

Untersuchung verschiedener Regelstrategien für zwei baugleiche Absorptionskälteanlagen im Feldtest

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

TU Berlin, Institut für Energietechnik, Sek. KT2, Marchstraße 18, 10587 Berlin

jan.albers@tu-berlin.de

Kurzfassung

Seit ca. zwei Jahren befinden sich zwei nahezu baugleiche Feldtestanlagen einer neu entwickelten Absorptionskälteanlage in einem Verwaltungsgebäude der Vattenfall Europe AG am Syringenplatz in Berlin sowie im Umweltbundesamt in Dessau im Einsatz. In den beiden Liegenschaften werden unterschiedliche Regelstrategien zur Deckung des Kältebedarfs sowie zur Einhaltung der Kaltwassertemperatur verwendet. Am Syringenplatz wird als technische Zielstellung die Einhaltung einer niedrigen Rücklauftemperatur von bis zu 55 °C als Regelstrategie verfolgt. Hierdurch kann eine hohe Fernwärmeauskühlung und damit eine verbesserte Netzauslastung erreicht werden. Im Umweltbundesamt werden dagegen Heiß- und Kühlwassertemperatur so geregelt, dass minimale Kältegestehungskosten erzielt werden (wirtschaftliche Zielstellung).

Im Beitrag werden die theoretischen Hintergründe der Regelstrategien erläutert sowie Messdaten aus den beiden Feldtestsystemen analysiert. In beiden Liegenschaften konnte die Funktionsfähigkeit der jeweiligen Regelstrategie erfolgreich demonstriert werden.

Stichwörter:

Absorptionskälteanlage, Regelung, Fernwärmeauskühlung, charakteristische Gleichung

1. 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 Kaltwasser-*austritt*stemperatur 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 Heißwasserauskuhlung 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 Anschluss an eine kurze Beschreibung der Absorptionskälteanlagen wird die Wirkungsweise der darauf aufbauenden Regelstrategien erläutert. Dies erfolgt auf Basis einer erweiterten Methode charakteristischer Gleichungen zur Beschreibung des Leistungs- und Energieeffizienzverhaltens von Absorptionskälteanlagen. Im letzten Teil werden Messwerte aus den beiden Liegenschaften analysiert, in denen sich zwei verschiedene Regelstrategien mit gleichzeitiger Heiß- und Kühlwasserregelung im praktischen Einsatz befinden.

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

Tab. 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	Kältezahl	-	0,79	0,78	0,77

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 gegenüber gestellt, 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 ① 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.

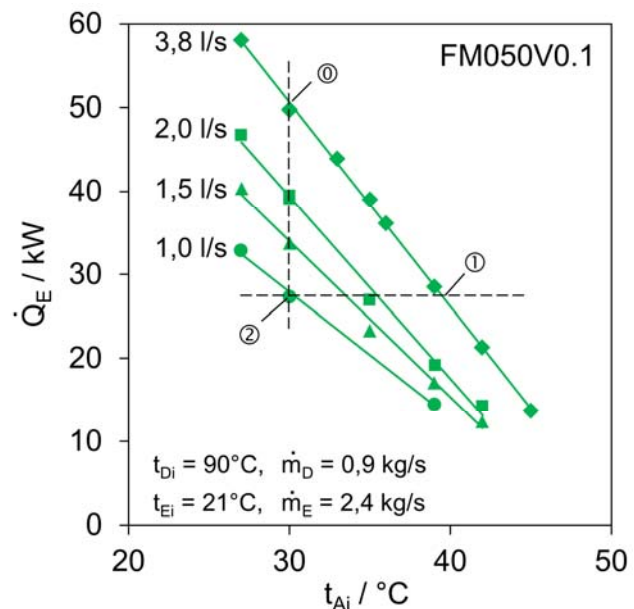


Abb. 1: Kälteleistung in Abhängigkeit der Kühlwasserbedingungen.

Zum einen läßt sich bei konstantem Kühlwasservolumenstrom von 3,8 l/s die Kühlwasser-eintrittstemperatur 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 Kühlwasserförderung 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 Möglichkeiten kann aber das Potential 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 beschreiben werden kann.

3. 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 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 Anwendung der erweiterten Methode auf die Bedingungen bei den Feldtestanlagen beschränkt (d.h. serielle Kühlwasserführung A→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

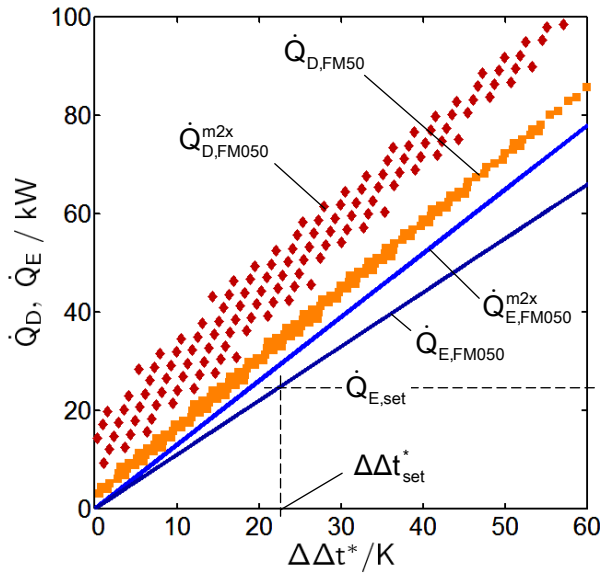
$$K_1 = \frac{B^*}{B^* + (K_{A3r} - \dot{W}_A) / s_A} \quad K_2 = K_1 \cdot \left(1 + \frac{\dot{W}_A}{s_A}\right) \quad K_3 = K_2 - K_1 + 1 \quad (3)$$

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

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 Wärmerückgewinnung 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 $\tilde{W}_X = \tilde{c}_{p,X} \cdot \dot{m}_X$ 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 Kältemittel-massenstrom 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.



Tab. 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

Abb. 2: Graphische Darstellung der erweiterten charakteristischen Gleichungen, für die Funktionsmuster vom Typ FM050.

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

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

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

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^{m2x} für eine hypothetische Anlage FM050^{m2x} 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 $\dot{Q}_E = \dot{Q}_{E,set}$ und $t_{Eo} = t_{Eo,set}$ ein Betriebspunkt auf der Geraden für die Kälteleistung durch verschiedenen Kombinationen der Heiß-

und Kühlwassertemperatur eingestellt werden kann, denn für einen gegebenen Lastfall ($\dot{Q}_{E,set}; t_{Eo,set}$) ist nur entscheidend, dass auf eine ‚passende‘, modifizierte Temperaturdifferenz Δt_{set}^* geregelt wird. Mit welchen konkreten Heiß- und Kühlwassereintrittstemperaturen bzw. Volumenströmen dies bei vorgegebenem $t_{Eo} = t_{Eo,set}$ 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 Δt_{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 $t_{Di} - t_{Ai} = \Delta t_{Ti}$, 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 $t_{Do} = t_{Do,set}$ entspricht.
2. Wirtschaftliche Randbedingung: z.B. bei solarer Kälteerzeugung:
Regelung von $(t_{Di}; t_{Ai})$ so, dass solare Kältgestehungskosten minimal werden.
3. Thermodynamische Randbedingung: z.B. bei Yazaki WFC-10 mit Thermosiphondesorber:
Regelung von $(t_{Di}; t_{Ai})$ so, dass maximale thermodynamische Güte $g = COP/COP_{rev}$ erreicht wird.

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

3.1 Regelstrategie mit technischer Randbedingung

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

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

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

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

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

Die zweite Bestimmungsgleichung resultiert aus der Randbedingung $t_{Do} = t_{Do,set}$. Damit gleichzeitig die erforderliche Antriebsleistung \dot{Q}_D für die Kälteleistung $\dot{Q}_{E,set}$ bereitgestellt wird, muss das Heißwasser auf die Eintrittstemperatur $t_{Di,set} = t_{Do,set} + \dot{Q}_D / \dot{W}_D$ geregelt werden. Bei serieller Durchströmung $A \rightarrow C$ gilt nach [2] der Zusammenhang $\Delta\Delta t_{min}^* = \Delta t_{Ti} - \Delta\Delta t^*$, so dass

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

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

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

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

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

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

wobei folgende Zusammenfassung verwendet wurde: $s_{Do,set} = K_6 \cdot (K_1 - K_2) - \dot{W}_D \cdot (1 - K_2)$.

Eine Anwendung dieser Strategie wird im Abschnitt 5.1 beschrieben.

3.2 Regelstrategie mit wirtschaftlicher Randbedingung

Der Freiheitsgrad in der Bestimmung von $\Delta\Delta t_{set}^*$ 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 Rückkühl-

werks (RKW). Das Teillastverhalten kann durch die Leistungszahlen (engl. *coefficient of performance*) $COP_{AKA} = \dot{Q}_E / \dot{Q}_D$ und $COP_{RKW} = \dot{Q}_E / P_{el}$ beschrieben werden, so dass

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

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 Kühlwassereintrittstemperatur ($t_{Di,opt}$; $t_{Ai,opt}$) 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 φ_U 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 Antriebstemperatur, da es nur einen Freiheitsgrad in der Festlegung von Δt^* gibt und somit nur eine der beiden Temperaturen (t_{Di} ; t_{Ai}) als unabhängige Variable betrachten werden kann (hier t_{Di}).

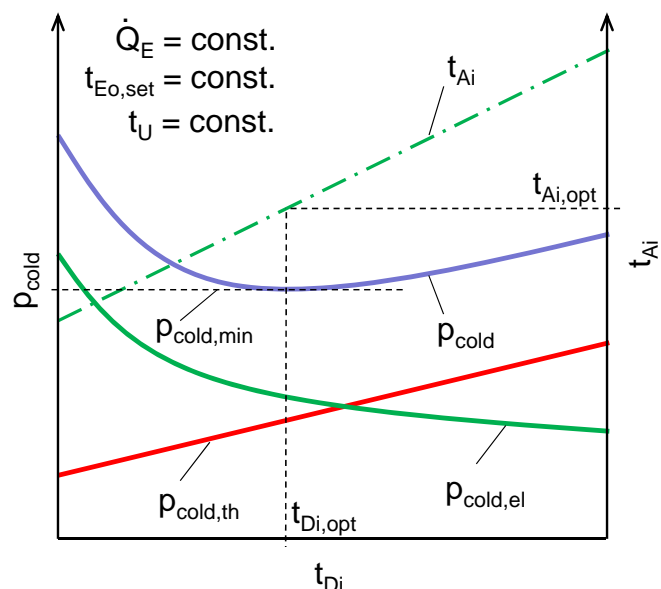


Abb. 3: Prinzip des Kostenverlaufs bei variablen Heiß- und Kühlwassertemperaturen zu einem gegebenen Lastfall und feststehenden meteorologischen Randbedingungen.

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 Δt^*_{set} einzustellen. 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 Ventilator Drehzahl verwendet werden können. Eine Anwendung dieser Strategie wird im Abschnitt 5.2 beschrieben.

Werden anstelle der Energiepreise für Strom und Wärme in Gleichung (10) z.B. endenergie-spezifische Primärenergiefaktoren der eingesetzten Energieträger verwendet, lässt sich die gleiche Strategie auch zur Minimierung von CO₂-Emissionen verwenden.

4. Feldtestsysteme und Betriebsdaten

Im Laufe des Forschungsprojektes „EnEff Wärme: Absorptionskälteanlagen für Niedertemperaturantrieb“ wurden zwei Liegenschaften mit nahezu baugleichen Funktionsmustern FM050V0.2 und FM050V0.3 ausgestattet. Dabei handelte es sich zum einen um das Verwaltungsgebäude der Vattenfall Europe Wärme AG am Berliner Syringenplatz (BVES) und zum anderen um das Dienstgebäude des Umweltbundesamtes in Dessau (DUBA). In Tab. 3 sind wesentliche Systemcharakteristika und Betriebsbedingungen gegenübergestellt. Das System BVES versorgt Büroräume, die mittels Ventilator-konvektoren gekühlt werden (ohne Entfeuchtung), das System DUBA kühlt und konditioniert vorwiegend ein Rechenzentrum sowie Schulungsräume. In einigen Stunden des Jahres wird auch ein Hörsaal mit Klimakälte versorgt. Die liegenschaftsspezifischen Auslegungspunkte der Funktionsmuster sowie deren Nominalpunkt wurden in Tab. 1 zusammengefasst.

Tab. 3: Systemcharakteristik zu den Feldtestsystemen BVES und DUBA.

Beschreibung	BVES	DUBA
Wärmeversorgung	Nur Fernwärme	Solarwärme (FW als Backup)
Temperaturniveau der Nutzkälte	$\geq 15 \text{ }^\circ\text{C}$	$\leq 12 \text{ }^\circ\text{C}$
Rückkühlung	Nur trocken; hybride Rückkühlung nicht möglich	Vorrangig trocken, hybride Rückkühlung möglich
Hauptkälteverbraucher	Büroräume, ca. 40 kW (max.)	Rechenzentrum, ca. 30 kW

Die Liegenschaft in Berlin am Syringenplatz (BVES) hat eine reine Fernwärmeversorgung als Antrieb der Kälteanlage. Neben einer gesamteffizienten Betriebsweise, die sowohl den Stromverbrauch des RKW und der Versorgungspumpen der Absorptionskälteanlage berücksichtigt, ist die Einhaltung einer Fernwärmerücklauf-temperatur bedingende Aufgabe für die Regelung.

Die Wärmeversorgung der Absorptionskälteanlage (AKA) im System DUBA erfolgt dagegen vorrangig über ein Solarkollektorfeld (ca. 216 m² Absorberfläche, Vakuumröhrenkollektoren *heat-pipes*) mit drei Wärmespeichern á 7,5 m³ Speichervolumen. Bei nicht ausreichender Antriebstemperatur in den Solarwärmespeichern erfolgt die Wärmeversorgung der AKA über die Hausanschlussstation aus dem Fernwärmenetz. Anders als im System BVES ist aufgrund des vorrangig solaren Betriebs nicht eine bestimmte Heißwassertemperatur sondern die Minimierung der Betriebskosten für Strom und Wärme erklärtes Nebenziel für die Regelung.

Die hydraulischen Verschaltungen der Systeme werden in [1], [3], [5] und [14] detaillierter beschrieben. Im Nachfolgenden soll auf die regelungstechnischen Aspekte eingegangen werden.

4.1 Betriebsdaten vom Syringenplatz in Berlin (BVES)

In der Liegenschaft BVES erfolgt die Regelung der AKA auf den Lastfall ($\dot{Q}_{E,set}$; $t_{Eo,set}$) mit der zusätzlichen technischen Randbedingung $t_{Do,set} = 65\text{ °C}$. Der Kaltwassersollwert ist im Normalfall auf 15 °C eingestellt. Bei hoher Feuchtkugeltemperatur wird dieser Wert jedoch angehoben, um eine Unterschreitung des Taupunktes in den Verteilleitungen bzw. an den Kühlflächen in den Räumen zu vermeiden. Als Sicherheitsabstand zur Tautemperatur t_{τ} wird eine Differenz von 2 K verwendet. Damit ergibt sich der Sollwert für die Regelung zu

$$t_{Eo,set} = \max(15\text{ °C}, t_{\tau} + 2\text{K}). \quad (11)$$

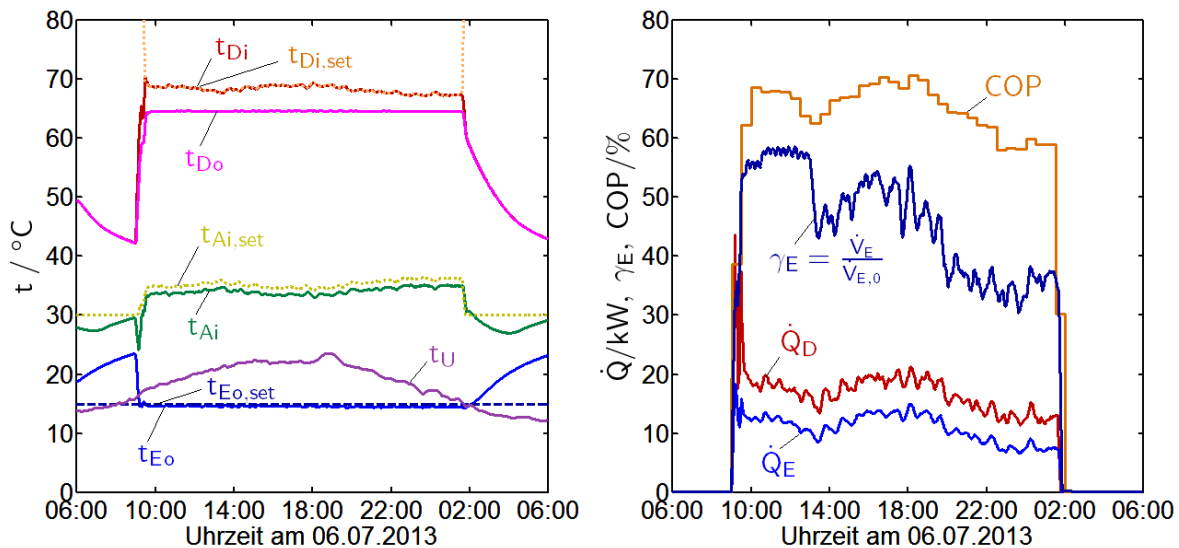


Abb. 4: Messwerte im System BVES mit gleichzeitiger Regelung von Heiß- und Kühlwasser zur Deckung der Kühllast und Einhaltung einer technischen Randbedingung.

Abb. 4 zeigt die Messwerte von einem Tag, an dem der Sollwert $t_{Eo,set}$ jedoch konstant 15 °C betrug. Im linken Bild sind die aus der SPS berechneten Sollwerte ($t_{Di,set}$; $t_{Ai,set}$) zur variierenden Lastanforderung ($\dot{Q}_{E,set}$; $t_{Eo,set}$) punktiert dargestellt und parallel dazu die vom

Fernwärmeregelventil und dem Trockenkühler tatsächlich eingestellten Werte t_{Di} und t_{Ai} am Eintritt der AKA. Im Kühlwasserkreis ist eine Differenz von ca. 1 K zwischen t_{Ai} und $t_{Ai,set}$ zu erkennen, die vermutlich aus der Distanz zwischen RKW und AKA mit erdverlegten und ggf. ungedämmten Rohrleitungen resultiert. Im Heißwasserkreis ist dagegen kaum ein Unterschied zwischen berechnetem und eingeregelterm Wert zu erkennen. Sowohl der Kaltwassersollwert als auch die geforderte Austrittstemperatur im Heißwasserkreis werden über den gesamten Betriebszeitraum auf ca. $\pm 0,5$ K eingehalten. Aufgrund der relativ geringen Lastvariation zwischen ca. 10 und 15 kW variieren auch die berechneten Sollwerte nur zwischen ca. $65^\circ\text{C} < t_{Di} < 70^\circ\text{C}$ und ca. $33^\circ\text{C} < t_{Ai} < 38^\circ\text{C}$. Trotz der geringe Kältelast von lediglich 20-30% der Nominalleistung wird ein COP zwischen ca. 0,6 und 0,7 erreicht (in Abb. 4, rechts sind aus Übersichtlichkeitsgründen Halbstundenmittelwerte gezeigt).

Die hydraulischen Verhältnisse im System BVES führen dazu, dass der Kaltwasservolumenstrom \dot{V}_E durch den Verdampfer der AKA nicht konstant ist, sondern am betrachteten Tag zwischen ca. 40 und 60% des Auslegungsvolumenstroms $\dot{V}_{E,0}$ variierte. Obwohl Änderungen von \dot{V}_E bzw. $\gamma_E = \dot{V}_E / \dot{V}_{E,0}$ einen großen Einfluss auf den Wärmedurchgangskoeffizienten im Verdampfer haben können (da dieser oftmals durch den Wärmeübergang auf der externen Seite dominiert wird), konnten die daraus resultierenden Effekte auf die Leistungsfähigkeit der AKA durch die Nachführung der charakteristischen Koeffizienten im Berechnungsalgorithmus so gut berücksichtigt werden, dass dies keinen erkennbaren Einfluss auf die Einhaltung der Sollwerte $t_{Eo,set}$ und $t_{Do,set}$ hatte.

In Abb. 5 sind die Messwerte von einem anderen Tag dargestellt. Hier wurde der Sollwert für die technische Randbedingung variiert. Die Verstellung von $t_{Do,set}$ erfolgte von 65°C auf 60°C , 55°C und 70°C im Abstand von jeweils ca. 90 Minuten und anschließend auf 55°C . Durch den Berechnungsalgorithmus in der SPS wurden zu den daraus resultierenden, Anforderungen an die Regelung (d.h. Deckung des Lastfalls ($\dot{Q}_{E,set}$; $t_{Eo,set}$) bei gleichzeitiger Einhaltung der technischen Randbedingung $t_{Do} = t_{Do,set}$) die Sollwerte $t_{Di,set}$ und $t_{Ai,set}$ berechnet und über die Regelorgane (Fernwärmeregelventil und RKW-Ventilator) die tatsächlichen Werte t_{Di} und t_{Ai} eingestellt. Im Ergebnis zeigt sich, dass durch die gleichzeitige Regelung der Heiß- und Kühlwassereintrittstemperatur beide Anforderungen zu sämtlichen Werten von $t_{Do,set}$ erfüllt werden konnten. Für

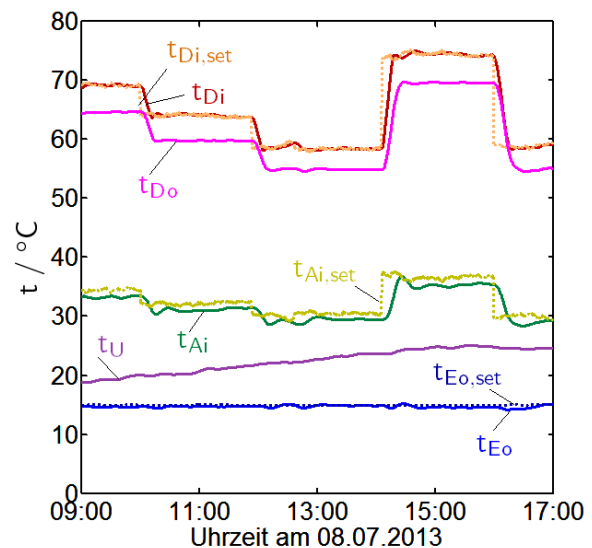


Abb. 5: Messwerte im System BVES mit Variation der Randbedingung.

niedrige Werte von $t_{Do,set}$ kann dies jedoch nur gelingen, wenn es die meteorologischen Randbedingungen zulassen, d.h. $t_U < t_{Ai,set} - \Delta t_{RKW,min}$.

5.2 Betriebsdaten vom Umweltbundesamt Dessau (DUBA)

In Abb. 6 ist ein typischer, strahlungsreicher Betriebstag mit einer globalen Einstrahlung auf die horizontale Ebene von $q_{gh} = 6.4 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{d})$ und einer mittleren Umgebungstemperatur von $t_U = 19^\circ\text{C}$ dargestellt. Die Minimal- und Maximalwerte betragen 13° bzw. 25°C . In Abhängigkeit vom Lastfall und der verfügbaren Antriebstemperatur aus Solar- bzw. Fernwärme wurde sowohl die Desorber- als auch die Absorbereintrittstemperatur kontinuierlich in einem Bereich zwischen $55^\circ\text{C} < t_{Di} < 75^\circ\text{C}$ bzw. $20^\circ\text{C} < t_{Ai} < 28^\circ\text{C}$ geregelt. Trotz dieser Variationen konnte die Kaltwasseraustrittstemperatur t_{Eo} konstant gehalten werden und lag dicht am Sollwert.

Aus Abb. 6 ist jedoch auch zu erkennen, dass die tatsächliche Eintrittstemperatur t_{Di} deutlich niedriger lag als der optimale Sollwert $t_{Di,opt}$. Dies resultierte daraus, dass für den Lastgang an diesem Tag weder aus dem Fernwärmenetz noch vom Solarkollektorfeld eine ausreichend hohe Antriebstemperatur verfügbar war, um das Minimum der Kältegestehungskosten zu erreichen. Um trotzdem die notwendige charakteristische Temperaturdifferenz Δt_{set}^* für den jeweiligen Lastfall zu erreichen, wurde durch den Berechnungsalgorithmus ein geringerer Sollwert $t_{Ai,set} < t_{Ai,opt}$ berechnet und über das RKW eingestellt. Auch wenn hierdurch

nicht die maximale Kosteneinsparung gegenüber einer Standardregelung erzielt werden konnte, wurde die Anlage dennoch so dicht wie möglich am Minimum der Betriebskosten betrieben. Eine weitergehende Analyse auch im Vergleich zu einer vorher vorhandenen Adsorptionskälteanlage ist in [14] dargestellt. Darüber hinaus wurde durch die verstärkte Nutzung des RKW die Versorgungssicherheit erhöht, denn ohne die *Back-up* Funktion des RKW wäre bei einer Standardregelung der Absorptionskälteanlage ein weiterer Kälteerzeuger zur Lastdeckung notwendig gewesen.

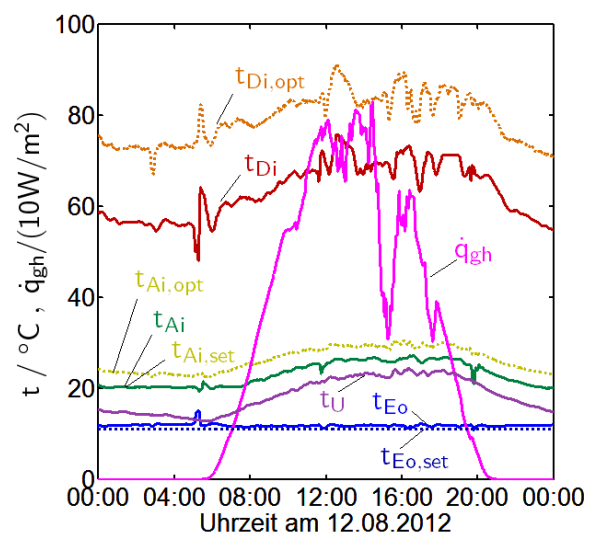


Abb. 6: Messwerte im System DUBA mit gleichzeitiger Regelung von Heiß- und Kühlwasser (wirtschaftliche Randbed.).

6. Zusammenfassung

Mit den durchgeführten Untersuchungen zu verschiedenen Regelstrategien für eine neu entwickelte Absorptionskälteanlage konnte am Beispiel von zwei Feldtestanlagen gezeigt werden, dass durch die gleichzeitige Regelung von Heiß- und Kühlwassertemperatur neben der Bereitstellung einer geforderten Kälteleistung auf einem notwendigen Temperaturniveau weitere Zielstellungen erreicht werden können. Hierzu zählt z.B. die Sicherstellung einer niedrigen Heißwasserrücklauftemperatur von bis zu 55°C, so dass eine verbesserte Auslastung von Wärmeverteilnetzen in KWKK-Systemen erreicht werden kann. Ebenso lassen sich ökonomische Zielstellungen z.B. zur Minimierung von Betriebskosten oder ökologische Zielstellungen zur Minimierung von CO₂-Emissionen implementieren.

Die hier behandelten Regelstrategien basieren auf einer erweiterten Berechnungsmethode für die Regelung von Absorptionskälteanlagen mit Hilfe von charakteristischen Gleichungen. Die Grundzüge der erweiterten Methodik – mit der auch die Effekte von variablen externen Volumenströmen auf das Energieeffizienzverhalten der Absorptionskälteanlagen berücksichtigt werden kann – wurden dargestellt.

Auf Grundlage des weiten Betriebsbereiches, der sich bei den neu entwickelten Absorptionskälteanlagen durch Variation der Volumenströme im Heiß- und Kühlwasserkreis erschließen lässt, ergeben sich somit weitere Möglichkeiten z.B. die spezifischen elektrischen Hilfsenergieaufwendungen, die üblicherweise in Teillast ansteigen, mit sinkender Kälteleistung überproportional zu reduzieren. Ob und wie hoch mit derartigen Regelstrategien CO₂-Einsparungen erzielt werden können, hängt jedoch auch von der primärenergetischen Bewertung der Endenergieträger ab, die zur Kälteerzeugung verwendet werden. Für die Beurteilung der Rückkopplungen (z.B. von verringerten Fernwärmerücklauftemperaturen durch entsprechend geregelte Absorptionskälteanlagen auf den Primärenergieeinsatz im KWKK-Gesamtsystem), sind deshalb weitere Untersuchungen notwendig.

7. Nomenklatur

A	Wärmeübertragungsfläche	m^2	Sub- and Superscript
(B*) B,	(Pseudo) Dühring Parameter	-	* Modifiziert
(\tilde{c}_p) c_p	(Pseudo) spez. Wärmekapazität	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	A Absorber
COP	<i>Coefficient of Performance</i>		C Kondensator
g	Gütegrad		D Desorber
K, K*	Charakteristische Koeffizienten		E Verdampfer
\dot{m}	Massenstrom	kg s^{-1}	i, o Inlet, Outlet
P	Dimensionslose Temp.-änderung		N Numerischer Platzhalter
\dot{Q}	Wärmestrom	kW	opt Optimiert, im Optimum
s	Steigungsparameter	kW K^{-1}	r Reich an Kältemittel
T, t	Interne, externe Temperatur	$^{\circ}\text{C}$	rev Reversibel
U	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$	S Lösungswärmeübertrager
(\tilde{W}) \dot{W}	(Pseudo) Wärmekapazitätsstrom	kW K^{-1}	set Sollwert
Y	Wärmedurchlässigkeit (UA Wert)	kW K^{-1}	U Umgebungsluft
Δt	Charakteristische Temp.-diff.	K	X Alphabetischer Platzhalter
φ	Relative Luftfeuchte	%	

8. Literatur

- [1] S. Petersen, A. Hansske, C. Hennrich, W. Hüls, J. Stangl, M. Mittermaier, Helm. M., P. Zachmeier, S. Natzer, W. Lanser, and F. Ziegler. Development of a 50 kW absorption chiller. In *23rd IIR Int. Congr. of Refrig., Prague, Czech Republic*, paper-ID 951, 2011.
- [2] Jan Albers. *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] S. Petersen, J. Albers, C. Hennrich, S. Hunt, W. Hüls, W. Lanser, and M. Schröder. 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/Projekt_07-2012/ProjektInfo_0712_internetx.pdf.
- [5] S. Petersen, F. Ziegler, J. Albers, and W. Lanser. EnEff Wärme: Absorptionskältetechnik für Niedertemperaturantrieb – Grundlagen und Entwicklung von Absorptionskältemaschinen für die fernwärme- und solarbasierte Kälteversorgung. Abschlussbericht FKZ 0327460B, TU Berlin, Fachgebiet Maschinen u. Energieanlagentechnik, Sep. 2013.
- [6] T. Furukawa. 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] F. Ziegler. Sorptionswärmepumpen: Beschreibung des Betriebsverhaltens durch eine charakteristische Gleichung. In *Technische Sorptionsprozesse. Fortschrittsbericht VDI*, volume Reihe 3, pages 259–279, Düsseldorf, 1998. VDI-Verlag.
- [8] C. Schweigler, F. Storckenmaier and F. Ziegler. Die charakteristische Gleichung von Sorptionskälteanlagen. In *Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung*, Berlin, Nov. 1999.
- [9] J. Albers and F. Ziegler. Heat transfer calculation for absorption heat pumps under variable flow rate conditions. In *Proc. Int. Sorption Heat Pump Conference*, number 18, pages 813–822, Italy, Padua, 2011.
- [10] H. M. Hellmann and F. Ziegler. Simple absorption heat pump modules for system simulation programs. *ASHRAE Transactions*, pages 789–787, 1999.
- [11] J. Albers and F. Ziegler. Influence of internal irreversibilities on the characteristic equation of absorption chillers. In *Proc. of Heat powered cycles conference*, Berlin, 2009. ID 420.
- [12] J. Albers and F. Ziegler. Optimierte Regelstrategie für Absorptionskälteanlagen mit Thermosyphon-Desorbern. In *Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung*, Ulm, 19.–21. Nov. 2008. Paper-ID AA.II.1.15.
- [13] J. Albers, H. Kemmer, and F. Ziegler. 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.
- [14] J. Albers. New absorption chiller and control strategy for solar assisted cooling system at the German Federal Environment Agency. In: A. Kühn, editor, *Thermally driven heat pumps for heating and cooling – State of the art and current research activities*, Universitätsverlag TU Berlin, 2013 (in press, corrected proof).

9. Danksagung

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