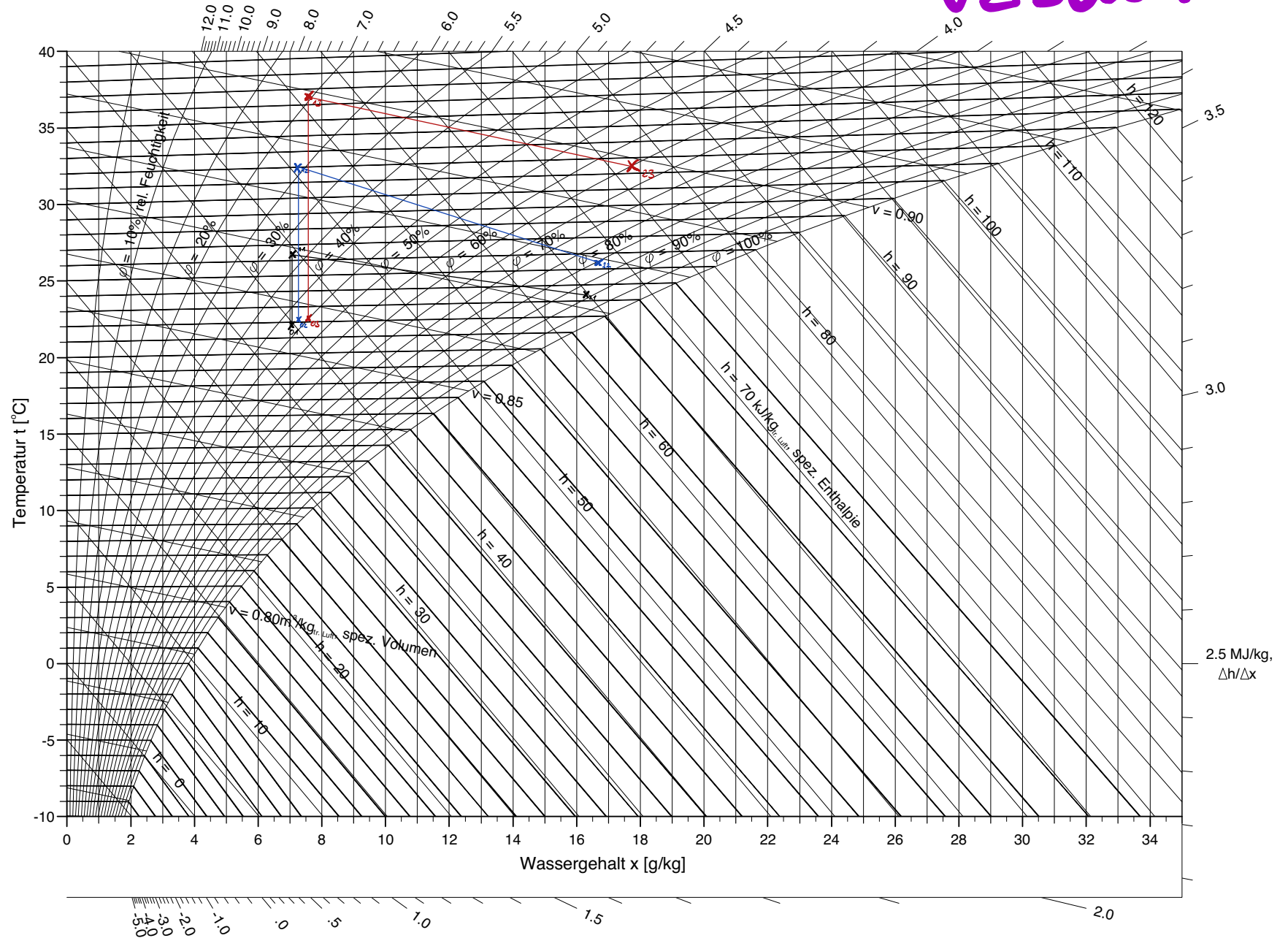
Nachfolgend sind die aufgenommenen Messwerte für Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit zur Veranschaulichung in h-x-Diagrammen eingetragen.

Werte, die aus dem Diagramm abzulesen sind, wie Enthalpie oder absoluter Wassergehalt wurden jedoch mittels frei verfügbaren Excel-Sheet des INSTITUTES FÜR LUFT- UND KÄLTETECHNIK GEMEINNÜTZIGE GESELLSCHAFT MBH mit dem Namen „Prozessdarstellung im hx-Diagramm“ berechnet [2]. Diese berechneten Daten decken sich mit den abzulesenden Werten und ermöglichen auch eine Bestimmung von Enthalpie und absoluter Luftfeuchte, welche außerhalb des gegebenen Diagrammbereiches liegen.

29°C

Versuch 1

-5k
± 0k
+5k



Versuch 2

Versuch 3

Beispielrechnung eines Datensatzes

Im folgenden Abschnitt wird eine Berechnung des Volumenstroms für eine Datenreihe mit Hilfe der Theorie aus Abschnitt 2 durchgeführt.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_V &= \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (T_{\alpha, \text{H}_2\text{O}, V} - T_{\omega, \text{H}_2\text{O}, V}) \\
 &= \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}, 15^\circ\text{C}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (T_{\alpha, \text{H}_2\text{O}, V} - T_{\omega, \text{H}_2\text{O}, V}) \\
 &= 0,105 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 999,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \cdot (302,4^\circ\text{C} - 301,5^\circ\text{C}) \text{K} \\
 &= 394,7 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 0,1096 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\
 &= \underline{109,6 \text{ W}}
 \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{\text{Nutz}} &= \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (\Delta T_{\text{H}_2\text{O}, \text{ges}} - \Delta T_{\text{H}_2\text{O}, V}) \\
 \Delta T_{\text{H}_2\text{O}, \text{ges}} &= 304,1 \text{ K} - 293,4 \text{ K} = 10,7 \text{ K} \\
 \Delta T_{\text{H}_2\text{O}, V} &= 302,4 \text{ K} - 301,5 \text{ K} = 0,9 \text{ K} \\
 \dot{Q}_{\text{Nutz}} &= 0,105 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 999,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \cdot (10,7 - 0,9) \text{ K} \\
 &= 4297,3 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 1,1937 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \underline{1193,7 \text{ W}}
 \end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_L &= \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{h_{L2} - h_{L1}} \\
 &= \frac{1,1937 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{65,10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 44,90 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = \underline{0,06 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}
 \end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
 E &= 6,112 \cdot 10^2 \text{ Pa} \cdot e^{\frac{17,62 \cdot T_L [^\circ\text{C}]}{243,12^\circ\text{C} + T_L [^\circ\text{C}]}} \\
 E_{\text{Mischluft}} &= 6,112 \cdot 10^2 \text{ Pa} \cdot e^{\frac{17,62 \cdot 26,3^\circ\text{C}}{243,12^\circ\text{C} + 26,3^\circ\text{C}}} = \underline{3413,3 \text{ Pa}}
 \end{aligned} \tag{13}$$

$$E_{\text{Luftausgang}} = 6,112 \cdot 10^2 \text{ Pa} \cdot e^{\frac{17,62 \cdot 23,6^\circ\text{C}}{243,12^\circ\text{C} + 23,6^\circ\text{C}}} = \underline{2909,4 \text{ Pa}} \tag{14}$$

$$R_f = \frac{R_t}{1 - \varphi \cdot \frac{E}{p} \cdot \left(1 - \frac{R_t}{R_d}\right)}$$

$$R_{f_{\text{Mischluft}}} = \frac{287,06 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{1 - 33,8 \% \cdot \frac{3413,3 \text{ Pa}}{1 \cdot 10^5 \text{ Pa}} \cdot \left(1 - \frac{287,06 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{461,52 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}\right)} = 288,3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (15)$$

$$R_{f_{\text{Luftausgang}}} = \frac{287,06 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{1 - 88,2 \% \cdot \frac{2909,4 \text{ Pa}}{1 \cdot 10^5 \text{ Pa}} \cdot \left(1 - \frac{287,06 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{461,52 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}\right)} = 289,8 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (16)$$

$$\rho_L = \frac{p}{R_f \cdot T_L [\text{K}]}$$

$$\rho_{\text{Mischluft}} = \frac{1 \cdot 10^5 \text{ Pa}}{288,3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (273,15 + 26,3) \text{ K}} = 1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (17)$$

$$\rho_{\text{Luftausgang}} = \frac{1 \cdot 10^5 \text{ Pa}}{289,8 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (273,15 + 23,6) \text{ K}} = 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (18)$$

$$\dot{V}_L = \dot{m}_L \cdot \rho_L$$

$$\dot{V}_{\text{Mischluft}} = \dot{m}_L \cdot \rho_{\text{Mischluft}} = 0,06 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$= 0,05 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 181 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (19)$$

$$\dot{V}_{\text{Luftausgang}} = \dot{m}_L \cdot \rho_{\text{Luftausgang}} = 0,06 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$= 0,05 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 181 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (20)$$

In den Tabellen 1 bis 3 sind die restlichen Versuchsreihen zusammenfassend aufgeführt.

In Summe ergeben alle berechneten Volumenströme einen Mittelwert von $180,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ und alle Massenströme einen Mittelwert von $0,06 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Tab. 1: Versuchsreihe 1

Leitungsverluste													
Temperatur Eingang	°C	29,2										Dichte für T Ein	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Temperatur Ausgang	°C	28,3										Volumenstrom	$\frac{\text{L}}{\text{h}}$
Temperatur Differenz	°C	0,9										Massestrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Volumenstrom (für 15°C)	$\frac{\text{L}}{\text{h}}$	105,0										Wärmeverlust Leitung	W
Dichte (für 15°C)	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	999,1											109,6
-5 K, 0 K, +5 K													
		Luftfeingang			Mischluft			Luftausgang			Wassereingang		
Temperatur	°C	21,9	22,1	22,3	26,3	32,0	36,80	23,62	25,18	26,44	30,9	30,6	30,8
relative Luftfeuchte	%	44	44,1	44,8	33,8	24,6	19,40	88,2	82,2	81,1	-	-	-
absolute Luftfeuchte	$\frac{\text{g}}{\text{kg}}$	7,2	7,3	7,5	7,2	7,3	7,50	16,2	16,6	17,7	-	-	-
Enthalpie	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	40,4	40,7	41,5	44,9	50,9	56,4	65,1	67,7	71,7	-	-	-
Temperaturdifferenz Wasser	K	-	-	-	-	-	-	-	-	-	10,7	9,3	8,4
Wärmekapazität	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4,18	4,18	4,18
Wärmeabgabe Wasser	W	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1303,4	1132,8	1023,2
Nutzwärme Wasser	W	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1193,7	1023,2	913,6
Sättigungsdampfdruck	Pa	-	-	-	3413,3	4745,0	6197,2	2909,4	3194,1	3441,6	-	-	-
universelle Gaskonstante	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	-	-	-	288,3	288,3	288,4	289,8	289,9	290,1	-	-	-
Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	-	-	-	1,17	1,15	1,13	1,18	1,17	1,17	-	-	-
Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	0,06											
Volumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	-	-	-	181	190	190	181	187	184	-	-	-
0,029													
105,3													

Leitungsverluste																
Temperatur Eingang	°C	37,8											Dichte für T Ein Volumenstrom Massstrom Wärmeverlust Leitung	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $\frac{\text{l}}{\text{h}}$ $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ W	995,9 105,3 0,029 134,0	
Temperatur Ausgang	°C	36,7														
Temperatur Differenz	°C	1,1														
Volumenstrom (für 15°C)	$\frac{\text{l}}{\text{h}}$	105,0														
Dichte (für 15°C)	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	999,1														
<div>-5 K, 0 K, +5 K</div>																
		Lufteingang			Mischluft			Luftausgang			Wassereingang			Wasserausgang		
Temperatur	°C	22,5	22,4	22,6	34,0	38,4	43,6	27,5	28,8	29,9	37,8	37,5	36,8	22,9	23,3	24,1
relative Luftfeuchte	%	41,3	42,5	42,5	21,1	17,0	13,1	86,0	82,9	78,8	-	-	-	-	-	-
absolute Luftfeuchte	$\frac{\text{g}}{\text{kg}}$	7,0	7,2	7,2	7,0	7,2	7,2	20,1	20,8	21,1	-	-	-	-	-	-
Enthalpie	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	40,4	40,9	41,2	52,2	57,2	62,7	79,0	82,2	84,3	-	-	-	-	-	-
Temperaturdifferenz Wasser	K	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14,9	14,2	8,4	14,9	14,2	8,4
Wärmekapazität	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4,18	4,18	4,18	4,18	4,18	4,18
Wärmeabgabe Wasser	W	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1815,0	1729,7	1023,2	1815,0	1729,7	1023,2
Nutzwärme Wasser	W	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1681,0	1595,7	889,2	1681,0	1595,7	889,2
Sättigungsdampfdruck universelle Gaskonstante	Pa	-	-	-	5309,4	6760,4	6197,2	3471,2	3948,3	3441,6	-	-	-	-	-	-
Dichte	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	-	-	-	288,3	288,3	288,4	290,5	290,6	290,1	-	-	-	-	-	-
Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	-	-	-	1,14	1,13	1,13	1,16	1,15	1,17				995,9		
Volumenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	0,06	0,06	0,04	0,06	0,06	0,04	0,06	0,06	0,04				0,029		
	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	-	-	-	197	204	131	195	199	127				105,3		

Tab. 3: Versuchsreihe 3

Leitungsverluste													
Temperatur Eingang	°C	42,6										Dichte für T Ein	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Temperatur Ausgang	°C	40,6										Volumenstrom	$\frac{\text{L}}{\text{h}}$
Temperatur Differenz	°C	2,0										Massestrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Volumenstrom (für 15°C)	$\frac{\text{L}}{\text{h}}$	105,0										Wärmeverlust Leitung	W
Dichte (für 15°C)	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	999,1											
-5 K, 0 K, +5 K													
		Lufteingang			Mischluft			Luftausgang			Wassereingang		
Temperatur	°C	22,3	22,4	22,8	38,8	44,0	48,9	30,1	31,6	32,4	34,1	42,0	41,9
relative Luftfeuchte	%	42,8	42,9	42,7	17,3	12,8	10,1	87,5	83,8	80,0	-	-	-
absolute Luftfeuchte	$\frac{\text{g}}{\text{kg}}$	7,4	7,2	7,3	7,4	7,2	7,3	23,8	24,8	24,8	-	-	-
Enthalpie	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	42,0	41,1	41,7	58,3	63,1	68,4	91,3	95,4	96,2	-	-	-
Temperaturdifferenz Wasser	K	-	-	-	-	-	-	-	-	-	18,4	16,8	14,3
Wärmekapazität	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4,18	4,18	4,18
Wärmeabgabe Wasser	W	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2241,3	2046,4	1741,9
Nutzwärme Wasser	W	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1997,7	1802,8	1498,3
Sättigungsdampfdruck	Pa	-	-	-	6907,9	9096,3	11683,9	4260,5	4630,8	4842,6	-	-	-
universelle Gaskonstante	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	-	-	-	288,3	288,7	288,3	291,1	291,2	291,3	-	-	-
Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	-	-	-	1,13	1,11	1,09	1,15	1,14	1,14			995,9
Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	0,06	0,06	0,05	0,06	0,06	0,05	0,06	0,06	0,05			0,029
Volumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	-	-	-	193	182	178	190	176	170			105,3

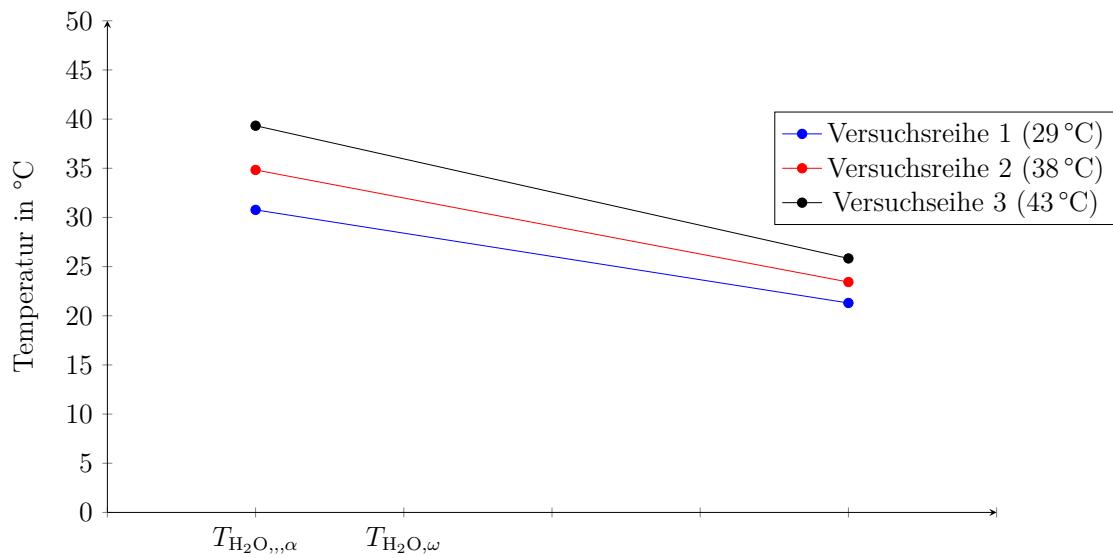


Abb. 2: Temperaturverläufe der Versuchsreihen 1 bis 3

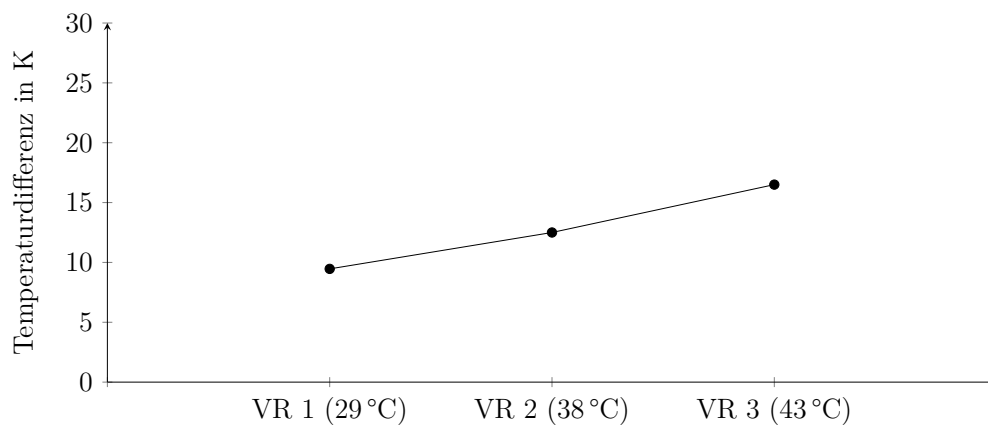


Abb. 3: Verlauf der gemittelten Temperaturdifferenzen

5 Diskussion der Ergebnisse

Ausgehend von den Mittelwerten der berechneten Massen und Volumenströme der durchströmenden Luft erscheinen diese bezüglich des Größenmaßstabes der Versuchsanlage als realistisch. Im einzelnen betrachtet fallen aufgrund der Dichteunterschiede stärkere Schwankungen bei den berechneten Volumenströme als bei den Massenströmen auf. Das hat zur Folge, dass die Volumenströme in diesen Messreihen einen Maximalwert von $204 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ und einen Minimalwert von $127 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ erreichten, die Massenströme hingegen einen Maximalwert von $0,06 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ und einen Minimalwert $0,04 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$. Auffallend ist hierbei, dass gerade die letzten Datenreihe mit +5K der Versuchsreihe 2 sehr niedrig ausfällt. Grund hierfür könnte ein ungünstiges Abpassen der Messwertaufnahme sein. Ohne diese Messreihe werden Minimalwerte von $170 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ und $0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, welche als weniger abweichend zum jeweiligen Mittelwert erscheinen.

Ausgehend von in diesem Protokoll nicht aufgeführten Statistiken ergibt mittels GRUBBS-Test die letzten Datenreihe mit +5K der Versuchsreihe 2 jedoch keinen statistischen Ausreißer für eine statistische Sicherheit von $p = 95 \%$.

In Anbetracht der h-x-Diagramme ist zu verzeichnen, dass bis auf Versuchsreihe 1 ein Teil der Messwerte den Diagrammbereich überschreitet und somit die grafischen Darstellungen für diese Messpunkte als geschätzt anzunehmen ist. Dennoch ist im Vergleich aller drei Diagramme die Tendenz deutlich erkennbar, dass je heißer das Kühlwasser ist, desto höher ist die Enthalpie dieser feuchten Luft und somit der Betrag der Wärme, die vom warmen Kühlwasser übertragen wird. Sprich je wärmer das Kühlwasser ist, desto höher ist der Betrag der übertragenen Wärme vom Kühlwasser an die Luft des Kühlturms und desto größer ist die Temperaturdifferenz zwischen eintretenden und austretenden Kühlwasser. Aber innerhalb jedes der drei Diagramme ist auch zu erkennen, dass mit steigender, einströmender Lufttemperatur die Temperaturdifferenz nicht nur zwischen Kühlwasser und Luft als Triebkraft geringer wird, sondern auch zwischen eintretendem und austretendem Kühlwasser.

Somit lässt sich sagen, dass bei steigender Lufttemperatur und konstanter Wassertemperatur das Kühlwasser ineffizienter gekühlt wird. Zusammengefasst ist dieser Aspekt auch unter Abbildung 3 einsehbar. Weiterhin zeigt jede Messreihe eine Verringerung der Temperatur des Kühlwassers (siehe Abb. 2), was darauf schließen lässt, dass trotz der zum Teil höheren Temperatur an warmer Luft dennoch eine Abkühlung des Kühlwassers vorliegt.

Aus diesen ermittelten Zusammenhängen lässt sich demnach sagen, dass die effizienteste Fahrweise des Kühlturms darin besteht, dass möglichst kalte Luft den Kühlturm durchströmen sollte, um eine höhere Triebkraft der Wärmeübertragung zu bewerkstelligen. Im besten Fall hat die Luft eine geringere Temperatur als das Kühlwasser. Weiterhin arbeitet der Kühlturm am besten, wenn das Kühlwasser vergleichsweise warm in den Kühlturm gegeben wird mit dem Nachteil, dass natürlich auch das zurückgeführte Kühlwasser wärmer ist.

6 Fehlerbetrachtung

Es ist davon auszugehen, dass die größten Fehlerquellen beim Einstellen der Heizleistung des Heizlüfters, des Kühlwasservolumenstromes und dem zeitlich passenden Ablesen der Temperaturen im stationären Zustand des Systems „Kühlturm“ auftraten. Da sich die Leistung des Heizlüfter nur stufenlos einstellen ließ und die Änderungsrate zwischen der Heizlüfter- Einstellung und der Lufttemperatur sehr war, ließen sich Temperaturen der Luft nur schlecht einstellen. Daher kommt es auch zu den Überschreitungen der Diagrammgrenzen der hx-Diagramme. Weiterhin ließ sich der Kühlwasserstrom weder im Volumen noch in der Temperatur automatisch regeln. Es erforderte daher Feingefühl beim Einstellen des Wasserstromes zusammen mit dem konstant halten der Wassertemperatur. Dieser Umstand könnte durch ein Thermostat behoben werden.

Weiterhin war durch die wechselnden Temperaturen am Computermonitor durch die zuvor genannten Gegebenheiten ein Abschätzen des stationären Zustandes Systems relativ schwierig. Eventuell könnte dieser Punkt behoben werden indem längere Abtastraten der Sensoren dafür sorgen, dass Messwerte in längeren, zeitlichen Abständen aufgenommen werden oder in der Computer Mittelwerte über mehrere Messreihe für bestimmte Zeitintervalle darstellt.

Als weitere Fehlerquelle ist die Dichtigkeit des Kühlturm zu nennen. Dieser zeigte während des Versuches eine geringe Leckage des gekühlten, simulierten Kühlwassers auf und kann somit zum Teil die Messergebnisse verfälschen.

Die Sensoren selbst funktionierten geringfügig Zeitverzögert, zeigten ansonsten für den genutzten Temperaturbereich jedoch keine auffälligen Schwächen auf.

Grundsätzlich liegen die größten Fehlerquellen im Einstellen, der unterschiedlichen Betriebsparameter und nicht in der Messung dieser. Durch prozesstechnische Regelstrukturen könnten diese problematischen Bedingungen eingedämmt werden.

Literatur

- [1] VDI E. V.: *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>. – ISBN 978–3–642–19980–6
- [2] FALKO ZILLER: *Mollier hx-Diagramm*. https://www.ilkdresden.de/fileadmin/user_upload/Artikel/2008/hx/ILK_hx-Diagramm_01.xls. Version: 2020, Abruf: 2020-11-19