Zur Anwendung empfohlen

Dynamisches Verhalten kondensatseitig geregelter, stehend angeordneter Wärmeübertrager (Dampf/Wasser)

Dr.-Ing. B. GLUCK, Jößnitz (Vogtl.)

Beim Einsatz von dampfbeaufschlagten Wärmeübertragern wird angestrebt, Sauerstoffeinbrüche in den Dampfraum zu vermeiden. Bei dampfseitiger Regelung ist dies im Teillastbereich und in Betriebspausen meist nicht zu vermeiden, da die Apparate belüftet werden müssen bzw. nicht vakuumdicht sind. Eine günstige Lösung stellt dagegen die Kondensatanstauregelung dar. Diese bietet jedoch nur bei Wärmeübertragern mit senkrecht stehendem Rohrbündel eine gleichmäßige Regelcharakteristik, da die dampfbeaufschlagte Heizfläche dann eine lineare Funktion der angestauten Kondensatmenge ist. Das Bild 1 zeigt eine derartige Schaltungsmöglichkeit. Der Temperaturregelkreis TIC realisiert durch unterschiedlichen Kondensatstand eine konstante oder eine außentemperaturabhängige Sekundärvorlauftemperatur. Im allgemeinen wird auch für den Auslegungsfall (Vollast) eine bestimmte Kondensatunterkühlung gefordert, welche ein vorgegebener Mindestkondensatstand garantiert. Dieser verhindert gleichzeitig das Durchschlagen des Dampfes in das Kondensatsystem. Aus sicherheitstechnischen Gründen ist die Schaltung LAE installiert. Weitere Sicherheitsschaltungen sind eine Übertemperatursicherung TIAE, die bei Ausfall des Temperaturregelkreises anspricht und eine Überlaufsicherung LAE, die bei Vollfüllung des Dampfraumes mit Kondensat in Funktion tritt. In beiden Fällen wird der Dampfeintrittschieber geschlossen.

Die Heizfläche zur Kondensatunterkühlung A'_K könnte bei einem nachgeschalteten Kondensatkühler, der für die Wärmeübertragung — Wasser/Wasser — speziell gestaltet ist, bedeutend kleiner sein. Im allgemeinen sind jedoch die Kosten für einen zweiten Wärmeübertrager höher als die Einsparungen durch Heizflächenverkleinerung des ersten Wärmeübertragers. Die Ursache liegt in den relativ hohen Grundkosten, die durch die Kammergehäuse, Böden, Stutzen usw. bedingt sind.

Die kondensatseitige Regelung ist gegenüber der direkten Dampfmengenregelung träger, da erst indirekt durch Verkleinerung des Dampfraumes die in den Wärmeübertrager strömende Dampfmenge sinkt. Im folgenden soll deshalb untersucht werden, wie schnell sich eine Änderung der Anstauhöhe als Folge einer Laständerung realisieren läßt. Es soll dabei vom Mindestkondensatstand — bei völligem Absperren des Kondensatablaufes — ausgegangen werden.

Um dies berechnen zu können, sind die thermodynamischen Zusammenhänge analytisch zu erfassen. Als Hilfsmittel dient das dreidimensionale Heizflächen-Zeit-Temperaturschaubild (Bild 2). Zunächst sei von einer Momentaufnahme ($\tau = \text{const.}$) ausgegangen. Wegen der besseren Übersichtlichkeit im Bild 2 wird $\tau = 0$ h gesetzt (Kennzeichnung ϑ' und A').

Vereinfachend wird angenommen, daß das Kondensat an allen Stellen gleiche Temperatur hat. Diese Näherung ist praxisnah, da sich beim Absperren des Kondensatablaufs (Schließen von RV oder AV) infolge freier Konvektion ein nahezu ausgeglichenes Temperaturfeld einstellen wird. Es gelten folgende Enthalpiebilanzen:

1. Aufwärmung des Sekundärmediums im Kondensatteil des Wärmeübertragers:
   Aus

$$d\dot{Q}_K = -\dot{W} \cdot d\vartheta_1 = k_K \cdot \vartheta'_1 \cdot dA_K \qquad (1)$$

folgt durch Trennung der Variablen und Integration zwischen den Grenzen ϑ'_K bis $\vartheta'_K - \vartheta'_M$ sowie 0 bis A'_K

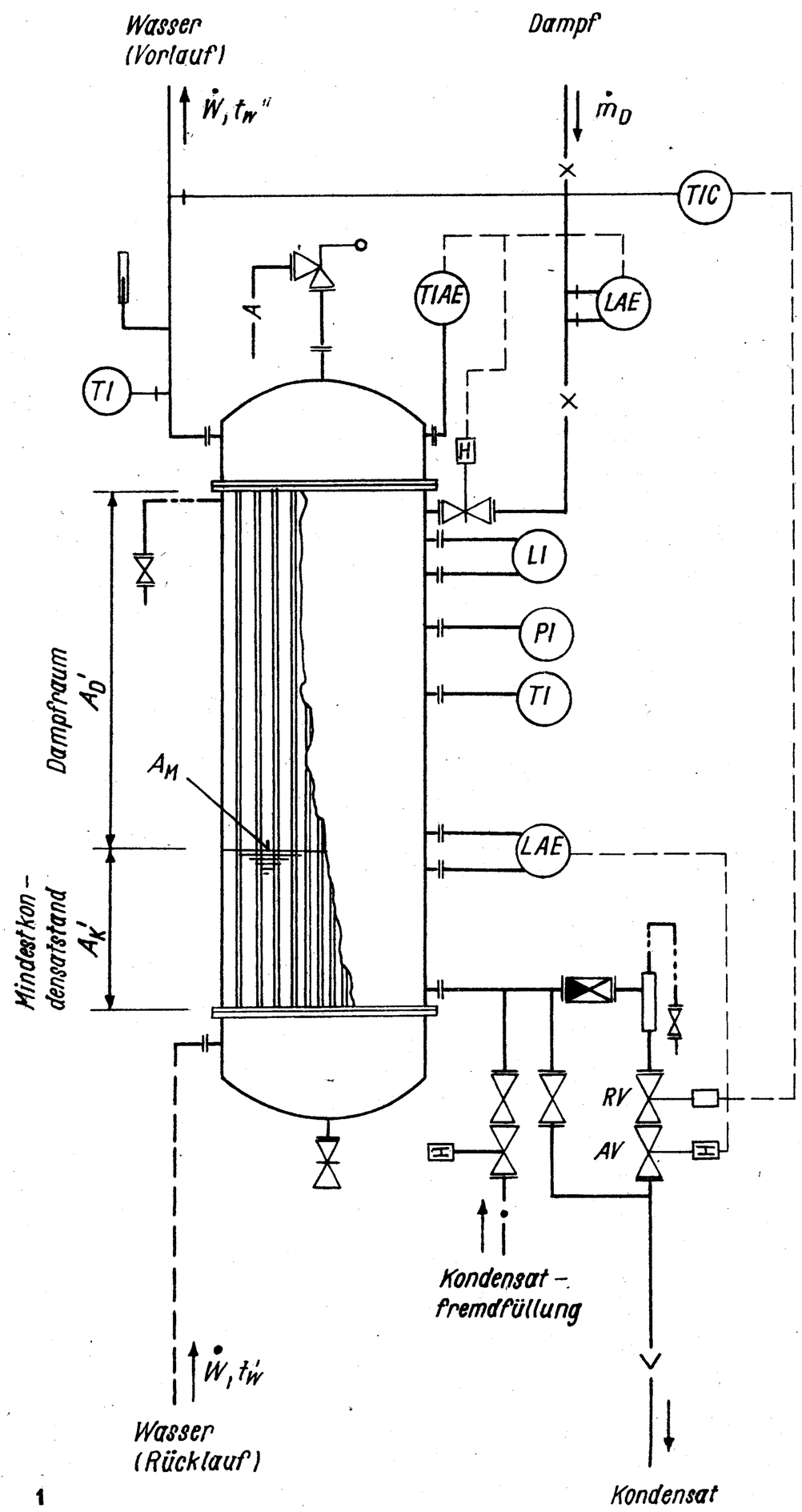
$$\vartheta'_K - \vartheta'_M = \vartheta'_K \cdot e^{-\frac{k_K \cdot A'_K}{\dot{W}}} \qquad (2)$$

2. Aufwärmung des Sekundärmediums im Dampfteil des Wärmeübertragers:
   Aus

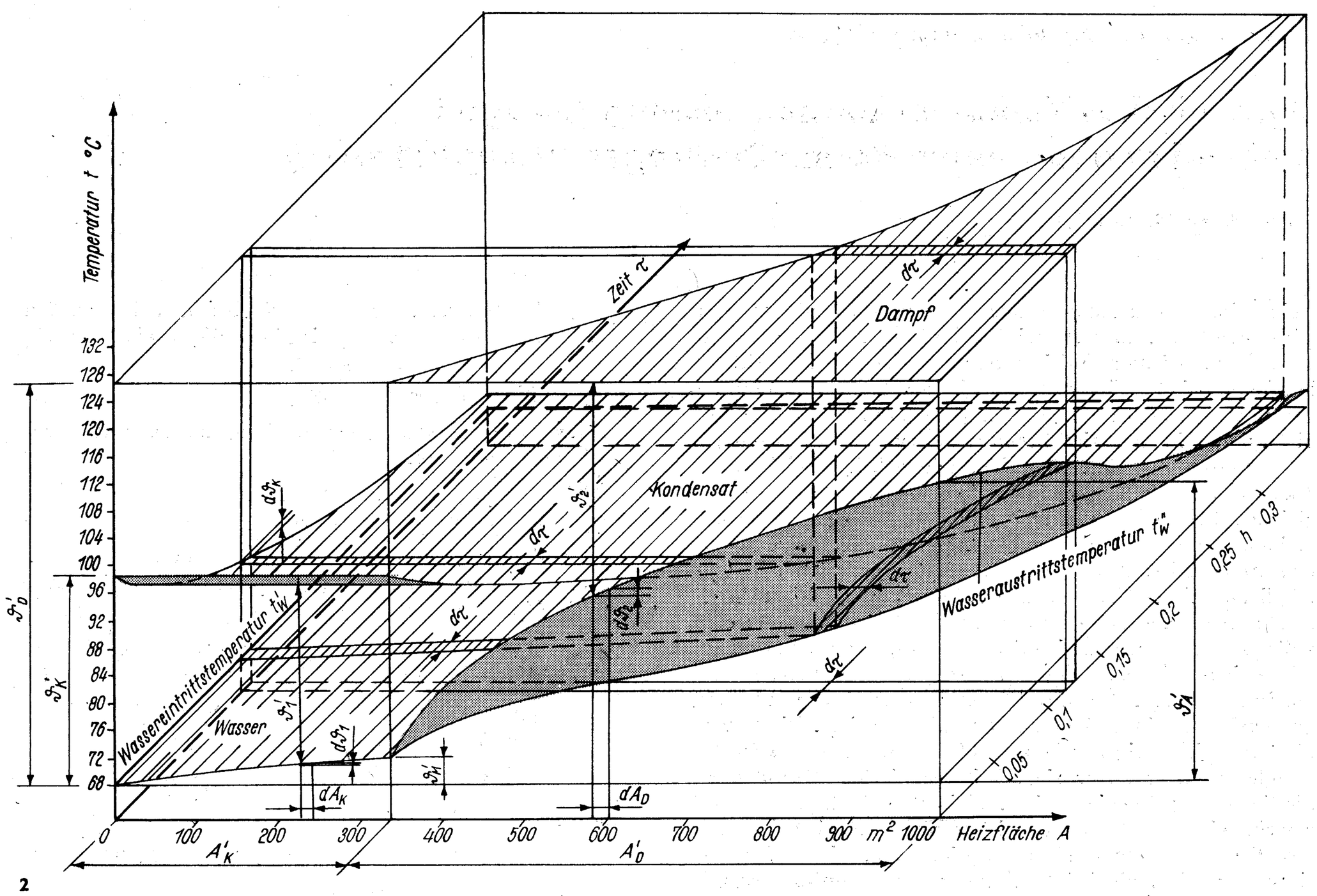
$$d\dot{Q}_D = -\dot{W} \cdot d\vartheta_2 = k_D \cdot \vartheta'_2 \cdot dA_D \qquad (3)$$

folgt durch Trennung der Variablen und Integration zwischen den Grenzen $\vartheta'_D - \vartheta'_M$ bis $\vartheta'_D - \vartheta'_A$ sowie 0 bis A'_D

$$\vartheta'_D - \vartheta'_A = (\vartheta'_D - \vartheta'_M) \cdot e^{-\frac{k_D \cdot A'_D}{\dot{W}}} \qquad (4)$$



1



2

Diese grundlegenden Gleichungen haben während der gesamten Betriebszeit τ Gültigkeit, lediglich die mit Kondensat und Dampf beaufschlagten Heizflächen (A'_K und A'_D) ändern sich durch den zunehmenden Kondensatanstau (A_K und A_D). Da bei stehenden Wärmeübertragern mit festem Rohrbündel der Füllstand der jeweiligen Heizfläche proportional ist, gilt

$$A_K = \frac{A_o}{m_o} \cdot m = C_K \cdot m \tag{5}$$

und

$$A_D = A_o - A_K = A_o - C_K \cdot m \tag{6}$$

wobei der Index „o" die Gesamtheizfläche bzw. die Behältervollfüllung mit Kondensat bezeichnet. Durch Substitution der Gl. (5) in (2) und (6) in (4) ergeben sich die allgemeingültigen Temperaturverläufe für τ = const.

$$\vartheta_K - \vartheta_M = \vartheta_K \cdot e^{-\frac{k_K \cdot C_K \cdot m}{\dot{W}}} \rightsquigarrow \vartheta_K - \vartheta_M = \vartheta_K \cdot e^{-X \cdot m} \tag{7}$$

und

$$\vartheta_D - \vartheta_A = (\vartheta_D - \vartheta_M) \cdot e^{-\frac{k_D \cdot A_O - k_D \cdot C_K \cdot m}{\dot{W}}} \rightsquigarrow \vartheta_D - \vartheta_A = (\vartheta_D - \vartheta_M) \cdot e^{-Y+Z \cdot m}, \tag{8}$$

wobei

$$X = \frac{k_K \cdot C_K}{\dot{W}}, \quad Y = \frac{k_D \cdot A_o}{\dot{W}} \quad \text{und} \quad Z = \frac{k_D \cdot C_K}{\dot{W}} \tag{9}$$

bedeuten.

Ausgehend von diesen Ergebnissen einer Momentaufnahme lassen sich die Enthalpiebilanzen für die infinitesimal kleine Zeitdifferenz $d\tau$ aufstellen.

1. Aufwärmung des Sekundärmediums im Kondensatteil des Wärmeübertragers durch Abkühlung des vorhandenen und des neu entstehenden Kondensates.

Aus

$$dQ_K = \vartheta_M \cdot \dot{W} \cdot d\tau = -m \cdot c \cdot d\vartheta_K + c \cdot (\vartheta_D - \vartheta_K) \cdot dm - c \cdot dm \cdot d\vartheta_K \tag{10}$$

folgt durch Substitution von Gl. (7)

$$\vartheta_K \cdot (1 - e^{-X \cdot m}) \cdot \dot{W} \cdot d\tau = -m \cdot c \cdot d\vartheta_K + c \cdot (\vartheta_D - \vartheta_K) \cdot dm, \tag{11}$$

wobei der letzte Term — eine kleine Größe zweiter Ordnung — gegenüber den anderen Summanden vernachlässigt werden konnte.

2. Aufwärmung des Sekundärmediums im Dampfteil des Wärmeübertragers durch Kondensation des Sattdampfes. Aus

$$dQ_D = (\vartheta_A - \vartheta_M) \cdot \dot{W} \cdot d\tau = (i'' - i') \cdot dm \tag{12}$$

folgt durch Substitution von Gl. (8) und (7)

$$[\vartheta_D - (\vartheta_D - \vartheta_M) \cdot e^{-Y+Z \cdot m} - \vartheta_M] \cdot \dot{W} \cdot d\tau = (i'' - i') \cdot dm$$

$$(\vartheta_D - \vartheta_M)\,(1 - e^{-Y+Z \cdot m}) \cdot \dot{W} \cdot d\tau = (i'' - i') \cdot dm$$

$$[\vartheta_D - \vartheta_K \cdot (1 - e^{-X \cdot m})] \cdot (1 - e^{-Y+Z \cdot m}) \cdot \dot{W} \cdot d\tau = (i'' - i') \cdot dm \tag{13}$$

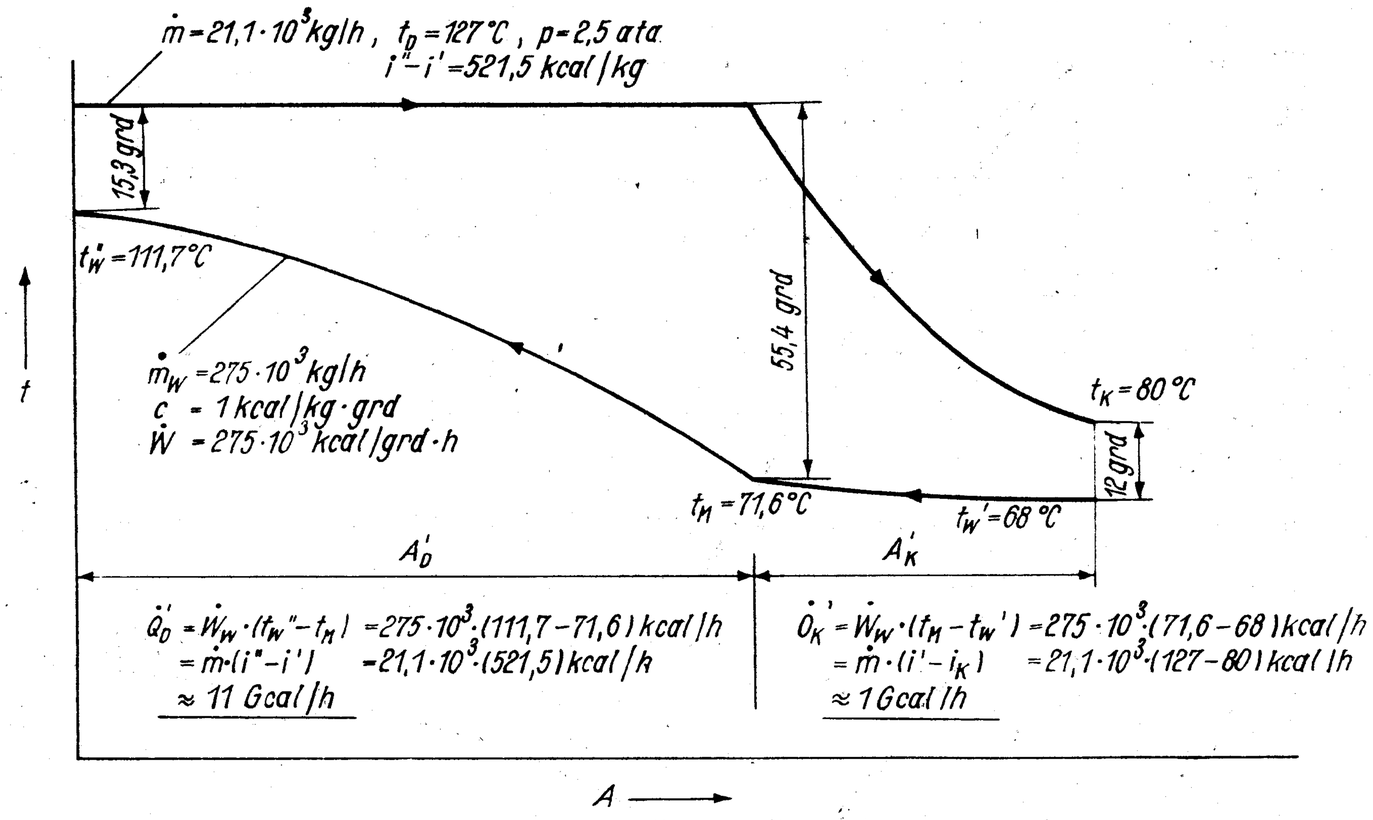
Die Gl. (11) und (13) stellen ein System von Differentialgleichungen dar. Sie werden durch ein Näherungsverfahren gelöst. Die Änderung der Kondensatmenge nach der Zeit kann aus Gl. (13)

$$\frac{\Delta m}{\Delta \tau} = [\vartheta_D - \vartheta_K \cdot (1 - e^{-X \cdot m})] \cdot (1 - e^{-Y+Z \cdot m}) \cdot \frac{\dot{W}}{i'' - i'} \tag{14}$$

und die Änderung der Kondensattemperatur nach der Zeit kann aus Gl. (11)

$$\frac{\Delta \vartheta_K}{\Delta \tau} = \frac{\vartheta_D - \vartheta_K}{m} \cdot \frac{\Delta m}{\Delta \tau} - \vartheta_K \cdot (1 - e^{-X \cdot m}) \cdot \frac{\dot{W}}{m \cdot c} \tag{15}$$

3



eliminiert werden. Hierbei wurden die Differentialquotienten im Hinblick auf die nachfolgende Auswertung des Gleichungssystems, die in diskreten Schritten erfolgt, in Differenzenquotienten überführt. Zuerst ist die Änderung der Kondensatmenge in der Zeiteinheit $\Delta m/\Delta\tau$ und damit die Änderung der Kondensattemperatur in der Zeiteinheit $\Delta\vartheta_K/\Delta\tau$ zu errechnen. Diese Änderungsgeschwindigkeiten werden dann für den Zeitraum $\Delta\tau$ als konstant betrachtet, so daß die Änderungen der Kondensatmenge Δm und -temperatur $\Delta\vartheta_K$ und damit die Ausgangswerte (m, ϑ_K) für den jeweils nachfolgenden Berechnungsschritt errechenbar sind. Die Zeitintervalle $\Delta\tau$ sollten im Interesse der Genauigkeit zu Beginn der Rechnung klein, später zur Verringerung des Rechenaufwandes größer gewählt werden.

Von Bedeutung sind letztlich noch die Anfangswerte der Rechnung wie die Kondensattemperatur, Wassertemperatur sowie Wärmedurchgangszahlen usw. Die Wärmedurchgangszahlen können den Herstellerangaben entnommen oder aus den Auslegungsergebnissen ermittelt werden. In der Regel sind die kondensatseitigen Wärmedurchgangszahlen sehr klein, da die Geschwindigkeiten des Kondensates bei dem großen freien Querschnitt des Wärmeübertragers gering sind. Somit können diese Wärmeübergangszahlen ebenfalls bei Stagnation des Kondensates angewendet werden. Die sekundärseitigen Wassereintrittstemperaturen sind für den Betrachtungszeitraum als konstant anzusetzen, da die Zeit zur Füllung des Wärmeübertragers im allgemeinen geringer ist als die Umlaufzeit des Sekundärmediums im Netz, z. B. eines Wohngebietes. Die mittlere Kondensattemperatur t'_K, die als Anfangstemperatur Verwendung findet, kann nach [1] Gl. (24) und Bild 4 berechnet werden.

Des weiteren ist für einige Probleme noch die Austrittstemperatur t''_W des Sekundärmediums $\dot{W}$ von Interesse.

Die Gleichung (10) — in Differenzenform geschrieben — ergibt die Temperaturerhöhung im Kondensatteil des Wärmeübertragers

$$\vartheta_M = \frac{1}{\dot{W}} \cdot \left[-(m + \Delta m) \cdot c \, \frac{\Delta\vartheta_K}{\Delta\tau} + c \cdot (\vartheta_D - \vartheta_K) \cdot \frac{\Delta m}{\Delta\tau} \right] \tag{16}$$

wieder. Die bei der Ableitung Gl. (11) vernachlässigte kleine Größe zweiter Ordnung wurde jetzt berücksichtigt, da das Δm auf Grund des gewählten endlichen Zeitintervalls $\Delta\tau$ ebenfalls einen endlichen Wert darstellt.

Die Überführung der Gl. (12) in die Differenzenform liefert die Temperaturerhöhung des Sekundärmediums entlang der dampfbeaufschlagten Heizfläche

$$\vartheta_A - \vartheta_M = \frac{1}{\dot{W}} \cdot [i'' - i'] \cdot \frac{\Delta m}{\Delta\tau} \, . \tag{17}$$

Bei der Auswertung dieser beiden Gleichungen für einen bestimmten Betrachtungszeitpunkt ist darauf zu achten, daß die Werte Δm und $\Delta\vartheta_K$ des unmittelbar nachfolgenden Zeitintervalls eingesetzt werden. Die Temperatur des Sekundärmediums an der Phasengrenze Kondensat/Dampf beträgt

$$t_M = t'_W + \vartheta_M \, , \tag{18}$$

die am Austritt des Wärmeübertragers

$$t''_W = t_M + (\vartheta_A - \vartheta_M) \, . \tag{19}$$

Beispiel:

Die Heizfläche eines stehend angeordneten Rohrbündelwärmeübertragers mit der Auslegungsleistung von $\dot{Q} = 12$ Gcal/h wird im Rohrraum mit Wasser $\dot{m}_W = 275$ t/h, $t'_W = 68$ °C, $t''_W = 111{,}7$ °C und im Mantelraum mit Sattdampf $m_D = 21{,}1$ t/h, $p = 2{,}5$ ata, $t = 127$ °C sowie mit dem anfallenden Kondensat, das auf $t''_K = 80$ °C unterkühlt wird und im Gegenstrom abfließt, beaufschlagt. Die Länge des Rohrbündels beträgt $L = 6000$ mm, die Gesamtheizfläche $A_o = 993$ m², der Mindestkondensatstand $L_K = 2000$ mm und der freie Querschnitt des Mantelraumes $A_M = 1{,}0$ m². Welche Kondensatstand-Zeit-Kurve errechnet sich, wenn vom Auslegungsfall ausgehend der Mantelraum des Wärmeübertragers mit Kondensat gefüllt werden soll? Der Kondensatabfluß wird zur Zeit $\tau = 0$ h abgesperrt. Welche sekundärseitigen Wasseraustrittstemperaturen ergeben sich bei konstant bleibenden Eintrittstemperaturen von 68 °C?

Aus diesen Angaben, die den stationären Vollastfall darstellen, lassen sich die Ausgangswerte für die weitere Berechnung ermitteln. Anschaulich können die Temperaturdifferenzen aus dem Temperatur-Heizflächen-Schaubild (Bild 3) entnommen und damit die mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen

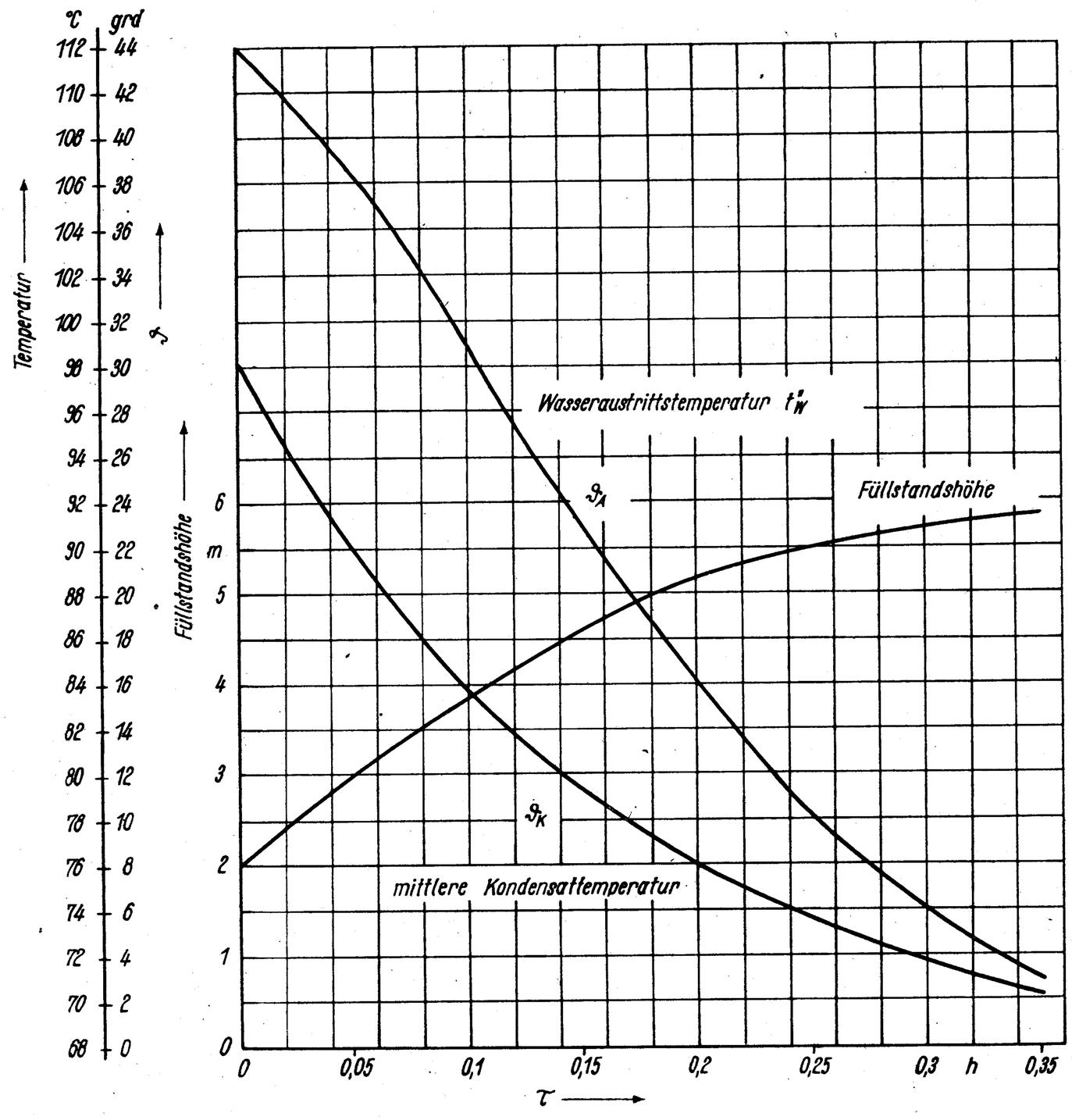
$$\Delta t_{m,K} = \frac{55{,}4 - 12}{\ln \dfrac{55{,}4}{12}} \text{ grd} = 28{,}3 \text{ grd}$$

$$\Delta t_{m,D} = \frac{55{,}4 - 15{,}3}{\ln \dfrac{55{,}4}{15{,}3}} \text{ grd} = 31{,}2 \text{ grd}$$

errechnet werden. Des weiteren betragen die Wärmetauscherflächen

$$A'_K = 993 \cdot \frac{2000}{6000} \text{ m}^2 = 331 \text{ m}^2$$

$$A'_D = 993 \cdot \frac{4000}{6000} \text{ m}^2 = 662 \text{ m}^2 \, .$$



Mit diesen Werten sind die Wärmedurchgangszahlen

$$k_K = \frac{\dot{Q}'_K}{A'_K \cdot \Delta t_{m,K}} = \frac{1 \cdot 10^6}{331 \cdot 28{,}3} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h grd}} = 107 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h grd}}$$

$$k_D = \frac{\dot{Q}'_D}{A'_D \cdot \Delta t_{m,D}} = \frac{11 \cdot 10^6}{662 \cdot 31{,}2} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h grd}} = 532 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h grd}}$$

berechenbar. Diese relativ niedrigen Wärmedurchgangszahlen erklären sich durch den Einsatz von Stahlrohren, den niedrigen Temperaturdifferenzen, den geringen Geschwindigkeiten (das Kondensat fließt z. B. mit nur 0,006 m/s ab) sowie durch Sicherheitszuschläge der Herstellerfirma der Wärmeübertrager. Die für den stationären Betrieb errechneten Wärmedurchgangszahlen werden ebenfalls dem Anstauvorgang zugrunde gelegt. Die eventuell vorhandenen Sicherheitszuschläge bewirken ein schnelleres Füllen der Wärmeübertrager als es nachfolgend ermittelt wird, d. h., das System paßt sich den dynamischen Regelvorgängen praktisch noch besser an.

Bevor die eigentliche Berechnung beginnen kann, sind nach Gl. (5) und (9) die Konstanten

$$C_K = \frac{A_o}{m_o} = \frac{993 \text{ m}^2}{6000 \text{ kg}} = 0{,}1655 \text{ m}^2/\text{kg}$$

$$X = \frac{k_K \cdot C_K}{\dot{W}} = \frac{107 \cdot 0{,}1655}{275 \cdot 10^3} \text{ kg}^{-1} = 64{,}4 \cdot 10^{-6} \text{ kg}^{-1}$$

$$Y = \frac{k_D \cdot A_o}{\dot{W}} = \frac{532 \cdot 993}{275 \cdot 10^3} = 1{,}92$$

$$Z = \frac{k_D \cdot C_K}{\dot{W}} = \frac{532 \cdot 0{,}1655}{275 \cdot 10^3} \text{ kg}^{-1} = 320 \cdot 10^{-6} \text{ kg}^{-1}$$

Tabelle 1

Lfd. Nr.	m [kg]	ϑ_K [grd]	ϑ_D [grd]	$X \cdot m$ —	$\vartheta_K \cdot (1-e^{-X \cdot m})$ [grd]	$-Y+Z \cdot m$ —	$(1-e^{-Y+Z \cdot m})$ —	$\frac{\Delta m}{\Delta \tau}$ [kg/h]	$\frac{\vartheta_D-\vartheta_K}{m} \cdot \frac{\Delta m}{\Delta \tau}$ [grd/h]	$\frac{\dot{W}}{m \cdot c}$ [1/h]	$\frac{\Delta \vartheta_K}{\Delta \tau}$ [grd/h]	$\Delta \tau$ [h]	Δm [kg]	$\Delta \vartheta_K$ [grd]
1	2 000	30,2	59	0,13	3,68	—1,28	0,722	21 050	303	137,5	—203	0,01	211	—2,0
2	2 211	28,2	59	0,14	3,68	—1,21	0,702	20 470	285	124,4	—173	0,01	205	—1,7
3	2 416	26,5	59	0,155	3,81	—1,15	0,683	19 870	267	114	—167	0,01	199	—1,7
4	2 615	24,8	59	0,17	3,88	—1,08	0,660	19 170	251	105	—156	0,02	383	—3,1
5	2 998	21,7	59	0,19	3,75	—0,96	0,617	17 950	223	92	—122	0,05	898	—6,1
6	3 896	15,6	59	0,25	3,45	—0,67	0,488	14 290	159	70,6	— 85	0,05	715	—4,3
7	4 611	11,3	59	0,30	2,93	—0,44	0,356	10 520	109	59,6	— 66	0,05	526	—3,3
8	5 137	8,0	59	0,33	2,25	—0,28	0,244	7 300	72,5	53,5	— 48	0,05	365	—2,4
9	5 502	5,6	59	0,35	1,65	—0,16	0,148	4 470	43,4	50,0	— 39	0,05	224	—2,0
10	5 726	3,6	59	0,37	1,11	—0,09	0,086	2 620	25,3	48	— 28	0,05	131	—1,4
11	5 857	2,2	59	0,38	0,70	—0,05	0,049	1 510	14,6	47	— ~~33~~ -18	0,05	76	~~—1,7~~ -0,9

Tabelle 2

Lfd. Nr.	$m+\Delta m$ [kg]	$\frac{\Delta\vartheta_K}{\Delta\tau}$ [grd/h]	$-(m+\Delta m)c\frac{\Delta\vartheta_K}{\Delta\tau}$ [kcal/h]	$\frac{\Delta m}{\Delta\tau}$ [kg/h]	$\vartheta_D-\vartheta_K$ [grd]	$c\cdot(\vartheta_D-\vartheta_K)\frac{\Delta m}{\Delta\tau}$ [kcal/h]	ϑ_M [grd]	t_M [°C]	$(i''-i')\cdot\frac{\Delta m}{\Delta\tau}$ [kcal/h]	$\vartheta_A-\vartheta_M$ [grd]	t_W'' [°C]
1	2 211	—203	$448{,}8\cdot10^3$	21 050	28,8	$606{,}2\cdot10^3$	3,8	71,8	$10{,}98\cdot10^6$	39,9	111,7
2	2 416	—173	$418{,}0\cdot10^3$	20 470	30,8	$630{,}5\cdot10^3$	3,8	71,8	$10{,}68\cdot10^6$	38,8	110,6
3	2 615	—167	$436{,}7\cdot10^3$	19 870	32,5	$645{,}8\cdot10^3$	3,9	71,9	$10{,}36\cdot10^6$	37,7	109,6
4	2 998	—156	$467{,}7\cdot10^3$	19 170	34,2	$655{,}6\cdot10^3$	4,1	72,1	$10{,}00\cdot10^6$	36,4	108,5
5	3 896	—122	$475{,}3\cdot10^3$	17 950	37,3	$669{,}5\cdot10^3$	4,2	72,2	$9{,}36\cdot10^6$	34,0	106,2
6	4 611	— 85	$391{,}9\cdot10^3$	14 290	43,4	$620{,}2\cdot10^3$	3,7	71,7	$7{,}45\cdot10^6$	27,1	98,8
7	5 137	— 66	$339{,}0\cdot10^3$	10 520	47,7	$501{,}8\cdot10^3$	3,1	71,1	$5{,}49\cdot10^6$	19,9	91,0
8	5 502	— 48	$264{,}1\cdot10^3$	7 300	51,0	$372{,}3\cdot10^3$	2,3	70,3	$3{,}81\cdot10^6$	13,8	84,1
9	5 726	— 39	$223{,}3\cdot10^3$	4 470	53,4	$238{,}7\cdot10^3$	1,7	69,7	$2{,}33\cdot10^6$	8,5	78,2
10	5 857	— 28	$164{,}0\cdot10^3$	2 620	55,4	$145{,}1\cdot10^3$	1,1	69,1	$1{,}37\cdot10^6$	5,0	74,1

und die Anfangstemperaturen

$$\vartheta_D = \vartheta'_D = t_D - t'_W = 127\ °C - 68\ °C = 59\ \text{grd}$$
$$\vartheta'_K = t'_K - t'_W = 98{,}2\ °C - 68\ °C = 30{,}2\ \text{grd}$$

zu ermitteln.

Die soeben zugrunde gelegte mittlere Kondensattemperatur wurde nach [1] berechnet, wobei das Kondensat das Heizmedium darstellt.

Aus

$$\frac{k_K\cdot A'_K}{\dot W} = \frac{107\cdot331}{275\cdot10^3} = 0{,}129$$

und

$$\frac{\dot W}{\dot W_K} = \frac{275\cdot10^3}{21{,}1\cdot10^3} = 13$$

folgt nach Bild 4 $\psi = 0{,}04$, womit nach Gl. (24)

$$t'_K = t_D - (t_D - t_M)\cdot\psi\cdot\frac{\dot W}{\dot W_K}$$
$$= 127\ °C - 55{,}4\cdot0{,}04\cdot13\ \text{grd} = 98{,}2\ °C$$

gilt.

Die schrittweise Auswertung der Gl. (14) und (15) erfolgt tabellarisch (Tabelle 1). Die erste Zeile sei näher erläutert. Ausgehend von den Ausgangswerten $m = 2000$ kg und $\vartheta_K = 30{,}2$ grd kann unter Beachtung der bereits ermittelten Konstanten ϑ_D, X, Y und Z sowie des Terms $\dot W/(i''-i') = 275\cdot10^3/521{,}5$ kg/h·grd $= 527$ kg/h·grd nach Gl. (14) $\Delta m/\Delta\tau$ ermittelt werden. Mit diesem Differenzenquotienten und dem Term $\dot W/m\cdot c = 275\cdot10^3/2000$ 1/h $= 137{,}5$ 1/h ist nach Gl. (15) $\Delta\vartheta_K/\Delta\tau$ errechenbar. Das Zeitintervall $\Delta\tau$, in dem die errechneten Differentialquotienten als konstant angenommen werden, wird willkürlich mit 0,01 h gewählt.

Die Änderungen Δm und $\Delta\vartheta_K$ ergeben sich durch Multiplikation der Differenzenquotienten mit dem Zeitintervall. Die Addition dieser Größen zu den Ausgangswerten m und ϑ_K liefern die Anfangswerte für den nächsten Berechnungsschritt.

Die Berechnung der Wasseraustrittstemperatur nach Gl. (16) bis (19) erfolgt ebenfalls in Tabellenform (Tabelle 2). Zu Beginn des Vorgangs (1. Zeile) gelten wiederum die Anfangswerte $m = 2000$ kg und $\vartheta'_K = 30{,}2$ grd. Die Änderung Δm bzw. die Änderungsgeschwindigkeiten $\Delta m/\Delta\tau$ und $\Delta\vartheta_K/\Delta\tau$ im ersten Zeitintervall sind der Tabelle 1, Zeile 1, zu entnehmen. Die Konstanten ϑ_D, $\dot W$ und $i''-i'$ gelten während des gesamten Anstauvorgangs.

Die Ergebnisse sind in Bild 2 und 4 anschaulich dargestellt.

Literatur

[1] *Glück*, Berechnung der Heißwassermengen im Teillastbereich primärseitig geregelter Gegenstromwärmeübertrager, „Stadt- und Gebäudetechnik", Heft 10/1971, S. 254 bis 259