

Absorptionskälteanlage · Regelung · Fernwärmeauskühlung · charakteristische Gleichung

Zwei nahezu baugleiche Funktionsmuster einer neu entwickelten Absorptionskälteanlage befinden sich seit ca. zwei Jahren im Feldtest. Bei beiden Anlagen wird die Heiß- und Kühlwassertemperatur gleichzeitig geregelt, um verschiedene Zielstellungen zu erreichen. Neben der Lastdeckung können so minimale Betriebskosten oder niedrige Heißwasseraustrittstemperaturen von bis zu 55 °C erreicht werden. In beiden Fällen wird die Wirtschaftlichkeit von KWKK-Systemen verbessert.

Investigation of control strategies for absorption chillers Part 1: Description of absorption chillers and control strategies

Absorption chiller · control · district heating · solar cooling · characteristic equation

Two similar functional models of a newly developed absorption chiller are in field test operation since two years. By means of a simultaneous control of hot and cooling water temperature different goals are achieved in operation. Minimum operating costs or hot water return temperatures as low as 55 °C have been reached in addition to load coverage. With both strategies the economic feasibility of tri-generation systems is improved.



Foto: Boris Buchholz, Berlin

Autoren

Jan Albers* (links), Stefan Petersen (Mitte), Felix Ziegler (rechts), Anja Hanßke, Christian Hennrich, Walther Hüls, Sarah Hunt, Wolfgang Lanser, Christopher Paitazoglou, Martin Schröder

Institut für Energietechnik,
TU Berlin

Untersuchung von Regelstrategien für Absorptionskälteanlagen Teil 1: Beschreibung der Kälteanlagen und Regelstrategien

Einleitung

Hauptziel der Regelung von Absorptionskälteanlagen ist die Deckung eines Kältebedarfs, der charakterisiert ist durch die geforderte Kälteleistung $\dot{Q}_{E,set}$ und das erforderliche Temperaturniveau $t_{Eo,set}$. Die Kombination aus beiden Anforderungen bzw. Soll-Werten ($\dot{Q}_{E,set}$; $t_{Eo,set}$) wird als Lastfall bezeichnet.

Üblicherweise werden Absorptionskälteanlagen mit dem Arbeitsstoffpaar $H_2O/LiBr$ so geregelt, dass zu einer konstanten Kühlwassereintrittstemperatur in den Absorber t_{Ai} die Heißwassereintrittstemperatur in den Desorber t_{Di} so eingestellt wird, dass die Kaltwasseraustrittstemperatur t_{Eo} dem geforderten Kaltwassersollwert $t_{Eo,set}$ entspricht. Diese Regelungsart wird im Weiteren als Standardregelung bezeichnet. Die Einstellung der Heiß- und Kühlwassereintrittstemperaturen t_{Di} und t_{Ai} erfolgt dabei über Regelorgane (z.B. Drei-Wege-Ventile, regelbare Ventilatoren etc.), die auf entsprechende Sollwerte $t_{Di,set}$ und $t_{Ai,set}$ regeln.

Für den effizienten und wirtschaftlichen Einsatz von Absorptionskälteanlagen in gekoppelten Kraft-Wärme-Kälte-Systemen (KWKK-Systeme) sind neben der Deckung des Kältebedarfs jedoch auch weitere Kriterien von Bedeutung. Hierzu zählen z.B. die Heißwasserauskühlung im Wärmeverteilnetz und/oder die Betriebskosten bei der Kälteerzeugung.

Im Rahmen des Forschungsprojektes „EnEff Wärme: Absorptionskälteanlagen für Niedertemperaturantrieb“ wurden hierzu von der TU Berlin in Zusammenarbeit mit dem ZAE Bayern zwei Absorptionskälteanlagen (AKA) im Nennleistungsbereich zwischen 50 und 160 kW für die effiziente fernwärme- und solarwärmebasierte Kälteerzeugung entwickelt. Seit ca. zwei Jahren befinden sich zwei nahezu baugleiche Funktionsmuster der 50-kW-Anlagen in einem Verwaltungsgebäude der Vattenfall Europe AG am Syringenplatz in Berlin sowie im Umweltbundesamt in Dessau im Einsatz [1].

Parallel zur Anlagenentwicklung durchgeführte Untersuchungen haben gezeigt, dass durch gleichzeitige Regelung von Heiß- und Kühlwassertemperatur neben der eigentlichen Lastdeckung eine weitere Zielstellung berücksichtigt werden kann [2]. Dieser Freiheitsgrad ist z.B. zur thermodynamischen, technischen, ökologischen oder wirtschaftlichen Verbesserung der Kältebereitstellung nutzbar.

Im ersten Teil des Beitrags erfolgt eine kurze Beschreibung der Absorptionskälteanlagen sowie der Wirkungsweise der entwickelten Regelstrategien. In einem nachfolgenden zweiten Teil werden Messwerte aus den beiden Liegenschaften analysiert, in denen sich Regelstrategien mit zusätzlicher technischer und wirtschaftlicher Zielstellung im praktischen Einsatz befinden.

Beschreibung der Absorptionskälteanlagen

Das Anlagenkonzept der neu entwickelten, einstufigen Absorptionskälteanlagen basiert auf einer klassischen, modularen Zweibehälterbauweise unter Verwendung des konventionellen Arbeitsstoffpaares Wasser/Lithiumbromid ($H_2O/LiBr$). Für die kostengünstige Konstruktion der Anlagen wurde jedoch ein neues Wärmeübertragerdesign verwendet, das in [1], [3], [4], [5] näher beschrieben ist.

Die wesentlichen thermodynamischen Betriebseigenschaften der neuen Anlagen sind:

- hohe Spreizungen im Antrieb für Fernwärmeanwendung ($\Delta t > 40$ K realisierbar),
- weiter Antriebstemperaturbereich am Anlageneintritt von 50 °C bis 110 °C,
- weiter Bereich von Kühlwassertemperaturen am Anlageneintritt (15 °C bis 50 °C möglich),
 - Einsatz von trockenen Rückkühlsystemen machbar, und
 - Betrieb als Wärmepumpen für Heizsysteme bis 60 °C Heizungsvorlauftemperatur realisierbar,



KI Kälte · Luft ·
Klimatechnik
INGENIEURWISSEN IN FORSCHUNG UND PRAXIS



Entdecken Sie weitere interessante
Artikel und News zum Thema auf
ki-portal.de!

Hier klicken & informieren!

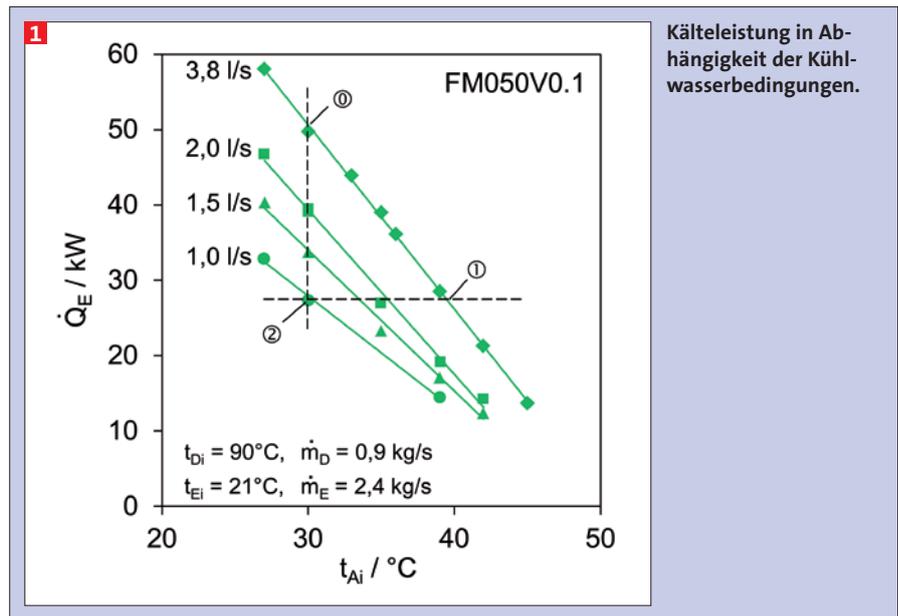


- d) hohe Lastwechselgeschwindigkeit (von 25 % auf 100 % Leistung in weniger als 10 Minuten),
- e) Tolerierung weiter Volumenstrombereiche in Heiß- und Kühlwasserkreis, Betriebsbereitschaft ab 5 % der nominalen Volumenströme,
- f) Volumenstrom des Kaltwassers ab 20 % des Nominalvolumenstroms zulässig,
- g) thermische Effizienz (COP) im Nominalpunkt ca. 0,80.

In Tab. 1 sind die Nominalbedingungen der Funktionsmuster (Typ FM050V0.x) mit einer Nennkälteleistung von 50 kW aufgeführt und den Auslegungspunkten für die beiden Feldtestsysteme gegenübergestellt, auf die später eingegangen wird.

Die Möglichkeiten, die sich aus dem weiten Betriebsfeld dieser Anlagen in Bezug auf die Regelung ergeben, werden anhand von Abb. 1 erläutert. Dargestellt ist der Verlauf der Kälteleistung des ersten Funktionsmusters (Typ FM050V0.1) in Abhängigkeit von Kühlwassertemperatur (Abszisse) und Kühlwasservolumenstrom (vier verschiedene Kennlinien). Die Eintrittsbedingungen von Heiß- und Kaltwasser wurden konstant gehalten. Der Nominalpunkt der Anlage ist als Lastpunkt ② gekennzeichnet. Für die Regelung auf eine Kälteleistung von z. B. 27 kW, sind in Abb. 1 als Alternative zur üblichen Vorgehensweise, die Antriebstemperatur auf Werte $t_{Di} < 90^\circ\text{C}$ zu senken, zwei Möglichkeiten ① und ② dargestellt.

Zum einen lässt sich bei konstantem Kühlwasservolumenstrom von 3,8 l/s die Kühlwassereintrittstemperatur t_{Ai} auf einen Wert von ca. 40°C anheben (Lastpunkt ①). Durch die höhere Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Umgebungsluft kann der Stromverbrauch zur Wärmeabfuhr im Rückkühlwerk vermindert werden, der Energieverbrauch der Kühlwasserpumpe bleibt aber unverändert. Zum anderen kann durch eine reine Volumenstromregelung der Kühlwasserpumpe z.B. auf einen Wert von 1,0 l/s (Lastpunkt ②) die gleiche Kälteleistung mit einem deutlich reduzierten Energieaufwand für die Kühlwasserrförderung erreicht werden. Im dargestellten Beispiel sind die Druckverluste gegenüber dem Nominalwert um ca. 90 % niedriger, so dass sich zusammen mit dem reduzierten Volumenstrom eine Einsparung von ca. 98 % des elektrischen Bedarfs für die Kühlwasserpumpe ergibt. Dabei handelt es sich jedoch um einen theoretischen Wert, den reale Anlagenkomponenten, hier Pumpen, in der Regel nicht erreichen. Durch die dargestellten



Kälteleistung in Abhängigkeit der Kühlwasserbedingungen.

1 Absorptionskälteanlagen Typ FM050V0.x; Spalte 1: Nominalpunkt, Spalte 2: Auslegungspunkt im Projekt BVES (FM050V0.2), Spalte 3: Auslegungspunkt im Projekt DUBA (FM050V0.3)

Anlagentyp			FM050V0.x		
Bez.	Beschreibung	Einheit	1.	2.	3.
t_{Di}	Heißwassertemperatur Eintritt	°C	90	78	75
\dot{V}_D	Heißwasservolumenstrom	m ³ /h	3,2	5,2	6,0
\dot{Q}_D	Antriebsleistung	kW	63	49	44
t_{Ai}	Kühlwassertemperatur Eintritt	°C	30	30	28
\dot{V}_{AC}	Kühlwasservolumenstrom	m ³ /h	14,0	14,0	18,0
\dot{Q}_{AC}	Abwärmeleistung	kW	113	87	78
t_{Eo}	Kaltwassertemperatur Austritt	°C	16	16	9
\dot{V}_E	Kaltwasservolumenstrom	m ³ /h	8,6	6,5	5,9
\dot{Q}_E	Kälteleistung	kW	50	38	34
COP	Kältezah	–	0,79	0,78	0,77

Möglichkeiten kann aber das Potenzial abgeschätzt werden, welches durch eine kombinierte Heiß- und Kühlwasser-Temperatur-/Volumenstromregelung erschlossen werden kann. Dies ist für das Gesamtsystem äußerst wichtig, da – wie inzwischen wohl allgemein bekannt ist – insbesondere in Teillast der Elektroenergieverbrauch wärmegetriebener Kälteanlagen einer der größten betrieblichen Nachteile ist.

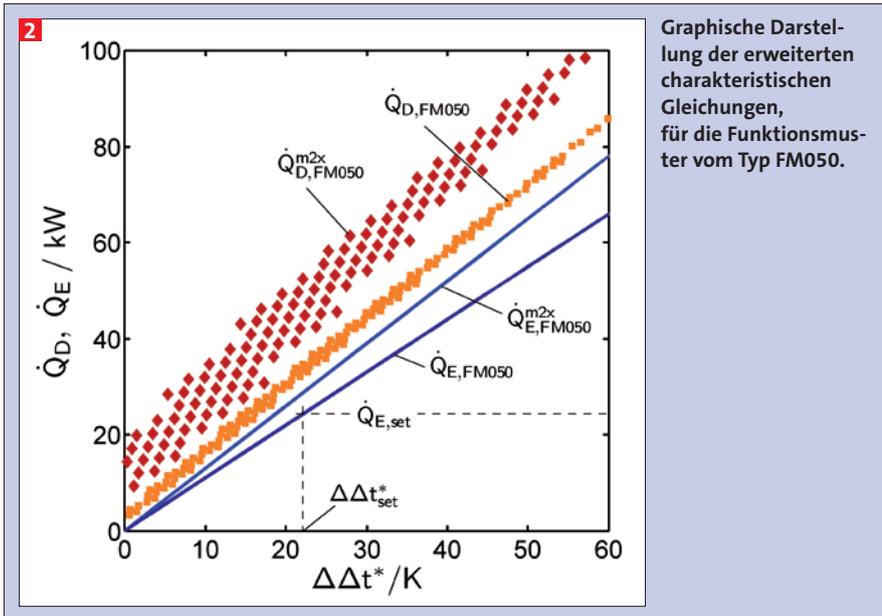
Notwendige Voraussetzung für derartige Regelstrategien ist jedoch, dass das Teillastverhalten der Anlage auch unter Betriebsbedingungen mit variablen externen Volumenströmen hinreichend genau beschrieben werden kann.

Teillastverhalten und Regelungskonzepte

Zur Beschreibung des Teillastverhaltens von Absorptionskälteanlagen steht die in

[6] und [7] entwickelte Methode der charakteristischen Gleichungen zur Verfügung. Durch eine Erweiterung dieser Methode ist es möglich, eine ausreichend hohe Prognosegenauigkeit zu erreichen, so dass die Methode auch für regelungstechnische Zwecke verwendet werden kann [2].

Im Gegensatz zur herkömmlichen Methode (siehe z.B. [7], [8]) erfolgt die Beschreibung des Teillastverhaltens in der erweiterten Methode nicht mehr über die arithmetischen Mitteltemperaturen t_x (mit X = D, A, C, E für Desorber, Absorber, Kondensator und Verdampfer), die zu einer charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t = (t_D - t_A) - B \cdot (t_C - t_E)$ zusammengefasst werden. Stattdessen werden die unabhängigen Eintrittstemperaturen t_{Di} , t_{Ai} (und ggf. t_{Ci} bei paralleler Kühlwasserführung) sowie die Kaltwasseraustrittstemperatur t_{Eo} mit Hilfe von



Graphische Darstellung der erweiterten charakteristischen Gleichungen, für die Funktionsmuster vom Typ FM050.

charakteristischen Koeffizienten K_N (mit $N = 1, 2, 3$) zu einer modifizierten charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t^*$ zusammengefasst. Damit ergeben sich die charakteristischen Gleichungen für Kälte- und Antriebsleistung zu

$$\dot{Q}_E = K_4^* \cdot [t_{Di} \cdot (1-K_1) - t_{Ai} \cdot (1-K_2) + t_{Eo} \cdot (1-K_3)] = K_4^* \cdot \Delta\Delta t^* \quad (1)$$

$$\dot{Q}_D = K_5^* \cdot \Delta\Delta t^* + \dot{Q}_{D,min} \quad (2)$$

Der wesentliche Vorteil der modifizierten Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t^*$ gegenüber der herkömmlichen charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ liegt darin, dass eine explizite Auflösung nach den Eintrittstemperaturen t_{Di} und t_{Ai} auch bei variablen externen Volumenströmen ermöglicht wird. Außerdem können verschiedene praktische und konstruktive Gegebenheiten der betrachteten Kälteanlage berücksichtigt werden. Aus diesem Grund ist die modifizierte Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t^*$ über die Koeffizienten K_1 bis K_3 in Gleichung (1) abhängig von:

- den externen und internen Wärmekapazitätsströmen $\dot{W}_X = \dot{m}_X \cdot c_{p,X}$,
- der Kühlwasserführung (d.h. serielle Durchströmung vom Absorber zum Kondensator $A \rightarrow C$ oder entgegengesetzt $C \rightarrow A$ bzw. parallel $A \parallel C$) sowie
- der bauartabhängigen Prozessführung bei der Wärmeübertragung im Ab- und Desorber, d.h. ob es vor dem Auftreffen der $H_2O/LiBr$ -Lösung auf die Wärmeübertragerfläche zu adiabaten Sorptionsprozessen kommen kann (Variante A) oder nicht (Variante B).

Für die weiteren Betrachtungen wird die

2 Charakteristische Koeffizienten

		FM050	FM050 ^{m2x}
K_1	–	0.1	0.1
K_2	–	-1.0	-1.2
K_3	–	-0.1	-0.3
K_4^*	kW/K	1.1	1.3
K_5^*	kW/K	1.3	1.2
K_6	kW/K	0.1	0.4

Anwendung der erweiterten Methode auf die Bedingungen bei den Feldtestanlagen beschränkt (d.h. serielle Kühlwasserführung $A \rightarrow C$ und Berechnung der Wärmeübertragung im Ab- und Desorber nach Variante A, da es in den Aufgabesystemen der Fallfilm-Wärmeübertrager zu adiabaten Sorptionsvorgängen kommt). Für diesen Anwendungsfall ergeben sich die Koeffizienten entsprechend [2] zu

$$K_1 = \frac{B^*}{B^* + (K_{A3r} - \dot{W}_A) / s_A} \quad (3)$$

$$K_2 = K_1 \cdot \left(1 + \frac{\dot{W}_A}{s_A}\right) \quad K_3 = K_2 - K_1 + 1$$

$$\text{mit } B^* = B + \frac{K_{D1r}}{\dot{W}_D \cdot p_D} - \frac{K_{D1r}}{\dot{W}_D} - \left(\frac{K_{A3r}}{\dot{W}_A \cdot p_A} - \frac{K_{A3r}}{\dot{W}_A} \right) \quad (4)$$

Durch den Prozess-Parameter B^* werden die Effekte der Siedepunktserhöhung (ausgedrückt durch den Dühring-Parameter B) mit den Unterschieden zwischen den mittleren internen Temperaturen der Wärmeübertragung T'_X und den mittleren Phasengleichgewichtstemperaturen T_X zusammengefasst, die

bei Herleitung der charakteristischen Gleichungen in der Dühring'sche Regel $(T_D - T_A) = B \cdot (T_C - T_E)$ verwendet wurden. Die Differenzen zwischen T'_X und T_X (mit $X = A, D$) werden über die Koeffizienten K_{D1r} und K_{A3r} berücksichtigt (siehe [9]). Sie sind abhängig von der internen Wärmehückgewinnung und damit von der Größe des Lösungswärmeübertragers bzw. dessen Wärmedurchlässigkeit $Y_s = U_s \cdot A_s$. Außerdem hängt der Prozess-Parameter B^* von den internen Wärmekapazitätsströmen $\dot{W}_X = \tilde{c}_{p,X} \cdot \dot{m}_X$ ab, wobei in den scheinbaren spezifischen Wärmekapazitäten $\tilde{c}_{p,A}$ und $\tilde{c}_{p,D}$ alle sensiblen und latenten Wärmeumsätze bei der Ab- und Desorption zusammengefasst und auf das dabei durchlaufene Temperaturintervall bezogen werden. Aufgrund von gegenläufigen Effekten im Ab- und Desorber kann trotz der Variabilität der scheinbaren Wärmekapazitäten zwischen ca. 20 und 35 kJ/(kg·K) ein konstanter Wert von z.B. 25 kJ/(kg·K) verwendet werden [2], [9].

Die in Gleichung (1) vorkommenden Koeffizienten K_4^* und K_5^* sowie s_A in Gleichung (3) resultieren dagegen aus einer notwendigen Wärmestromaufteilung in Bereiche mit konstant annehmbaren internen Wärmekapazitätsströmen [9]. In diesen Koeffizienten bzw. Steigungsparametern sind daher nicht nur die Wärmedurchlässigkeiten $Y_X = U_X \cdot A_X$ der vier Hauptwärmeübertrager $X = D, A, C, E$ wie in der herkömmlichen Methode [7], [8] enthalten, sondern auch diejenigen Verlusteffekte, die proportional zum umlaufenden Kältemittelmassenstrom sind (z.B. Drosselverlust etc.). In Tab. 2 sind Werte für die charakteristischen Koeffizienten der hier behandelten Anlagen vom Typ FM050 angegeben.

Durch die Integration aller lastproportionalen Verluste in den Prozessparameter B^* bzw. die von ihm abhängigen charakteristischen Koeffizienten K_1 bis K_3 sowie den Steigungsparameter K_4^* ergibt sich als charakteristische Gleichung für die Kälteleistung eine Geradengleichung durch den Ursprung (siehe Abb. 2). Dies gilt auch bei variablen externen Volumenströmen.

Ein separater und ggf. variabler Verlustparameter für die Kälteleistung (entsprechend $\Delta\Delta t_{min,E}$ in der herkömmlichen Methode, vergl. [10], [11]), tritt daher nicht mehr auf. Stattdessen werden alle thermodynamischen Verluste, die nicht proportional zum Kältemittelmassenstrom sind, über die Verlustleistung $\dot{Q}_{D,min}$ erfasst. Diese ist sowohl von den

externen Betriebsbedingungen als auch von der internen Wärmerückgewinnung im Lösungswärmeübertrager abhängig. In [2] wird gezeigt, dass die Variation von $\dot{Q}_{D, \min}$ ebenfalls durch die charakteristischen Koeffizienten K_1 bis K_3 dargestellt werden kann. Für serielle Kühlwasserführung vom Absorber zum Kondensator $A \rightarrow C$ ergibt sich

$$\dot{Q}_{D, \min} = K_6 \cdot \Delta\Delta t^*_{\min} \quad (5)$$

$$\text{mit } \Delta\Delta t^*_{\min} = t_{Di} \cdot K_1 - t_{Ai} \cdot K_2 + t_{Eo} \cdot (K_3 - 1) \text{ und } K_6 = (1 - P_s) \cdot \dot{m}_r \cdot c_{pr} \cdot B/B^*, \quad (6)$$

wobei mit $\Delta\Delta t^*_{\min}$ vorrangig die externen Betriebsbedingungen und mit K_6 über B^* die internen Lösungswärmeübertragerverluste in Bezug zu den anderen Verlusten im Lösungskreis berücksichtigt werden. Da diese nicht mit der Last bzw. dem umlaufenden Kältemittelmassenstrom skalieren, ergibt sich mit $\Delta\Delta t^*$ für die gesamte Antriebsleistung \dot{Q}_D auch keine Geradenfunktion mehr. Dies wird in Abb. 2 durch die Darstellung der Antriebsleistung $\dot{Q}_{D, m^{2x}}$ für eine hypothetische Anlage FM050 m^{2x} mit verdoppeltem Lösungsmassenstrom verdeutlicht. Die zugehörigen charakteristischen Koeffizienten sind ebenfalls in Tab. 2 angegeben.

Aus der graphischen Darstellung der charakteristischen Gleichungen (1) in Abb. 2 ist jedoch auch ersichtlich, dass bei Vorgabe einer Kälteleistung $\dot{Q}_E = \dot{Q}_{E, \text{set}}$ und $t_{Eo} = t_{Eo, \text{set}}$ ein Betriebspunkt auf der Geraden für die Kälteleistung durch verschiedene Kombinationen der Heiß- und Kühlwassertemperatur eingestellt werden kann, denn für einen gegebenen Lastfall ($\dot{Q}_{E, \text{set}}; t_{Eo, \text{set}}$) ist nur entscheidend, dass auf eine ‚passende‘, modifizierte Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t^*_{\text{set}}$ geregelt wird. Mit welchen konkreten Heiß- und Kühlwassereintrittstemperaturen bzw. Volumenströmen dies bei vorgegebenem $t_{Eo} = t_{Eo, \text{set}}$ geschieht, ist im Rahmen gültiger Betriebsgrenzen für die betrachtete Anlage von untergeordneter Bedeutung, allerdings nicht für das Gesamtsystem.

Dieser Freiheitsgrad in der Festlegung einer der beiden Eintrittstemperaturen t_{Di} oder t_{Ai} zur Einstellung eines bestimmten $\Delta\Delta t^*_{\text{set}}$ kann dazu genutzt werden, neben dem eigentlichen Lastfall eine weitere Randbedingung zu erfüllen. Durch diese Randbedingung ist dann das Wertepaar ($t_{Di}; t_{Ai}$) eindeutig festgelegt und damit auch die Differenz aus beiden Temperaturen $t_{Di} - t_{Ai} = \Delta t_{Tr}$, die bei den nachfolgenden Herleitungen verwendet wird.

Für die Entwicklung von Regelstrategien mit gleichzeitiger Regelung von Heiß- und Kühlwassertemperatur, d.h. zur Ausnutzung des o.g. Freiheitsgrades, sind mindestens drei Arten von Randbedingungen bzw. daraus abgeleiteter Zielstellungen denkbar:

- 1. Technische Randbedingung:** z. B. bei KWKK-Anlagen: Regelung von ($t_{Di}; t_{Ai}$) so, dass Heißwasseraustritt einem bestimmten Sollwert $t_{Do} = t_{Do, \text{set}}$ entspricht.
- 2. Wirtschaftliche Randbedingung:** z.B. bei solarer Kälteerzeugung: Regelung von ($t_{Di}; t_{Ai}$) so, dass solare Kältegestehungskosten minimal werden.
- 3. Thermodynamische Randbedingung:** z.B. bei Yazaki WFC-10 mit Thermosiphondesorber: Regelung von ($t_{Di}; t_{Ai}$) so, dass maximale thermodynamische Güte $g = \text{COP}/\text{COP}_{\text{rev}}$ erreicht wird.

Im Nachfolgenden wird die Bestimmung von Heiß- und Kühlwassersollwerten $t_{Di, \text{set}}$ und $t_{Ai, \text{set}}$ für jeweils eine Regelstrategie mit technischer und wirtschaftlicher Randbedingung behandelt. Ein Beispiel für eine Strategie mit thermodynamischer Randbedingung ist in [12] dargestellt.

Regelstrategie mit technischer Randbedingung

Der Freiheitsgrad in der Bestimmung von $\Delta\Delta t^*_{\text{set}}$ kann dazu genutzt werden, gleichzeitig zur Deckung des Lastfalls eine bestimmte Heißwasseraustrittstemperatur $t_{Do} = t_{Do, \text{set}}$ sicherzustellen, so dass damit auch eine hohe Fernwärmeauskühlung erreicht werden kann.

Für die Bereitstellung der Kälteleistung $\dot{Q}_{E, \text{set}} = \dot{W}_E \cdot (t_{Ei} - t_{Eo, \text{set}})$ müssen die Eintrittstemperaturen im Heiß- und Kühlwasserkreis der Absorptionskälteanlage so geregelt werden, dass gilt

$$\dot{Q}_E = K_4 \cdot \Delta\Delta t^* = \dot{Q}_{E, \text{set}} \quad (5)$$

Mit $\Delta\Delta t^* = \Delta\Delta t^*_{\text{set}}$ und den Koeffizienten K_1 bis K_3 aus Gleichung (3) ergibt sich die erste Bestimmungsgleichung für die beiden Sollwerte $t_{Di, \text{set}}$ und $t_{Ai, \text{set}}$

$$t_{Di, \text{set}} = \frac{1}{1 - K_1} \left[t_{Ai, \text{set}} \cdot (1 - K_2) - t_{Eo, \text{set}} \cdot (1 - K_3) + \frac{\dot{Q}_{E, \text{set}}}{K_4} \right] \quad (6)$$

Die zweite Bestimmungsgleichung resultiert aus der Randbedingung $t_{Do} = t_{Do, \text{set}}$. Damit gleichzeitig die erforderliche Antriebsleistung \dot{Q}_D für die Kälteleistung

$\dot{Q}_{E, \text{set}}$ bereitgestellt wird, muss das Heißwasser auf die Eintrittstemperatur $t_{Di, \text{set}} = t_{Do, \text{set}} + \dot{Q}_D / \dot{W}_D$ geregelt werden. Bei serieller Durchströmung $A \rightarrow C$ gilt nach [2] der Zusammenhang $\Delta\Delta t^*_{\min} = \Delta t_{Tr} - \Delta\Delta t^*$, so dass

$$\begin{aligned} \dot{Q}_D &= K_5 \cdot \Delta\Delta t^* + \dot{Q}_{D, \min} \\ &= K_5 \cdot \Delta\Delta t^* + K_6 \cdot \Delta\Delta t^*_{\min} \\ &= (K_5 - K_6) \cdot \Delta\Delta t^* + K_6 \cdot (t_{Di} - t_{Ai}) \end{aligned} \quad (7)$$

Verwendet man diese Darstellung von \dot{Q}_D in der zweiten Bestimmungsgleichung für $t_{Di, \text{set}}$ folgt mit Einsetzen von $\Delta\Delta t^*_{\text{set}} = \dot{Q}_{E, \text{set}} / K_4$ und Auflösen nach der Heißwassertemperatur

$$t_{Di, \text{set}} = t_{Do, \text{set}} + \frac{K_5 - K_6}{\dot{W}_D} \cdot \frac{\dot{Q}_{E, \text{set}}}{K_4} - \frac{K_6}{\dot{W}_D} \cdot t_{Ai, \text{set}} \quad (8)$$

Die beiden Bestimmungsgleichungen (6) und (8) lassen sich schließlich explizit nach den Sollwerten $t_{Di, \text{set}}$ und $t_{Ai, \text{set}}$ auflösen

$$t_{Di, \text{set}} = \frac{1}{S_{Do, \text{set}}} \left[t_{Eo, \text{set}} \cdot (1 - K_3) \cdot K_6 - t_{Do, \text{set}} \cdot (1 - K_2) \cdot \dot{W}_D - \frac{\dot{Q}_{E, \text{set}}}{K_4} \cdot (K_5 \cdot (1 - K_2) + K_6 \cdot K_2) \right] \quad (9)$$

$$t_{Ai, \text{set}} = \frac{1}{S_{Do, \text{set}}} \left[t_{Eo, \text{set}} \cdot (1 - K_3) \cdot (K_6 - \dot{W}_D) - t_{Do, \text{set}} \cdot (1 - K_1) \cdot \dot{W}_D - \frac{\dot{Q}_{E, \text{set}}}{K_4} \cdot (K_5 \cdot (1 - K_1) + K_6 \cdot K_1 - \dot{W}_D) \right]$$

wobei folgende Zusammenfassung verwendet wurde:

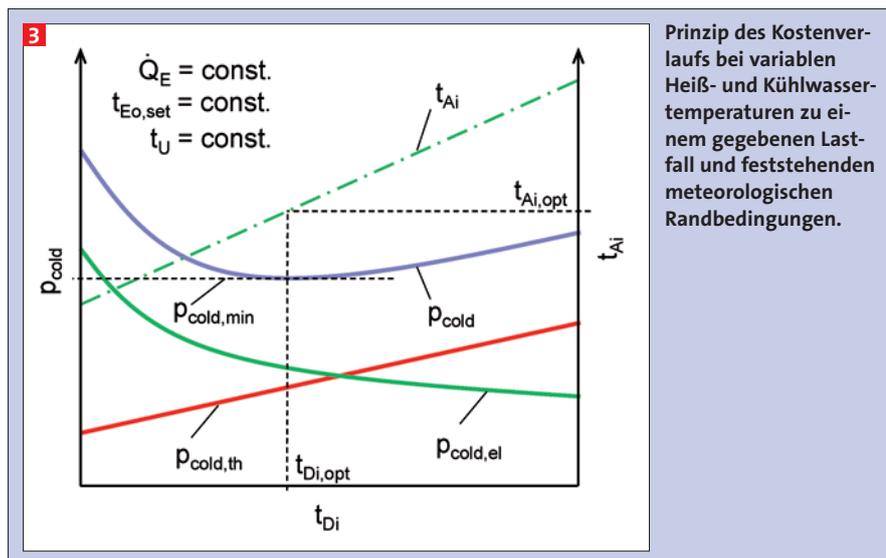
$$S_{Do, \text{set}} = K_6 \cdot (K_1 - K_2) - \dot{W}_D \cdot (1 - K_2).$$

Eine Anwendung dieser Strategie wird im zweiten Teil beschrieben.

Regelstrategie mit wirtschaftlicher Randbedingung

Der Freiheitsgrad in der Bestimmung von $\Delta\Delta t^*_{\text{set}}$ kann auch dazu genutzt werden, die Betriebskosten p_{cold} bei der thermischen Kälteerzeugung zu minimieren. Diese werden durch vier wesentliche Faktoren bestimmt: Den Energiepreisen für Antriebswärme und Strom (p_{th} und p_{el}) sowie dem Teillastverhalten der Absorptionskälteanlage (AKA) und des Rückkühlwerks (RKW). Das Teillastverhalten kann durch die Leistungszahlen (engl. coefficient of performance) $\text{COP}_{\text{AKA}} = \dot{Q}_E / \dot{Q}_D$ und $\text{COP}_{\text{RKW}} = \dot{Q}_E / P_{\text{el}}$ beschrieben werden, so dass

$$p_{\text{cold}} = \frac{\dot{Q}_D \cdot p_{\text{th}} + P_{\text{el}} \cdot p_{\text{el}}}{\dot{Q}_E} = \frac{p_{\text{th}}}{\text{COP}_{\text{AKA}}} + \frac{p_{\text{el}}}{\text{COP}_{\text{RKW}}} = p_{\text{cold, el}} + p_{\text{cold, th}} \quad (10)$$



Prinzip des Kostenverlaufs bei variablen Heiß- und Kühlwassertemperaturen zu einem gegebenen Lastfall und feststehenden meteorologischen Randbedingungen.

Hierin ist P_{el} die gesamte elektrische Leistung, die zum Betrieb der AKA und zur Übertragung der Abwärme an die Umgebung aufgebracht werden muss (z.B. für Pumpen und Ventilatoren). Zusammen mit einem einfachen Modell für die Bestimmung von P_{el} unter Teillastbedingungen (z.B. für Trockenkühler) werden die charakteristischen Gleichungen (1) und (2) dazu genutzt, diejenige Kombination aus Heiß- und Kühlwassertemperatur ($t_{Di,opt}$; $t_{Ai,opt}$) zu ermitteln, die für einen vorgegebenen Lastfall zu einem Minimum der Betriebskosten führen. Das Prinzip dieser Strategie soll anhand von Abb. 3 erläutert werden (eine mathematische Herleitung findet sich in [13] bzw. [2]).

In Abb. 3 sind die meteorologischen Bedingungen, d.h. t_U und $t_{Eo,set}$ sowie der Lastfall ($\dot{Q}_{E,set}$; $t_{Eo,set}$) vorgegeben und konstant. Dargestellt sind die Gesamtbetriebskosten p_{cold} sowie deren Aufteilung in einen thermischen und elektrischen Anteil ($p_{cold,th}$ bzw. $p_{cold,el}$). Beide ergeben sich als alleinige Funktion der Antriebs-temperatur, da es nur einen Freiheitsgrad in der Festlegung von $\Delta\Delta t^*$ gibt und somit nur eine der beiden Temperaturen (t_{Di} ; t_{Ai}) als unabhängige Variable betrachtet werden kann (hier t_{Di}).

Mit sinkender Heißwassertemperatur (t_{Di} auf der Abszisse) muss immer kälteres Kühlwasser mit einer Temperatur t_{Ai} verwendet werden, um den Lastfall zu decken bzw. das erforderliche $\Delta\Delta t^*_{set}$ ein-

zustellen. Die Stromkosten steigen, weil hierzu immer höhere Drehzahlen des Ventilators im RKW notwendig sind. Andererseits steigen die Wärmekosten mit steigendem t_{Di} (und t_{Ai}), da wegen größerer Verlustleistung $\dot{Q}_{D,min}$, die entsprechend Gleichung (7) mit der Differenz $\Delta t_{Ti} = t_{Di} - t_{Ai}$ skaliert, eine höhere Antriebsleistung \dot{Q}_D für die gleiche Kälteleistung benötigt wird. Gleichzeitig sinken die Stromkosten wegen größerer Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser- und Umgebungstemperatur.

Zwischen diesen gegenläufigen Tendenzen ergibt sich eine bestimmte Kombination aus Heiß- und Kühlwassertemperatur ($t_{Di,opt}$; $t_{Ai,opt}$), bei der die spezifischen Betriebskosten p_{cold} ein Minimum erreichen. An dieser Stelle ist die Ableitung $dp_{cold}/dt_{Di} = 0$. Aus dieser Randbedingung folgt eine zweite Bestimmungsgleichung zur Berechnung der optimalen Temperaturkombinationen ($t_{Di,opt}$; $t_{Ai,opt}$), die als Sollwerte $t_{Di,set} = t_{Di,opt}$ und $t_{Ai,set} = t_{Ai,opt}$ für ein Heißwasserregelventil bzw. die Ventilardrehzahl verwendet werden können. Eine Anwendung dieser Strategie wird im zweiten Teil beschrieben.

Werden anstelle der Energiepreise für Strom und Wärme (e_{el} bzw. e_{th}) in Gleichung (10) z.B. endenergiespezifische Primärenergiefaktoren der eingesetzten Energieträger verwendet (e_{el} bzw. e_{th}), lässt sich die gleiche Strategie auch zur Minimierung der spezifischen CO_2 -Emissionen durch die Kälteerzeugung aus KWKK-Systemen verwenden.

Literatur

- [1] Petersen, S., Hansske, A., Hennrich, C., Hüls, W., Stangl, J., Mittermaier, M., Helm, M., Zachmeier, P., Natzer, S., Lanser, W. and Ziegler, F.: Development of a 50 kW absorption chiller. In: 23rd IIR Int. Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic, paper-ID 951, 2011.
- [2] Albers, J.: Erweiterung einer Berechnungsmethode für die Regelung von Absorptionskälteanlagen. PhD thesis, Dissertation an der TU Berlin, Fakultät III Prozesswissenschaften, Institut für Energietechnik, Bearbeitungsstand Juli 2013.
- [3] Petersen, S., Albers, J., Hennrich, C., Hunt, S., Hüls, W., Lanser, W. and Schröder, M.: Absorptionskälteanlagen für die Gebäudekühlung mit Fernwärme. EuroHeat&Power, 42. Jg (5): 42–49, 2013.
- [4] Mit Wärme kühlen – Eine neue Generation kompakter Kältemaschinen kühlt und heizt mit Niedertemperaturwärme. URL http://www.bine.info/fileadmin/content/Presse/-Projektinfos_2012/Pro-

Nomenklatur			
A	Wärmeübertragungsfläche	m ²	Sub- and Superscript
(B*) B,	(Pseudo) Dühring Parameter	–	* modifiziert
(\check{c}_p) c_p	(Pseudo) spez. Wärmekapazität	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	A Absorber
COP	Coefficient of Performance		C Kondensator
e	Spezifische Emissionen	kg kWh ⁻¹	D Desorber
g	Gütegrad		E Verdampfer
K, K*, K _N	Charakteristische Koeffizienten		el elektrisch
\dot{m}	Massenstrom	kg s ⁻¹	i, o Inlet, Outlet
P	Dimensionslose Temp.-änderung		N Numerischer Platzhalter
p	Spezifische Kosten	€ kWh ⁻¹	opt optimiert, im Optimum
\dot{Q}	Wärmestrom	kW	r reich an Kältemittel
s	Steigungsparameter	kW K ⁻¹	rev reversibel
T, t	Interne, externe Temperatur	°C	S Lösungswärmeübertrager
U	Wärmedurchgangskoeffizient	kW m ⁻² K ⁻¹	set Sollwert
(\check{W}) \check{W}	(Pseudo) Wärmekapazitätsstrom	kW K ⁻¹	th thermisch
Y	Wärmedurchlässigkeit (UA Wert)	kW K ⁻¹	U Umgebungsluft
$\Delta\Delta t$	Charakteristische Temp.-diff.	K	X Alphabetischer Platzhalter
	Relative Luftfeuchte	%	

jekt_07-2012/ProjektInfo_0712_internetx.pdf.

- [5] Petersen S., Ziegler, F., Albers, J. and Lanser, W.: EnEff Wärme: Absorptionskältetechnik für Niedertemperaturantrieb – Grundlagen und Entwicklung von Absorptionskältemaschinen für die fernwärme- und solarbasierte Kälteversorgung. Technical Report FKZ 0327460B, TU Berlin, Institut für Energietechnik, Sek. KT 2, Fachgebiet Maschinen u. Energieanlagentechnik, September 2013.
- [6] Furukawa, T.: Study on characteristic temperatures of absorption heat pumps. In: Proc. of 20th Japan Heat Transfer Conf., pages 508–510, June 1983, in japanischer Sprache.
- [7] Ziegler, F.: Sorptionswärmepumpen: Beschreibung des Betriebsverhaltens

durch eine charakteristische Gleichung. In: Technische Sorptionsprozesse. Fortschrittsbericht VDI, Reihe 3, S. 259–279, Düsseldorf, 1998. VDI-Verlag.

- [8] Schweigler, C., Storkenmaier, F. and Ziegler, F.: Die charakteristische Gleichung von Sorptionskälteanlagen. In: Tagungsband der Deutschen Klima-Kälte-Tagung, 1999.
- [9] Albers, J. and Ziegler, F.: Heat transfer calculation for absorption heat pumps under variable flow rate conditions. In: Proc. Int. Sorption Heat Pump Conference, pages 813–822, Italy, Padua, 6–8 Apr. 2011.
- [10] Hellmann, H. M. and Ziegler, F.: Simple absorption heat pump modules for system simulation programs. ASHRAE Transactions, pages 789–787, 1999.
- [11] Albers, J. and Ziegler, F.: Influence of internal irreversibilities on the characteristic equation of absorption chillers. In: Proc. of

Heat powered cycles conference, Berlin, 7–9 Sep. 2009, paper 420.

- [12] Albers, J. and Ziegler, F.: Optimierte Regelstrategie für Absorptionskälteanlagen mit Thermosyphon-Desorbern. In: Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung, Ulm, 19.–21. Nov. 2008, paper AA.II.1.15.
- [13] Albers, J., Kemmer, H. and Ziegler, F.: Solar driven adsorption chiller controlled by hot and cooling water temperature. In: Proc. 3rd Int. Conference Solar Air-Conditioning, pages 338–343, Palermo, Sicily, Italy, 30 Sep. – 2 Oct. 2009, OTTI Energie-Kolleg.

Danksagung

Die hier beschriebenen Ergebnisse wurden im Rahmen mehrerer vom BMWi und UBA geförderter Forschungsprojekte erarbeitet (FKZ 0329809D, 36301222, 0327460B).

PUBLIKATIONEN

KI KÄLTE · LUFT · KLIMATECHNIK

Der Kälteanlagenbauer Band 2: Grundlagen der Kälteanwendung

Band 2 des zwei Bände umfassenden Werks „Der Kälteanlagenbauer“ enthält umfangreiches Wissen über Kälteanwendungen. Er baut auf den ausführlich beschriebenen Grundkenntnissen aus Band 1 auf und gibt mit vielen Beispielen aus der Praxis wichtige Informationen zur Kälteanlagentechnik für die Aus- und Weiterbildung sowie die tägliche Arbeit. Beide Bände zusammen ermöglichen die fachbezogene Ausbildung bis zum Kälteanlagenbauermeister und können sowohl in der schulischen als auch in der betrieblichen Aus- und Weiterbildung eingesetzt werden. Allerdings erhebt das vorliegende Lehrbuch mit dem Untertitel „Grundlagen“ mit seinen beschriebenen Kälteanwendungen keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Auch in dieser nunmehr 6. Auflage wurden die Inhalte aktualisiert und auf den neuesten Stand gebracht.

Im Hinblick auf die auch für Kälteanlagen immer wichtiger werdende Diskussion der Energieeffizienz sind die erforderlichen Komponenten wie beispielsweise der Turboverdichter Turbocor oder die elektronisch arbeitende Kühlstellenregelung inzwischen

Bestandteil des Buches.

Der Autor Dipl.-Ing. Karl Breidenbach ist gelernter Kälteanlagenbauermeister und war über 20 Jahre lang öffentlich bestellter und vereidigter Sachverständiger für die Kältetechnik und den Kälteanlagenbau. Von 1975 bis 1993 war er Direktor und Dozent an der Bundesfachschule Kälte- und Klimatechnik.

Das Lehrbuch ist mit zahlreichen, farblich unterlegten Merksätzen und markierten Beispielen versehen, die eine benutzerfreundliche Hilfe dazu leisten, das Werk zu strukturieren und trotz des erheblichen Gesamtumfangs für Orientierung und inhaltliche Fokussierung zu sorgen. Ausführliche Lösungen zu den zahlreichen Übungsaufgaben helfen, die Zusammenhänge besser zu verstehen und die Lerninhalte zu vertiefen. Besonders hervorzuheben sind die zahlreichen Tabellen und Abbildungen, die das breite Themenspektrum sehr anschaulich illustrieren. Ein mit 30 Seiten umfangreiches Stichwortregister erleichtert die schnelle Orientierung und den zielgerichteten Zugriff auf die einzelnen Sachverhalte. Der Band richtet sich an Kälteanlagenbau-

er, Kältemonteur, Techniker Kälte und Klima, Anlagenbetreiber, Dienstleister in Service und Wartung, Studenten der Versorgungstechnik, Planer TGA, Lüftungsbauer und Berater.

Karl Breidenbach
Der Kälteanlagenbauer
Band 2: Grundlagen der Kälteanwendung
6., überarbeitete Auflage 2014
XX, 828 Seiten, 24,0 x 17,0, gebunden
ISBN 978-3-8007-3556-3
118,- €

Auch als E-Book (PDF) erhältlich.

VDE Verlag GmbH Berlin Offenbach
www.vde-verlag.de

