

Hans-Martin Henning
Thorsten Urbaneck u. a.

Kühlen und Klimatisieren mit Wärme

2., erweiterte und vollständig überarbeitete Auflage



Fraunhofer IRB Verlag

 **BINE**
Informationsdienst

BINE-Fachbuch

Hans-Martin Henning, Thorsten Urbaneck u.a.

Kühlen und Klimatisieren mit Wärme

BINE-Fachbuch

Kühlen und Klimatisieren mit Wärme

2., erweiterte und vollständig überarbeitete Auflage

Die Autoren:

Hans-Martin Henning

Thorsten Urbaneck

Alexander Morgenstern

Tomas Núñez †

Edo Wiemken

Egbert Thümmler

Ulf Uhlig

Herausgeber

 **FIZ Karlsruhe**

Leibniz-Institut für
Informationsinfrastruktur

Fraunhofer IRB  **Verlag**

 **BINE**
Informationsdienst

BINE Informationsdienst berichtet über Themen der Energieforschung: Neue Materialien, Systeme und Komponenten, innovative Konzepte und Methoden. BINE-Leser werden so über Erfahrungen und Lerneffekte beim Einsatz neuer Technologien in der Praxis informiert. Denn erstklassige Informationen sind die Grundlage für richtungsweisende Entscheidungen, sei es bei der Planung energetisch optimierter Gebäude, der Effizienzsteigerung industrieller Prozesse oder bei der Integration erneuerbarer Energien in bestehende Systeme.

BINE Informationsdienst ist ein Service von FIZ Karlsruhe GmbH und wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert.

Für weitere Fragen steht Ihnen zur Verfügung:

Dr. Franz Meyer (Redaktion)

BINE Informationsdienst, FIZ Karlsruhe GmbH, Büro Bonn

Kaiserstraße 185–197, 53113 Bonn

Tel. +49 2 28 92379-0, E-Mail: bine@fiz-karlsruhe.de, www.bine.info

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek:

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über www.dnb.de abrufbar.

ISBN (Print): 978-3-8167-9401-1 | ISBN (E-Book): 978-3-8167-9402-8

Layout: Dietmar Zimmermann | Umschlaggestaltung: Martin Kjer | Herstellung: Angelika Schmid | Satz: Fotosatz Buck, Kumhausen | Druck: Westermann Druck Zwickau GmbH, Zwickau

Alle Rechte vorbehalten.

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Fraunhofer IRB Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen. Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürfen. Sollte in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z. B. DIN, VDI, VDE) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert werden, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen. Es empfiehlt sich, gegebenenfalls für die eigenen Arbeiten die vollständigen Vorschriften oder Richtlinien in der jeweils gültigen Fassung hinzuzuziehen.

Titelbild: Thorsten Urbaneck

Umschlagrückseite: Thorsten Urbaneck (links & rechts), Fraunhofer ISE (Mitte)

© FIZ Karlsruhe – Leibniz-Institut für Informationsinfrastruktur GmbH, 2015

Verlag und Vertrieb:

Fraunhofer IRB Verlag

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB

Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart

Telefon +49 7 11 9 70-25 00

Telefax +49 7 11 9 70-25 08

irb@irb.fraunhofer.de

www.baufachinformation.de

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	7
Vorwort	8
1 Warum klimatisieren – warum mit Wärme	9
1.1 Innere und äußere Wärmelasten	9
1.2 Kältebedarf in Deutschland	10
1.3 Verfahren zur Kältebereitstellung und Klimatisierung	11
1.4 Energetischer Vergleich von Kältemaschinen mit mechanischem und thermischem Antrieb	12
1.5 Wärmequellen für thermisch angetriebene Kältemaschinen	14
1.6 Klimatisieren mit Wärme entlastet das Stromnetz	19
2 Technologien zur thermisch angetriebenen Kälteerzeugung und Klimatisierung	21
2.1 Geschlossene Verfahren	24
2.1.1 Generelle Funktionsweise	24
2.1.2 Absorptionskältemaschinen	25
2.1.3 Adsorptionskältemaschinen	33
2.1.4 Aufbau und Funktion von Anlagen	37
2.1.5 Dampfstrahlkälte	41
2.1.6 Rückkühlung	48
2.2 Offene Verfahren	51
2.2.1 Generelle Funktionsweise	53
2.2.2 Verfahren mit Sorptionsrotoren	55
2.2.3 Verfahren mit flüssigen Sorptionsmitteln	61
3 Systeme zur Klimatisierung und Kälteversorgung	63
3.1 Anwendungen im kleinen bis mittleren Leistungsbereich	63
3.1.1 Systemaspekte und Systemkonfigurationen	63
3.1.2 Primärenergetische Betrachtung	70
3.1.3 Systemauslegung und Auslegungsbeispiel	76
3.2 Anwendungen im mittleren bis großen Leistungsbereich	83
3.2.1 Nah- und Fernkälte	83
3.2.2 Systemkonfigurationen	85
3.2.3 Effizienz, Kosten, Wirtschaftlichkeit	99
4 Ausgeführte Anlagen	103
4.1 Nutzung solarer Wärme	103
4.1.1 Weinlagerkühlung in Banyuls, Südfrankreich	107
4.1.2 Sorptionsgestützte Klimatisierung von Seminarräumen der IHK Südlicher Oberrhein, Freiburg	108

4.1.3	Solare Klimatisierung eines Unterrichttraumes im Solarturm an der Richard-Fehrenbach-Gewerbeschule in Freiburg (Demonstrationsanlage im Projekt SolCoolSys)	111
4.1.4	Adsorptionskälteanlage im kleinen Leistungsbereich am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme, Freiburg	112
4.1.5	Solar unterstützte Klimatisierung im Rahmen des Förderprogramms Solarthermie 2000plus	113
4.2	Nutzung der Abwärme von Blockheizkraftwerken	113
4.2.1	Beispiel: DEC-System im Gebäude der AMG Energia S.p.A in Palermo (Italien) – Abwärmenutzung	113
4.3	Nutzung der Abwärme von Heizkraftwerken	114
4.3.1	Übersicht für Deutschland	114
4.3.2	LiquiSorp-Pilotanlage zur sorptionsgestützten Klimatisierung mit flüssigen Sorbentien in der Medizinischen Klinik Freiburg	116
4.3.3	Fernkälte Gera	117
4.3.4	Fernkälte Chemnitz	118
4.3.5	Nahkälte Klinikum Chemnitz	131
4.3.6	Umweltaspekte, Emissionsminderung durch KWKK am Beispiel der Stadt Chemnitz	136
5	Perspektiven der solaren Kühlung	139
5.1	Vergleichsstudie Solare Kühlung	140
5.2	Bewertung	143
5.3	Ergebnisse	144
6	Ausblick	149
6.1	Forschung und Entwicklung	149
6.2	Internationale Situation	151
7	Zitierte Literatur und Abbildungsverzeichnis	152
7.1	Zitierte Literatur	152
7.2	Abbildungsverzeichnis	156
8	Forschungsvorhaben der Bundesregierung	158
8.1	Laufende und kürzlich abgeschlossene Forschungsvorhaben	158
8.2	Forschungsberichte	160
9	Weiterführende Literatur	162
9.1	Literatur	162
9.2	BINE Informationsdienst	165
9.3	Forschungsportale des BMWi	165
10	Autorenangaben	166
10.1	Anschrift der Autoren	167

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben		
Zeichen	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
c	spezifische Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kgK})$
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
n	Anzahl	–
p	Druck	Pa
\dot{q}	Wärmestromdichte	W/m^2
Q	Wärme	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W
t	Zeit	s
T	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
S	Entropie	J/K
u	spezifische innere Energie	J/kg
U	innere Energie	J
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s

Griechische Buchstaben		
Zeichen	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
Δ	Differenz	–
η	dynamische Viskosität	$\text{kg}/(\text{ms})$
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W}/(\text{mK})$
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
ρ	Dichte	kg/m^3

Indizes und Abkürzungen		
Zeichen	Bedeutung	
a	Außen	
AbKM	Absorptionskältemaschine	
AdKM	Adsorptionskältemaschine	
aus	Austritt	
BES	Be- und Entladesystem	
BHKW	Blockheizkraftwerk	
DSK	Dampfstrahlkältemaschine	
eff	Effektiv	
ein	Eintritt	
HKW	Heizkraftwerk	
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung	
KWKK	Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung	
m	Mittlere	
max	Maximum, maximal	
min	Minimum, minimal	
Umg	Umgebung	
Ver	Verlust	

Vorwort

Saubere, frische und angenehm temperierte Luft ist entscheidend für die Behaglichkeit von Räumen. Auch die Feuchte der Raumluft und die Temperatur der umgebenden Raumflächen sind wichtige Parameter für Wohlbefinden und Leistungsfähigkeit von Menschen. Aufgabe der Klimatechnik ist es, solche Raumbedingungen aufrecht zu erhalten.

Raumluftechnische Anlagen – gleich welcher Art – erhöhen den Energiebedarf, das Investitionsvolumen und die Betriebskosten eines Gebäudes. Ziel jeder Gebäudeplanung sollte es daher sein, den Kühlungsbedarf zu minimieren. Dennoch ist es in vielen Fällen notwendig, aktive Systeme zur Regelung von Temperatur und Raumluftfeuchte einzusetzen. In Kongresszentren, Theatern, Warenhäusern, Hochhäusern usw. lässt sich ein behagliches Raumklima in der Regel nur mit raumluftechnischen Anlagen zuverlässig aufrechterhalten.

Bisher werden für die Gebäudeklimatisierung hauptsächlich elektrisch angetriebene Kompressionskältemaschinen eingesetzt. Wenn diese ohne Kältespeicher betrieben werden, belasten sie das Netz oftmals gerade zu Spitzenlastzeiten mit einem hohen Leistungsbedarf.

In den USA und Japan erreichen mit Gas befeuerte Absorptionskältemaschinen große Marktanteile. Diese nutzen im Sommer freie Kapazitäten des Gasnetzes und reduzieren so die Spitzenlasten des Stromnetzes. Mit dem hohen Temperaturniveau der Gasfeuerung sind Kälteleistungen bis zum 1,7-fachen der eingesetzten Wärmeleistung erreichbar.

In den letzten Jahren wächst das Interesse an wärmegetriebenen Kühl- und Entfeuchtungsverfahren, die Wärme auf niedrigem Temperaturniveau wie z.B. Fernwärme, Abwärme und insbesondere auch solare Wärme für die Klimatisierung zu nutzen. Das vorliegende BINE-Fachbuch soll einen umfassenden Überblick über die verschiedenen Verfahren geben, die Wärme als Antriebsenergie für die Kälteerzeugung zu nutzen.

FIZ Karlsruhe GmbH
BINE Informationsdienst

1 Warum klimatisieren – warum mit Wärme

1.1 Innere und äußere Wärmelasten

Die Klimatisierung¹ von Räumen und Gebäuden ist eine wesentliche Aufgabe der Klimatechnik. Grundsätzlich bestehen Kühllasten aus zwei Anteilen: den sensiblen Kühllasten, die einen Einfluss auf die Raumtemperatur haben und die latenten Kühllasten, die die Raumluftfeuchte beeinflussen.

Die sensible Kühllast (Abb. 1) setzt sich aus so genannten äußeren und inneren Lasten zusammen. Äußere Lasten sind die solare Einstrahlung (insbesondere bei transparenten Bauteilen), die Wärmeleitung im Wandaufbau und das Eindringen der warmen Außenluft durch die Gebäudehülle ins Gebäude. Sie bilden im Wesentlichen die zyklischen Kälteleisten im Tag-Nacht-Rhythmus.

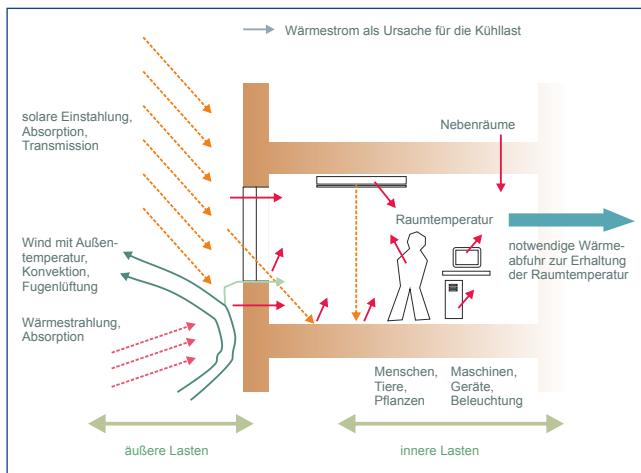
Innere Lasten sind Wärmequellen im Gebäude: z. B. Maschinen, elektrische Geräte, Apparate, künstliche Beleuchtung, Personen und Tiere. Die Wärmeströme in den Raum und die inneren Wärmequellen führen zu einer Erhöhung der Raumtemperatur. Durch den Einsatz von Kühlanlagen (z. B. Klimaanlagen mit Luftaustausch, Bauteilkühlung) wird die Raumtemperatur auf dem gewünschten Niveau gehalten.

Latente Lasten sind durch die Freisetzung von Wasserdampf im Raum bedingt. Einerseits wird Wasserdampf durch Personen und Pflanzen an die Raumluft abgegeben und andererseits können weitere Feuchtequellen, beispielsweise Küchen, zu einer Erhöhung der Raumluftfeuchte beitragen. Darüber hinaus ist eine Versorgung von Räumen, die von Personen genutzt werden, mit Frischluft erforderlich. Liegt die Feuchte der Außenluft oberhalb der gewünschten Raumluftfeuchte (absolute Feuchte), so ist eine Entfeuchtung der zugeführten Frischluft notwendig. Bei Verwendung von mechanischen Lüftungsanlagen wird deshalb die Feuchte der Zuluft entsprechend abgesenkt.

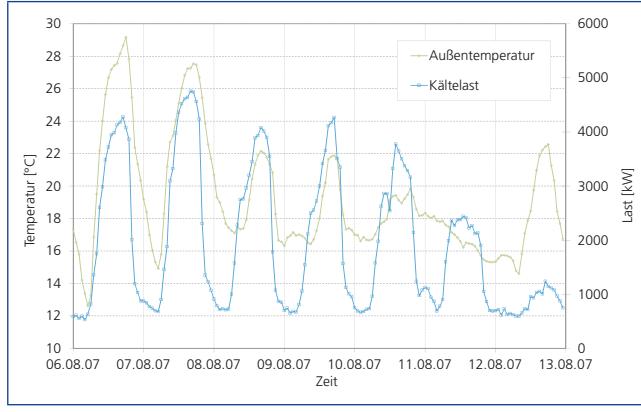
An strahlungsreichen Tagen im Sommer steigt die Außentemperatur und demzufolge die Kühllast (Abb. 2). Abbildung 2 verdeutlicht weiterhin, dass am Wochenende (11.08. und 12.08.2007) geringere Lasten auftreten, da die Benutzung der klimatisierten Räume (z. B. Büro oder Einkaufstätten) verringert ist.

Da die Kühlung energetisch aufwendig und kostenintensiv ist, sollte die Kühllast in jedem Fall reduziert werden. Betrachtet man die äußeren Lasten, ist ein sommerlicher Wärmeschutz vorzusehen (z. B. Verschattungseinrichtungen). Hinsichtlich der inneren Lasten ist z. B. der Einsatz von Geräten mit geringem Strombedarf sinnvoll.

¹ Aufgabe der Klimatisierung ist im Wesentlichen die Einhaltung der Raumtemperatur und Raumluftfeuchte. Bei Lüftungsanlagen muss dazu der Zuluftstrom durch die Klimaanlage geheizt oder gekühlt und be- oder entfeuchtet werden. Des Weiteren können auch Anforderungen an die Reinheit der Luft gestellt werden (z. B. Reinraumtechnik). Während die Behandlung der Raumluftfeuchte in der Regel durch Feuchtbehandlung der Zuluft erfolgt, können rein sensible Kühllasten auch durch Kühlflächen (z. B. Kühldecken) abgeführt werden. Ein Trend zur Begrenzung der Raumlufttemperatur ist die thermische Bauteilaktivierung, bei der beispielsweise Betondecken temperiert werden.



■ **Abb. 1:** Vereinfachte Darstellung zu den Ursachen der Kühllast bei Gebäuden



■ **Abb. 2:** Außentemperatur und typischer Verlauf der Kältelast, Messwerte, Fernkältesystem in Chemnitz (vgl. Abb. 8)

1.2 Kältebedarf in Deutschland

Nach Franzke [1] werden in der Bundesrepublik Deutschland ca. 79 000 GWh/a für die technische Kälteerzeugung benötigt². Abbildung 3 zeigt die Verteilung auf die einzelnen Bereiche. Die Klimatisierung nimmt einen Anteil von ca. 26 % der gesamten Kältebereitstellung ein, d. h. ca. 21 000 GWh/a. Hier ergibt sich ein nennenswertes Potenzial zur Reduktion im Sinne einer umweltfreundlichen Energieversorgung.

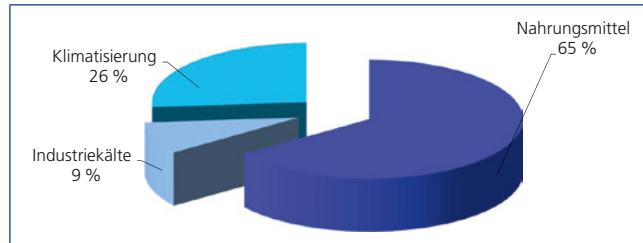
Müller [2] stellt in einer neueren Analyse fest, dass ca. 15 % des Stromverbrauchs (90 000 GWh/a) die für technische Kältebereitstellung in Deutschland benötigt werden. Er weist das Gewerbe mit 50 000 GWh/a (30 000 000 t/a CO₂-Emissionen) und die Haushalte mit 25 000 GWh/a (15 000 000 t/a CO₂-Emissionen) aus.

Für einen steigenden Bedarf an Kühlenergie im Bereich der Gebäude sind folgende Tendenzen verantwortlich:

² Detailliertere Angaben sind in [3] zu finden.

- architektonische Gestaltung der Gebäudehülle mit hohen Anteilen transparenter Bauteile, Zunahme der äußeren Lasten,
- Anstieg der inneren Lasten durch technische Ausrüstung, z. B. Personal-Computer,
- zunehmende Komfortansprüche,
- längere Betriebszeiten (z. B. Ladenöffnungszeiten).

■ **Abb. 3:** Verteilung des Nutzkältebedarfs seitens der technischen Bereitstellung in der Bundesrepublik Deutschland



1.3 Verfahren zur Kältebereitstellung und Klimatisierung

Zur Deckung des Kältebedarfs sind Verfahren zur Kältebereitstellung notwendig. Im Bereich der Komfortklimatisierung sind neben Verfahren der Kälteerzeugung auch Verfahren möglich, die eine direkte Konditionierung der Zuluft ermöglichen und ohne Kaltwassererzeuger auskommen. Zunächst soll ein Überblick gegeben werden, um die vielfältigen Möglichkeiten aufzuzeigen:

- Einsatz von Maschinen oder offenen thermodynamischen Verfahren (Nutzung verschiedener physikalischer und chemischer Effekte, siehe unten),
- Nutzung von Umweltwärmesensenken (Erdreich, Außenluft, Wärmeabstrahlung an den Himmel, Verdunstung von Wasser usw.). Nahezu alle Effekte in diesem Bereich nutzen periodische Vorgänge in der Natur. Hier sind grundsätzlich unterschiedliche Zeitskalen möglich:
 - Nacht, tageszeitlich,
 - Winter und Übergangszeiten, jahreszeitlich,
 - durch das Klima beladene natürliche Speichermassen (z. B. Eis der Polarkappen, Oberflächengewässer, Wasser aus unterirdischen Quellen)

Jedoch sind nicht alle Verfahren heute gleichermaßen verbreitet. Die Aktivierung von Umweltwärmesquellen wird zunehmend insbesondere in neu errichteten Nicht-Wohngebäuden (z. B. Bürogebäuden) genutzt. Die Luftkühlung im Erdreich gehört hierzu ebenso wie die Verwendung des Erdreichs als Wärmesenke zur Kühlung von thermisch aktivierte Bauteilen. In der Übergangszeit wird vielfach freie Kühlung eingesetzt; dabei wird ein Rückkühlwerk direkt zur Bereitstellung von Kälte ausreichend niedriger Temperatur betrieben. Dennoch stellt die maschinelle Bereitstellung von Kälte zurzeit nach wie vor die wichtigste und am weitesten verbreitete Methode dar, die im Übrigen auch in Kombination mit Verfahren, die Umweltwärmesensenken nutzen, eingesetzt werden kann. Folgende Verfahren der maschinellen Kühlung sind bekannt:

- Kaltdampf-Maschinen, mechanische Kompression mit folgenden Verdichtern (Kolben-, Schrauben-, Scroll-, Turboverdichter),
- Sorptionsprozesse (Absorption, Adsorption),

- Dampfstrahl-Prozess,
- Verdunstungskühlung (z. B. mit offenen Kühltürmen),
- Sonderverfahren,
 - Kaltgas-Maschinen (z. B. Stirling-Prozess, Philips-Gaskältemaschine),
 - Apparate zur Verflüssigung von Gasen (z. B. Linde-Verfahren),
 - thermoelektrische Verfahren (z. B. Peltier-Effekt),
 - magnetokalorische Verfahren.

1.4 Energetischer Vergleich von Kältemaschinen mit mechanischem und thermischem Antrieb

Im Gegensatz zu Kältemaschinen mit mechanischem Verdichter (Antrieb z. B. mit Elektromotor) treibt Wärme bei den Kältemaschinen mit Sorptionsprozessen zum Antrieb des Linkspannprozesses genutzt. Die Dampfstrahlkältemaschinen verwenden die Energie des Dampfes zur Verdichtung eines Arbeitsmittels. Diese thermisch angetriebenen Kälteverfahren sind ein zentrales Thema dieser Veröffentlichung. Sie werden diese in den folgenden Abschnitten detailliert erläutert.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen Kompressions- und Sorptionskälteverfahren ist der Exergieanteil der Antriebsenergie. Bei der Kompressionskälte besitzt die zugeführte Arbeit 100 % Exergie. Im Gegensatz dazu ist der Exergieanteil der Antriebswärme im Wesentlichen eine Funktion der Temperatur (Abb. 4).

Für die Funktion einer Kältemaschine ist also die zugeführte Exergie entscheidend. Betrachtet man die energetischen Verhältnisse (Abb. 5), wird deutlich, dass bei thermischem Antrieb viel mehr Energie zugeführt werden muss. Auch die abzuführende Wärme ist deutlich größer als bei einem Prozess mit mechanischem Antrieb, was als Nachteil bewertet werden muss. Im Umkehrschluss sind hohe Antriebstemperaturen (hoher Exergieanteil) für thermische Kälteerzeugungsverfahren günstig.

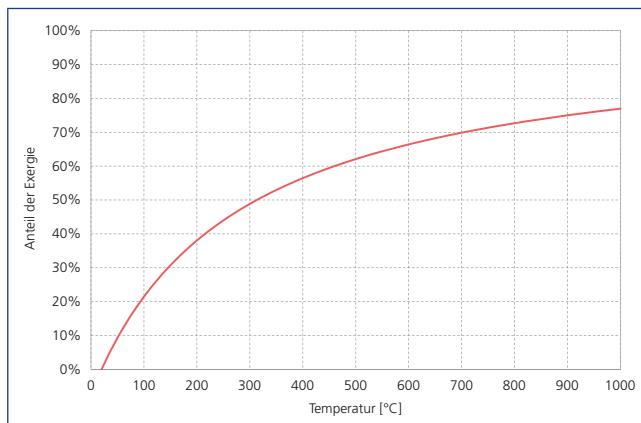
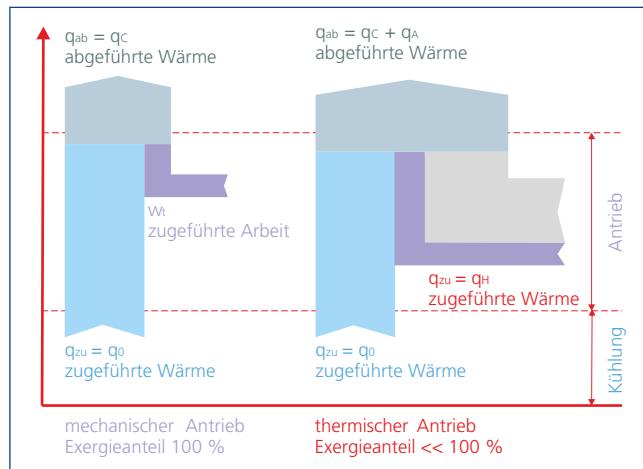


Abb. 4: Anteil der Energie von Wärme in Abhängigkeit vom Temperaturniveau bei einer Umgebungstemperatur von 20°C

■ Abb. 5: Vereinfachter Vergleich zum Antrieb von Kältemaschinen



Beide Verfahren arbeiten umso effizienter, je geringer der Exergiegehalt der Nutzkälte ist. Dies erreicht man über möglichst hohe Temperaturen auf der Kälteseite (z.B. Vorlauftemperatur des Kältenetzes) und über möglichst niedrige Temperaturen auf der Seite der Rückkühlung, also möglichst niedrige Temperaturen der abgeführten Wärme z.B. im Kühlkreis.

Energie und Exergie

Energie ist derjenige Anteil der Energie, der Arbeit verrichten kann. Unter *Anergie* versteht man den komplementären Anteil. Elektroenergie kann nahezu vollständig in Bewegungsenergie umgesetzt werden, der Exergieanteil beträgt somit 100 %. Hingegen besteht die innere Energie eines heißen Körpers aus einem Teil Exergie und einem Teil Anergie. Im Folgenden soll nur die Exergie betrachtet werden. Für ein geschlossenes System kann die Exergie E wie folgt definiert werden (Gleichung 1):

$$E = (H - H_{Umg}) - T_{Umg} (S - S_{Umg}) \quad \text{Gleichung 1}$$

$$H = U + pV \quad \text{Gleichung 2}$$

Dabei ist die Enthalpie H (entsprechend Gleichung 2) selbst über die innere Energie temperatur- und druckabhängig. Der Exergiegehalt definiert sich also im Bezug zu den Vergleichsgrößen der Umgebung.

Betrachtet man die Exergie eines Wärmestroms (Gleichung 3) besitzt nur die Temperatur einen Einfluss.

$$\dot{E}_Q = \frac{T - T_{Umg}}{T} \dot{Q} \quad \text{Gleichung 3}$$

Bei dieser Betrachtung wird der Zustand der Umgebung lediglich über die Umgebungs-temperatur T_{Umg} mit einbezogen. Der Umgebungszustand wird bei der Analyse wegen der sehr großen Masse als unveränderbar angenommen.

1.5 Wärmequellen für thermisch angetriebene Kältemaschinen

Zum Antrieb von Sorptions- und Dampfstrahlkältemaschinen wird Wärme, wenn möglich mit hoher Temperatur, benötigt. Diese ist oftmals im Sommer im Überschuss vorhanden, genau dann, wenn die Kühllasten besonders hoch sind. Im Wesentlichen gibt es zwei Wärmequellen: die Abwärme bei der gekoppelten Erzeugung von Elektroenergie und Wärme, die sog. Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) und die solare Einstrahlung. Bei der Kraft-Wärme-Kopplung können folgende Arbeitsmaschinen eingesetzt werden (Abb. 6):

- Wasserdampf-Turbinen,
- Turbinen für den Organic-Rankine-Cycle (ORC)³,
- Turbinen für den Kalina-Prozess,
- Stirlingmotoren,
- Dampfmotoren,
- Gasmotoren,
- Motoren für flüssige Brennstoffe,
- Standard-Gasturbinen,
- Mikroturbinen und
- Brennstoffzellen.

Heute sind viele KWK-Techniken (siehe oben) mit unterschiedlichen Wirkungsgraden, Leistungsbereichen bzw. Systemgrößen (Klein-BHKW bis Großkraftwerk) verfügbar. Diese Techniken können verschiedenste Brennstoffe (z.B. Erdgas, Biomasse) nutzen und produzieren Abwärme auf verschiedenen Temperaturniveaus. Während Energie zur Gebäudeklimatisierung – hier Kühlung – bereitgestellt werden muss, ist zugleich ein Wärmeüberschuss bei der Elektroenergieerzeugung mit Kraft-Wärme-Kopplung vorhanden. Die Nutzung dieser Wärme zur Kühlung ist insofern naheliegend.

Für die solarthermische Wärmegewinnung sind die Strahlungsverhältnisse⁴ an der Erdoberfläche ausschlaggebend. Die Globalstrahlung liegt im Langzeitmittel für Deutschland zwischen 940 und 1 220 kWh pro Quadratmeter und Jahr (vgl. Abb. 7). Diese jährliche Globalstrahlung besteht zu ca. 50 % aus direkter und ca. 50 % aus diffuser Einstrahlung. Hierfür ist vor allem die Bewölkung verantwortlich. Je nach der Definition des Sommer- und Winterhalbjahres beträgt die sommerliche Einstrahlung 2/3 bis 4/5 der gesamten jährlichen Globalstrahlung (Abb. 7).

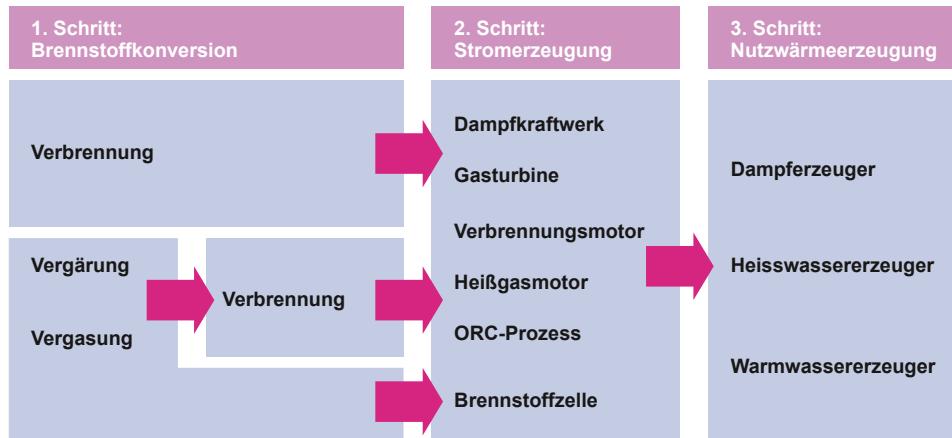
Bei wolkenlosem Himmel sind Leistungsdichten von bis rund 1 000 W/m² an der Erdoberfläche möglich. Aufgrund der Sonnenposition bestehen jedoch starke Abhängigkeiten von Tages- und Jahreszeit.

Trotz des zeitlich schwankenden Energieangebotes ist die solarthermische Energiegewinnung zur Kühlung eine gute Alternative, da zunächst ein ausreichend hohes Energieangebot mit hohen Leistungsdichten vorhanden ist. Besonders förderlich wirkt sich weiterhin die

³ Hier werden ebenfalls Dampfturbinen eingesetzt. Das Arbeitsmittel ist aber nicht Wasser, sondern ein organischer Stoff oder Gemische aus organischen Stoffen.

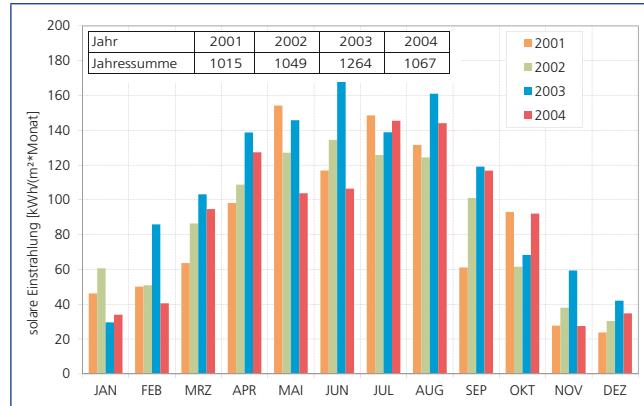
⁴ Unterschieden wird zwischen direkter und diffuser Strahlung. Direkte Solarstrahlung erzeugt einen Schattenwurf, diffuse Strahlung nicht. Betrachtet man beide Strahlungsarten zusammen, ist der Begriff Globalstrahlung gebräuchlich.

Korrelation zwischen solarer Einstrahlung (eine wesentliche Ursache der Kühllast) und der Kälteleast in Versorgungssystemen aus (Abb. 8). Die Spitzenlast ist in der Regel nur um wenige Stunden verzögert zur maximalen Einstrahlung. Mittels Kurzzeitspeicher kann die Lastverschiebung ausgeglichen werden.

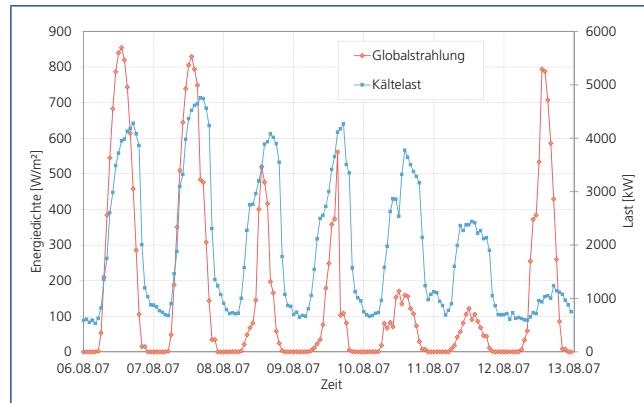


■ Abb. 6: Prozessschritte bei der KWK

■ Abb. 7: Gemessene solare Einstrahlung in Absorberebene (35° Neigung, fast ideale Südausrichtung), Monatsbilanzen, Chemnitz, solarisPark



■ Abb. 8: Globalstrahlung in horizontaler Ebene und typischer Verlauf der Kälteleast, Messwerte, Fernkältesystem in Chemnitz



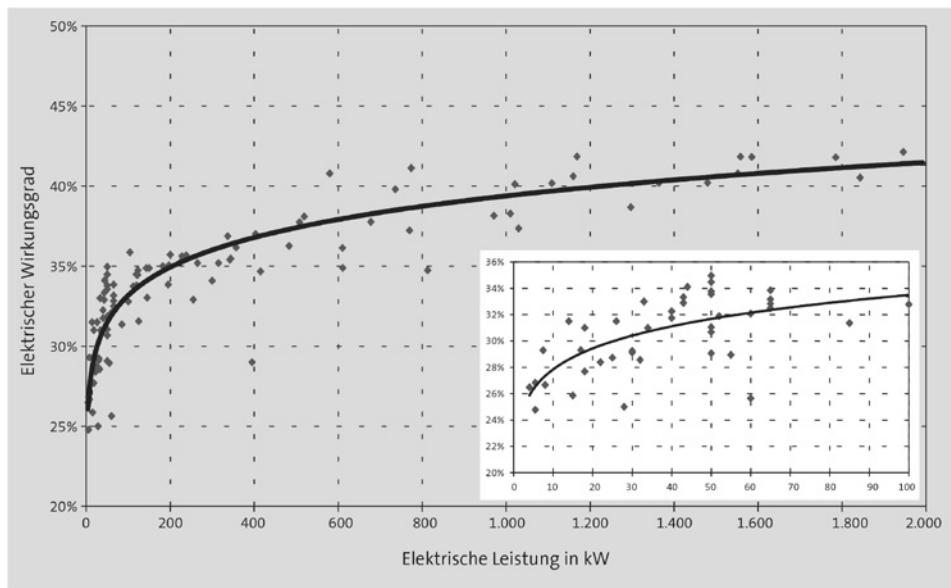
Blockheizkraftwerk als Wärmequelle

Wie bereits oben benannt, gibt es eine Vielzahl von physikalisch-technischen Prozessen, die eine gekoppelte Bereitstellung von Kraft und Wärme erlauben. Heute sind gasmotorische BHKW am weitesten verbreitet und in einer großen Leistungsklasse verfügbar. Für den Leistungsbereich ab ca. 100 kW kommen auch Mikro-Turbinen in Frage. Stirling-Anlagen, die sich wegen des äußersten Verbrennungsprozesses auch für den Betrieb mit Biomasse eignen, befinden sich noch in der Entwicklung und einzelne Geräte in einer ersten Phase der Markteinführung. Diese Anlagen sind insbesondere für kleine Leistungen konzipiert. Brennstoffzellen-BHKW, die sich auf Basis unterschiedlicher Technologien in der Entwicklung befinden, versprechen eine hohe elektrische Effizienz; allerdings sind heute noch keine Geräte im kleinen Leistungsbereich für die Breitenanwendung verfügbar. Eine grobe Übersicht über die wichtigsten Techniken zur Kraft-Wärme-Kopplung in Blockheizkraftwerken gibt Abbildung 9.

Technologie	Dampfturbine	Verbrennungsmaschine		Mikroturbine	Stirling	Brennstoffzelle
		Diesel	Otto			
Brennstoffe	alle	Erdgas, Propan, Diesel, Biogas	Erdgas, Biogas, flüssige Brennstoffe, Propan	Gas, Propan, flüssige Brennstoffe, Biogas	alle	Wasserstoff bzw. verschiedene Kohlenwasserstoffe in Verbindung mit Reformer
Leistungsbereich	50 kW–500 MW	5 kW–20 MW	3 kW–6 MW	15 kW–300 kW	1 kW–1,5 MW	5 kW–2 MW
Wirkungsgrad, elektrisch	7–20 %	35–45 %	25–43 %	15–30 %	10–40 %	30–60 %
Wirkungsgrad, gesamt	60–80 %	65–90 %	70–92 %	60–85 %	65–85 %	85–90 %
Teillastverhalten	gut bis mittel	gut	gut	mittel	gut	gut
Standzeit, Jahre	25–35	20	20	10	10	10–20
ungefähre Investitionskosten €/kW _{el}	1000–2000	340–1000	800–1600	900–1500	1300–2000	2500–3500

■ **Abb. 9:** Übersicht über BHKW-Bauarten und ihre wesentlichen technischen Merkmale; es wurden nur Technologien berücksichtigt, bei denen auch Geräte im kleinen bis mittleren Leistungsbereich vorliegen.

In Abbildung 10 zeigt beispielhaft den Zusammenhang zwischen dem elektrischen Wirkungsgrad und der elektrischen Nennleistung von marktverfügbarer Erdgas-betriebenen BHKW [4]. Eine weitere Übersicht zum Stand und der Verfügbarkeit von KWK-Anlagen enthält [5] und eine Übersicht, speziell zu Anlagen im kleinen Leistungsbereich für Anwendungen in Wohnhäusern und Kleingewerbe, ist in [6] zu finden.



■ **Abb. 10:** Zusammenhang zwischen dem elektrischen Wirkungsgrad und der elektrischen Nennleistung von marktverfüglichen erdgasbetriebenen BHKW mit entsprechender Ausgleichskurve

Wärme aus solarthermischen Anlagen

Die wesentliche zusätzliche Komponente bei solar angetriebenen Kühlanlagen ist die Kollektoranlage, bestehend aus dem Kollektorfeld, der Verrohrung, der Pumpengruppe, der Regelung und der Wärmeübergabe an den Speicher bzw. den Heizverteiler. Deshalb soll zunächst ein kurzer Überblick über Solarkollektoren gegeben werden, ohne auf sämtliche Details der Solarthermie einzugehen; hierzu gibt es umfassende Literatur (siehe [7]).

Solarkollektoren

Für die Realisierung einer solarthermischen Klimatisierung existiert ein breites Angebot unterschiedlicher Kollektortypen. Im Folgenden werden einige der am häufigsten verwendeten Typen aufgeführt. Abbildung 11 zeigt exemplarisch die Wirkungsgradkennlinien der verschiedenen Kollektortypen sowie deren grundsätzliche Eignung für verschiedene Verfahren der solaren Klimatisierung. Dabei ist zu beachten, dass die Kennlinien von Kollektoren verschiedener Hersteller bereits innerhalb eines Kollektortyps sehr unterschiedlich ausfallen; ebenso sind die Arbeitsbereiche der dargestellten klimatechnischen Verfahren nicht starr und in Abbildung 11 schematisch zu verstehen. Die sorgfältige Auswahl des Kollektors in der Planungsphase ist von grundlegender Bedeutung für die Erreichung der primären energetischen Einsparziele.

Solarluftkollektoren: Diese Kollektoren werden direkt von Luft durchströmt, sie gewährleisten damit ohne weitere Maßnahmen einen frostsicheren Betrieb. Sie können in Verfahren der solaren Klimatisierung eingesetzt werden, die mit niedrigen Antriebstemperaturen arbeiten, so etwa in der offenen sorptionsgestützten Klimatisierung. Der Verzicht auf eine Zwischen speicherung solarer Wärme ist bei dieser Technologie sinnvoll. Daher können die Kollektoren insbesondere dort eingesetzt werden, wo eine ausschließlich solarthermische Deckung der Antriebswärme des Klimatisierungsprozesses möglich ist.

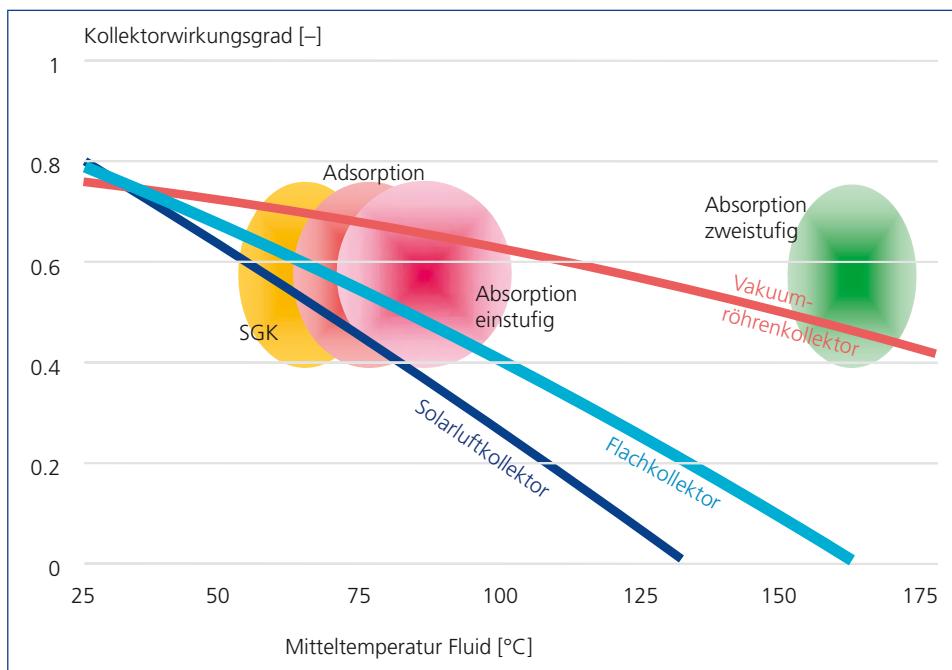


Abb. 11: Typischer Verlauf von Wirkungsgradkurven für drei unterschiedliche stationäre Kollektortypen. Die Kurven sind für eine Einstrahlung von 800 W/m^2 und für 25°C Umgebungstemperatur dargestellt. Innerhalb eines Kollektortyps ist der Verlauf der Kurve stark herstellerabhängig. Die Grafik enthält andeutungsweise den Arbeitsbereich verschiedener klimatechnischer Verfahren. SGK = offene sorptionsgestützte Klimatisierung.

Flachkollektoren: Hierbei handelt es sich um Kollektoren mit flüssigem Wärmeträger (Wasser oder Wasser-Glykol). Für die solare Klimatisierung sind im Allgemeinen nur hochwertige Kollektoren von Interesse. Diese weisen neben einer mit selektiver Beschichtung der Absorber, oftmals weitere Merkmale zur Verringerung von Wärmeverlusten auf (stärkere Isolierung, zusätzliche Teflon-Folie oder Doppelverglasung mit Antireflexbeschichtung [8]), und lassen daher akzeptable Nutzungsgrade im Temperaturbereich von thermisch angetriebenen einstufigen Kältemaschinen erwarten. Eine besondere Bauform sind konstruktiv als Flachkollektoren ausgeführte CPCs (CPC = compound parabolic collector) [8], die eine besondere Spiegelform zur schwachen Strahlungs-Konzentration unterhalb des Absorbers enthalten. Auch diese Kollektoren sind für den stationären Einsatz vorgesehen.

Vakuumröhrenkollektoren: Hier existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Modelle, die sich stark im konstruktiven Aufbau und im Prinzip der Wärmeabfuhr (direkt durchströmt oder heat-pipe-Prinzip) unterscheiden. Im Allgemeinen erlauben sie gute Kollektornutzungsgrade bei einstufigen Absorptionskältemaschinen; sehr hoch-effiziente Typen sind unter Umständen auch noch in Kombination mit zweistufigen Kältemaschinen einsetzbar. Bei der Anwendung dieser Kollektoren muss in der Planung in besonderem Maße auf die Stillstandssicherheit des Kollektorfeldes geachtet werden.

Nachgeführte konzentrierende Kollektoren [8]: In sonnenreichen Gebieten (typischerweise ab ca. 1800 kWh pro m^2 und Jahr) können einachsig nachgeführte Parabolrinnenkollektoren

Prozesswärme von 400 °C und darüber für die Stromerzeugung bereitstellen. Anwendungen im niedrigeren Temperaturbereich zum Antrieb zweistufiger Absorptionskältemaschinen sind ebenfalls möglich und bereits zur Ausführung gelangt. Diese Systeme erfordern einen hohen Anteil direkter Strahlung an der Globalstrahlung. Sie sind deshalb für mitteleuropäische Anwendungen weniger geeignet. Für die solare Klimatisierung sind insbesondere konzentrirende Systeme mit niedrigeren spezifischen Investitionskosten aussichtsreich, die für Betriebstemperaturen im Bereich bis ca. 200 °C ausgelegt sind. Beispiele sind speziell für Prozesswärme oder Kälteanwendungen ausgelegte Parabolrinnenkollektoren oder Fresnel-Kollektoren.

1.6 Klimatisieren mit Wärme entlastet das Stromnetz

International kann man grob zwischen Ländern mit hohem Bedarf an Klimatisierung bzw. Kühlung und Ländern mit einem dominanten Heizenergiebedarf unterscheiden. Deutschland zählt zu letzteren.

Da in warmen Ländern mit hohem Klimatisierungsanteil (z. B. USA, Japan) vorwiegend Kompressionskältemaschinen eingesetzt werden, entstehen im Sommer⁵ neben hohen Elektroenergieverbräuchen enorme Lastspitzen. Diese hohen Lastspitzen führen zu einer hohen Auslastung der Erzeuger und der Netze. In Extremsituationen kann es zu so genannten Blackouts⁶ kommen. Einen wesentlichen Einfluss hat dabei der technische (z. B. altersbedingte) Zustand des Stromnetzes und die Organisation der Energieversorgung (z. B. europäisches Verbundsystem). Beispielsweise decken in den USA ineffiziente gasturbinengetriebene Generatoren die Spitzenlasten im Hochpreissegment ab.

In Deutschland werden aufgrund des EEGs zunehmend erneuerbare Energiequellen in das Netz eingebunden, die die Schwankungen der Energiequelle (z. B. Wind, solare Einstrahlung) ins Netz eintragen. Deswegen werden verschiedenste Konzepte (z. B. Prognosesystem, Lastmanagement) erforscht und erprobt, um die bisherige Qualität und Versorgungssicherheit zu erhalten.

Hier kann »Klimatisieren mit Wärme« einen wesentlichen Beitrag liefern, indem

- die Kälteleistung von der Stromlast entkoppelt wird,
- die Gesamteffizienz der brennstoffgebundenen Energieversorgung gesteigert wird oder
- eine Substitution von Brennstoffen stattfindet.

⁵ Genau zu dieser Zeit liegen in der Regel hohe solare Einstrahlungen und die Abwärme aus der KWK vor. Es ist aber zu prüfen, ob beim Einsatz von thermisch angetriebenen Kältemaschinen die Kühlung sinnvoll bewerkstelligt werden kann. Neben der Außentemperatur spielt dabei auch die Luftfeuchtigkeit eine entscheidende Rolle.

⁶ Ausfall oder Zusammenbruch der Elektroenergieversorgung



■ **Abb. 12:** Stromversorgung in einem Wohn- und Geschäftsviertel in Beijing (links), Fischmarkt mit vielen elektrischen Klimageräten in Seoul

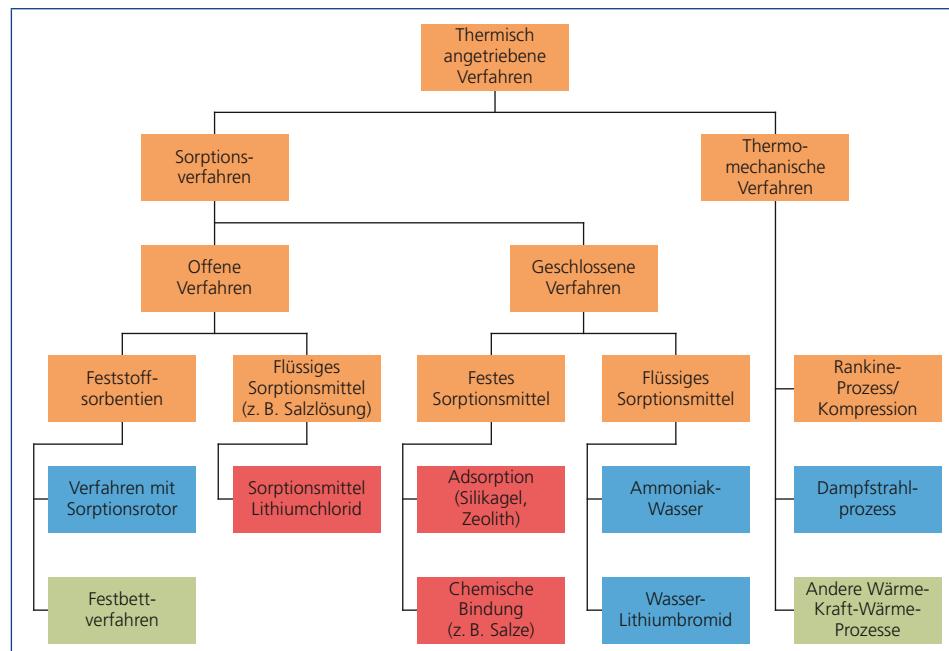
Ein weiterer Vorteil der thermisch angetriebenen Klimatisierung ist die leichtere Speicherbarkeit von Wärme, die sich auf elektrischer Seite schwieriger gestaltet und mit höheren Kosten verbunden ist⁷.

⁷ An Speichern im Bereich der Elektroenergieversorgung wird intensiv geforscht. Für die Kurzzeit-Speicherung im kleinen Leistungsbereich ab 5 kWh werden seit etwa 2011 zunehmend Akku-Speicher angeboten, aber auch Supercaps [9] werden weiterhin betrachtet. Für die Speicherung im größeren Leistungsmaßstab wären die Druckluftspeicherung in Kavernen [10] und Pumpspeicherkraftwerke zu nennen.

2 Technologien zur thermisch angetriebenen Kälteerzeugung und Klimatisierung

Physikalisch gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten zur Umwandlung von Wärme in Kälte, siehe Abbildung 13. Ein Großteil der Verfahren basiert auf dem Phänomen der Sorption, d. h. der reversiblen Anlagerung eines Arbeitsstoffes an einem Sorptionsmittel. Je nachdem ob diese Anlagerung ein Oberflächeneffekt oder ein Volumeneffekt ist, spricht man von Adsorption (Oberfläche) oder Absorption (Volumen). Während die Adsorption grundsätzlich an Oberflächen von Festkörperstrukturen erfolgt, kann die Absorption sowohl in Festkörpern als auch in Flüssigkeiten stattfinden. Neben dem Phasenzustand des Sorptionsmittels – flüssig oder fest – spielt die Verfahrensgestaltung eine wesentliche Rolle. Es sind geschlossene thermodynamische Prozesse und sogenannte offene Sorptionsprozesse möglich. Bei letzteren ist der Arbeitsstoff grundsätzlich Wasser bzw. Wasserdampf der in direktem Kontakt mit der Atmosphäre steht – deshalb die Bezeichnung als *offenes Sorptionsverfahren*.

Neben den Sorptionsverfahren sind auch unterschiedliche thermo-mechanische Prozesse möglich. Dabei wird zunächst Wärme in mechanische Energie umgewandelt die dann in einem Wärmepumpenprozess genutzt wird. Dies kann in zwei getrennten Geräten passieren, wie bei einem Rankine-Prozess, der einen Kompressionsverdichter antreibt oder integriert wie beim Vuilleumier-Prozess oder der Dampfstrahlkältemaschine. Die Dampfstrahlkältemaschine unterscheidet sich von allen anderen thermo-mechanischen Verfahren dadurch, dass keinerlei rotierende Teile enthalten sind.



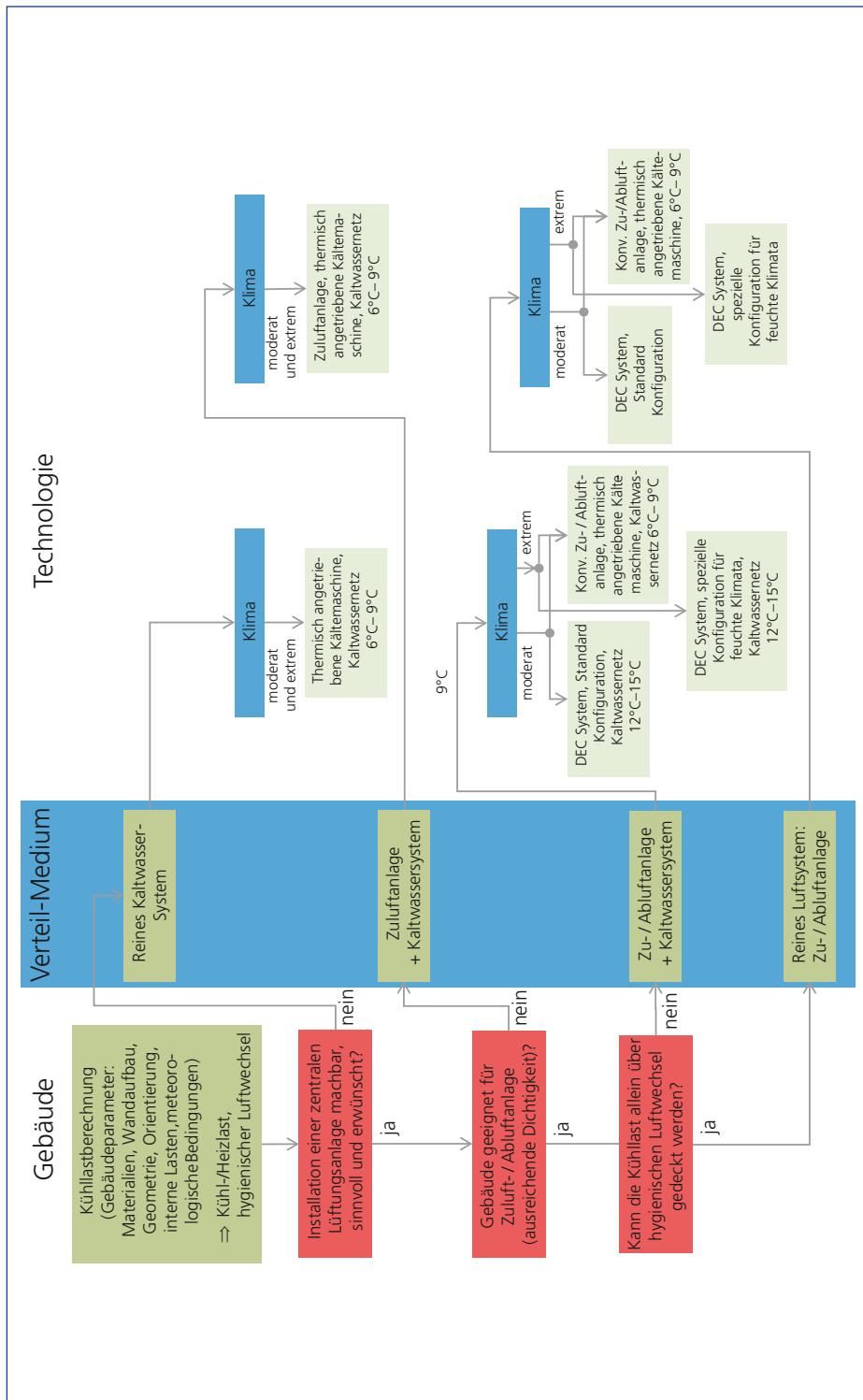
■ **Abb. 13:** Übersicht über physikalische Möglichkeiten der Umwandlung von Wärme in Kälte bzw. konditionierte Luft bei den offenen Verfahren. Blau: etablierte Techniken; rot: Prototypen in Betrieb, beginnende Markteinführung; grün: in Entwicklung

Im Weiteren werden die wichtigsten heute verfügbaren Verfahren physikalisch beschrieben und es wird auf den Stand der Technik und die Marktverfügbarkeit entsprechender Geräte eingegangen.

Auswahlkriterien: Offene oder geschlossene Kühlverfahren?

Bisher werden thermisch angetriebenen Kühlverfahren nur als zentrale Anlagen für Gebäude oder Gebäudebereiche installiert. Anlagen für den dezentralen Einsatz in einzelnen Räumen sind noch nicht auf dem Markt. Ob geschlossene Systeme, wie Ad- und Absorptionskältemaschinen, oder offenen Kühl- und Entfeuchtungsverfahren, wie die sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK), bei einer konkreten Planung der Vorzug gegeben werden sollte, hängt von dem Gebäude, der Nutzung und dem Komfortbedarf ab. Die Abbildung 14 zeigt ein vereinfachtes Schema zur Systemauswahl [11].

In dem Schema 14 wird generell davon ausgegangen, dass sowohl eine Kontrolle der Raumtemperatur als auch der Raumluftfeuchte stattfindet. Das Entscheidungsschema hilft bei der Auswahl des am besten geeigneten thermisch angetriebenen Kühlverfahrens für gegebene Randbedingungen; die Anwendung erfolgt unabhängig von der nutzbaren Wärmequelle. Startpunkt ist die Ermittlung der Raumkühllasten auf der Basis des Auslegungsfalls. In Abhängigkeit der Kühllasten – und natürlich auch der Wünsche der Anlagenbetreiber bzw. -nutzer – ist entweder eine Nur-Luft-Anlage, ein rein wassergestütztes System oder ein kombiniertes Kaltwassersystem mit Lüftungsanlage die technisch sinnvolle Lösung. Die technischen Entscheidungskriterien sind einerseits die Gebäudededichtheit – davon hängt ab, ob eine Zu-/Abluftanlage sinnvoll ist – und die Frage, ob der hygienische Luftwechsel zur Abfuhr der sensiblen Kühllasten ausreicht. Falls dies – zumindest weitgehend – der Fall ist, ist eine Nur-Luft-Anlage eine sinnvolle Lösung. Dies wird eher dann der Fall sein, wenn hohe Luftwechsel benötigt werden, wie z.B. in einem Versammlungsraum. Eine Variante mit Zu-/Abluft-Anlage ist nur bei ausreichend dicht ausgeführten Gebäuden sinnvoll. Bei Zu-/Abluft-Anlagen kann Niedertemperaturwärme, wie zum Beispiel solare Wärme über offene sorptionsgestützte Anlagen (DEC) oder mit konventioneller Lüftungstechnik in Verbindung mit thermisch angetriebenen Kältemaschinen, eingesetzt werden. In allen anderen Fällen sind thermisch angetriebene Kaltwassererzeuger die Möglichkeit der Wahl zur Nutzung von Wärme als Antriebsenergie. Bei der Anwendung von Kaltwassererzeugern ergibt sich die niedrigste, benötigte Temperatur der Kaltwasserbereitstellung aus der Frage, ob die Luftentfeuchtung konventionell, also durch Taupunktunterschreitung oder mittels eines Sorptionsprozesses erfolgt. Bei der sorptiven Entfeuchtung kann die niedrigste, benötigte Kaltwassertemperatur – sofern überhaupt Kaltwasser benötigt wird – höher liegen, da lediglich die Temperaturkontrolle durch das Kaltwassersystem erfolgt. In extremen klimatischen Bedingungen mit hohen Werten der Außenluftfeuchte erfordert die Anwendung der offenen, sorptionsgestützten Technik spezielle Schaltungsvarianten, wie weiter unten beschrieben (s. zum Beispiel Abb. 46).



■ Abb. 14: Entscheidungsschema zur Systemauswahl

2.1 Geschlossene Verfahren

2.1.1 Generelle Funktionsweise

Bei der Verwendung von geschlossenen Kältemaschinen wird Kaltwasser bereitgestellt, das in unterschiedlicher Weise für die Raumklimatisierung eingesetzt werden kann. Die benötigte Kaltwassertemperatur hängt entscheidend davon ab, ob Geräte versorgt werden, die auch für die Luftentfeuchtung (latente Lasten) benutzt werden, oder ob die angeschlossenen raumseitigen Komponenten nur zur Abfuhr sensibler Lasten, d. h. zur Einhaltung der Temperatur, dienen. In zentralen Lüftungsgeräten oder dezentralen Umluftgeräten (fan-coils), die sowohl zur Kontrolle der Temperatur als auch der Feuchte der Raumluft verwendet werden, wird die Luft unter den Taupunkt abgekühlt. Dadurch kondensiert ein Teil des Wasserdampfes in der Luft und die absolute Feuchte sinkt. Um hier eine ausreichende Luftentfeuchtung zu ermöglichen, wird die Luft weiter abgekühlt.

Maschinentyp	Absorptionskältemaschine				Adsorptions-Kältemaschine; sonstige Feststoffmaschine
Sorptionsmittel	Lithiumbromid			Wasser	Silicagel, Zeolith, Salz
Arbeitsstoff	Wasser			Ammoniak	Wasser
Anzahl Stufen	1-stufig	2-stufig	3-stufig	1-stufig	1-stufig
Antriebs-temperatur	80–110 °C	140–160 °C	> 200 °C	80–120 °C	60–95 °C
Antrieb durch	Heißwasser, (evtl. Dampf, einige auch mit Direktbefeuerung)	Heißwasser, Dampf, Direktbefeuerung	Direktbefeuerung, Dampf	Heißwasser, Dampf, Direktbefeuerung	Heißwasser
COP	0.55–0.8	0.9–1.4	1.7	0.3–0.7	0.4–0.7
Leistungsbereich, marktverfügbar	4.5 kW – mehrere MW	wenige Hersteller > 50 kW, mehrere Hersteller > 100 kW	560 – 3500 kW	10 kW – mehrere MW	7.5–350 kW
Hersteller	York, Yazaki, Wegra, Carrier, Broad, Ebara, LG Machinery, Sanyo-McQuay, Century, ThermoMax, Kawasaki, Shuangliang	Kawasaki, Hitachi	Direkt befeuert: Robur, Colibri, AWT, Mattes; Mit Heißwasser oder Dampf: ABB, Colibri, Mattes, Pink	Mayekawa, Sortech, Invensor	

■ **Abb. 15:** Wichtigste typische Kenndaten von thermisch angetriebenen Kältemaschinen (Hersteller ohne Gewähr auf Vollständigkeit).

lichen, sind Kaltwassertemperaturen im Bereich 6–9 °C erforderlich. Soll die Kältemaschine jedoch lediglich für die Abfuhr sensibler Lasten eingesetzt werden, so reichen deutlich höhere Kaltwassertemperaturen im Bereich 15–20 °C aus. Beispiele für entsprechende raumseitige Komponenten sind Flächenkühlsysteme wie Kühldecken, Fußbodenkühlung, Wandflächen mit integrierten Kapillarrohrmatten aber auch Systeme zur Bauteilkühlung bzw. Betonkernkühlung. In Frage kommen auch andere Systeme der stillen Kühlung, wie Umluftkühler, die mit natürlicher Luft-Zirkulation arbeiten.

Jede thermisch angetriebene Kältemaschine ist durch drei Temperaturniveaus charakterisiert: das hohe Temperaturniveau, auf dem die Antriebswärme aufgenommen wird, das niedrige Temperaturniveau, auf dem die Nutzkälte bereit gestellt, d. h. die Wärme vom klimatisierten Raum aufgenommen wird und ein mittleres Temperaturniveau, auf dem die Wärme abgeführt wird. Für diese Wärmeabfuhr wird in den meisten Fällen ein Kühlтурm verwendet. Eine Schlüsselgröße zur Beschreibung der Effizienz von thermisch angetriebenen Kältemaschinen ist das Wärmeverhältnis (engl. Coefficient of Performance – COP). Der COP ist definiert als das Verhältnis aus Kälteleistung und hierfür benötigter Antriebswärmeleistung. Seit Neuerem wird aber auch der Begriff EER (Energy Efficiency Ratio) verwendet. Ein realistischer Vergleich von unterschiedlichen Verfahren hinsichtlich der energetischen Effizienz erfordert jedoch eine Betrachtung des gesamten Energieaufwandes, einschließlich der elektrischen Verbräuche von Pumpen usw.. Dabei ist zu beachten, dass ein direkter Zusammenhang zwischen dem COP und der an die Umgebung abzuführenden Wärmemenge besteht: je kleiner der COP, desto größer ist die Wärmemenge, die an die Umgebung abgeführt werden muss und desto größer ist demzufolge auch der Aufwand an elektrischer Energie für die Pumpe des Kühlwasserkreises und den Ventilator im Kühlтурm.

2.1.2 Absorptionskältemaschinen

Absorptionskältemaschinen nutzen die am weitesten verbreitete Technik zur thermisch angetriebenen Kälteerzeugung. Ihr Haupteinsatzgebiet ist die Kältebereitstellung unter Ausnutzung von Fernwärme, industrieller Abwärme oder der Abwärme eines Blockheizkraftwerkes (BHKW). Bei Absorptionskälteanlagen wird wie bei Kompressionsmaschinen die Abhängigkeit des Verdampfungs- und Kondensationspunkts eines Kältemittels vom Druck ausgenutzt. Durch Einsatz eines Sorptionsmittels wird eine thermische Verdichtung des Kältemittels mit Wärme als Antriebsenergie erreicht, so dass zunächst wenig hochwertige Elektroenergie für die Kälteerzeugung verwendet wird (je nach Bauart für die Lösungsmittelpumpe und die Kältemittelpumpe sowie die Regelung). Die am häufigsten eingesetzten Kälte/Sorptionsmittelpaarungen sind Wasser-Lithiumbromid und Ammoniak/Wasser. Für Anwendungen oberhalb von ca. 5 °C (Gebäudeklimatisierung) wird üblicherweise Wasser-Lithiumbromid eingesetzt, da hiermit im Allgemeinen eine höhere Effizienz erreicht wird. Der Vorteil von Ammoniak-Wasser-Anlagen liegt dagegen im erheblich niedrigeren Gefrierpunkt von Ammoniak, so dass auch Nutztemperaturen deutlich unterhalb von 0 °C erreicht werden können. Beide Stoffpaarungen haben keine klimarelevanten Auswirkungen. Im Folgenden wird exemplarisch das Stoffpaar Wasser-Lithiumbromid betrachtet.

Grundlagen

Bei Zweistoff-Gemischen gibt der Massenanteil Auskunft über die Konzentration. In folgender Gleichung wird das Stoffpaar Lithiumbromid und Wasser betrachtet, wobei der Anteil des Wassers im Gemisch von Interesse ist.

$$\xi = \frac{m_{H_2O}}{m_{H_2O} + m_{LiBr}}$$

Gleichung 4

Aufgrund dieser Definition bezeichnet man ξ_r als an Wasser *reiche* Lösung und ξ_a als an Wasser *arme* Lösung. Die Bezeichnungen im amerikanischen Sprachraum [12] beziehen sich auf den Anteil des Lithiumbromides, d. h. die Bezeichnung *stark* weist auf eine hohe Salzkonzentration und die Bezeichnung *schwach* zeigt eine sehr niedrige Salzkonzentration an.

Da die Stoffwertabhängigkeiten kompliziert sind, nutzt man vor allem Diagramme. In Abhängigkeit des Massenanteils werden die Zustände des Kreisprozesses eingezeichnet und ausgewertet (Abb. 16). Weiterhin sind schematische Darstellungen mit den Apparaten der Absorptionskältemaschinen (Abb. 17) zur Veranschaulichung der Prozesse gebräuchlich.

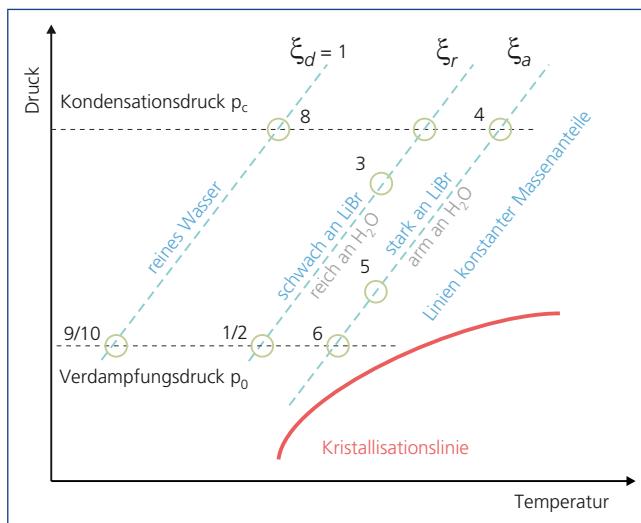
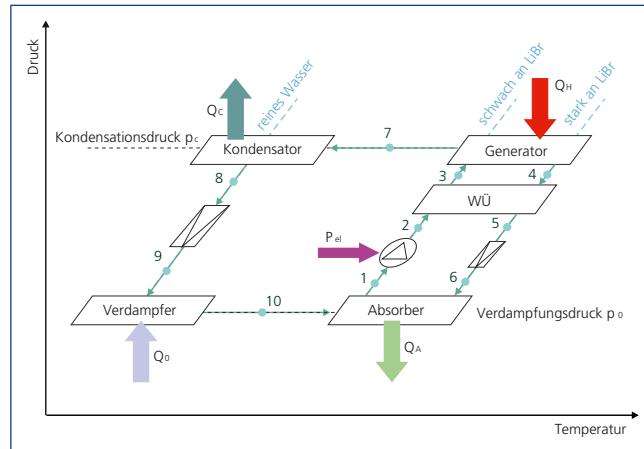


Abb. 16: Schematische Darstellung eines $lg p, 1/T$ -Diagramms für Lithiumbromid-Wasser-Mischungen, Zustände für eine einstufige Absorptionskältemaschine

■ **Abb. 17:** Schematische Darstellung des einstufigen Absorptionskältemaschinen-Prozesses im $\lg p, 1/T$ -Diagramm



Prinzip der Verdichtung/Funktionsweise

Der einstufige Prozess (Abb. 17) besteht aus einem Kältemittelkreislauf (Zustände 7, 8, 9, 10 → Linksprozess) und einem Lösungsmittelkreislauf (1, 2, 3, 4, 5, 6 → Rechtsprozess). Für den Absorptionsprozess ist Lösungsmittel notwendig, welches das Kältemittel stark anzieht und absorbiert.

Wie bereits oben beschrieben, wird der Absorptionskältemaschine als Antriebsenergie nicht mechanische Antriebsleistung⁸ (also reine Exergie), sondern ein Heizwärmestrom \dot{Q}_H zugeführt. Aus diesem Grund kann nur der temperaturabhängige Exergieanteil zur Kälteerzeugung genutzt werden (vgl. Abb. 4). Die energetische Bewertung erfolgt in Analogie zum Kompressionsprozess mit dem Verhältnis aus Nutzen zu Aufwand (Definition Wärmeverhältnis → Gleichung 7).

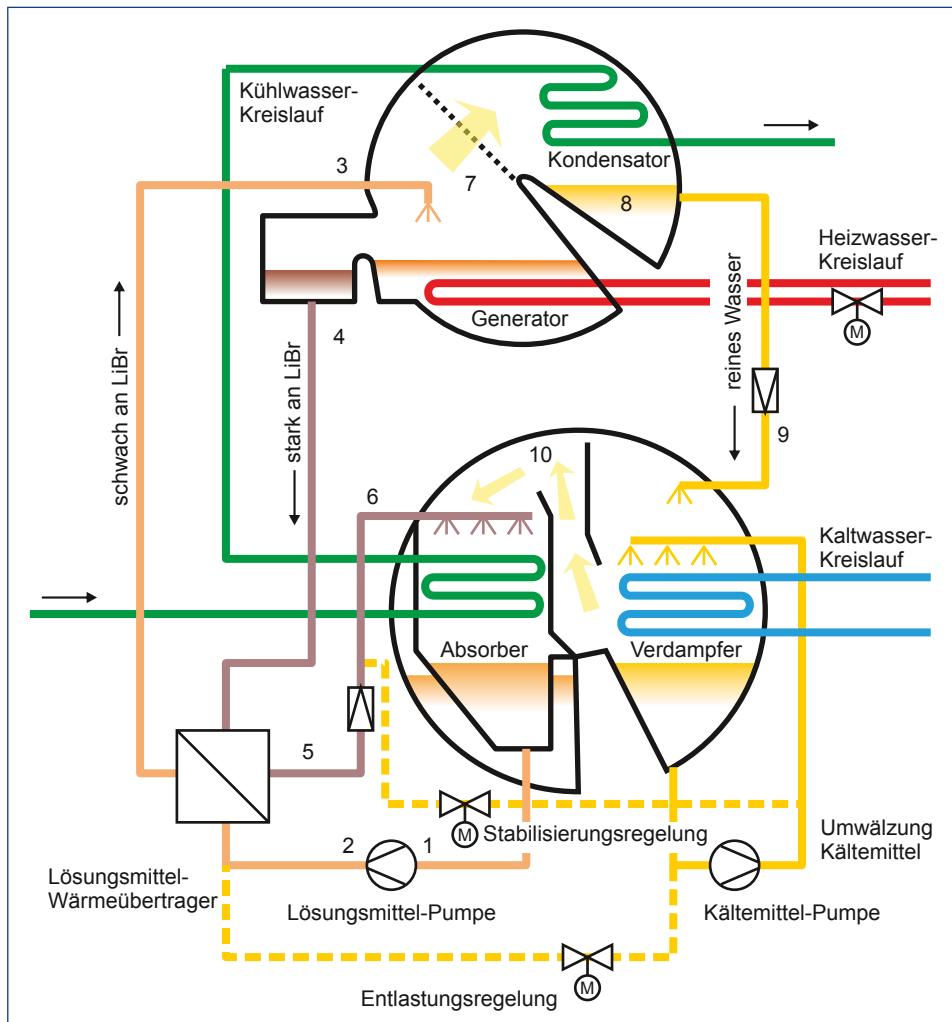
Bei der Absorptionskältemaschine wird der mechanische Verdichter der Kompressionsanlage durch den *thermischen Verdichter* ersetzt. Dieser besteht aus

- dem Generator (auch als Austreiber oder Kocher bezeichnet) und falls erforderlich
 - Rektifikator,
 - dem Absorber,
 - der Lösungsmittelpumpe und Sprühdüsen als Entspannungsorgan.

Zur Beschreibung der prinzipiellen Funktionsweise einer einstufigen Absorptionskältemaschine wird Abbildung 18 herangezogen. Die entsprechenden Zustände sind in Abbildung 16 und 17 ablesbar.

Von der »Saugseite« des thermischen Verdichters, dem Absorber, wird der gasförmige Kältemittelstrom des Verdampfers (Zustand 10) aufgenommen. Das Kühlwasser führt die dabei frei werdende Absorptionswärme an die Umgebung ab. Im Ergebnis dieses Vorgangs liegt die an LiBr schwache Lösung vor (Verdünnung durch absorbiertes Wasser), die mit der Lösungsmittelpumpe (Zustand 1 nach 2) in den Generator auf Kondensationsdruck gefördert wird. Durch Zufuhr des Heizwärmestromes Q_H erfolgt das »Austreiben« des Kältemittels (Zustand 7). Gleichzeitig entsteht an LiBr starke Lösung (Zustand 4). Diese starke Lösung wird

⁸ Aus Gründen der Einfachheit wird die Antriebsenergie für die Pumpen, Regelung usw. vernachlässigt.



■ Abb. 18: Aufbau einer einstufigen Absorptionskältemaschine mit dem Kältemittel $\text{LiBr-H}_2\text{O}$

über den Wärmeübertrager geführt (Zustand 4 nach 5, Rückgewinnung der Wärme aus dem Generator). Es erfolgt die Abkühlung dieses an LiBr starken Stoffstroms und die Aufheizung des an LiBr schwachen Lösungsmittelstroms (Zustand 2 nach 3). Über eine Drosselarmatur (Zustand 5 nach 6) wird die an LiBr starke Lösung dem Absorber wieder zugeführt. Hiermit ist der Lösungsmittelkreislauf geschlossen und der Prozess beginnt wieder von vorn. Die rechte Seite des Anlagenschemas (Abb. 18) bzw. die linke Seite im Diagramm (Abb. 17) ist dem Kompressionsprozess identisch. Das gasförmige Kältemittel (Zustand 7, reiner Wasserdampf) wird im Kondensator verflüssigt (Zustand 8, reines Wasser) und über eine Entspannungsarmatur (Zustand 8 nach 9) dem Verdampfer zugeführt. Das flüssige Kältemittel verdampft und entzieht dabei dem Verbraucherkreislauf die hierfür benötigte Energie \dot{Q}_0 .

Für die intensive Beaufschlagung der Wärmeübertragerfläche wird das Kältemittel durch die Kältemittelpumpe umgewälzt.

Für die Funktion der Absorptionskältemaschine ist die Konzentrationsdifferenz zwischen der an Wasser reichen und armen Lösung, die so genannte *Entgasungsbreite*, von entscheidender Bedeutung.

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a$$

Gleichung 5

Thermodynamisch ist eine Funktionsfähigkeit nur gegeben, wenn die Entgasungsbreite positiv ist, d. h. wenn $\xi_r > \xi_a$.

Aus diesem Grund kommen nur Stoffpaare zum Einsatz, die – neben anderen technischen und ökonomischen Parametern – die Anforderung an die Entgasungsbreite erfüllen. In der Praxis haben sich, wie bereits oben eingeführt, zwei Stoffpaare durchgesetzt, Wasser-Lithiumbromid im Klimabereich bis 3°C und Ammoniak-Wasser für Prozesskälteanwendungen bis -50°C.

Spezifika von Lithiumbromid-Anlagen

Aufgrund der Ausrichtung dieses Beitrages soll nachfolgend nur auf die Wasser-Lithiumbromid-Anlagen eingegangen werden. Die Vorteile des Stoffpaars sind:

- ein günstiges Dampfdruckverhältnis (im Generator tritt reiner Wasserdampf aus, d. h. es ist anlagentechnisch keine Rektifikationskolonne erforderlich),
- Einsetzbarkeit von Heizenergie mit geringem Temperaturniveau (bis 80°C).

Folgende Nachteile kennzeichnen die Stoffpaarung:

- hohe Korrosivität (Einsatz von Korrosionsschutzhinhibitoren erforderlich),
- geringer Dampfdruck des Wassers (Druckbereich 0,6 ... 6 kPa absolut; große Aufwendungen für die Schaffung und Aufrechterhaltung des Vakuums erforderlich),
- Begrenzung auf minimale Kaltwasseraustrittstemperatur von ca. 5°C (Die Kombination mit Eisspeichern bzw. Soleanwendungen ist nicht möglich),
- Möglichkeit der Kristallisation.

Die meisten Hersteller ordnen die Hauptbauteile in zwei zylindrischen Behältern an (Abb. 19, vgl. Abb. 18). Im oberen Behälter werden dabei mit dem Generator und dem Kondensator die Bauteile mit hoher Temperatur bei Kondensationsdruck (z. B. 5,6 kPa bei 35°C) installiert, während der untere Behälter den Verdampfer und Absorber (z. B. 0,9 kPa bei 5°C) aufnimmt. Die Berechnung/Veranschaulichung des Prozesses kann in einfacher Weise im lg p , 1/T-Diagramm (Abb. 16) erfolgen.

Der Druck im unteren Behälter (Verdampfer, Absorber) ergibt sich als Schnittpunkt der Verdampfungstemperatur mit der $\xi = 1$ Linie. Analog wird der Druck im oberen Behälter über die Kondensationstemperatur berechnet.

Von besonderem Interesse ist die Ermittlung der Konzentrationen für die reiche und die arme Lösung, da sie die Entgasungsbreite bestimmen. Am Absorberaustritt hat die reiche Lösung bei Verdampfungsdruck nahezu die Kondensationstemperatur. Hierdurch ist ξ_r festgelegt. Die Konzentration der armen Lösung ξ_a im Generator wird durch den Schnittpunkt des Kondensationsdruckes mit der Temperatur des Heizmediums fixiert.



■ **Abb. 19:** LiBr-H₂O-Absorptionskältemaschine der Fa. Carrier, 1800 kW Kälteleistung, Betrieb mit Fernwärme, maximale Vorlauftemperatur des Heizmediums 120 °C

Dem Diagramm in Abbildung 16 ist sehr gut die hohe Abhängigkeit der Funktion des Absorptionsvorgangs von der Kühlwassertemperatur zu entnehmen. Steigende Kühlwassertemperaturen verschlechtern den Prozess, d. h. verkleinern die Entgasungsbreite, gleich in zweifacher Hinsicht. Zum einen verschiebt sich der Kondensationsdruck nach oben, zum anderen wird die Konzentration der reichen Lösung (Zustand 1, 2, 3) durch den gemeinsamen Schnittpunkt mit dem Kondensationsdruck verringert.

In den Prozess fließen die Energieströme des Kaltwasser- und des Heizwasserkreislaufes. Der Absorber und der Kondensator geben Wärme ab. Diese Energie nimmt das Rückkühlungssystem auf. Folgende Energiebilanz fasst den Prozess zusammen:

$$\dot{Q}_0 + \dot{Q}_H = \dot{Q}_A + \dot{Q}_C \quad \text{Gleichung 6}$$

Mit einstufigen Absorptionskältemaschinen werden Wärmeverhältnisse (Definition → siehe unten, Gleichung 7) zwischen 0,65 und 0,7 erreicht (vergleiche mit Nennwerten aus der Norm → Abb. 20, Abb. 21 und Praxiswerten aus Kapitel 4.3.4 Fernkälte Chemnitz, Definition Leistungszahl siehe unten). Stehen Wärmequellen mit höherer Temperatur (hoher Exergieanteil) zur Verfügung, ist der Einsatz zweistufiger Absorptionskältemaschinen⁹ sinnvoll. Diese Bedingung ist natürlich auch erfüllt, wenn direkt befeuerte Wärmequellen (Gas, Öl) zur Verfügung stehen (Abb. 96).

Wärmeverhältnis

Setzt man bei thermisch angetriebenen Kälteverfahren den Nutzen (Kältebereitstellung) ins Verhältnis zum Aufwand für den Antrieb (Wärme), erhält man das so genannte Wärmeverhältnis.

$$\xi_{KM} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_H} \quad \text{Gleichung 7}$$

⁹ Der Prozess kann auch zwei- bzw. mehrstufig ausgeführt werden; die Ausführung würde den Rahmen des Buches sprengen und es wird auf die Literatur verwiesen (z. B. [12], [13], [14]).

Leistungszahl

Als Bewertungskenngröße ist das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand besonders wichtig. Die Leistungszahl einer Kompressionskältemaschine setzt die Kälteleistung (der Anlage zugeführte Wärme mit niedriger Temperatur) mit dem Aufwand für die Verdichtung, hier mechanische Leistung, ins Verhältnis.

$$\varepsilon_{KM} = \frac{\dot{Q}_0}{P_{KM}}$$

Gleichung 8

Seit einiger Zeit wird in der englischsprachigen Literatur für das Wärmeverhältnis auch der Begriff Energy Efficiency Ratio EER anstelle des Coefficient of Performance COP verwendet, wenn es sich um Kälteerzeugungsprozesse handelt. Anstelle der Leistungszahl ist aber auch der Begriff COP gebräuchlich. Werden statt der Kühlleistung und der mechanischen Leistungen die Wärmemenge und die Arbeit betrachtet (zeitliche Integration der vorher genannten Größen), ist der Begriff Arbeitszahl zutreffend.

Bewertung der Absorptionstechnik

Nachfolgend werden die Vor- und Nachteile der Absorptionskälteanlagen punktuell zusammengestellt.

Vorteile:

- Nutzung von Wärmeenergie als Antriebsquelle für den »thermischen Verdichter«¹⁰,
- geringer Verbrauch von Elektroenergie; praktisch nur für die Lösungs- und Kältemittelpumpe sowie für MSR-Technik,
- wenige bewegte Teile, dadurch sehr geringe Störanfälligkeit und überschaubare Wartungsarbeiten sowie geringe Geräuschenwicklung,
- sehr günstiges Teillastverhalten (Abb. 78), im Normalfall bis 10 % der Auslegungsleistung,
- verbrauchsgebundene Kosten sind bei sehr preiswerter Abwärme geringer,
- lange Stand- und Nutzungszeit der Technik bei Aufrechterhaltung einer guten Wasserqualität auf der Kalt- und Kühlwasserseite.

Nachteile:

- Die dem thermischen Verdichter zugeführte Wärmeenergie muss auf einem niedrigerem Temperaturniveau über den Kühlkreislauf an die Umwelt abgeführt werden (Abb. 5). Vergleicht man z.B. für klimatische Standardverhältnisse 6/12°C (Kaltwasser-Kreislauf) und 32/26°C (Kühlwasser-Kreislauf) die abzuführende Wärmeleistung am Kühlturm, so ergibt sich bei einer Kälteleistung von 1 000 kW eine abzuführende Wärme von ca. 2 500 kW bei einem Absorptionsprozess und ca. 1 120 kW bei einem Kompressionsprozess. Neben den höheren Aufwendungen für die Rückkühlung ist natürlich auch ein entsprechend größerer Kühlwasservolumenstrom (auch im Teillastfall) umzuwälzen.

¹⁰ Es ist jedoch zu bedenken, dass diese für eine wirtschaftliche Anlage keine oder nur geringe Gestaltungskosten besitzen darf. Der Einsatz von Brennstoffen zur so genannten Direktbefeuерung wird aus energiewirtschaftlichen und ökologischen Gründen nicht empfohlen. Diese Lösung ist z. B. in asiatischen Ländern anzutreffen. Des Weiteren versuchen Unternehmen niedrige Absätze von Erdgas, insbesondere im Sommer, durch direkt befeuerte Absorptionskältemaschinen zu verbessern.

- Es handelt sich streng genommen nicht um eine Maschine, sondern um einen Apparat. Das Betriebsverhalten ist deshalb wesentlich träge als bei der Kompressionskältemaschine. Dies ist bei der Regelstrategie (Wärmezufuhr) als auch bei der Kompensation sinkender Abnahme zu beachten. Die Anlagen sind größer und schwerer.
- Hohe spezifische Investitionskosten, insbesondere im Bereich kleiner Leistung (Abb. 20, Abb. 96).
- Der sehr geringe Druckbereich und die physikalischen Grenzen des Zweistoffgemisches (Kristallisation) erfordern qualifiziertes Bedien- und Wartungspersonal.
- Unterschiedliche Einschätzung des Wartungsaufwandes
 - geringe Abhängigkeit vom Betrieb bzw. der Auslastung,
 - aufwändige Lecksuche [15],
 - geringe tägliche Betreuungszeit [15].

Temperaturen [°C] Heißwassereintritt/ Heißwasseraustritt	Temperaturen [°C] Kühlwassereintritt/ Kühlwasseraustritt	Temperatur [°C] Kaltwasseraustritt	Nennwärme- verhältnis ξ
80/70	27/33	6	–
		14	0,71
	40/45	6	–
		14	–
90/75	27/33	6	0,69
		14	0,72
	40/45	6	–
		14	–
110/95	27/33	6	0,7
		14	0,72
	40/45	6	–
		14	0,71
130/110	27/33	6	0,71
		14	0,73
	40/45	6	0,7
		14	0,72

■ **Abb. 20:** Nenn-Wärmeverhältnisse einstufiger LiBr-H₂O-Absorptionskältemaschinen in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen, (Die Werte sind als Maximalwerte zu verstehen. Es sind ggf. weitere Korrekturen notwendig.)

	AbKM	KoKM
System-Investitionskosten [€/kW _{Kälteleistung}]	250 ... 350	75 ... 275
mittlere Leistungszahl [-]		ca. 4–9
Wärmeverhältnis [-]	0,55 ... 0,70	
mittlere, spezifische Hilfsenergie [kWh _{elektrisch} /kWh _{Kälte}]	0,07	0,045
mittlerer spezifischer Wasserverbrauch [m ³ /kWh _{Kälte}]	0,004	0,002
betriebsgebundene Kosten [%/Investitionskosten]	1	4

■ **Abb. 21:** Typische Parameter für Systemvergleiche mit einstufigen LiBr-H₂O-Absorptionskältemaschinen und Kompressionskältemaschinen mit wassergekühltem Turboverdichtern in realen Anlagen Kaltwasser 6/12 °C, Rückkühlung 32/26 °C

Hersteller von Absorptionskältemaschinen, siehe Seite 157.

Beispiele für realisierte Anlagen im großen Leistungsbereich

- Fernkälte Potsdamer Platz, Berlin
- Flughafen BER, Berlin
- Fernkälte Chemnitz (Kapitel 4.3.4)
- Nahkälte Klinikum Chemnitz (Kapitel 4.3.5)
- Fernkälte Göteborg
- Universitätsklinikum Freiburg
- Fa. Boehringer Ingelheim (ingesamt ca. 28 MW Kälteleistung, verschiedene Kältemaschinen) [15]
- Flughafen Köln-Bonn
- Fernkälte Wien, Spittelauer Kälte

2.1.3 Adsorptionskältemaschinen

Adsorptionskältemaschinen waren lange Zeit nur von wenigen Herstellern aus Asien kommerziell erhältlich: seit einigen Jahren gibt es auch Produkte von Herstellern in Deutschland, speziell für den kleinen Leistungsbereich. Das Hauptanwendungsgebiet ist mit demjenigen von Absorptionsanlagen identisch. Adsorption ist die reversible Anlagerung von Gasmolekülen in den Poren eines hochporösen Adsorptionsmittels wie z. B. Silicagel. Bei Adsorptionskältemaschinen wird der im Verdampfer erzeugte Dampf des Kältemittels in derartigen Adsorptionsmitteln angelagert. Um einen kontinuierlichen Betrieb zu gewährleisten, sind deshalb – außer dem Verdampfer und dem Kondensator – mindestens zwei getrennte Kammern mit Adsorptionsmittel erforderlich. Jede der gleichartigen Kammern enthält Sorptionsmittel, das in einen Wärmeübertrager eingelagert ist. Während die eine Kammer den im Verdampfer erzeugten Kältemitteldampf adsorbiert und somit den Kälteprozess aufrecht erhält, wird die andere Kammer regeneriert. Dazu wird sie von einem heißen Wärmeträger, z. B. Wasser, das durch eine Solaranlage erhitzt wurde, durchströmt. Der Kältemitteldampf wird ausgetrieben und kondensiert im Kondensator. Sowohl zur Kühlung des Kondensators als auch zur Abfuhr der Adsorptionswärme, die während der Adsorption frei wird, ist ein Kühlkreis notwendig. Nach einer bestimmten Zeit kommt die Adsorption zum Erliegen. Die Funktion der Kammern wird gewechselt, wobei man eine kurze Phase zur Wärmerückgewinnung zwischenschaltet. Die Adsorptionstechnik hat einige wesentliche Eigenschaften, die sie

für thermisch angetriebene Kälteerzeugung interessant machen. So werden keinerlei bewegte Teile im Vakumbereich benötigt. Außerdem gibt es keine Möglichkeit der Kristallisation wie bei Absorptionsanlagen, so dass keine Einschränkungen hinsichtlich der Kühlwassertemperatur bestehen. Verbesserungen in der Wärmetauschergestaltung, neue Materialien sowie neue Verfahren der Behältertechnik versprechen für die Zukunft deutlich höhere Leistungsdichten, sowohl massenbezogen als auch volumenbezogen.

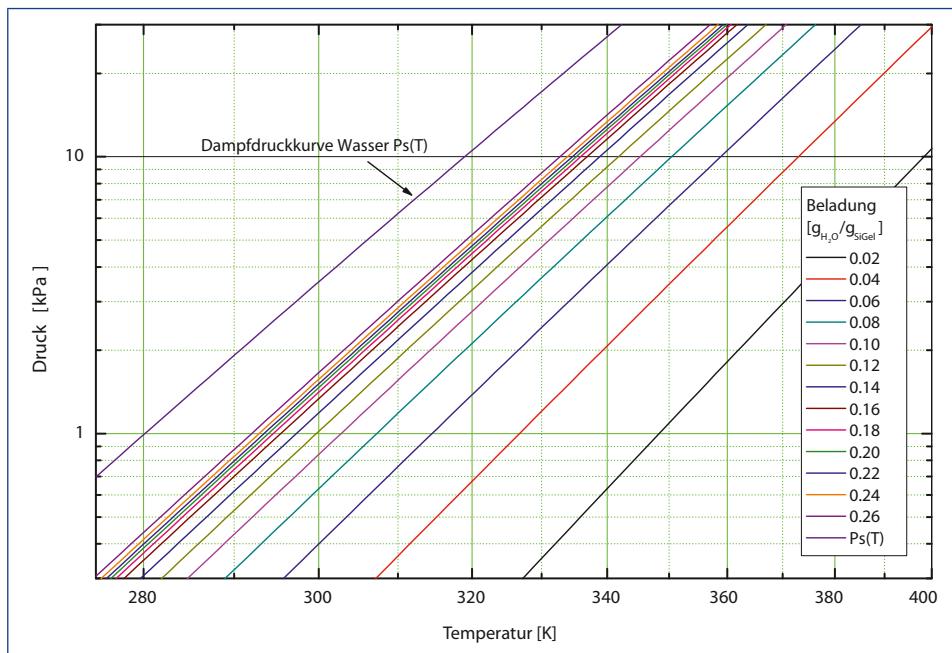
Funktionsprinzip

Bei der Adsorption handelt es sich wie bei der Absorption um ein Zweistoffsysteem. Dabei ist ein Stoff – das Adsorbens oder Adsorptionsmittel – ein Feststoff, das Adsorptiv oder Kältemittel eine Flüssigkeit bzw. ein Gas. Unter Adsorption versteht man eine physikalische Bindung der Adsorptivmoleküle mittels Van-der-Waals-Kräfte an der Adsorbensoberfläche. Als Adsorbens kommen hochporöse technische Adsorbentien zum Einsatz. Diese Adsorbentien besitzen eine sehr hohe Affinität zum Kältemittel. Durch die hohe Porosität der technischen Adsorbentien (mehrere hundert Quadratmeter innere Oberfläche pro Gramm Adsorbens) kann eine signifikante Menge Kältemittel adsorbiert werden.

Die pro Einheit trockenen Adsorbens adsorbierte Menge Kältemittel wird Beladung x genannt:

$$x = \frac{m_{\text{Kältemittel}}}{m_{\text{Adsorbens}}} = x(T, p) \quad \text{Gleichung 9}$$

Die Beladung x ist eine Funktion der Adsorbenstemperatur T und des Adsorptivdruckes p . Adsorbens-Adsorbat Gleichgewichte werden üblicherweise im $\ln p$, $1/T$ -Diagramm, den so genannten Isosterenfeldern, dargestellt (Abb. 22). Isosteren sind Zustände konstanter Bela-



■ Abb. 22: Isosterenfeld des Stoffpaares Silicagel – Wasser

dung und im $\ln p$, $1/T$ -Diagramm erscheinen sie annähernd als Geraden, die nahezu parallel zur Dampfdruckkurve des reinen Kältemittels verlaufen.

Das Isosterenfeld eines Stoffpaars zusammen mit den zu erwartenden Betriebsbedingungen ist ausschlaggebend für die Eignung dieses Paares für eine Anwendung. Zur Erläuterung dieses Zusammenhangs wird der Prozess an Hand des Prozesszyklus im Isosterenfeld erklärt (Abb. 23).

Der ideale Adsorptionszyklus besteht aus 4 Abschnitten und läuft wie folgt ab:

- Isosteres Aufheizen:** Im Abschnitt 1 wird das mit einer Beladung x_{max} beladene Adsorbens isoster bis zur Temperatur T_{Des} , aufgeheizt. Der Druck im System steigt vom Verdampferdruck p_{Verd} auf Kondensatordruck p_{Kond} . Bei diesem Prozess findet kein Stoffumsatz statt. Der Adsorber nimmt die Wärme Q_1 auf.
- Isobare Desorption:** Bei Kondensatordruck p_{Kond} wird das Adsorbens durch weiteres Aufheizen desorbiert. Die Desorption ist beendet wenn der Adsorber die maximale Desorptionstemperatur T_{Des} erreicht hat. In diesem Prozess nimmt der Adsorber die Wärme Q_{Des} auf, die Beladung nimmt ab und erreicht mit x_{min} ihren minimalen Wert.
- Isosteres Abkühlen:** In diesem Abschnitt wird das desorbierte Adsorbens isoster abgekühlt. Dabei sinkt der Druck im Adsorber. In diesem Abschnitt gibt das Adsorbens die Wärme Q_2 ab. Sobald der Verdampferdruck p_{Verd} erreicht ist, setzt die nächste Phase ein.
- Isobare Adsorption:** Durch weiteres Abkühlen bei konstantem Verdampferdruck adsorbiert das Adsorbens Wasserdampf und die Beladung steigt. Dabei wird die Adsorptionswärme Q_{Ads} frei, die über den Kühlkreis abgeführt werden muss. Der Prozess ist abgeschlossen, sobald die Rückkühltemperatur $T_{Ads, min}$ erreicht ist. Dabei wird wieder die Maximalbeladung x_{max} erreicht. Der ideale Prozess ist somit durch drei Temperaturniveaus

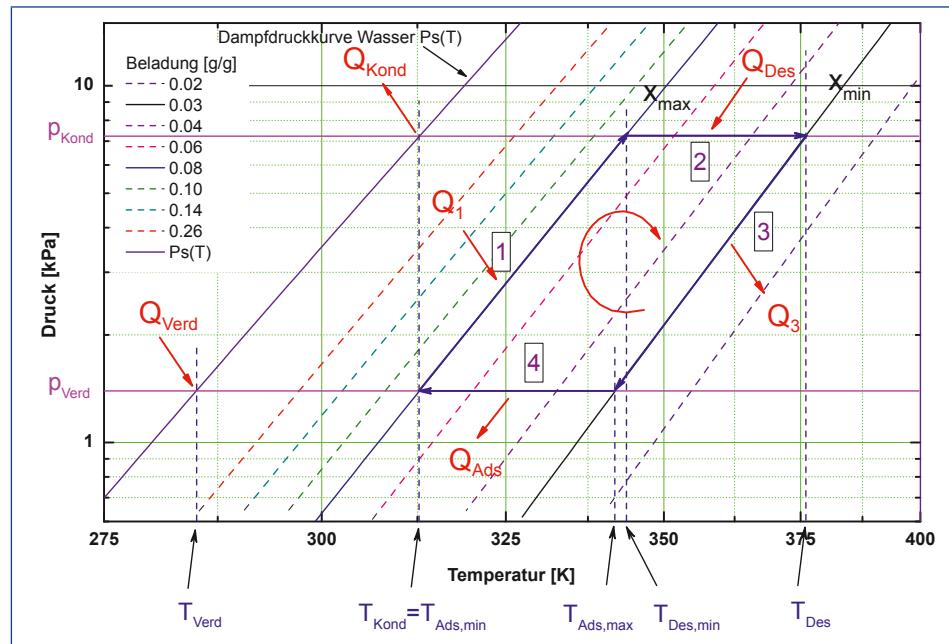


Abb. 23: Prozesszyklus im $\ln p$, $1/T$ -Diagramm. Stoffpaar: Silicagel – Wasser

bestimmt: Die Verdampfertemperatur T_{Verd} , die ihrerseits den Verdampferdruck p_{Verd} festlegt, die Rückkühltemperatur, die die Kondensatortemperatur T_{Kond} , den Kondensatordruck p_{Kond} und die minimale Adsorptionstemperatur $T_{Ads, min}$ bestimmt und die maximale Desorptionstemperatur T_{Des} . Aus diesen Betriebsbedingungen und den Eigenschaften des Stoffpaars ergibt sich der resultierende Beladungshub x_{Hub} :

$$x_{Hub} = x_{max} - x_{min}$$

Gleichung 10

Energiebilanz

Die erzeugte Kälteenergie ist über die Verdampfungsenthalpie des Wassers h_{Verd} direkt proportional zum Beladungshub x_{Hub} :

$$q_{Verd} = h_{Verd} \cdot x_{Hub}$$

Gleichung 11

Die nötige Antriebwärme setzt sich aus dem isosteren Aufwärmen im Abschnitt 1 und der isobaren Desorption im Abschnitt 2 zusammen:

$$q_{Antrieb} = q_1 + q_{Des}$$

Gleichung 12

Die Desorptionsenergie stellt dabei den größten Anteil dar. Sie ist über die differentielle Adsorptionsenthalpie zu berechnen und beinhaltet auch einen Anteil sensibler Wärme, die für das Erwärmen des Systems (sowohl Sorbens als auch Wärmetauscher) von der Temperatur $T_{Des, min}$ bis auf die maximale Desorptionstemperatur T_{Des} aufzuwenden ist.

Gleichzeitig fällt die Kondensationswärme des desorbierten Kältemittels im Kondensator bei der Temperatur T_{Kond} an, die an die Umgebung über die Rückkühlung abgeführt werden muss:

$$q_{Kond} = h_{Kond} \cdot x_{Hub}$$

Gleichung 13

In der Adsorptionsphase (Abschnitte 3 und 4) fällt die Abwärme q_{Ab} ¹¹ im Adsorber auf Temperaturen zwischen T_{Des} und $T_{Ads, min}$ an:

$$q_{Ab} = q_3 + q_{Ads}$$

Gleichung 14

Das Wärmeverhältnis ergibt sich aus dem Verhältnis der Nutzkälte zur aufgewendeten Antriebwärme.

$$\xi_{m, KM} = \frac{q_{Verd}}{q_{Antrieb}} = \frac{\int \dot{Q}_0 dt}{\int \dot{Q}_H dt}$$

Gleichung 15

Wegen der bei der Desorption aufzuwendenden sensiblen Wärme und der Bindungswärme zwischen Adsorbens und Adsorbat ist die Antriebwärme $q_{Antrieb}$ (Gleichung 12) immer größer als die erzeugte Kälteenergie q_{Verd} . Anderseits fällt im Adsorptionsprozess (Abschnitte 3 und 4) Wärme an (Gleichung 14) die bei einer entsprechenden Konstruktion des Apparates für die Desorption in den Abschnitten 1 und 2 genutzt werden kann. Eine derartige Wärmerückgewinnung reduziert den durch externe Wärmequellen zuführenden Anteil bei der Antriebwärme.

¹¹ Es handelt sich um eine spezifische Größe. Der Wärmeumsatz bezieht sich auf die Masse des Adsorbens.

Aus Gleichung 15 ist zu erkennen, dass zur Maximierung des Wärmeverhältnisses einer Adsorptionskältemaschine zwei Wege möglich sind:

1. der Stoffumsatz (Beladungshub) muss maximiert,
 2. die Antriebswärme minimiert werden.

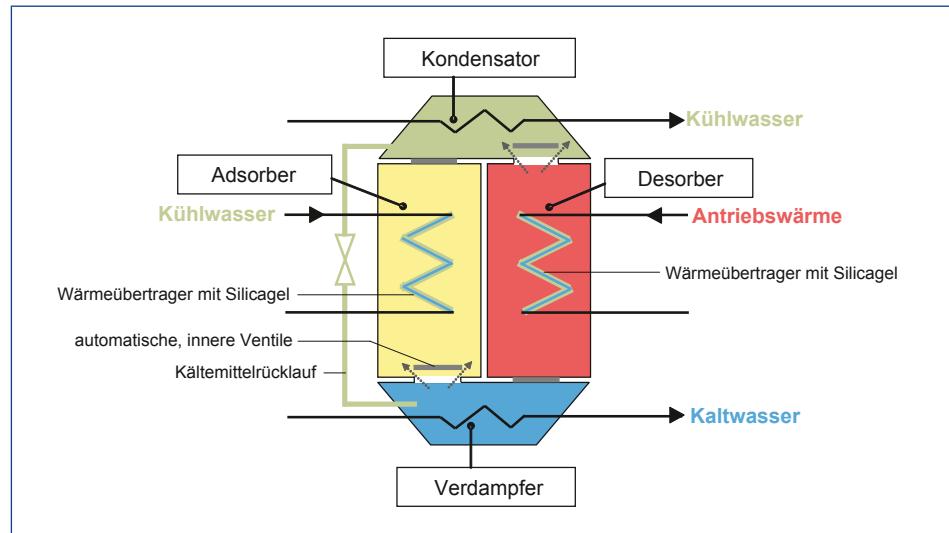
Bei gegebenen Betriebsbedingungen (Temperaturen) kann der Stoffumsatz nur durch die Wahl des Adsorptionspaars (Isosterenfeld) beeinflusst werden. Die notwendige Antriebsenergie kann durch eine Konstruktion mit geringen thermischen Massen im Reaktor oder durch eine sehr gute Wärmerückgewinnung minimiert werden.

Für die Leistung der Kältemaschine ist zusätzlich die Zykluszeit t_{Zyklus} für den gesamten Kreisprozess bedeutend, da pro Zyklus nur einmal die Kälteenergie Q_{Verd} umgesetzt wird. Daher müssen die Wärme- und Stofftransporteigenschaften in den Adsorptionsreaktoren optimiert werden. Außerdem werden reale Anlagen mit mehreren Reaktoren realisiert, wie im folgenden Abschnitt dargestellt ist.

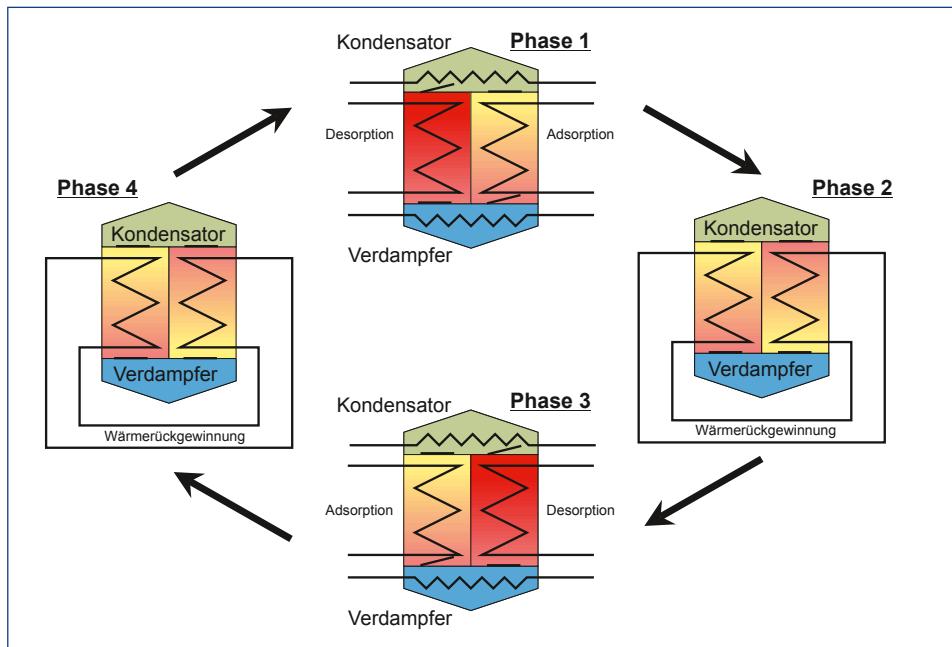
2.1.4 Aufbau und Funktion von Anlagen

Da zum Unterschied zu Absorptionsmaschinen das Absorptionsmittel (dort die »reiche« und »arme« Lösung) nicht gepumpt werden kann, ist man auf einen zyklischen Prozess angewiesen: die Desorption und die Adsorption müssen zeitlich nacheinander durchgeführt werden. Technisch werden die beiden Grundprozesse mittels zwei Reaktoren in einem Apparat gleichzeitig realisiert. Der Aufbau einer typischen Zwei-Kammern-Adsorptionskältemaschine ist in Abb. 24 skizziert.

Eine typische Adsorptionskältemaschine besteht aus zwei Adsorbern in denen das Adsorptionsmittel, jeweils in einem Wärmeübertrager, eingebracht ist. Im unteren Teil der Maschine



■ **Abb. 24:** Aufbau einer Adsorptionskältemaschine. Der Apparat besteht aus zwei Adsorbern (rechts und links; einer davon ist jeweils als Desorber in Betrieb) einem Kondensator (oben) und einem Verdampfer (unten).



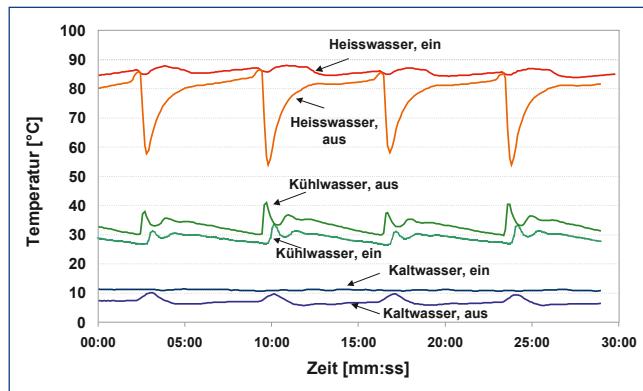
■ Abb. 25: Die vier Phasen eines Adsorptionskältemaschinenzyklus.

befindet sich der Verdampfer, im oberen Teil der Kondensator. Zwischen Verdampfer und Adsorberkammern befinden sich interne, automatische Klappen die bei den meisten marktverfügbarer Geräten allein durch eine Druckdifferenz gesteuert werden. Gleiche Klappen befinden sich zwischen den Adsorberkammern und dem Kondensator. Zur Rückführung des Kondensats vom Kondensator in den Verdampfer ist eine Kondensatrückführung mit Druckausgleich (meist ein Syphon) eingebaut.

Der Betrieb der Maschine läuft in vier Phasen ab (Abb. 25):

1. In der ersten Phase ist die linke Kammer an die Antriebwärmequelle angeschlossen und wird desorbiert, das desorbierte Kältemittel strömt in den Kondensator und kondensiert. Gleichzeitig befindet sich der rechte Adsorber in der Adsorptionsphase: Kältemitteldampf verdampft im Verdampfer unter Wärmeaufnahme aus dem Kaltwassernetz und wird im Adsorber adsorbiert. Der Kondensator und der rechte Adsorber sind zur Wärmeabgabe an die Rückführung angeschlossen, der Verdampfer an das Kaltwassernetz. Phase 1 ist abgeschlossen sobald die Adsorptionskapazität im rechten Adsorber bei den gegebenen Temperaturbedingungen erschöpft ist.
2. Phase 2 dient der Wärmerückgewinnung: Wärme aus der heißen und desorbierten Kammer wird in den beladenen und kalten Adsorber gespeist. Somit wird die heiße Kammer vorgekühlt und die kalte Kammer zur Vorbereitung auf die Desorption vorgewärmt.
3. Phase 3 ist identisch mit Phase 1, nur sind die Funktionen der beiden Adsorber vertauscht: die linke Kammer adsorbiert, der rechte wird desorbiert.
4. Phase 4 ist wieder eine Wärmerückgewinnungsphase wie Phase 2 nur in umgekehrte Richtung.

■ Abb. 26: Temperaturverläufe in Vor- und Rücklauf



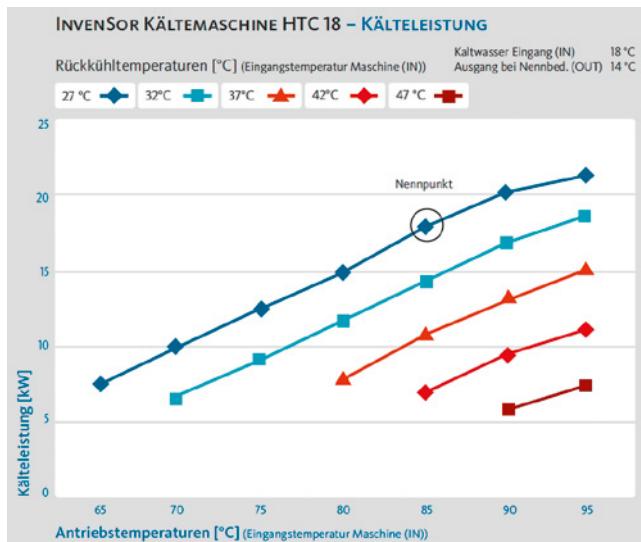
Betriebsverhalten

Der oben dargestellte Aufbau und Betrieb einer Adsorptionskältemaschine hat einige Konsequenzen, die bei der Konstruktion und der Einbindung solch eines Apparates in einer Anlage beachtet werden müssen:

- Da Adsorption und Desorption gleichzeitig ablaufen, müssen die Betriebsbedingungen und die Konstruktion der Maschine so abgestimmt sein, dass beide Prozesse in etwa gleich schnell ablaufen. Typischerweise ist jedoch der Adsorptionsprozess langsamer und bestimmt somit im Normalfall die Phasendauer.
- Die Wärmerückgewinnungsphase ist ausschlaggebend, um ein gutes Wärmeverhältnis zu erreichen. Wird sie jedoch zu lang, reduziert sich die Kälteleistung, da in diesem Abschnitt kein oder nur sehr wenig Kältemittel verdampft, aber die Gesamtzyklenzeit erhöht wird.
- Je nach Konstruktion der Maschine ist zu beachten, dass in den Wärmerückgewinnungsphasen 2 und 4 die Antriebs- und eventuell auch die Rückkühlkreise unterbrochen sind. Es können hohe Druckstöße in den hydraulischen Kreisen auftreten.
- Durch den zyklischen Betrieb sind die Leistungen in den drei Kreisen nicht konstant. Bei konstantem Volumenstrom und konstantem Vorlauf treten somit merkliche Schwankungen in der Rücklauftemperatur auf. Diese Schwankungen sind besonders stark im Antriebs- wie im Rückkühlkreis. In Abbildung 26 kann man beispielhaft den Temperaturverlauf im Vor- und Rücklauf einer Adsorptionskältemaschine in den drei hydraulischen Kreisen nachvollziehen. Es ist zu erkennen, dass in allen drei Kreisen keine konstante Spreizung aufrechterhalten wird und die Umschaltpunkte sowie Wärmerückgewinnungsphasen klar erkennbar sind.

Eigenschaften

Adsorptionskältemaschinen werden durch ein umfangreiches Kennlinienfeld charakterisiert. In einem solchen Kennlinienfeld ist der Einfluss der drei Temperaturniveaus auf COP (bzw. EER) und Kälteleistung dargestellt. Typische COP-Werte liegen im Bereich von ca. 0,5 bis 0,65. In Abbildung 27 ist das Kennlinienfeld einer Adsorptionskältemaschine der Firma Invensor (HTC 18) dargestellt.



■ **Abb. 27:** Kennlinienfeld einer Adsorptionskältemaschine Invensor HTC 18 bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen

Als Vor- und Nachteile der Adsorptionstechnik gegenüber der Kompression und Absorptions-technik können folgende Eigenschaften aufgezählt werden:

Vorteile

- Die zur Zeit verwendeten Stoffpaare Silicagel-Wasser und Zeolith-Wasser sind für die Umwelt und Gesundheit unbedenklich.
- Durch die Verwendung von festen Adsorbentien ist keine Lösungsmittelpumpe nötig, die internen Dampfklappen funktionieren selbsttätig. Dies reduziert den Strombedarf des Apparates auf ein Minimum. Strom ist nur für die Steuerung der Anlage nötig (hydraulische Ventile zum Umschalten zwischen den Prozessphasen).
- Insgesamt kaum bewegliche Teile und somit reduzierter Wartungsaufwand und robuster Betrieb.
- Keine Gefahr der Kristallisation; somit sind die Apparate unempfindlich gegenüber Temperaturschwankungen.
- Im Allgemeinen können schon Antriebstemperaturen ab 55 °C verwendet werden.
- Großes Potenzial zur Kostenreduktion bei Serienfertigung durch den einfachen Aufbau und die geringe Anzahl an Elementen.
- Leise, da keine Pumpen betrieben werden müssen.

Nachteile

- Hohe Anforderung an die Vakuumdichtigkeit des Behälters.
- Geringfügig kleinerer COP als bei vergleichbaren Absorptionskältemaschinen.
- Zyklische Temperaturschwankungen in den hydraulischen Kreisen: die Systemtechnik muss so ausgelegt werden, dass sie die starken Spitzen zwischen Vor- und Rücklauftemperatur aufnehmen oder kompensieren kann.
- Kommerziell erhältliche Anlagen – vor allem im Bereich mittlerer und großer Leistung – sind im Allgemeinen schwer und teuer; hier sind allerdings Verbesserungen bei neuen Produkten absehbar, insbesondere im Bereich kleiner Leistung.
- Wenige Hersteller am Markt und somit geringe Auswahl an Maschinen.

Hersteller und Forschungsgruppen

Weltweit gibt es wenige etablierte Hersteller von Adsorptionskältemaschinen. Im kleinen Leistungsbereich von 8 bis 18 kW Kälteleistung sind hier die beiden deutschen Firmen, die SorTech AG und Invensor, zu nennen, die sich in den letzten Jahren am Markt etabliert haben. Maschinen mit größeren Leistungen im Bereich ab 100 kW bis hin zu einigen MW werden von Mayekawa Mycom aus Japan und von ECO-MAX aus den USA angeboten. Sowohl Silicagel-Wasser als auch Zeolith-Wasser werden als Stoffpaare eingesetzt.

Unterschiedliche Forschungsgruppen und weitere Start-Up Unternehmen haben Prototypen vorgestellt; ohne Anspruch auf Vollständigkeit sind aktuell Folgende zu nennen:

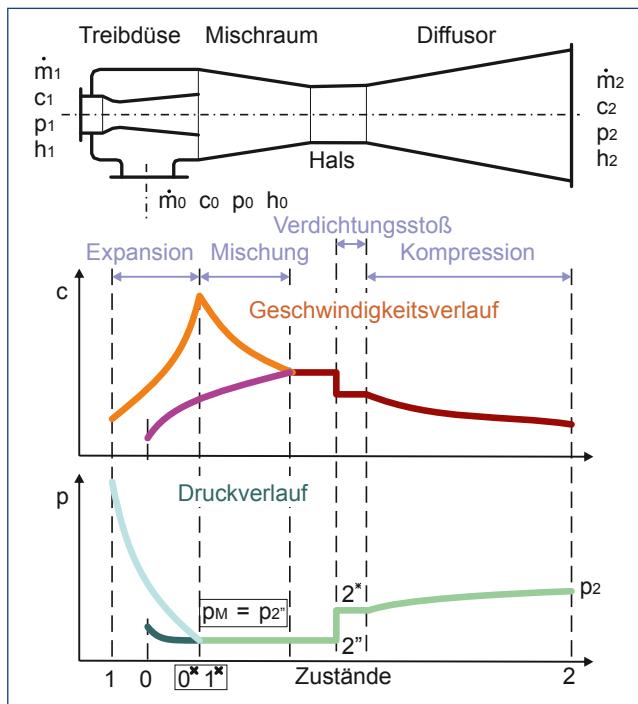
- Shanghai Jiao Tong University/China: Entwicklung und Präsentation einer 8,5 kW Silicagel-Wasser Maschine
- SolabCool: 5 kW Silicagel-Wasser Kältemaschine

2.1.5 Dampfstrahlkälte

Dampfstrahlkältemaschinen werden bislang vorwiegend in der Verfahrenstechnik, beispielsweise zur Produktkühlung genutzt, da hier ein gleichmäßiger, kontinuierlicher Kältebedarf ohne starke Lastschwankungen vorliegt. Erst seit Ende der 90er Jahre wird eine Anwendung in der Klimatechnik erprobt. Der wesentliche Bestandteil der Dampfstrahlkältemaschine ist der Strahlverdichter. Bei diesem wird mit Hilfe eines Treibmediums Kältemitteldampf durch Impulsaustausch von Verdampferdruck auf das Kondensatordruckniveau gefördert. Aufgrund des physikalischen Prinzips gibt es im Vergleich zu den oben beschriebenen »thermischen« Verdichtern große Unterschiede im Leistungs- und Betriebsverhalten. So zeichnet sie ein gutes dynamisches Verhalten, dem Einsatz von Wasser als Kältemittel ohne Zusatzstoffe sowie einen vom Verdichtungsverhältnis abhängiges Wärmeverhältnis aus, der bei Teillastbedingungen auch sehr hohe Werte, deutlich über 1, annehmen kann.

Prinzip der Verdichtung

Bei diesem Verfahren [16], [17] übernimmt der Dampfstrahlverdichter (Abb. 28) die Verdichtung. Der Dampfstrahlverdichter besteht aus der Treibdüse, dem Mischraum, dem Hals und dem Diffusor. Der Treibdampf (Zustand 1) tritt mit hohem Druck in die Treibdüse ein und expandiert (Zustand 1*). Dabei steigt die Geschwindigkeit bzw. die kinetische Energie stark an. Aufgrund der Energieerhaltung (1. Hauptsatz der Thermodynamik) sinkt gleichzeitig die Enthalpie des Treibdampfes. In Abbildung 28 wird demzufolge ein Druckabfall von Zustand 1 nach 1* dargestellt. Durch diesen niedrigen Druck (Zustand 1* bzw. Zustand 0*) soll der Dampfstrom (Zustand 0) angesaugt werden. Dies äußert sich in einer geringen Druckabsenkung vom Zustand 0 zum Zustand 0*. In der Mischkammer mischen sich dann dieser Saugdampfstrom und der zuvor erläuterte Treibdampfstrom. Weil die Mischkammer konisch ausgeführt ist, wird der Saugdampf beschleunigt während die Geschwindigkeit des Treibdampfes sinkt. Erst beim Einlauf in den Hals geht man von einer vollständigen Mischung beider Dampfströme aus. Dieser Mischdampfstrom (Zustand 2) kann dann im Hals einen Verdichtungsstoß erfahren. Die Ursache des rapiden Druckanstiegs ist der Umschlag von der Überschall- in die Unterschallgeschwindigkeit, wobei Druck und Geschwindigkeit im folgenden Halsabschnitt theoretisch konstant bleiben (Zustand 2* bis 2>). Im Diffusor wird die Geschwindigkeit des Mischdampfes abgebaut, wodurch der Druck leicht steigt (Zustand 2).



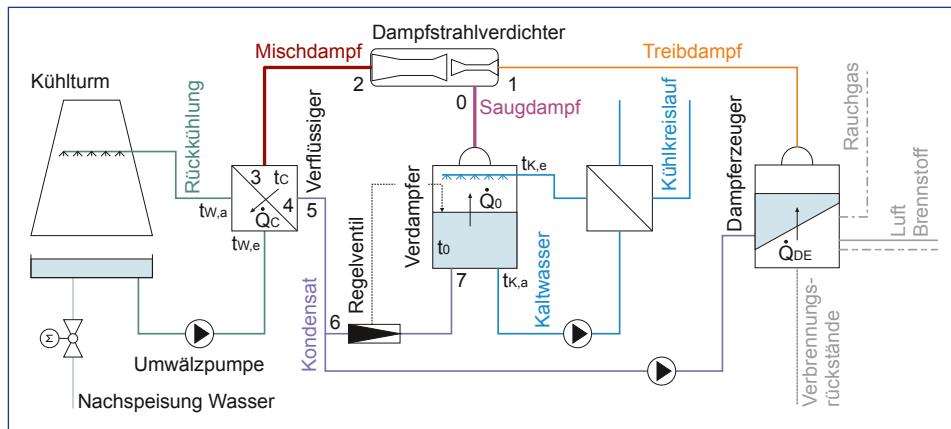
■ Abb. 28: Dampfstrahlverdichter

Aufbau und Funktion von Anlagen

Bei Dampfstrahlkältemaschinen wird häufig Wasser als Kältemittel verwendet, was mit vielen Vorteilen verbunden ist (z.B. keine negativen Auswirkungen auf die Umwelt im Vergleich zu vielen künstlichen Kältemitteln). In Abbildung 29 ist beispielhaft der Aufbau einer einfachen Dampfstrahlkälteanlage dargestellt. Im Dampfstrahlverdichter wird der Saugdampf (Zustand 0) mittels Treibdampf (Zustand 1) verdichtet (Zustand 2). Im nachgeschalteten Verflüssiger wird der Dampf abgekühlt und kondensiert (Zustand 5). Der Verflüssiger ist in einen Rückkühl-Kreislauf eingebunden. Dieser Kühlkreislauf führt die Wärme aus dem gesamten Prozess ab. Ein Teil des Kondensats (Zustand 6) muss in den Verdampfer und der andere Teil in den Dampferzeuger zurückgeführt werden. Ein Regelventil (z.B. Regelung nach dem Füllstand) übernimmt den Druckabbau für das Kondensat (Zustand 7), welches in den Verdampfer fließt. Im Verdampfer stellt sich dann ein Gleichgewichtszustand ein, weil außer der Saugdampfentnahme und der Kondensatzufuhr auch der Kaltwasserkreislauf geschlossen ist. Dieser übernimmt die eigentliche Kühlung. Das warme Rücklaufwasser wird im Verdampfer versprüht. Es kommt zu einer Vermischung bzw. zu einer intensiven Wärmeübertragung mit der dampfförmigen und flüssigen Phase des kalten Wassers.

Der andere Teil des Kondensats (Zustand 5) wird dem Dampferzeuger wieder zugeführt. Die Speisewasserpumpe erhöht zuerst den Druck. Im nachgeschalteten Dampferzeuger erfolgt die hohe Energiezufuhr bis die geforderten Parameter für den Treibdampf erreicht werden.

In Abbildung 29 kommt ein Oberflächenkondensator zum Einsatz. In der Regel tritt eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von 5 bis 8 K zwischen beiden Medien auf. Bei hohen Temperaturen steigt der Kondensationsdruck p_C , was für den Prozess ungünstig ist. Dies kann



■ **Abb. 29:** Einstufige Dampfstrahlkälteanlage mit geschlossenem Kältemittelkreislauf und Oberflächenkondensator (Verflüssiger)

durch den Einsatz von Mischkondensatoren (Abb. 32) umgangen werden. Die Temperaturdifferenz ist dann praktisch nicht mehr vorhanden. Mit dem Wegfall der Wand im Wärmeübertrager geht der geschlossene Prozess in einen offenen Prozess¹² über.

Ermittlung des Treibdampfes

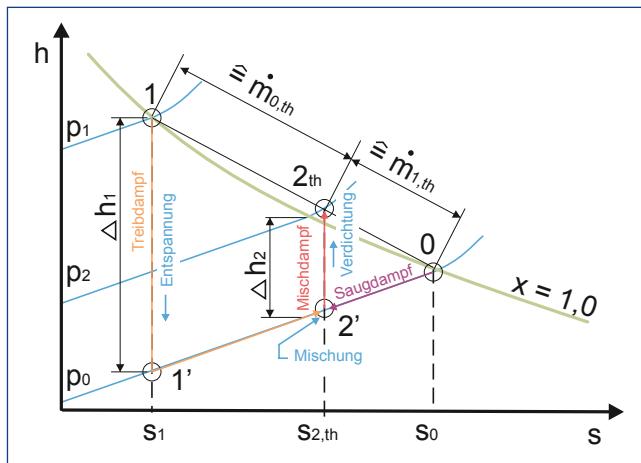
Die physikalischen Verhältnisse im Dampfstrahlverdichter sind tatsächlich kompliziert. Die Strömung ist z. B. reibungsbehaftet und es finden ortsabhängige Mischungsvorgänge statt. Die ideale Arbeitsweise wird deswegen in Abbildung 30 aus thermodynamischer Sicht im h,s -Diagramm dargestellt. Sie zeigt die Zustände im Verdichter, wenn keine Verluste auftreten würden bzw. wenn der Verdichtungsprozess thermodynamisch ideal ablaufen würde. Treibdampf mit dem Zustand 1 und Saugdampf mit dem Zustand 0 werden auf den Zustand 2 des Mischdampfes gebracht. Der Mischpunkt liegt auf der Mischungsgeraden zwischen den Zuständen 1 und 0. Auf dieser Linie können die Anteile des Treib- und Saugdampfstromes abgelesen werden. Der Verdampfungsdruck p_0 ist bekannt und unter Annahme einer isentropen Verdichtung können die Enthalpiedifferenzen Δh_1 für die Expansion des Treibdampfes (Umwandlung in kinetische Energie) und Δh_2 für die Kompression des Mischdampfstromes abgelesen werden.¹³

Um den Dampfstrahlverdichter bzw. den Prozess einfach¹⁴ auslegen zu können (Gleichung 17), wendet man den Impulserhaltungssatz an und berücksichtigt alle Verluste des Verdichters, die Betriebsweise usw. im Gütegrad η_G (Gleichung 16). Dieser Gütegrad liegt nach [17] zwischen 0,50 und 0,70.

¹² Der offene Prozess weicht von der Darstellung in Abbildung 29 ab. Weiterhin ist das Eindringen von Inertgasen zu beachten. Diese nicht kondensierbaren Anteile müssen abgesaugt werden.

¹³ Die auftretenden Verluste beim realen Verdichtungsvorgang bewirken einen Entropiezuwachs. Die realen Zustände verschieben sich damit nach rechts von den Idealzuständen im Diagramm. Besonders wichtig ist, dass die Verluste über einen höheren Massenstrom des Treibdampfes ausgeglichen werden müssen. Der reale Mischungspunkt liegt dann links vom theoretischen Punkt auf der Mischungsgeraden.

¹⁴ Für präzisere Berechnungen müssen weitere Gleichungen, Programme oder Herstellerunterlagen hinzugezogen werden. Effekte, die mit der Schallgeschwindigkeit zusammenhängen, sind besonders zu beachten.



■ **Abb. 30:** Thermodynamische Darstellung des theoretischen Verdichtungsprozesses (keine Verluste, keine Zunahme der Entropie) für stationäre Verhältnisse im h,s -Diagramm

Gütegrad (siehe unten) des Dampfstrahlverdichtungsprozesses:

$$\eta_G = \frac{\dot{m}_1, th}{\dot{m}_1} \quad \text{Gleichung 16}$$

Spezifischer Treibdampfverbrauch:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_0} = \frac{1}{\eta_G \left(\sqrt{\frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}} - 1 \right)}$$

Gleichung 17

Carnot-Wirkungsgrad

Auf der Basis der Energiebilanz kann der Carnot-Wirkungsgrad mit Hilfe der minimalen und maximalen Temperatur bzw. mit Hilfe der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur aufgestellt werden.

$$\varepsilon_{C, KM} = \frac{q_0}{w_t} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \quad \text{Gleichung 18}$$

Gütegrad

Wegen der idealen Prozessführung wird der Carnot-Wirkungsgrad oft zum Vergleich herangezogen. Man setzt dann den realen Wirkungsgrad einer Kältemaschine mit dem Carnot-Wirkungsgrad ins Verhältnis und erhält den Gütegrad.

$$\eta_G = \frac{\varepsilon_{KM}}{\varepsilon_{C,KM}} \quad \text{Gleichung 19}$$

Energie- und Kühlwasserbedarf, Kenngrößen

Im Folgenden sollen die wichtigsten Beziehungen zur Anlagendimensionierung oder -auswertung für den einstufigen Prozess gezeigt werden. In der Praxis verwendet man auch Diagramme, Nomogramme oder Berechnungsprogramme, die präzisere Ergebnisse liefern.

Die Kälteleistung (Gleichung 20) ergibt sich aus dem Saugdampfmassenstrom und der spezifischen Verdampfungsenthalpie. Die Wärmeleistung für den Dampfstrahlverdichter (Gleichung 21) kann gleichartig unter Verwendung des Treibdampfstromes bestimmt werden. Es ist zu berücksichtigen, dass Hilfs-Dampfstrahlverdichter die Anlage entlüften (in Abb. 29 nicht dargestellt, vgl. Abb. 32). Damit steigt die Treibdampfmenge, die für die gesamte Anlage produziert werden muss. In Gleichung 22 werden dafür 10 % Mehraufwand angenommen. Dementsprechend ist auch eine höhere Heizleistung des Dampferzeugers vorzusehen (Gleichung 23). Das Wärmeverhältnis des Prozesses (Gleichung 24) liegt typischerweise zwischen 0,45 und 1,2 [18], weil die Exergie des Treibdampfstroms zur Verdichtung relativ niedrig ist. Bezieht man den Energiebedarf für die Entlüftung mit ein (Gleichung 25), sinkt das Wärmeverhältnis weiter. Die am Kondensator abzuführende Wärme ergibt sich aus der Kälte- und der Heizleistung (Gleichung 26). Die Anteile der elektrischen Hilfsenergie werden hier vernachlässigt. Die Kühlwassermenge ohne den Entlüftungsanteil kann man mit Gleichung 27 überschlägig bestimmen.

Kälteleistung:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_0 (h_0 - h_7) \quad \text{Gleichung 20}$$

Antriebsleistung des Dampfstrahlverdichters:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_1 (h_1 - h_5) \quad \text{Gleichung 21}$$

Treibdampfmenge unter Berücksichtigung der Anlagenentlüftung:

$$\dot{m}_{1,Anlage} = 1,1 \cdot \dot{m}_1 \quad \text{Gleichung 22}$$

Heizleistung der Anlage:

$$\dot{Q}_{H,Anlage} = 1,1 \cdot \dot{Q}_H \quad \text{Gleichung 23}$$

Wärmeverhältnis des Prozesses:

$$\xi = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_H} \quad \text{Gleichung 24}$$

Wärmeverhältnis der Anlage:

$$\xi_{Anlage} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_{H,Anlage}} < \xi \quad \text{Gleichung 25}$$

Abzuführende Wärme am Verflüssiger:

$$\dot{Q}_{C,Anlage} = \dot{Q}_0 + \dot{Q}_{H,Anlage} \quad \text{Gleichung 26}$$

Kühlwassermenge:

$$\dot{m}_W \approx \frac{h_1 \dot{m}_1 + h_0 \dot{m}_0}{c_W (t_{W,a} - t_{W,e})} \quad \text{Gleichung 27}$$

Betriebsverhalten

Der Prozess wird zunächst für einen bestimmten Zustand ausgelegt – hier der Auslegungspunkt (Abb. 31). Nach vorangegangener Erläuterung des Verdichtungsprozesses bzw. der Strömungsverhältnisse ist es plausibel, dass der Betrieb nur in einem bestimmten Bereich möglich ist. Abbildung 31¹⁵ beschreibt das Betriebsverhalten für einen konstanten Treibdampfstrom und einen konstanten Saug- bzw. Verdampfungsdruck näher. Steigt der Gegendruck am Difusor des Verdichters (z. B. durch höhere Temperaturen im Kondensator) bezogen auf den Auslegungspunkt, so sinkt die Fördermenge des Saugdampfes stark (Überschreiten der rechten Grenzkurve für den maximal zulässigen Druck im Kondensator). Der Ansaugprozess kann schnell zum Erliegen kommen. Sinkt der Gegendruck (Bereich links vom Auslegungspunkt) ändert sich die Saugdampfmenge bis zum Erreichen der linken Grenzkurve nicht. In diesem Bereich arbeitet der Verdichter stabil, aber der Gütegrad der Verdichtung sinkt. Deswegen wird der Auslegungspunkt links von der rechten Grenzkurve gewählt. Regelungsseitig kann man die Treibdampfmenge (Beeinflussung der rechten Grenzkurve, Verlagerung nach rechts bei steigendem Druck) und die Kühlwassermenge (Beeinflussung der Kondensationstemperatur und des -druckes, Verlagerung des Arbeitspunktes auf der Kennlinie) in Grenzen ändern.

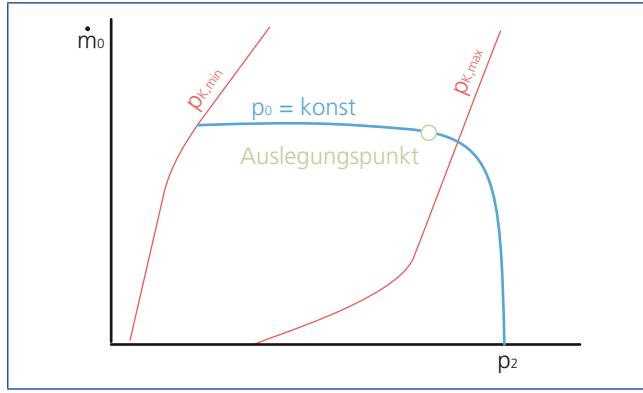


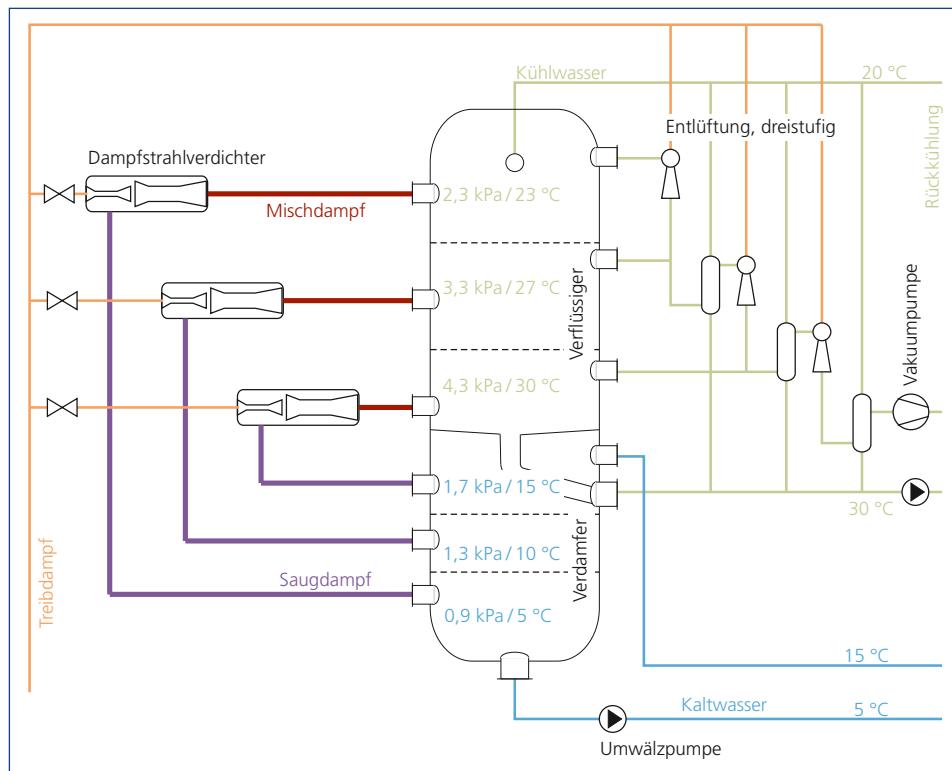
Abb. 31: Stark vereinfachte Darstellung des Betriebsverhaltens eines Dampfstrahlverdichters bei konstantem Treibdampfmas- senstrom und konstantem Saugdruck

Mehrstufige Schaltungen

Kältelasten schwanken im Tageszyklus in der Regel relativ stark. Um eine Leistungsanpassung mit den begrenzt regelbaren Dampfstrahlverdichtern zu erreichen, verwendet man mehrstufige Prozesse¹⁶ (Abb. 32). Dann können einzelne Verdichterstufen zu- oder abgeschaltet werden. Die Auslegung der Verdampferstufen erfolgt so, dass das zu kühlende Fluid je Stufe eine Temperatursenkung um 3 bis 5 K erfährt. Gleichzeitig kann die thermodynamische Prozessführung verbessert werden, weil bei kleineren Verhältnissen von p_2 zu p_0 weniger Treibdampf wegen steigender Gütegrade benötigt wird. Abbildung 33 weist Richtwerte für die Einsparung von Treibdampf aus, wobei bei noch höheren Stufenanzahlen keine signifikanten Einsparungen zu erwarten sind.

¹⁵ Diese Darstellung geht auf Wiegand zurück und besitzt weitere Kennlinien.

¹⁶ Es sind mehrere Schaltungsarten möglich. Zunächst können die Dampfstrahlverdichter in Reihe geschaltet werden (mehrstufige Verdichtung). Des Weiteren bietet die Reihenschaltung einzelner Dampfstrahlprozesse Vorteile (mehrstufige Kühlung). Die Gegensinnschaltung ist energetisch besser, wobei die Gleichsinnschaltung konstruktiv leichter umsetzbar ist.



■ **Abb. 32:** Beispiel für eine dreistufige Dampfstrahlkältemaschine in Turmbauweise mit Mischkondensator (Verflüssiger), Angabe typischer Betriebspunkte

■ **Abb. 33:** Richtwerte für die Einsparung von Treibdampf durch eine mehrstufige Ausführung der Dampfstrahlkältemaschine

Anzahl der Stufen	Reduktion des Treibdampfaufwandes
2	30 %
3	35 %
4	38 %
5	40 %

Einsatzmöglichkeiten

Bei der Dampfstrahlkälte handelt es sich um ein Verfahren mit geringer Störanfälligkeit. Besondere Anforderungen an die Bedienung sind nicht gegeben.

Bei offenen Systemen übernimmt das Kältemittel gleichzeitig den Energietransport im Kälteverteilsystem. Ein Wärmeübertrager zwischen Kältekreislauf und Verbrauchersystem ist nicht notwendig. Damit entsteht keine Temperaturdifferenz zwischen den Kreisläufen, was thermodynamisch vorteilhaft ist.

Da Wasser im Prozess verwendet wird, findet der Prozess über 0°C statt. Deswegen sind die Kaltwassererzeugung oder die so genannte Selbstverdampfung von Flüssigkeiten typische Anwendungen für den Dampfstrahl-Kälteprozess. Bei der Selbstverdampfung kommen

typischerweise Wassergemische zum Einsatz. Diese werden im Verdampfer aufkonzentriert. In der Lebensmittelindustrie setzt man das Verfahren z.B. bei Obstsäften oder Milch ein. Im Bereich der chemischen Industrie oder Verfahrenstechnik kann dieses Verfahren zum Aufbereiten von Salzlösungen verwendet werden. Dann ist der Wegfall von Wärmeübertrager-Wänden vorteilhaft, da sich dort keine Ablagerungen im Gegensatz zu anderen Verfahren bilden können.

Die Apparate haben in der Regel einen einfachen Aufbau, der sich in geringen Anlagekosten niederschlagen kann. Der Einsatz als Spitzenlast- und Grundlastanlage ist möglich. Jedoch sind wesentliche Voraussetzungen, dass Dampf (Überdruck 0,1 bis 0,3 MPa) sowie Kühlwasser preiswert und ausreichend zur Verfügung stehen, da das Verfahren relativ niedrige Wärmeverhältnisse ausweist.

Hersteller von Dampfstrahlkältemaschinen, siehe Seite 157.

Realisierte Anlagen

- Fernkälteversorgung in Gera [18]
- Papierfabrik Köhler in Oberkirch [18]

2.1.6 Rückkühlung

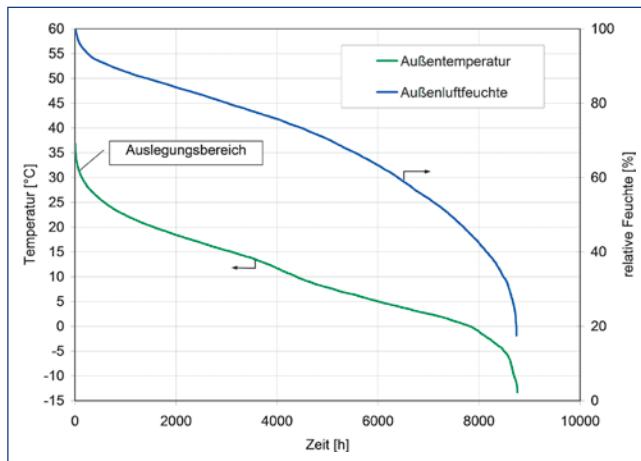
Die Kälteerzeugung in thermisch angetriebenen Kältemaschinen bedingt – wie bei Anlagen mit mechanischer Verdichtung auch – einen Wärmestrom, der bei mittlerer Temperatur (typischerweise im Bereich 25–40 °C) abgeführt werden muss.

Diese Rückkühlung kann entweder direkt in die Kältemaschine integriert sein, so dass sie in der Anlagenplanung nicht mehr zu berücksichtigen ist; dann wird generell eine trockene Rückkühlung verwendet, das heißt, dass das Medium, das den Kondensator und den Absorber (oder Adsorber) kühlt, in einem Flüssig-Luft-Wärmetauscher abgekühlt wird und seine Wärme an die Außenluft abgibt. Ein in das Gerät integrierter Ventilator stellt eine effiziente Abfuhr der Wärme sicher.

Bei thermisch angetriebenen Kaltwassersätzen mit Kühlung durch ein flüssiges Medium – in der Regel Wasser – ist ein externes Rückkühlwerk erforderlich, dass im Zuge der Anlagenplanung ausgelegt werden muss. Hier sind unterschiedliche Möglichkeiten gegeben, wobei in erster Linie die Außenluft und das Erdreich als Wärmesenken in Frage kommen.

Bei Verwendung des Erdreichts als Wärmesenke kommen in erster Linie Erdsonden, also vertikale Wärmetauscher oder Erdkollektoren, also horizontal verlegte Wärmetauscher in Frage. Bei beiden Verfahren wird Sole als Wärmeträgermedium verwendet, die ihre Wärme an das umgebende Erdreich abführt. Die Planung von entsprechenden Wärmetauschern, insbesondere im Fall von Sonden, erfordert eine ausreichende Kenntnis der Beschaffenheit des Erdreichts. Ein Vorteil der erdgekoppelten Systeme ist, dass der gleiche Wärmetauscher ggf. auch als Niedertemperaturwärmequelle im Heizfall verwendet werden kann. Des Weiteren kann in speziellen, geeigneten Fällen Grundwasser oder Flusswasser für die Rückkühlung verwendet werden.

Abb. 34: Geordnete Außentemperaturen und Außenluftfeuchten für das Jahr 2003 und Chemnitz (vgl. mit den Lasten in Abb. 118), getrennte Sortierung der beiden Messwertreihen (eine Gleichzeitigkeit von hohen Temperaturen und Feuchten ist dieser Darstellung nicht zu entnehmen)



Externe Rückkühlwerke

Bei der weiteren Betrachtung der externen Rückkühlwerke müssen aus thermodynamischer Sicht folgende Fälle unterschieden werden:

- Bei Trockenkühlern erfolgt die Wärmeabgabe an die »trockene Luft« (ohne Verdunstungsprozesse). Ein Wärmeübertrager stellt die Stofftrennung zwischen Luft und Wasser sicher.
- Alle Nassverfahren nutzen die Verdunstung des Wassers mit einer hohen Verdunstungsenthalpie.
- Beim Hybridekühler werden beide Verfahren vorteilhaft kombiniert.

Hinsichtlich der Anlagenbemessung ist Abbildung 34 zu entnehmen, dass die für die Auslegung entscheidenden maximalen Außentemperaturen (z. B. 32 °C, 40 % relative Feuchte¹⁷) nur in einer vergleichsweise geringen Jahresstundenzahl auftreten.

Für das bessere Verständnis der Verdunstungsprozesse bietet sich die Darstellung im t,x -Diagramm¹⁸ (Abb. 35) an. Ohne auf Details einzugehen, sind nachfolgende Zusammenhänge entscheidend:

- Für die Rückkühlung in einem offenen Nasskühlturn stellt die Kühlgrenztemperatur den theoretisch erreichbaren Grenzwert dar. Diese ist nur vom Lufteintrittszustand abhängig und liegt unweit rechts vom Schnittpunkt der dazugehörigen Linie konstanter Enthalpie mit der $\phi = 1$ Linie. Je trockener die Luft, desto größer ist die Temperatursenkung infolge Verdunstung also die Differenz zwischen Trocken- und Feuchtkugeltemperatur.

¹⁷ Die DIN 4710 liefert für die verschiedenen Gebiete in Deutschland statistisch aufbereitete Temperatur- und Feuchtigkeitswerte mit den entsprechenden Häufigkeiten. Zur Auslegung von Kühlturnen mit Verdunstungsprozessen zieht man in der Regel die Kühlgrenztemperatur des Außenluftzustandes heran. Diese beträgt für den oben genannten Fall 21,6 °C.

¹⁸ In Deutschland stellt man in vielen Fällen die Zustände und Prozesse im h,x -Diagramm für feuchte Luft dar. Das t,x -Diagramm für feuchte Luft, welches durchgehend in diesem Beitrag verwendet wird, ist im Verständnis etwas einfacher. Eine sehr gute und ausführliche Beschreibung der Begriffe findet man unter [19].

- Die Zustandsänderungen verlaufen wie in die gezeigten Richtungen nach Abbildung 35:
 - Wasser: von der Eintrittstemperatur auf $\phi = 1$ in Richtung Kühlgrenztemperatur auf $\phi = 1$
 - Luft: von dem Lufteintritt in Richtung Wassereintrittstemperatur auf $\phi = 1$.

Die Länge der Strecken/Annäherung ist dabei im Wesentlichen von der Austauschfläche (dem Kühlturn) und dem Verhältnis der Massenströme Luft/Wasser (Luft-Wasser-Zahl) abhängig.

- Wie in Abbildung 36 sehr gut erkennbar, steigt die abgegebene Leistung mit höherer Wassereintrittstemperatur leicht unterproportional an. Die berechneten Beispieltemperaturen für Ein- und Austritt zeigen, dass bei gleichen Verhältnissen der Abstand von der Kühlgrenze viel langsamer steigt als die Abkühlungsdifferenz.
- Beim geschlossenen Kühlturn ist aufgrund des zusätzlichen Wärmeübergangs die Austrittstemperatur weiter von der erreichbaren Grenze entfernt. Das ist der Preis, der für den Vorteil des geschlossenen Umlaufkreises (keine Verschmutzung) bezahlt werden muss.

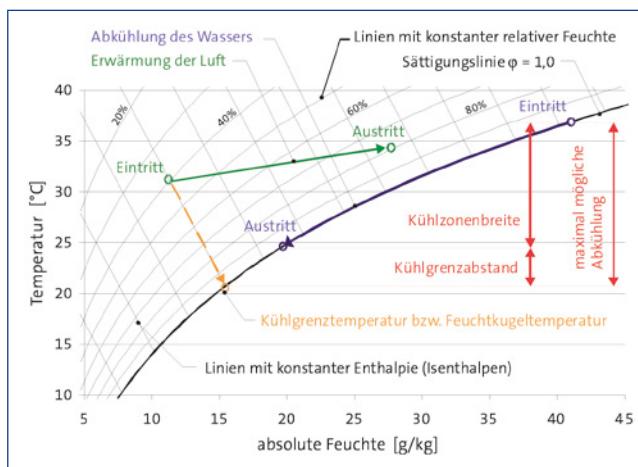


Abb. 35: *t,x*-Diagramm zur Darstellung der Prozesse am offenen Verdunstungskühlturn und wichtiger Begriffe

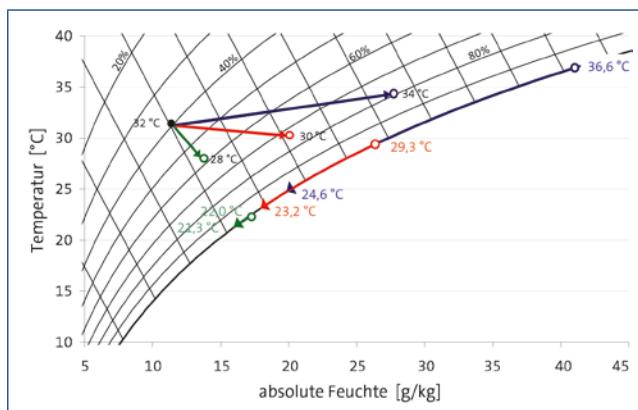


Abb. 36: Zustandsänderungen der Luft und des Kühlwassers bei verschiedenen Eintrittstemperaturen bei Kühlturnen im *t,x*-Diagramm



■ Abb. 37: Offener Verdunstungskühlturm



■ Abb. 38: Tischkühler

In Abbildung 39 sind typische technische Lösungen mit den Vor- und Nachteilen zusammengestellt.

Bezeichnung	Bezugs-temperatur [°C]	Tempera-turniveau [°C]	Vorteile	Nachteile
Trockenkühler	33	46 → 40	<ul style="list-style-type: none"> – kein Wasserverbrauch – sehr gute Regelbarkeit – idealer Einsatz Teillast/ freie Kühlung 	<ul style="list-style-type: none"> – hohes Temperaturniveau damit höhere Leistungsaufnahme und geringere COP in Auslegung – großer Flächenbedarf
Hybridkühler	22	36 → 30	<ul style="list-style-type: none"> – geringer Wasserverbrauch – sehr gute Regelbarkeit – idealer Einsatz Teillast/ freie Kühlung 	<ul style="list-style-type: none"> – hohe Investitionskosten – Wasserenthärtung/Entsalzung erforderlich – anspruchsvolle Regelung
offener Verdunstungskühlturm	22	32 → 26	<ul style="list-style-type: none"> – niedriges Temperaturniveau, geringe Leistungsaufnahme höherer COP in Auslegung – kleiner Flächenbedarf – geringe Schallemission – geringer Investitionsbedarf 	<ul style="list-style-type: none"> – hoher Wasserverbrauch und Abwasseraufkommen – anspruchsvoller Betrieb (Kühlwasserqualität) – Schwadenbildung – hohe Pumpenergie bei Teil- und Schwachlast
geschlossener Verdunstungskühlturm	22	35 → 29	<ul style="list-style-type: none"> – kleiner Flächenbedarf – geringe Schallemission – idealer Einsatz Teillast/ freie Kühlung – keine Verschmutzung im geschlossenen Kreislauf 	<ul style="list-style-type: none"> – anspruchsvoller Betrieb (Kühlwasserqualität) – hoher Investitionsbedarf

■ Abb. 39: Zusammenstellung von Rückkühlösungen

2.2 Offene Verfahren

Für die Gebäudeklimatisierung werden sowohl Lüftungsanlagen als auch kaltwassergestützte Anlagen genutzt. »Offene Verfahren« stellen die Variante der Gebäudeklimatisierung über

eine Lüftungsanlage dar, bei der eine direkte Konditionierung der Zuluft unter Nutzung von Wasser als »Kältemittel« erfolgt. Das Kältemittel steht bei diesen Verfahren im Kontakt mit der Atmosphäre, weshalb sie als »offene Verfahren« bezeichnet werden. Das Verteilmedium ist in diesem Fall die Luft, welche dem Gebäude oder Raum zugeführt wird. Grundsätzlich bestehen drei Möglichkeiten des Betriebs von Luftsystmen: reine Zuluftsysteme, reine Abluftsysteme und gekoppelte Zu- und Abluftsysteme. Nur die letztgenannte Variante ermöglicht eine kontrollierte Raum- und Gebäudeklimatisierung im Zusammenhang mit wärmegetriebenen Verfahren (sorptionsgestützte Klimatisierung) und wird deshalb im Folgenden betrachtet.

Lüftungsanlagen haben allgemein die Aufgabe, ein Gebäude oder einen Raum mit frischer Luft zu versorgen und verbrauchte Luft zu ersetzen, um auf diesem Wege bestimmte Lufttemperatur- und Luftfeuchtwerte einzuhalten sowie Schadstoffgehalte zu begrenzen. Dies erfordert in der Regel eine Behandlung der Zuluft bezüglich Temperatur und Feuchte: im Sommer eine Zuluftkühlung und Entfeuchtung, im Winter eine Erwärmung und gegebenenfalls auch eine Zuluftbefeuchtung. Mit der gleichzeitig aus dem Raum entfernten verbrauchten Luft werden Wärme- und Feuchtelasten (die durch Personen oder Prozesse frei gesetzt wurden) abgeführt. Deshalb werden Lüftungsanlagen vor allem bei Räumen und Gebäuden verwendet, in denen ein entsprechender Bedarf an Frischluft vorhanden oder aus hygienischen Gründen eine bestimmte Luftwechselrate vorgeschrieben ist, wie z.B. in Büros, Veranstaltungsräumen, Bibliotheken oder Klinikgebäuden. Zusätzlich zu den für den Aufenthalt von Personen einzuhaltenden Raumluftzuständen entsteht Kühlbedarf durch die interne Wärmeabgabe von Geräten und Maschinen, wie z.B. in Rechenzentren oder Serverräumen und Maschinenhallen, sowie durch externe Wärmeeinträge durch die Gebäudehülle.

Die Vorteile von Lüftungssystemen bestehen in ihrer direkten Nutzung von Außenluft zur Kühlung, der flexiblen Anwendung für unterschiedliche Räume oder Bereiche mit gleichzeitiger Steuerung der Zuluftfeuchte und der Möglichkeit das System sowohl für Heizung als auch für Kühlung zu nutzen. Durch die verhältnismäßig einfache Integration eines Systems zur Abluftwärmerückgewinnung in die Lüftungsanlage werden erhebliche Energieeinsparungen durch die Verringerung des Heizenergiebedarfes erreicht.

Als nachteilig müssen der Platzbedarf für die Lüftungsanlagen innerhalb des Gebäudes sowie deren Installations- und Wartungskosten angesehen werden. Jedoch können diese Punkte insbesondere im Neubaubereich durch eine enge Zusammenarbeit zwischen Architekten und Anlagenplaner gelöst werden.

Der größte Teil der bisher installierten Systeme zur offenen sorptionsgestützten Klimatisierung nutzt Abwärme zur Regeneration der Sorptionseinheit und damit zur Aufrechterhaltung des Klimatisierungsprozesses. Ein kleiner Anteil der installierten Systeme wird mit solarer Wärme betrieben, erheblich mehr Anlagen arbeiten im Zusammenspiel mit Blockheizkraftwerken.

Die Entscheidung darüber, ob mit einer Lüftungsanlage der gewünschte Raumkomfort und damit die erforderliche Kühlleistung gewährleistet werden kann, hängt sowohl von der Art der Kühllasten als auch vom Volumenstrom der Anlage ab. Im Allgemeinen sollte der Volumenstrom auf die Anforderungen des hygienischen Luftwechsels begrenzt sein und damit die Abfuhr der Feuchtelasten realisieren; damit ist zugleich jedoch die Abfuhr sensibler Wärmelasten begrenzt. Darüber hinaus anfallende sensible Kühllasten können dann nur mit entsprechenden raumseitigen Kühlssystemen gedeckt werden und erfordern die zusätzliche Installation beispielsweise eines Kaltwassersystems.

2.2.1 Generelle Funktionsweise

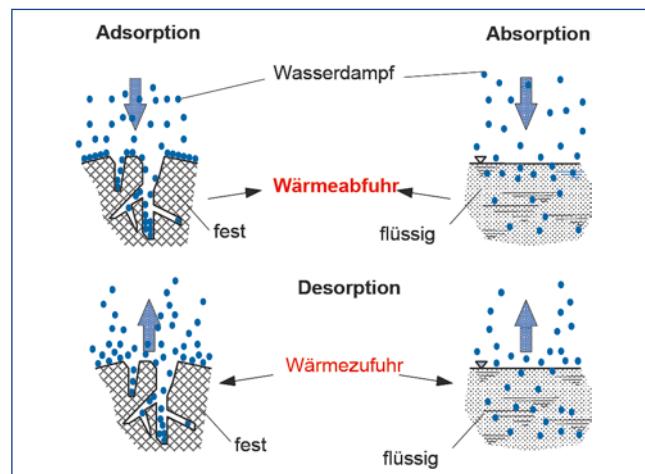
Lüftungsanlagen erfüllen mehrere Aufgaben der Luftkonditionierung/-behandlung, die durch eine entsprechende Kombination einzelner Bauelemente gelöst werden. Grundsätzlich erfolgt eine Trennung der Teilprozesse Entfeuchtung und Kühlung, wobei grundlegend zwischen Entfeuchtung durch Taupunktunderschreitung in konventionellen Lüftungsanlagen und sorptiver Entfeuchtung in sorptionsgestützten Klimatisierungsanlagen unterschieden werden muss.

In den meisten Fällen erfolgt nach dem Ansaugen der Außenluft zunächst eine Reduzierung des Luftfeuchtegehaltes und in den nachfolgenden Prozessschritten die Anpassung der Temperatur und Feuchte auf die Zuluftbedingungen. Bei den hier betrachteten Anlagen mit der Kopplung von Zu- und Abluft erfolgt gleichzeitig die Rückgewinnung der in der Abluft enthaltenen Wärme, was wesentlich zur Verringerung der für die Erwärmung der Zuluft notwendigen Heizenergie beiträgt bzw. im Sommer den energetischen Aufwand zur Zuluftkühlung verringert.

Klassisch-konventionelle Lüftungsanlagen verfügen über ein integriertes elektrisch betriebenes Kühlsystem, mit dem die Abkühlung der Zuluft unter den Taupunkt, und damit die Auskondensation der in ihr enthaltenen Feuchte, vorgenommen wird. In den nächsten Prozessschritten muss dann die Zuluft wieder erwärmt werden.

Im Gegensatz dazu wird bei sorptionsgestützten Lüftungs- bzw. Klimatisierungsanlagen eine Kombination von Luftentfeuchtung durch Sorptionsprozesse und Verdunstungskühlung genutzt. Sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK) ist die deutsche Bezeichnung für den englischen Begriff »Dessicative Evaporative Cooling« (DEC). Dies bedeutet, dass der Gehalt des Wasserdampfes in der Zuluft durch dessen Anlagerung oder Aufnahme an oder in einem Sorbentsmittel verringert wird. Hierbei erfolgt eine Unterscheidung zwischen der Adsorption an Feststoffen, wie z. B. Silicagel, Zeolith oder Lithiumchlorid in fester Matrix und der Absorption in einer Salzlösung (vgl. Abb. 40).

Abb. 40: Prinzip von Adsorption an Feststoffen und Absorption in Flüssigkeiten



Sowohl die Adsorption als auch die Absorption sind exotherme Prozesse, d. h. es kommt zur Freisetzung von Wärme. Die Leistungsfähigkeit des Prozesses lässt sich erhöhen, indem die frei werdende Wärme abgeführt wird. Bei der Bindung an Feststoffen wird neben der Kondensationsenthalpie bei der Adsorption die Bindungswärme und bei der Absorption im Salzkristall (hierbei kommt es zur Bildung von Kristallwasser) ebenso wie im flüssigen Medium die Lösungswärme frei. Diese Teilprozesse werden allgemein mit dem Begriff Bindungswärme beschrieben. In beiden Fällen erwärmt sich dadurch das Sorptionsmittel und damit rückwirkend die Luft. Da es sich bei der beschriebenen Adsorption bzw. Absorption um einen reversiblen Prozess handelt, muss für die Desorption, also die Regeneration des Sorptionsmittels, anschließend wieder Wärme zugeführt werden. Hierfür kann beispielsweise Solarwärme oder Abwärme genutzt werden. Nach der Regeneration steht das Sorptionsmittel erneut für einen Ab- bzw. Adsorptionsvorgang zur Verfügung. Die Wärme, welche für die thermische Regeneration bereitgestellt werden muss, stellt daher einen hohen Anteil der für den Prozess der sorptiven Luftentfeuchtung notwendigen Energie dar. Die Anwendung der Sorptionstechnik ermöglicht damit die direkte Nutzung von Solarwärme als Antriebsenergie zur Luftkonditionierung.

Um einen kontinuierlichen Prozess für die Luftentfeuchtung zu ermöglichen, bestehen heute zwei Varianten. Zum einen kann das Sorptionsmittel in einen Rotor integriert werden, welcher von der Luft durchströmt wird. Die andere Möglichkeit bietet die Technologie der Flüssigsorption, bei der die zu entfeuchtende Luft durch eine Füllkörperkolonne strömt, welche mit einer konzentrierten Salzlösung berieselt wird. Für die Entfeuchtung der Luft wird die stark hygrokopische Wirkung der konzentrierten Sole genutzt. Beide Verfahren weisen unterschiedliche Vor- und Nachteile auf, die aber jeweils bezüglich des Einsatzzweckes betrachtet werden müssen. Abbildung 41 gibt einen Überblick zu offenen Verfahren der Feststoff- und Flüssigsorption. Die genutzten Materialien sind umweltverträglich und stellen daher kein Gefahrenpotenzial durch ihren direkten Kontakt mit der Atmosphäre dar. Lediglich die stark korrosive Wirkung der Salzlösungen muss bei der Konzeption der FlüssigSORPTIONsanlagen berücksichtigt werden.

	Verfahren	
	Feststoffsorption	Flüssigsorption
Stoffsystem (Kältemittel/ Sorptionsmittel)	Wasser-Silicagel Wasser-Lithiumchlorid (in Zellulosematrix)	Wasser-Calciumchlorid Wasser-Lithiumchlorid
Stand der Technik	Komponenten marktverfügbar, Planungskenntnisse erforderlich	mehrere Pilotanlagen
Nennluftvolumenstrom	typischerweise > 5000 m ³ /h	> 1000 m ³ /h
Hersteller	Weltweit etliche Rotorhersteller (Klingenburg, Munters, DehuTech, Seibu Giken, ...) Mehrere Gerätehersteller (robatherm GmbH, Munters, Siegle & Epple GmbH & Co. KG, ...)	Menerga, Kathabar Inc., Ficom, L-DCS Technology GmbH, All Research, AEX – American Energy Exchange, Advantix systems
typische Antriebs-temperaturen	50–95 °C	50–70 °C

■ **Abb. 41:** Verfahren der sorptionsgestützten Klimatisierung (Angaben zu Herstellern ohne Anspruch auf Vollständigkeit)

Energetische Betrachtung

Um Aussagen über die Leistung eines thermisch angetriebenen Verfahrens zur direkten Luftkonditionierung treffen zu können, ist es zunächst notwendig, die Betrachtungsgrenzen und Begriffe festzulegen. Die schematische Darstellung in Abbildung 42 zeigt die zu berücksichtigenden Wärme- und Stoffströme. Die eigentliche Kälteleistung des Prozesses ist durch die Enthalpiedifferenz zwischen Außenluft und Zuluft definiert zu:

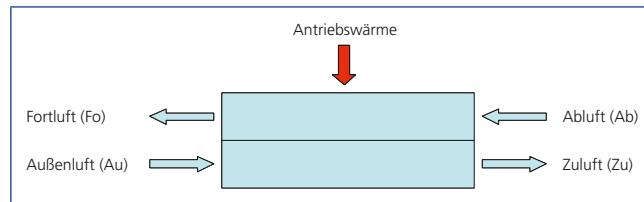
$$P_{Kälte} = \dot{V} \rho_L (h_{Au} - h_{Zu}) \quad \text{Gleichung 28}$$

mit dem Volumenstrom \dot{V} , der Dichte trockener Luft ρ_L , und der spezifischen Enthalpie h .

Die Kühlleistung der Anlage im Raum wird hingegen auf die Raumluftbedingungen bezogen und ergibt sich aus der Enthalpiedifferenz zwischen Abluft und Zuluft:

$$P_{Kühl} = \dot{V} \rho_L (h_{Ab} - h_{Zu}) \quad \text{Gleichung 29}$$

Abb. 42: Begriffsbestimmung bei offenen, thermisch angetriebenen Luftsystemen



Die thermische Effizienz wird meist als COP (Coefficient of Performance) bezeichnet und ist definiert als Verhältnis von nutzbarer Kälte zu Antriebswärme:

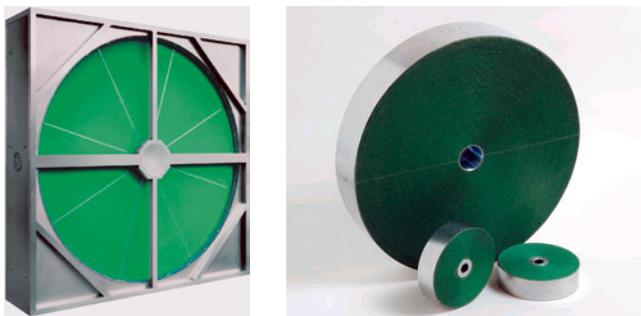
$$COP = \frac{\text{Nutzkälte}}{\text{Antriebswärme}} \quad \text{Gleichung 30}$$

Bei offenen Klimatisierungsverfahren sollten zur Berechnung des thermischen COP der Anlage nur die Betriebsstunden betrachtet werden, in denen eine Entfeuchtungsleistung erbracht wird. Damit ergeben sich für Feststoff basierte Klimatisierungsanlagen Werte des thermischen COP im Bereich um 0,6.

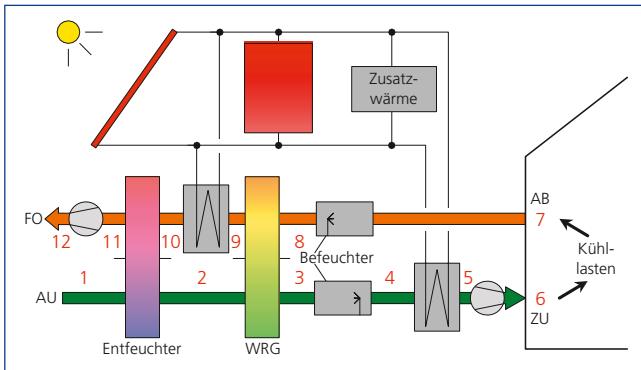
Neben der rein thermodynamischen Bewertung eines offenen Klimatisierungsverfahrens über den COP ist es notwendig, den gesamten Energiebedarf des Systems zu berücksichtigen. Dazu gehören bei offenen Verfahren vor allem der Elektroenergiebedarf für den Antrieb der Ventilatoren, da im Vergleich zu konventionellen Lüftungsanlagen zusätzliche Komponenten installiert sind, die einen höheren Druckverlust und damit einen höheren Energiebedarf zur Luftförderung verursachen.

2.2.2 Verfahren mit Sorptionsrotoren

Die bisher am häufigsten angewendeten SGK-Systeme verfügen über einen Sorptionsrotor, dessen Matrix das Trägermaterial für das Sorptionsmittel, in den meisten Fällen Silicagel oder Lithiumchlorid, enthält (vgl. Abb. 43). Ein prinzipielles Verschaltungsschema einer solchen sorptionsgestützten Klimatisierungsanlage (SGK) in Verbindung mit Solaranlage zeigt Abbildung 44.



■ **Abb. 43:** Beispiele für Sorptionsrotoren mit Silicagel



■ **Abb. 44:** Prinzipschaltbild eines Systems zur solar unterstützten sorptionsgestützten Klimatisierung (SGK) mit Sorptionsrotor und Rotor zur Wärmerückgewinnung (WRG), Außenluft AU, Zuluft ZU, Abluft AB, Fortluft FO. Standardzyklus mit Verdunstungskühlung in der Zuluft

Funktionsweise eines SGK-Systems entsprechend Abb. 44:

- 1 → 2 sorptive Entfeuchtung der Zuluft; der Prozess ist exotherm und die Luft wird durch die Adsorptionswärme, welche in der Matrix frei wird sowie sogenannte Schleppwärme, erwärmt
- 2 → 3 Vorkühlung der Zuluft im Gegenstrom zur Gebäudeabluft im Wärmerückgewinnungsrotor
- 3 → 4 direkte Verdunstungskühlung der Zuluft mit gleichzeitiger Erhöhung der Zuluftfeuchte
- 4 → 5 optionale Heizung für die zusätzliche Erwärmung der Zuluft im Bedarfsfall
- 5 → 6 geringer Temperaturanstieg, bedingt durch den Ventilator
- 6 → 7 Anstieg von Temperatur und Feuchte der Zuluft durch interne Lasten
- 7 → 8 Kühlung der Gebäudeabluft durch direkte Verdunstungskühlung, möglichst bis nahe an die Sättigung
- 8 → 9 Vorheizung der Abluft im Gegenstrom zur Zuluft im Wärmerückgewinnungsrotor
- 9 → 10 Zufuhr von Regenerationswärme an die Abluft aus z. B. einem Solarium
- 10 → 11 Desorption (Austreiben) des in den Poren des Sorptionsmaterials gebundenen Wassers durch die heiße Abluft
- 11 → 12 mit dem Ventilator wird die Abluft an die Umgebung abgegeben (jetzt Fortluft)

Die Darstellung des Prozesses im Temperatur-Feuchte-Diagramm ist der Abb. 45 zu entnehmen.

Über den Sorptionsrotor sind die Prozesse der Adsorption und Desorption miteinander in einem Bauteil gekoppelt. Während der langsamen Drehung des Rotors wird in der einen Hälfte des Rotors die Feuchtigkeit aus der Zuluft entzogen und gleichzeitig die andere Hälfte thermisch regeneriert. Ein weiteres rotierendes Element, welches die beiden Luftströme verbindet, ist der Wärmeübertragerotor. Durch den Drehvorgang beider Rotoren und die immer auftretenden Undichtigkeiten zwischen beiden Seiten kommt es zu einem geringen Stoffübertrag aus der Abluftseite auf die Zuluftseite. Dadurch besteht die Gefahr der Übertragung von Gerüchen oder sonstigen in der Abluft enthaltenden Komponenten. Dies stellt bei sehr hohen Anforderungen an die Zuluftqualität, wie z. B. in medizinischen Bereichen, möglicherweise ein Problem dar. Die Verbindung von Zu- und Abluftstrom durch die rotierenden Bauteile führt außerdem zu einer Verringerung der Kälteleistung. Dem gegenüber sind aber die verhältnismäßig einfache Systemkonstruktion und der kontinuierliche Betrieb ein Vorteil dieser Technologie.

In Abhängigkeit des Einsatzbereiches lassen sich verschiedene Schaltungsvarianten sowohl für warme als auch für extrem feucht-warme Klima (z. B. Tropen) durch Anpassung der Standardvariante erstellen. So bietet sich beispielsweise für den Einsatz im warmen Klima die zusätzliche Integration einer Nachkühlung mittels eines Kaltwasserkühlregisters an (Abb. 46).

Abb. 45: Prozessverlauf eines SGK-Systems im Temperatur-Feuchte-Diagramm am Beispiel folgender Werte: Außenluft (32 °C, 40 % rel.F.), Zuluft (20°C, 60 % rel.F.) (die Bezeichnung der Prozessschritte entspricht der Angabe in Abb. 44)

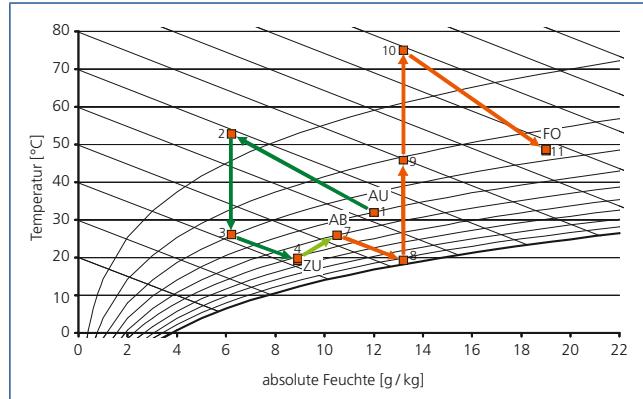
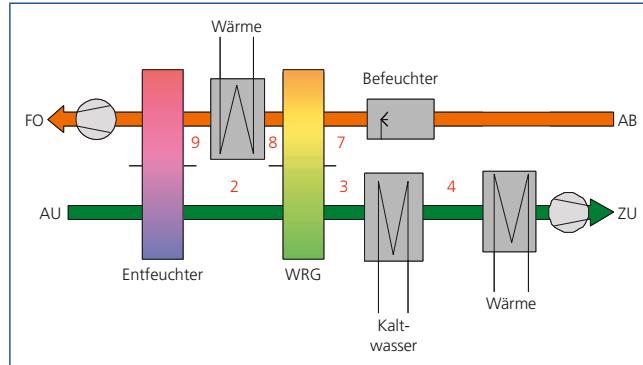


Abb. 46: Verschaltungsvariante eines SGK-Systems für warmes Klima mit zusätzlicher Nachkühlung



Wie aus dem Prozessverlauf im Temperatur-Feuchte-Diagramm erkennbar ist (Abb. 47), wird zunächst ein großer Teil der Entfeuchtung über den Sorptionsrotor realisiert. Aufgrund der begrenzten Wasseraufnahmekapazität des Sorptionsmittels ist nach der Abkühlung der Zuluft durch Wärmerückgewinnung ein zusätzlicher Prozessschritt zur Kühlung und gleichzeitiger Entfeuchtung durch Taupunktunterschreitung notwendig, um die angestrebten Zuluftbedingungen zu erreichen.

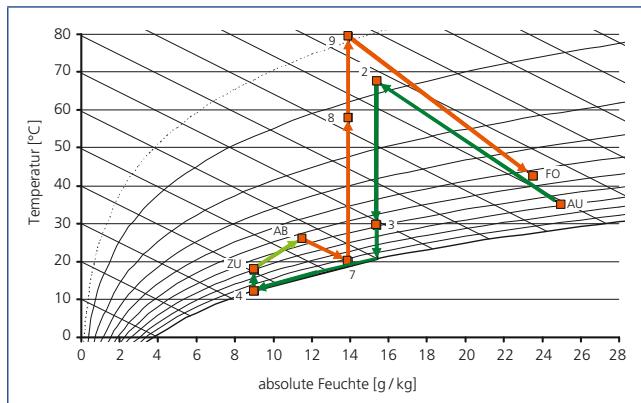


Abb. 47: Prozessverlauf einer SGK-Variante für warmes Klima im Temperatur-Feuchte-Diagramm (schematische Darstellung)

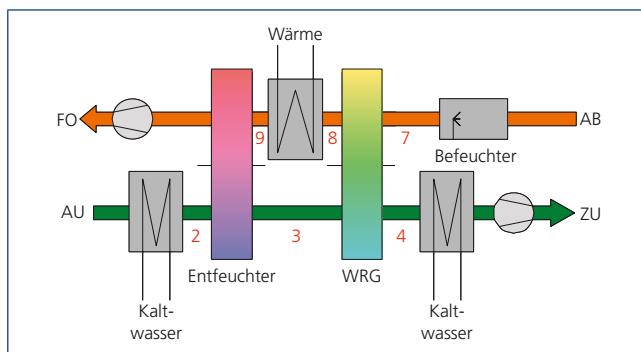


Abb. 48: Verschaltungsvariante eines SGK-Systems für extrem feucht-warmes Klima (z. B. Tropen) durch Kombination des Standard-SGK-Verfahrens mit zwei zusätzlichen Kühlregistern

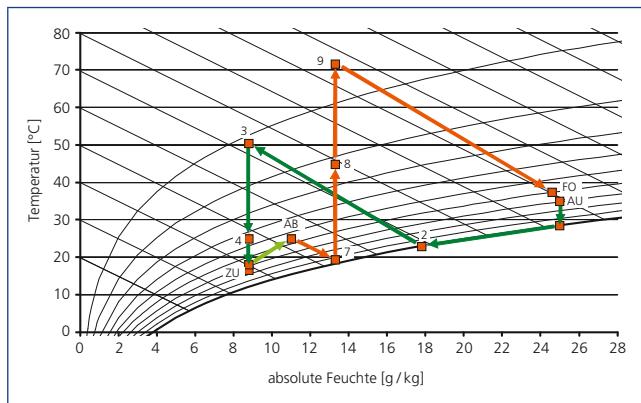


Abb. 49: Prozessverlauf einer SGK-Variante für extrem feucht-warmes Klima im Temperatur-Feuchte-Diagramm (schematische Darstellung)

Auch unter den Randbedingungen eines tropisch feucht-warmen Klimas ist der Einsatz eines SGK-Systems möglich. Hierfür empfiehlt sich eine Verschaltungsvariante, welche zusätzlich mit zwei Kühlregistern sowohl zur Vor- als auch zur Nachkühlung ausgerüstet ist (Abb. 48). Für die Entfeuchtung und Abkühlung der feucht-warmen Außenluft im ersten Prozessschritt muss die Kaltwassertemperatur nur leicht unter der Außentemperatur liegen, um eine Taupunktunterschreitung zu erreichen. Der Hauptteil der Entfeuchtungsleistung wird anschließend durch den Sorptionsrotor erbracht und die Nachkühlung über das zweite Kühlregister muss lediglich die erwünschte Zulufttemperatur sicherstellen.

In beiden dargestellten Systemvarianten für warme bzw. feucht-warmer Klima wird auf die sonst übliche Befeuchtung der Zuluft zur Verdunstungskühlung verzichtet.

Hinweise zu Planung, Installation und Betrieb von Anlagen der Sorptions-gestützten Klimatisierung (SGK-Anlagen)

von Prof. Uwe Franzke (ILK Dresden)

In Deutschland wurden seit Beginn der 90er Jahre des vergangenen Jahrhunderts rund 100 SGK-Anlagen mit Sorptionsrotoren installiert. Bei etlichen der Anlagen haben sich im Nachhinein Mängel herausgestellt, die immer wieder zu Unzufriedenheit von Nutzerseite und insgesamt zu einem deutlichen Rückgang der Anzahl der neu installierten Anlagen, in etwa seit dem Jahr 2002, geführt haben. Dabei hat sich heraus gestellt, dass in vielen Fällen immer wieder ähnliche Fehler in Planung, Ausführung und Betrieb gemacht wurden, die bei Beachtung entsprechender Planungshinweise vermeidbar gewesen wären. Wesentliche Gesichtspunkte bei der Konzeption und Planung sowie im Betrieb von SGK-Anlagen sind die Folgenden:

Außenklima: Die Auslegung der Anlagen erfolgt häufig ohne Berücksichtigung der maximal möglichen Zuluftfeuchten (9,5 bis 10 g/kg). Daraus resultieren Zulufttemperaturen im Bereich von etwa 20°C. In Kombination mit einer weiteren Erwärmung der Zuluft durch den Ventilator und/oder das Kanalnetz ergeben sich im sommerlichen Auslegungsfall (3°K, 40 % rel. Feuchte) Temperaturen am Raumeintritt von minimal 22 bis 23°C. Häufig wird die Kontrolle der Anlagenleistung bei schwülwarmer Witterung nicht durchgeführt. SGK-Anlagen sind auf absolute Entfeuchtungsleistungen im Bereich von 6 bis 7 g/kg beschränkt. Dies hängt sowohl mit den Materialeigenschaften als auch den Begrenzungen der Regenerationstemperatur zusammen. In der Folge ist davon auszugehen, dass eine SGK-Anlage bei schwülwarmer Witterung mit einem Feuchtegehalt von etwa 15 g/kg keine ausreichende Zulufttemperaturabsenkung mehr ermöglicht.

Innere Lasten: Die SGK-Anlagen dienen neben der ausreichenden Außenluftversorgung häufig auch der Abfuhr der gesamten Kühllast. Dabei ist zu beachten, dass die Art der Luftführung einen erheblichen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit der SGK-Anlage hat. Räume mit Quelllüftung weisen einen starken Temperaturanstieg oberhalb der Aufenthaltszone auf. In der Folge kommt es zu erhöhten Ablufttemperaturen, die das Potenzial zur »Kälterückgewinnung« aus der Abluft deutlich verringern. Das gleiche Problem entsteht bei einer mangelhaften Wärmedämmung der Abluftkanäle.

Verhalten bei Überlast: SGK-Anlagen reagieren empfindlich auf eine Überschreitung der abzuführenden Kühllast. Werden als Folge einer unzureichenden Anlagenauslegung die Raumluftzustände überschritten, so entsteht in der Folge durch die Rückkopplung der

Abluft eine weiter ansteigende Zulufttemperatur. Die Verschlechterung der Raumluftparameter beschleunigt sich. Eine Verbesserung tritt erst bei verringriger Kühllast oder günstigeren Außenluftbedingungen auf.

Leckagen: Generell sind Leckagen an RLT-Anlagen und Zuluftkanälen zu minimieren. SGK-Anlagen weisen aufgrund der eingesetzten Rotoren (Sorptionsrotor, WRG) eine besondere Spezifik auf. Je nach Anordnung der Ventilatoren in Relation zu den Rotoren können teilweise erhebliche Leckagen auftreten. Die Probleme liegen in der zuverlässigen Abdichtung der Stirnflächen der Rotoren zum umlaufenden Gehäuse. Aufgrund einer kaum zu vermeidenden Unwucht der Rotoren entstehen Spalten, die bei vorhandenen Druckdifferenzen zu Leckagen führen. Zusammen mit den Kanalleckagen entstehen schnell fehlende Zuluftvolumenströme von etwa 20 % gegenüber dem Sollwert. Diese Luftvolumenströme fehlen bei der sicheren Abfuhr der Kühllast.

Materialbeständigkeit: Die Sorptionsregeneratoren sind großen thermischen und mechanischen Belastungen unterworfen. Die eingesetzten Materialien müssen sowohl für den Entfeuchtungsfall den hohen Regenerationstemperaturen als auch im Winterfall der Durchfeuchtung bei Durchfahren des Nebelgebietes widerstehen. Beide Probleme sollten bereits durch den Anlagenplaner mit einer geeigneten Auslegung berücksichtigt werden. Beispielsweise kann mit einem Vorerhitzer das Auftreten eines Nebelgebietes verhindert werden. Weiterhin kommt hinzu, dass speziell bei Silicagel-Beschichtungen in der Vergangenheit Probleme mit der Geruchsreicherung aufgetreten sind.

Auswahl der Zuluftbefeuchter: Die Zuluftbefeuchtung in SGK-Anlagen ist für die Erreichung einer ausreichenden Temperaturabsenkung von großer Bedeutung. Die Forderung nach einer stufenlosen Regelbarkeit im vollständigen Leistungsbereich ist eine zwingende Voraussetzung für den ordnungsgemäßen Betrieb der Anlage. Zur Sicherstellung einer ausreichenden Regelbarkeit müssen an den Zuluftbefeuchter besondere Anforderungen hinsichtlich des dynamischen Verhaltens gestellt werden. Nach Abschalten der Wasserzufuhr sollte die Austrittsfeuchte innerhalb weniger Minuten (< 10 Minuten) identisch mit der Eintrittsfeuchte sein. Rieselbefeuchter mit einer hygroskopischen Matrix sind dafür nicht geeignet.

Sensoren: Bei der Anordnung der Sensoren innerhalb der SGK-Anlage ist zu beachten, dass die Temperatur- und Feuchteverteilung über dem Gerätequerschnitt sehr inhomogen ist. Das hängt mit der Besonderheit des Wärme- und Stoffaustausches an Sorptionsregeneratoren zusammen. Für die Messung integraler Werte für die Temperatur und Feuchtigkeit müssen besondere messtechnische Systeme zum Einsatz kommen.

MSR: Bei der Festlegung der Regelsequenzen ist Wert darauf zu legen, dass eine eindeutige Regelungstechnische Abhängigkeit gegeben ist. Die praktischen Erfahrungen zeigen, dass der Betrieb des Sorptionsregenerators im Winter als Enthalpieregenerator zu empfehlen ist. In der Folge sollte der WRG-Rotor nur in der Reinigungsrehzahl betrieben werden.

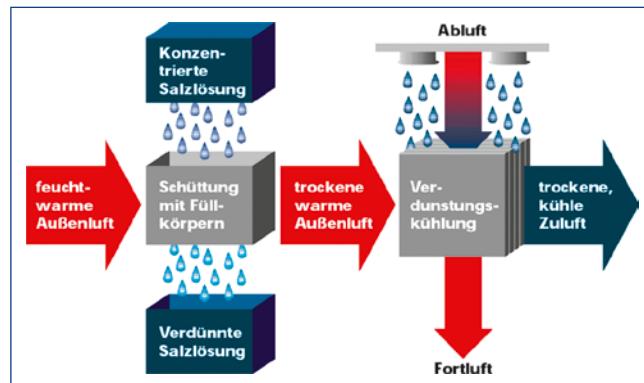
(Prof. Dr.-Ing. Uwe Franzke ist stellvertretender Leiter des Instituts für Luft- und Kältetechnik Dresden und Leiter des Hauptbereiches Luft- und Klimatechnik. Er hat in den vergangenen Jahren etliche ausgeführte SGK-Anlagen begutachtet und zur Behebung der vorhandenen Fehler beigetragen.)

2.2.3 Verfahren mit flüssigen Sorptionsmitteln

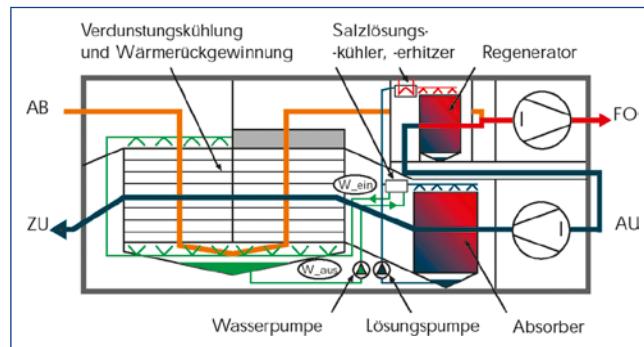
Offene sorptionsgestützte Klimatisierungsanlagen, welche mit flüssigen Sorptionsmitteln arbeiten, basieren auf dem in Abbildung 50 angegebenen Prinzip. In der nachfolgenden Beschreibung wird das in Abbildung 51 dargestellte Anlagenkonzept der Fa. Menerga als Grundlage verwendet. Bei dieser Ausführungsform wird die Zuluft zunächst im Absorber durch eine Füllkörperkolonne geleitet, die kontinuierlich mit konzentrierter Salzlösung berieselt wird. Die verwendeten Salzlösungen müssen ungiftig und umweltverträglich sein und dürfen keine flüchtigen Stoffe enthalten, da sie in direkten Kontakt mit der Luft treten. Meist wird hierfür eine Lithiumchlorid-Lösung verwendet, weil diese im Vergleich mit anderen möglichen Salzlösungen das größte Entfeuchtungspotenzial aufweist. Aufgrund der hygrokopischen Eigenschaften der Sole wird die durchströmende Luft entfeuchtet und der Wasserdampf von der Sole aufgenommen. Im nächsten Prozessschritt wird die Temperatur der Zuluft durch indirekte Verdunstungskühlung herabgesetzt und anschließend dem Gebäude zugeführt. Für die Verdunstungskühlung wird die Abluft genutzt, indem diese im Wärmeübertrager mit Wasser besprühnt wird. Durch die Verdunstung des Wassers wird die Temperatur der Abluft soweit abgesenkt, dass sie zur Kühlung der getrockneten Zuluft genutzt werden kann. Die dann feuchte und warme Abluft wird als Fortluft an die Umgebung abgeführt. Durch die Wasseraufnahme in der konzentrierten Lösung kommt es zu einer Erwärmung und Verdünnung der Salzlösung.

Über einen Wärmeübertrager wird diese Wärme an das Umlaufwasser übergeben und damit dem Kreislauf der Salzlösung entzogen. Hat die Salzlösung eine bestimmte Wassermenge aufgenommen und damit eine gewisse Verdünnung erreicht, wird sie abgezogen und durch

■ **Abb. 50:** Schematische Darstellung der Klimatisierung mit flüssiger Salzlösung



■ **Abb. 51:** Prinzip der Flüssigsorptionsanlage der Fa. Menerga



regenerierte Salzlösung ersetzt. Der verdünnten Salzlösung wird bei 60–80°C im Regenerator durch Wärmezufuhr das zuvor aufgenommene Wasser wieder entzogen und die konzentrierte Lösung dem Kreislauf wieder zugeführt. Durch die Integration von Speichern für die konzentrierte und die verdünnte Lösung wird die zeitliche Trennung von Luftentfeuchtung (Absorption) und Regeneration (Desorption) ermöglicht. Dadurch kann die Luftkonditionierung auch zu Zeiten ohne Antriebswärme erfolgen. Außerdem können Schwankungen im Betrieb und in den Teilströmen der konzentrierten und verdünnten Lösung gepuffert werden. Durch das für die Regeneration notwendige, relativ niedrige Temperaturniveau wird sowohl die Nutzung von Solarenergie als auch von Abwärme oder Fernwärme ermöglicht.

Die Funktionsweise eines Flüssigabsorptions-Systems ist in Abbildung 52 dargestellt:

1 → 2 sorptive Entfeuchtung der Zuluft

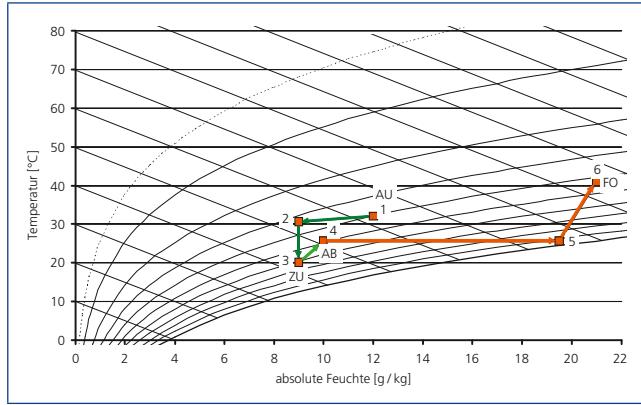
2 → 3 Temperaturverringerung durch indirekte Verdunstungskühlung der Zuluft im Gegenstrom durch die Gebäudeabluft

3 → 4 Anstieg von Temperatur und Feuchte durch interne Lasten

4 → 5 Befeuchtung der Abluft bei gleichzeitiger Wärmeaufnahme von der Zuluft

5 → 6 Erwärmung und Feuchtezunahme durch Mischung mit der Regenerationsluft und Abführung als Fortluft

Aufgrund der Kühlung des Sorptionsprozesses (hier durch Solekühlung) versprechen Flüssigabsorptionsverfahren eine höhere Effizienz verglichen mit der adiabatischen Entfeuchtung in Sorptionsrotoren. Zusätzlich eröffnet sich die Möglichkeit der Energiespeicherung im Solarspeicher. Weiterhin ermöglicht die bakterizide Wirkung der Lithiumchlorid-Lösung auch den Einsatz dieser Technologie in Gebäuden mit hohen hygienischen Anforderungen.



■ **Abb. 52:** Prozessverlauf der Luft in einem SGK-System mit flüssigen Sorbentien im Temperatur-Feuchte-Diagramm (schematische Darstellung); für die Regeneration (nicht im Diagramm dargestellt) wird ein kleinerer Luftvolumenstrom als in der Zuluft verwendet

3 Systeme zur Klimatisierung und Kälteversorgung

In Kapitel 2 wurden die Technologien zur Umwandlung von Wärme in Kälte bzw. konditionierte Luft (entfeuchtet, gekühlt) beschrieben und die korrespondierenden Geräte – thermisch angetriebene Kältemaschinen, offene sorptionsgestützte Klimatisierungsverfahren – vorgestellt. Diese Geräte müssen geeignet in ein Gesamtsystem eingebunden werden, um eine Gesamtanlage bereit zu stellen, die sicher und wirtschaftlich arbeitet und anteilig oder ganz konventionelle Systeme, basierend auf Kompressionskälteanlagen oder konventionellen Lüftungszentralgeräten, ersetzen zu können. Diese Systemebene wird in Kapitel 3 behandelt.

Thermisch angetriebene Kältebereitstellung kann in unterschiedlichen Leistungsbereichen erfolgen – von sehr kleinen Geräten mit einer Kälteleistung im Bereich einiger Kilowatt bis hin zu großen Zentralanlagen mit einer installierten Kälteleistung im ein oder mehrstelligen Megawatt-Bereich. Sehr große Kälteanlagen werden in der Regel dann eingesetzt, wenn ein ganzes Kältenetz zu versorgen ist, während Anlagen kleiner und mittlerer Leistung eher zur Versorgung eines Einzelgebäudes oder sogar eines Einzelraumes herangezogen werden. Im Folgenden werden wir die Beschreibung von Gesamtsystemen deshalb in diese beiden Bereiche – Versorgung von Einzelgebäuden und Versorgung von Kältenetzen – unterteilen.

3.1 Anwendungen im kleinen bis mittleren Leistungsbereich

In diesem Kapitel werden Einzelanwendungen beschrieben, also einzelne Gebäude, Einzelräume wie z. B. einen Seminar- oder Besprechungsraum oder einzelne Prozesse. Im Schwerpunkt steht die Anwendung zur Komfortklimatisierung in Gebäuden, aber grundsätzlich können die hier gemachten Angaben auch auf andere Anwendungen übertragen werden wie z. B. Kühl Lagerung, Prozesskühlung oder die Bereitstellung von Kälte für Einrichtungen im Bereich der Forschung oder Medizin.

3.1.1 Systemaspekte und Systemkonfigurationen

Ein Funktionsschema der thermisch angetriebenen Kälteversorgung mit geschlossener thermisch angetriebener Kältemaschine zeigt Abb. 53 und Abb. 54 liefert ein Funktionsschema bei Verwendung einer offenen Sorptionsanlage zur Luftkonditionierung (Kühlen, Entfeuchten, Heizen, Befeuchten).

Als Wärmebereitsteller sind für Anlagen im kleinen und mittleren Leistungsbereich insbesondere folgende Systeme von Bedeutung:

- Fernwärmesnetze,
- Blockheizkraftwerke,
- Solaranlagen.

Insbesondere bei der Verwendung eines Blockheizkraftwerks oder einer Solaranlage als primäre Wärmequelle kann zusätzlich ein Heizkessel zur Abdeckung von Spitzenlasten als weitere Wärmequelle in Betracht kommen.

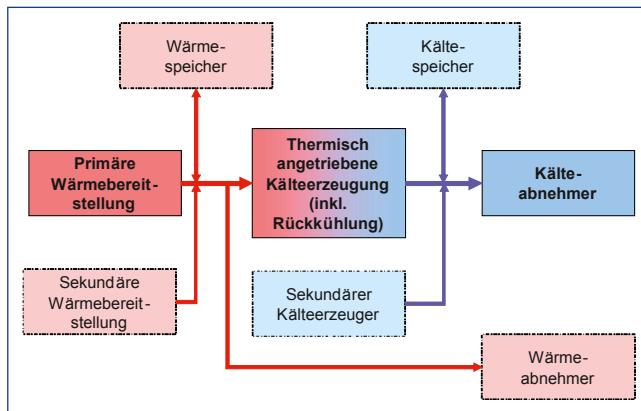


Abb. 53: Allgemeines Funktionsschema der thermisch angetriebenen Kälteversorgung unter Berücksichtigung aller zentralen Komponenten von der Wärmebereitstellung bis zum Kälteabnehmer; zusätzlich ist ein Wärmeabnehmer dargestellt, da in der Regel für eine Gesamtbetrachtung auch die Wärmelasten wie z. B. Gebäudebeheizung mit zu berücksichtigen sind.

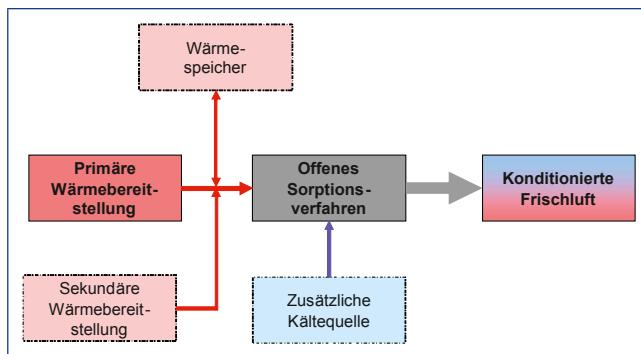


Abb. 54: Allgemeines Funktionsschema bei Verwendung eines thermisch angetriebenen, offenen Sorptionsverfahrens zur Bereitstellung von konditionierter Frischluft.

Kälteabnehmer kann ein Kaltwasserverteilnetz eines Gebäudes sein, an das unterschiedliche Verbraucher wie z. B. Umluftkühler, Kühldecken oder andere Flächenkühlsysteme oder eine Bauteilaktivierung angeschlossen sind. Aber auch der Anschluss einer größeren Lüftungszentrale stellt einen typischen Anwendungsfall dar, die eine zentrale Kühlung und ggf. Entfeuchtung der Zuluft realisiert.

Systemvarianten

Im Folgenden werden beispielhaft einige mögliche Systeme dargestellt und qualitativ diskutiert. Auf die gleichen Systeme wird weiter unten erneut eingegangen, um die möglichen erzielbaren Energieeinsparungen zu diskutieren, die aber zuvor die Definition geeigneter Vergleichssysteme erfordern.

Systeme mit thermisch angetriebener Kühlung / Klimatisierung in Verbindung mit Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung

Bei der Kopplung von thermisch angetriebenen Kühlverfahren mit Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung sind grundsätzlich 3 Hauptklassen von Systemen zu unterscheiden (siehe Abb. 55):

1. Zentrale Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung mit zentraler Kälteerzeugung: dabei wird sowohl die Wärme im Fall eines Wärmebedarfs auf Lastseite als auch die Kälte über ein Verteilnetz zwischen den verschiedenen Verbrauchern verteilt und es werden sowohl

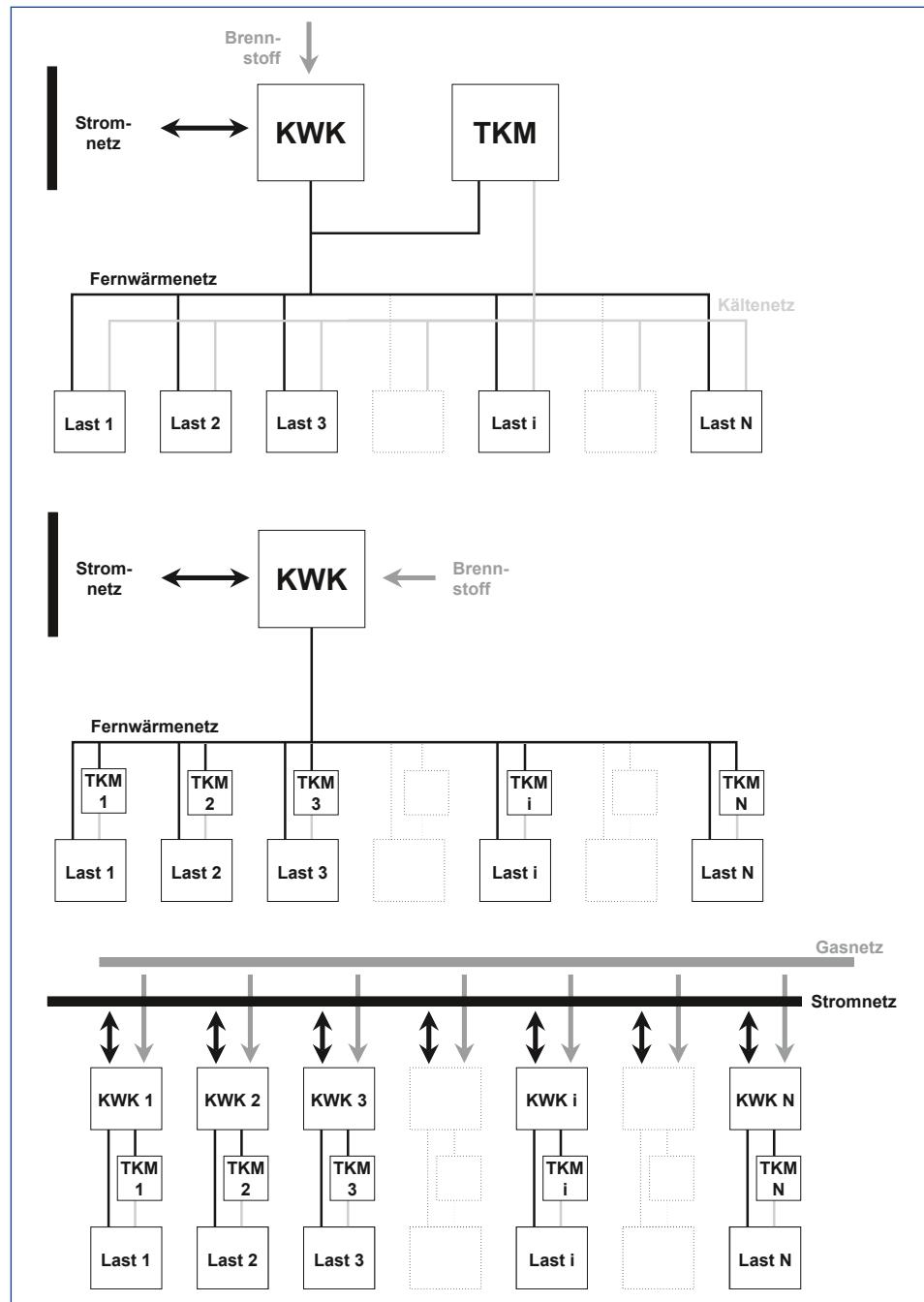


Abb. 55: Systematisierung von Verfahren der Kopplung von thermisch angetriebener Kältetechnik (TKM = thermisch angetriebene Kältemaschine) mit Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK). Oben: Zentrale Kraft-Wärme-Kopplung und zentrale Kälteerzeugung. Mitte: Zentrale Kraft-Wärme-Kopplung und dezentrale Kälteerzeugung. Unten: Dezentrale Kraft-Wärme-Kopplung und dezentrale Kälteerzeugung.

Wärme als auch Kälte kostenmäßig erfassst und abgerechnet. Strom wird in der Regel vollständig ins öffentliche Stromnetz eingespeist.

2. Zentrale Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung mit dezentraler Kälteerzeugung: hier wird die Wärme über ein Fernwärmennetz (oder Nahwärmennetz, je nach Größenordnung) verteilt. Die Kälteerzeugung erfolgt dezentral beim einzelnen Fernwärmekunden. Für den Verbrauch werden nur die Wärmekosten abgerechnet, es sei denn der Kälteanlagebetrieb übernimmt der Versorger in Form eines Contractings. Neben dem Eigenverbrauch des Stroms besteht die Möglichkeit zur Einspeisung ins öffentliche Stromnetz.
3. Sowohl Kraft-Wärme-Kopplung als auch Kälteerzeugung dezentral: bei dieser Variante wird beim Einzelverbraucher (Gebäude) ein Blockheizkraftwerk betrieben. Der Verbraucher bezieht einen Brennstoff vom Versorger (in der Regel Erdgas) und wandelt diesen dezentral in Strom und Wärme um. Bei Bedarf erfolgt die Kälteerzeugung mittels BHKW-Abwärme. Der Strom wird entweder vor Ort verbraucht oder bei Überschuss und entsprechender Vertragsgestaltung ins öffentliche Stromnetz zurück gespeist.

Der erste Fall – zentrale KWK und zentrale TKM – wird weiter unten beschrieben (Kapitel 3.2). Die beiden anderen Fälle sind Gegenstand dieses Kapitels, da die thermisch angetriebene Kältebereitstellung im kleinen bis mittleren Leistungsbereich erfolgt.

Kopplung mit Fern- bzw. Nahwärmennetz

Im zweiten in Abb. 55 dargestellten Fall wird ein Fernwärmennetz (oder Nahwärmennetz) zur Übertragung der Wärme zum Verbraucher eingesetzt. Fernwärmennetze sind aus primärergetischer Sicht insbesondere dann effizient, wenn die Wärme – wie hier angenommen – aus einem Kraft-Wärme-Kopplungsprozess bereitgestellt wird. Allerdings erfordert dies das Vorhandensein eines geeigneten Abnehmers der verfügbaren Wärme. In mitteleuropäischem Klima ist deshalb aufgrund des deutlich verminderten Wärmebedarfs im Sommer, wenn keine Energie zur Beheizung von Gebäuden benötigt wird, nur eine geringe Auslastung des Fernwärmennetzes gegeben. Dies führt entweder dazu, dass die Kraft-Wärme-Kopplung abgeschaltet wird und Wärme ausschließlich über einen – in der Regel ohnehin erforderlichen – Spitzenlastkessel bereitgestellt wird oder die nicht nutzbare Abwärme der dann Strom geführten Kraft-Wärme-Kopplung über ein Rückkühlwerk abgeführt wird.

Vor diesem Hintergrund ist die sommerliche Nutzung von Fernwärme für Netzbetreiber von großem Interesse. Dem steht allerdings entgegen, dass in Fernwärmennetzen im Sommer oft die Vorlauftemperatur gegenüber dem Winterfall abgesenkt wird, da im Normalfall niedrigere Temperaturen zur Versorgung der anstehenden Wärmelasten (z. B. Brauchwassererwärmung) ausreichen. Diese niedrigeren Vorlauftemperaturen sind aber für standardmäßige thermisch angetriebene Kältemaschinen nicht ausreichend. Insofern sind thermisch angetriebene Kühlverfahren, die mit vergleichsweise niedrigen Vorlauftemperaturen unterhalb von rund 80 °C betrieben werden können, für die Kopplung mit Fernwärme von besonderem Interesse. Ein weiteres wichtiges Kriterium ist eine möglichst große Auskühlung des Wärmeträgers (in der Regel Wasser) im Fernwärmennetz, also eine möglichst hohe Absenkung der Rücklauftemperatur. Auch dies steht oftmals im Widerspruch zu den optimalen Temperaturspreizungen klassischer Absorptionskältemaschinen, die im Bereich von 5–8 K liegen.

Von den in Kapitel 2 dargestellten Verfahren zur Kälteerzeugung kommen für die Kopplung mit Fernwärme deshalb vor allem diejenigen in Frage, die auch mit niedrigen Antriebstemperaturen betrieben werden können. Dies sind einerseits neuere kleine Kaltwassererzeuger

wie z. B. die Geräte der Hersteller Sonnenklima oder Sortech und andererseits offene sorptive Verfahren – sei es mit Sorptionsrotor oder mit flüssigem Sorptionsmittel.

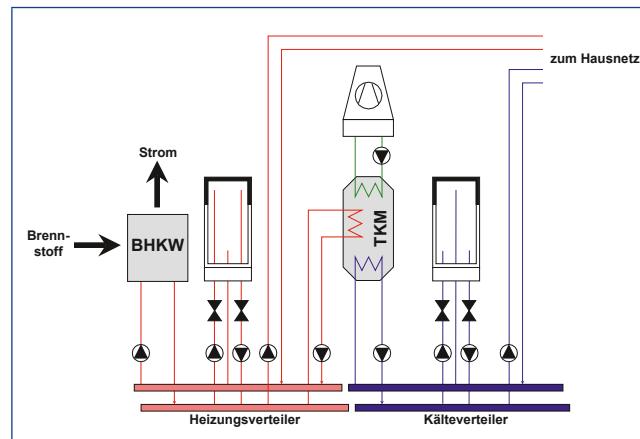
Im Folgenden werden beispielhaft einige mögliche Systemvarianten dargestellt. Dabei wird keine vollständige Übersicht über alle denkbaren Verschaltungsmöglichkeiten angestrebt, sondern es werden Beispiele gezeigt, um die Vielfalt der Variationsmöglichkeiten zu verdeutlichen.

Abb. 56 zeigt ein Beispiel einer Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungsanlage mit BHKW und thermisch angetriebener Kältemaschine. In der dargestellten Variante ist das BHKW die einzige Wärmequelle und die thermisch angetriebene Kältemaschine die einzige Kältequelle. Eine solche Verschaltung setzt entweder sehr konstante Abnahme durch das Hausnetz voraus oder erfordert, dass sowohl das BHKW als auch die Kältemaschine in Teillast betrieben werden können. Zusätzlich ermöglichen die Pufferspeicher auf der Heißwasserseite und auf der Kälteseite, dass eine gewisse zeitliche Entkopplung zwischen Last und Erzeugung möglich ist, und ermöglichen somit, dass ein zu häufiges An- und Ausschalten des BHKWs und der Kältemaschine vermieden wird.

In Abb. 57 wird als weiteres Beispiel die Kombination eines BHKWs mit einer offenen, sorptionsgestützten Klimatisierung gezeigt. Wieder ist das BHKW die einzige Wärmequelle. Eine zeitliche Anpassung der Wärmebereitstellung durch das BHKW und des Wärmebedarfs der Sorptionsanlage erfolgt durch den heizungsseitigen Pufferspeicher. Bei der hier dargestellten Verschaltung der Sorptionsanlage wird durch den Sorptionsrotor die erforderliche Luftentfeuchtung sicher gestellt und gegebenenfalls durch den direkten Verdunstungskühler die Zulufttemperatur abgesenkt; dies ist allerdings nur dann möglich, wenn die Außenluft nicht sehr feucht ist und die Luftfeuchte hinter dem Sorptionsrotor eine zusätzliche Befeuchtung zur Temperaturabsenkung zulässt. Ansonsten – also bei zu hoher Feuchte der Außenluft erfolgt die Kontrolle der Zulufttemperatur über einen Oberflächenkühler, der durch einen konventionellen Kaltwassersatz versorgt wird. Im Gegensatz zu einer Schaltungsvariante der sorptionsgestützten Klimaanlage mit ausschließlicher Verdunstungskühlung in der Zuluft ist bei der gezeigten Schaltung eine ausreichend niedrige Zulufttemperatur unabhängig von der Feuchte der Außenluft sicher gestellt.

In der Vergangenheit wurde bei der Installation von sorptionsgestützten Klimatisierungsanlagen vielfach ausschließlich ein Verdunstungskühler zur Beeinflussung der Temperatur in der

Abb. 56: Systembeispiel: vereinfachtes Hydraulische- schema einer BHKW-Anlage in Verbindung mit einer thermisch angetriebenen Kältemaschine (Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung), die einen Kühlturn zur Rückkühlung verwendet.



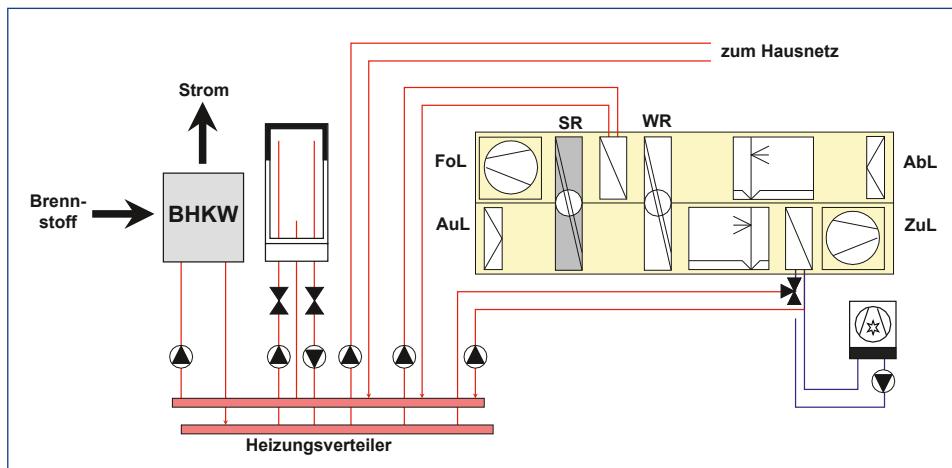


Abb. 57: Systembeispiel: vereinfachtes Hydraulikschema einer BHKW-Anlage in Verbindung mit einer offenen sorptionsgestützten Klimatisierungsanlage und einer Luft gekühlten Kompressionskältemaschine zur Kontrolle der Zulufttemperatur. (Abkürzungen: SR = Sorptionsrotor; WR = Wärmerückgewinnungsrotor; AuL = Außenluft; ZuL = Zuluft; AbL = Abluft; FoL = Fortluft)

Zuluft installiert. Dies bedingt, dass bei feuchter Außenluft nicht die erforderliche Zulufttemperatur von beispielsweise 20°C gewährleistet werden kann. Gibt es im Raum keine andere Kühlung (z. B. durch Umluftkühler oder Kühldecken), so führt die zu hohe Zulufttemperatur sukzessive zu einem Ansteigen der Ablufttemperatur. Dies beeinflusst wiederum negativ die erreichbare Zulufttemperatur, da auf Abluftseite kein genügend großes Kühlpotenzial mehr zur Verfügung steht.

Infolgedessen schaukelt sich der Prozess auf und es können Raumluftzustände entstehen, die deutlich außerhalb des Komfortbereichs liegen. Diese Beobachtung wurde in verschiedenen Praxisfällen gemacht und hat zu Unzufriedenheit von Nutzerseite geführt (siehe zu diesen und weiteren Themen im Zusammenhang mit sorptionsgestützter Klimatisierung auch die Planungshinweise aus 2.2.2).

Systeme mit Solarwärme zum thermischen Antrieb

Eine umfassende Behandlung der solaren Klimatisierung würde den Rahmen dieses Buches sprengen; eine schematische Darstellung der verschiedenen Möglichkeiten liefert als Übersicht Abb. 58. Im Weiteren sollen an dieser Stelle nur beispielhaft zwei Systemschemata kleinerer Anlagen dargestellt werden.

Abb. 59 zeigt eine Anlage zur solaren Kühlung, die einen Solarkollektor verwendet, um eine thermisch angetriebene Kältemaschine mit Antriebswärme zu versorgen. Die Solaranlage ist über einen externen Wärmeübertrager an einen Heizungsspeicher angeschlossen, der zusätzlich über einen Kessel erwärmt werden kann. Im Sommerbetrieb würde der Kessel sicherstellen, dass die Temperatur im Bereitschaftsteil nicht unter den Minimalwert abfällt, der zum Betrieb der thermisch angetriebenen Kältemaschine erforderlich ist. Bei der dargestellten Verschaltung liegt keine direkte Kopplung der Solaranlage mit der thermisch angetriebenen Kältemaschine vor. Dies hat den Vorteil, dass die beiden Komponenten dynamisch entkoppelt sind und Einstrahlungsschwankungen nicht unmittelbar auf die Kältemaschine durchschlagen.

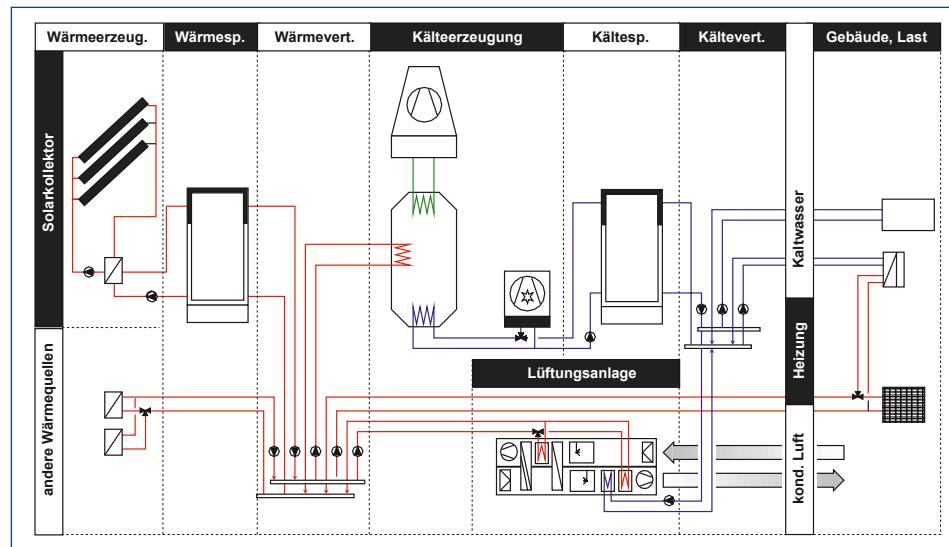
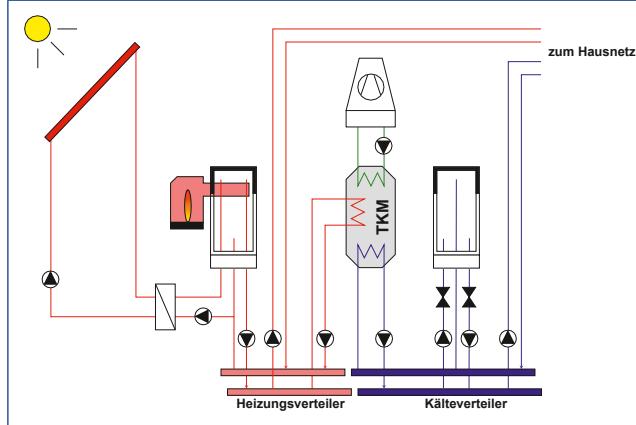


Abb. 58: Schematische Darstellung der Möglichkeiten zur solaren Klimatisierung einschließlich der gesamten Prozesskette von der Wärmebereitstellung bis zu den raumseitigen Anlagen

Abb. 59: Systembeispiel: vereinfachtes Hydraulikschema einer Anlage zur solaren Kälteerzeugung mit thermisch angetriebener Kältemaschine, die einen Kühlturn zur Rückkühlung verwendet.

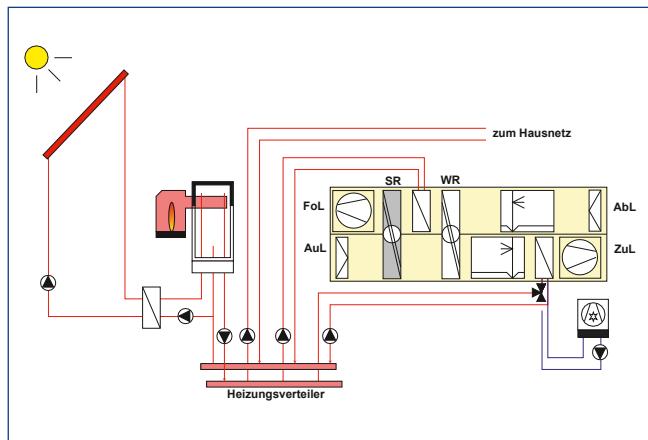


Andererseits bedingt eine solche Verschaltung höhere Speicherverluste, da sämtliche Solarwärme grundsätzlich den Speicher durchläuft; zugleich ist mit einer längeren Anfahrzeit am Morgen zu rechnen als mit einer Verschaltung, die eine optionale Umfahrung des Speichers ermöglicht.

Welche der Verschaltungen vorteilhaft ist, kann nur eine Analyse der Zeitverläufe von Kühllasten und Einstrahlung unter Berücksichtigung der spezifischen Gegebenheit in einem konkreten Projekt liefern. Nach vorliegenden Erfahrungen sollte man tendenziell ein robustes und weniger komplexes Anlagenkonzept vorziehen, selbst wenn es theoretisch zu einer etwas geringeren Gesamteffizienz führt.

Abb. 60 zeigt eine Anlage zur solaren Klimatisierung mit sorptionsgestützter Klimatisierung (Anlage mit Sorptionsrotor). Der Solarteil ist gleich aufgebaut wie bei dem in Abb. 59

Abb. 60: Systembeispiel: vereinfachtes Hydraulikschemma einer Anlage zur solaren Klimatisierung in Verbindung mit einer offenen sorptionsgestützten Klimatisierungsanlage und einer Luft gekühlten Kompressionskältemaschine zur Kontrolle der Zulufttemperatur. (Abkürzungen: SR = Sorptionsrotor; WR = Wärmerückgewinnungsrotor; AuL = Außenluft; ZuL = Zuluft; AbL = Abluft; FoL = Fortluft).

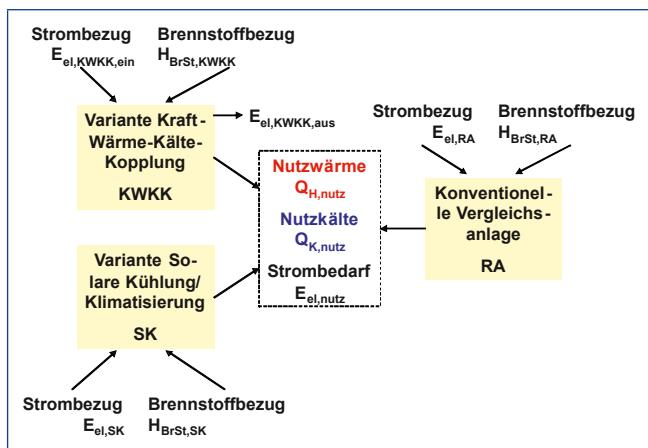


gezeigten Beispiel. Im Gegensatz zur in Abb. 59 gezeigten Anlage ist hier allerdings ein zeitlicher Ausgleich zwischen Solargefällen und benötigter Energie zur Luftkonditionierung (Kühlung, Entfeuchtung) nur über den wärmeseitigen Pufferspeicher möglich.

3.1.2 Primärenergetische Betrachtung

Das Ziel des Betriebs von thermisch angetriebener Kühlung in Verbindung mit Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung oder thermischen Solaranlagen besteht primär darin, Energie einzusparen. Um den Einsparoeffekt adäquat benennen zu können, ist es einerseits erforderlich, eine konsistente Definition des Energieverbrauchs zu erstellen und andererseits kann man eine Einsparung immer nur im Vergleich zu einem wohl definierten Vergleichssystem berechnen. Bezuglich der Energie-Definition wird hier der Primärenergiebedarf als Vergleichsgröße gewählt, um die unterschiedliche Gewichtung von Strom und Wärme zu berücksichtigen. Als Referenzsystem ist eine dem Stand der Technik entsprechende konventionelle Anlage (Referenzanlage RA) zu wählen, die den gleichen Nutzen wie die zu untersuchende Alternativanlage (Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung KWKK bzw. Solare Kühlung/Klimatisierung SK) liefert. Das prinzipielle Vorgehen zeigt Abb. 61.

Abb. 61: Energiebilanz zur Ermittlung der Primärenergieeinsparung von alternativen Verfahren (KWKK, SK) im Vergleich zu einem repräsentativen konventionellen Referenzverfahren (RA). Alle Größen sind Energiegrößen und haben die Einheit kWh. HBrSt bezeichnet den Energieinhalt eines Brennstoffs (z. B. Erdgas) in Form des Heizwertes.



Dabei sind folgende Dinge zu berücksichtigen:

- Im Fall der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) kann – je nach Anlagenauslegung und Betrieb – zusätzlich zu den Nutzenergien auf Verbraucherseite (Nutzwärme, Nutzkälte, Strombedarf) ein zusätzlicher Nutzenergiestrom vorliegen, nämlich überschüssiger produzierter Strom, der in das Stromnetz zurückgespeist wird. Dieser Strom ist in der Energiebilanz zu berücksichtigen in Form von vermiedener Erzeugung von Strom im öffentlichen Netz.
- Im Fall der solaren Kühlung/Klimatisierung ist der über die Systemgrenze fließende Energiefluss der eingehenden Solarstrahlung nicht dargestellt. Im Verständnis der Systembetrachtung ist dies »kostenlose« Energie, die zu einer Minderung des Verbrauchs an Brennstoff und Strom führt.

Jedem der eingehenden Energieflüsse – Brennstoff, Strom – kann ein Primärenergiewert zugewiesen werden:

$$PE_{BrSt} = \frac{H_{BrSt}}{\eta_{pr,BrSt}} \quad \text{Gleichung 31}$$

und entsprechend

$$PE_{el} = \frac{E_{el}}{\eta_{pr,el}} \quad \text{Gleichung 32}$$

In den Gleichungen bezeichnet PE Primärenergie und die Wirkungsgrade η_{pr} bewerten die Umwandlung von Primärenergie in Strom bzw. Brennstoff. Somit beinhaltet $\eta_{pr,el}$ den Umwandlungswirkungsgrad des Kraftwerknetzes und die Leitungsverluste bis zum Verbraucher; $\eta_{pr,BrSt}$ impliziert im Fall von Erdgas die Leitungsverluste des Gasnetzes und den gesamten Energieaufwand zur Bereitstellung von Erdgas auf Verbraucherseite (z. B. Druckhaltestationen usw.).

Für jede der Systemvarianten – KWKK, SK und RA – ergibt sich somit ein Primärenergieaufwand zur Abdeckung des identischen Nutzens:

Referenzanlage:

$$PE_{RA} = PE_{BrSt,RA} + PE_{el,RA} = \frac{H_{BrSt,RA}}{\eta_{pr,BrSt}} + \frac{E_{el,RA}}{\eta_{pr,el}} \quad \text{Gleichung 33}$$

KWKK-Anlage:

$$PE_{KWKK} = PE_{BrSt,KWKK} + PE_{el,KWKK,ein} - PE_{el,KWKK,aus} = \frac{H_{BrSt,KWKK}}{\eta_{pr,BrSt}} + \frac{E_{el,KWKK,ein}}{\eta_{pr,el}} - \frac{E_{el,KWKK,aus}}{\eta_{pr,el}} \quad \text{Gleichung 34}$$

Solaranlage:

$$PE_{SK} = PE_{BrSt,SK} + PE_{el,SK} = \frac{H_{BrSt,SK}}{\eta_{pr,BrSt}} + \frac{E_{el,SK}}{\eta_{pr,el}} \quad \text{Gleichung 35}$$

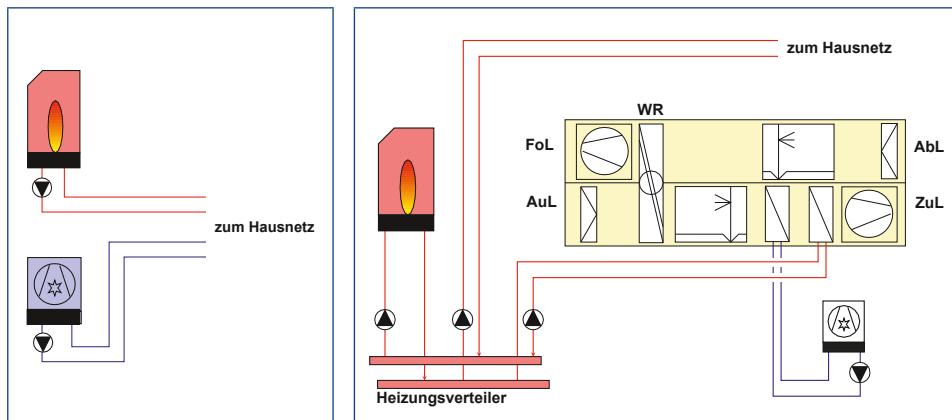
Somit kann die relative Primärenergieeinsparung bei Verwendung von KWKK oder SK durch folgende Gleichungen ausgedrückt werden:

$$\Delta PE_{relativ, KWKK} = \frac{PE_{RA} - PE_{KWKK}}{PE_{RA}} \quad \text{Gleichung 36}$$

und entsprechend

$$\Delta PE_{relativ, SK} = \frac{PE_{RA} - PE_{SK}}{PE_{RA}} \quad \text{Gleichung 37}$$

In Abb. 62 und Abb. 63 werden Vergleichssysteme (RA) für die oben dargestellten Anlagen zur Nutzung von Abwärme aus Kraft-Wärme-Kopplung bzw. Nutzung von Solarwärme gezeigt.



■ **Abb. 62:** Vereinfachtes Schema einer Referenzanlage (RA) zur Bereitstellung von Wärme und Kälte; Vergleichssystem zu den Anlagen in Abb. 57 (KWKK) und Abb. 59 (SK)

■ **Abb. 63:** Vereinfachtes Schema einer Referenzanlage (RA) zur Bereitstellung von konditionierter Luft; Vergleichssystem zu den Anlagen in Abb. 57 (KWKK) und Abb. 60 (SK). Als Vergleichssystem wurde eine Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung und der Möglichkeit der Verdunstungskühlung in der Abluft gewählt. Die Entfeuchtung der Zuluft wird durch Taupunktunterschreitung im Kühler in der Zuluft erreicht. Deshalb wird im Fall der Entfeuchtung Wärme zur Nacherheizung der Zuluft benötigt.

Hinweise zur energetischen Auslegung

Sowohl bei KWKK-Anlagen als auch bei Anlagen der Solaren Kühlung/Klimatisierung ist in der Phase der Anlagendimensionierung und der Erstellung des Anlagenkonzepts die Durchführung einer genauen Energiebilanz insbesondere für die Kühlperiode essentiell. Ansonsten besteht die Gefahr, dass die erwünschte Energieeinsparung nicht erreicht wird oder – im Gegen teil – sogar ein erhöhter Primärenergiebedarf für die Kühlung im Vergleich zur Referenzanlage entsteht. Ohne die erforderlichen Rechnungen hier im Detail durchzuführen zu können sollen beispielhaft wichtige Diagramme, die diesen Sachverhalt verdeutlichen, angeführt werden.

In Abb. 64 ist beispielhaft der Einfluss des elektrischen Wirkungsgrades der Kraft-Wärme-Kopplungsanlage, $\eta_{elektrisch, KWK}$, sowie des COP-Wertes der thermisch angetriebenen Kälte-

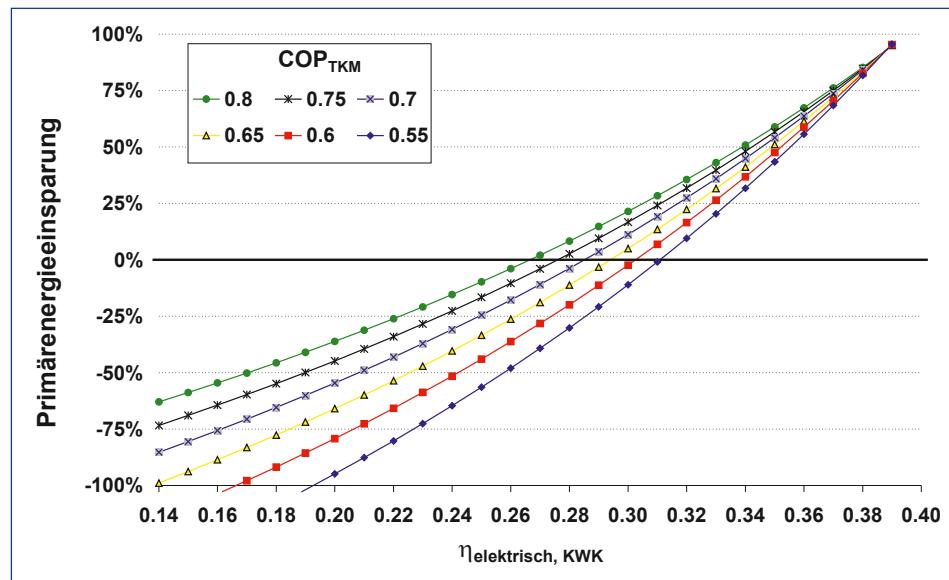


Abb. 64: Primärenergieeinsparung (bzw. Mehrverbrauch) bei Verwendung einer KWKK-Anlage im Vergleich zu einer konventionellen Referenzanlage als Funktion des elektrischen Wirkungsgrades der Kraft-Wärme-Kopplungsanlage ($\eta_{\text{elektrisch, KWK}}$) für unterschiedliche Werte des thermischen COP der thermisch angetriebenen Kältemaschine (COP_{TKM}); die in die Rechnungen eingehenden Werte zeigt Abb. 65. Die Ergebnisse geben nur die Primärenergiebilanz für Kühlung wieder. Primärenergieeinsparungen, die sich in der Heizperiode ergeben, sind in der Darstellung nicht berücksichtigt

maschine, COP_{TKM} ; einer Anlage entsprechend Abb. 56 auf die Primärenergieeinsparung (bzw. den Mehrverbrauch) im Vergleich zu einem konventionellen Vergleichssystem entsprechend Abb. 62 dargestellt. Die wichtigsten bei den Rechnungen verwendeten Werte zeigt Abb. 65. Die Ergebnisse in Abb. 64 geben nur die Primärenergiebilanz für den Kühlfall wieder; Primärenergieeinsparungen, die sich in der Heizperiode ergeben, sind in der Darstellung nicht berücksichtigt. In der Rechnung wurden die in Abb. 65 angegebenen Werte verwendet. Eine Berücksichtigung des Heizfalls erfordert zusätzlich die Kenntnis des Verhältnisses aus Heizenergiebedarf und Kühlergiebedarf auf Nutzerseite. Abb. 66 zeigt die entsprechende Grafik für Heiz- und Kühlergie unter der Annahme, dass der Heizenergiebedarf doppelt so groß ist wie der Kühlergiebedarf ($Q_{H,\text{nutz}} = 2 \cdot Q_{K,\text{nutz}}$).

Abb. 64 macht deutlich, dass der elektrische Wirkungsgrad der KWK-Anlage einen erheblichen Einfluss auf die Primärenergieeinsparung hat. So ist selbst bei einer vergleichsweise hohen Effizienz der thermisch angetriebenen Kältemaschine von ($\text{COP}_{\text{TKM}} = 0,8$) unter den angenommenen Randbedingungen ein elektrischer Wirkungsgrad der KWK von überhalb 26 % erforderlich, um zu einer Primärenergieersparnis im Kühlfall zu gelangen. Bei Betrachtung des gesamten Jahres (Heizen und Kühlen) ergibt sich ein anderes Bild. Hier führt die bereits bei deutlich niedrigerem elektrischem Wirkungsgrad der KWK positive Bilanz im Heizfall zu einem niedrigeren Wert für den »Break-Even«.

Ein günstigeres Bild würde sich bei Verwendung von zweistufigen Absorptionskältemaschinen ergeben. Dann ist allerdings eine deutlich höhere Temperatur auf der Antriebswärmeseite erforderlich. Bei motorischen BHKW kann z. B. die Temperatur des heißen Abgases genutzt

	Parameter	Bedeutung, Definition	Wert
Referenz	$\eta_{Brenner}$	Umwandlungseffizienz konventioneller Kessel	0,90
	$\eta_{pr,BrSt}$	Umwandlungsfaktor von Primärenergie in Brennstoff beim Verbraucher	0,95
	COP _{KKM}	COP der Kompressionskältemaschine	3,50
	$\eta_{pr,el}$	primärenergetischer Wirkungsgrad des Stromnetzes	0,36
KWK	$\eta_{gesamt,KWK}$	Gesamt-Energie-Wirkungsgrad KWK (variabel)	0,85
	$\eta_{elektrisch,KWK}$	elektrischer Wirkungsgrad KWK (variabel)	0,14 ... 0,4
	$\eta_{thermisch,KWK}$	thermischer Wirkungsgrad KWK	0,45 ... 0,71
	COP _{TKM}	thermischer COP der thermisch angetriebenen Kältemaschine	0,55 ... 0,8
	$\eta_{Rückkühlung}$	Stromverbrauch (kWh) Rückkohlwerk pro kWh Rückkühlenergie	0,02
	$f_{H,KWK}$	Anteil der Deckung des Heizwärmebedarfs durch KWK	1,00
	$f_{K,TKM}$	Anteil der Deckung des Kältebedarfs durch TKM	1,00
	$f_{TKM,KWK}$	Anteil der Deckung des Antriebswärmebedarfs der TKM durch KWK	1,00

Abb. 65: Wichtigste Größen, die in die Ermittlung der Primärenergiebilanz eingehen. Bei den Rechnungen wurde davon ausgegangen, dass sämtliche Wärme zum Heizen durch die KWK-Anlage gedeckt wird ($f_{H,KWK} = 1$) und sämtliche Kälte durch die TKM gedeckt wird ($f_{K,TKM} = 1$). Des Weiteren wird angenommen, dass die gesamte Antriebswärme für die TKM von der KWK-Anlage bereit gestellt wird.

werden, um eine ausreichend hohe Temperatur zum Betrieb von zweistufigen Absorptionskältemaschinen bereitzustellen; derartige Anlagen sind allerdings heute bislang wenig in der Praxis umgesetzt, insbesondere im Bereich kleinerer und mittlerer Leistungen.

Bei der solaren Kühlung ist besonderes Augenmerk für die energetische Auslegung insbesondere dann erforderlich, wenn zusätzlich zum Solarkollektor ein fossil befeuerter Kessel als zweite Wärmequelle verwendet wird. In Abb. 67 ist der Primärenergieaufwand für die Kühlung als Funktion des solaren Deckungsanteils, SD , für unterschiedliche Werte des thermischen COP-Wertes der thermisch angetriebenen Kältemaschine dargestellt. Der solare Deckungsanteil bezeichnet denjenigen Anteil der zum Antrieb der thermisch angetriebenen Kältemaschine erforderlichen Wärmemenge, der von der Solaranlage geliefert wird:

$$SD = \frac{Q_{Antrieb,TKM} - Q_{solar,Antrieb,TKM}}{Q_{Antrieb,TKM}} = 1 - \frac{Q_{solar,Antrieb,TKM}}{Q_{Antrieb,TKM}} \quad \text{Gleichung 38}$$

In die gleiche Grafik ist der Primärenergieverbrauch bei Verwendung von konventioneller Technik für zwei Werte des COP der Kompressionskältemaschine (2,5; 4,5) eingetragen. Auch hier zeigt sich, dass nicht grundsätzlich eine Primärenergieersparnis durch Verwendung »alternativer« Technik erreicht wird. Vielmehr ist je nach COP-Wert der thermisch angetriebenen Kältemaschine ein bestimmter solarer Deckungsanteil erforderlich, um zu einem geringeren Primärenergieverbrauch zu gelangen.

Die Darstellung macht deutlich, dass je nach Effizienz der thermisch angetriebenen Kälteerzeugung und dem zugrunde gelegtem Vergleichssystem ein bestimmter Mindestwert des solaren Deckungsanteils erforderlich ist, um hinsichtlich des Primärenergieverbrauchs einen »Break-Even« zu erreichen. Nur für Werte darüber wird Primärenergie eingespart. Natürlich

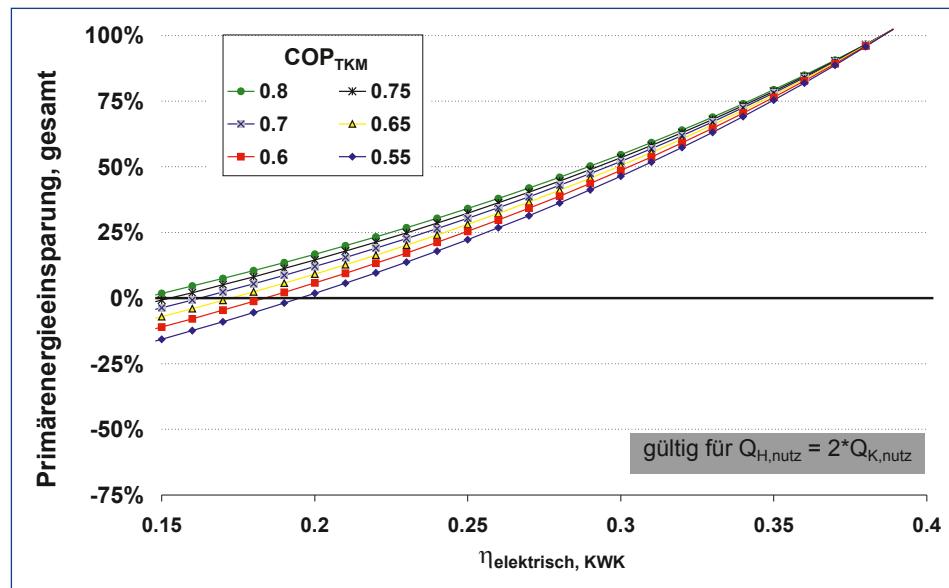


Abb. 66: Primärenergieeinsparung (bzw. Mehrverbrauch) bei Verwendung einer KWKK-Anlage im Vergleich zu einer konventionellen Referenzanlage als Funktion des elektrischen Wirkungsgrades der Kraft-Wärme-Kopplungsanlage ($\eta_{\text{elektrisch}, \text{KWK}}$) für unterschiedliche Werte des thermischen COPs der thermisch angetriebenen Kältemaschine (COP_{TKM}); die in die Rechnungen eingehenden Werte zeigt Abb. 65. Die Ergebnisse gelten für Heizen und Kühlen.

verbessert sich die Gesamtbilanz zu Gunsten der Solarenergie durch die Deckung weiterer Wärmeverbraucher wie Heizung oder Brauchwassererwärmung.

Generell sollte der Betrieb einer thermisch angetriebenen Kälteanlage oder Klimatisierung weitestgehend durch Abwärme (BHKW) oder erneuerbare Energie (Solarwärme) erfolgen und Phasen, in denen ein Antrieb mit einem Heizkessel erfolgt sind weitestgehend zu vermeiden. Sofern dies nicht gewährleistet werden kann, ist eine konventionelle Kälteerzeugung als Backup-System vorzuziehen.

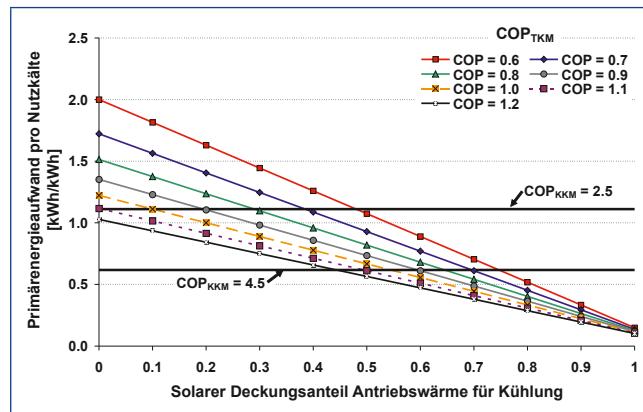


Abb. 67: Primärenergieaufwand zur Kälteerzeugung mit Solaranlage und thermisch angetriebener Kältemaschine als Funktion des solaren Deckungsanteils SD bezogen auf die Antriebswärme für die Kühlung mit unterschiedlichen COPs der TKM. Zum Vergleich sind Linien für konventionelle Systeme mit zwei Werten der Kompressionskältemaschine (COP_{KKM}) dargestellt.

3.1.3 Systemauslegung und Auslegungsbeispiel

Die Anlagenauslegung umfasst im Wesentlichen einerseits die Auswahl eines geeigneten Anlagenkonzepts und andererseits die Dimensionierung der Schlüsselkomponenten. Zielgrößen der Auslegung sind zum einen eine Minimierung des Energiebedarfs und zum anderen eine Minimierung der Kosten. Wiederum ist für jede der Zielgrößen eine geeignete Definition zu wählen, um einen eindeutigen Zusammenhang zwischen Anlagendimensionierung und Zielfunktion herstellen zu können. In diesem Beitrag wird als energetische Zielgröße der Primärenergiebedarf (Definition siehe oben) und als Kostenzielgröße die jährlichen Gesamtkosten verwendet. Die jährlichen Gesamtkosten setzen sich für jede der betrachteten Varianten – Referenz und Alternative – aus den Kapitalkosten, den Betriebskosten (im Wesentlichen Energiekosten, ggf. zusätzlich Wasserkosten), den Wartungskosten und weiteren jährlich anfallenden Kosten zusammen. Die Kapitalkosten können beispielsweise mittels Annuitätenmethode auf Basis der Anlagenlebensdauer und des gegebenen Zinssatzes ermittelt werden. Ein Schema zur Methode zeigt Abb. 68.

Um die Analyse einer Auslegung entsprechend Abb. 68 durchführen zu können, ist mit geeigneten Mitteln zunächst eine Ermittlung des jährlichen Energiebedarfs auf Nutzerseite durchzuführen. Im Falle eines Gebäudes kann dies z.B. durch eine dynamische Gebäudesimulation erfolgen. Anschließend wird eine Dimension der Schlüsselkomponenten der konzipierten versorgungstechnischen Anlage gewählt und – ggf. wiederum mittels dynamischer Simulation – der jährliche Energiebedarf an Strom und Brennstoff für die gewählte Konfiguration ermittelt.

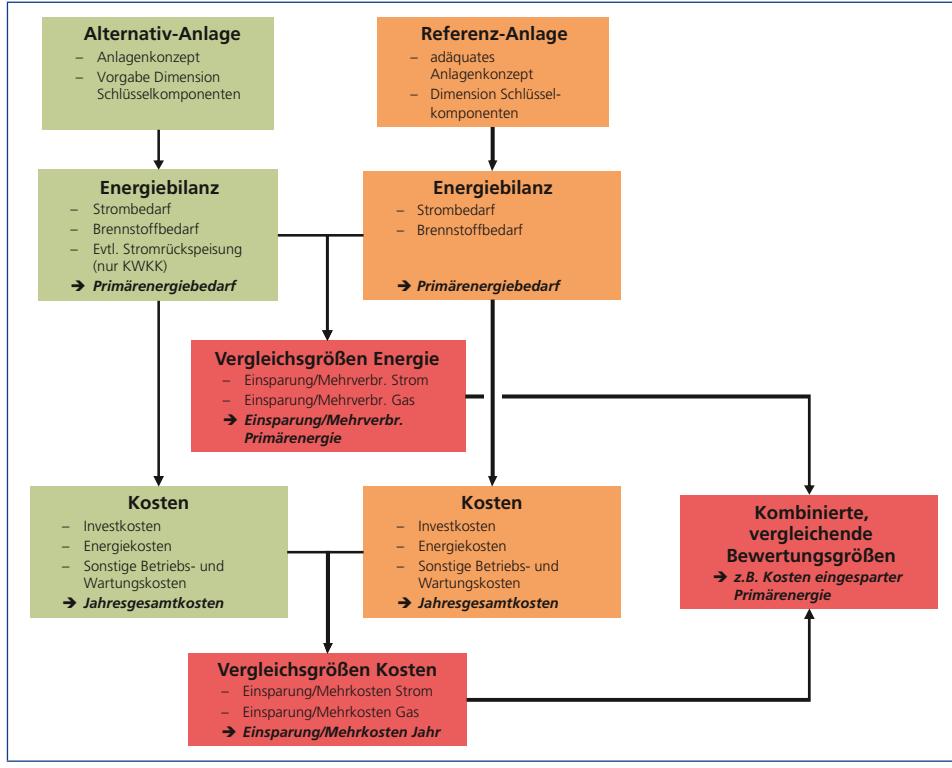


Abb. 68: Ablaufschema zur Anlagendimensionierung

Auf Basis der Energiebilanz und der Kosten der Komponenten sowie der Kosten für Wartung usw. können anschließend die jährlichen Gesamtkosten ermittelt werden.

Sowohl Energieverbrauch (Primärenergie) als auch Jahreskosten werden wieder mit einem Referenzsystem verglichen, um die mögliche Vorteilhaftigkeit zu untersuchen. Hierzu ist mit der Referenzanlage identisch, wie oben beschrieben, mit der in Frage stehenden Alternativanlage zu verfahren. In der Regel liefert die energetische Optimierung ein anderes Ergebnis als die wirtschaftliche Optimierung. Insofern können anschließend kombinierte Energie-Kosten-Größen als geeignete Auswahlkriterien herangezogen werden. Hierzu ist eine Fallunterscheidung zu treffen:

1. Die Alternativanlage führt zu einem niedrigeren jährlichen Aufwand an Primärenergie, jedoch zu höheren jährlichen Gesamtkosten. Unter Umständen soll aus nicht-wirtschaftlichen Gründen die Alternativlösung dennoch umgesetzt werden. In diesem Fall kann die kombinierte Energie-Kosten-Größe »Mehrkosten eingesparter Primärenergie«, ΔK_{PE} einen Hinweis auf die günstigste Lösung liefern; diese Größe ist wie folgt definiert:

$$\Delta K_{PE} = \frac{\Delta K}{\Delta PE} = \frac{K_{AA,Jahr} - K_{RA,Jahr}}{PE_{RA,Jahr} - PE_{AA,Jahr}} \quad \text{Gleichung 39}$$

In dieser Gleichung bezeichnet K_{Jahr} die jährlichen Gesamtkosten und PE_{Jahr} den jährlichen Primärenergieverbrauch der jeweiligen Variante. Die Indizes stehen für die Referenzanlage (RA) bzw. die Alternativanlage (AA). Liefert die Größe ΔK_{PE} für eine bestimmte Dimensionierung der Schlüsselkomponenten der Alternativanlage (also z. B. den Typ und die Größe des Kollektorfeldes und die Größe des Solarspeichers) ein Minimum, so liefert diese Konfiguration die größte Primärenergieersparnis pro jährlichen Mehrkosten verglichen mit dem Referenzsystem. Eine solche Situation liegt heute vielfach bei Anlagen zum solaren Heizen und Kühlen vor. Allerdings kann die Kostensituation unter Umständen durch eine entsprechende Förderung verbessert werden. Nichtsdestotrotz wird unter heutigen Randbedingungen oftmals noch keine Wirtschaftlichkeit erreichbar sein. Hier kann die genannte Methode zu einer Entscheidungsfindung zur Komponentendimensionierung beitragen.

2. Die Alternativanlage führt zu einem niedrigeren jährlichen Aufwand an Primärenergie und zugleich zu niedrigeren jährlichen Gesamtkosten. In diesem Fall ist die Anlage ohnehin wirtschaftlich und es ist schwieriger eine kombinierte Bewertungsgröße abzuleiten, da nicht ein Aufwand (höhere Kosten) zu einem Nutzen (geringerer Energieverbrauch) in Bezug gesetzt werden kann. Eine denkbare, sicher willkürliche Optimierungsgröße Opt⁺ wäre z. B. die Summe der relativen Primärenergieersparnis und der relativen Jahreskosten:

$$Opt^+ = \Delta K_{rel} + \Delta PE_{rel} = \frac{K_{RA,Jahr} - K_{AA,Jahr}}{K_{RA,Jahr}} + \frac{PE_{RA,Jahr} - PE_{AA,Jahr}}{PE_{RA,Jahr}} \quad \text{Gleichung 40}$$

Auslegungsbeispiel

Im Folgenden soll ein virtuelles Auslegungsbeispiel für eine KWKK-Anlage exemplarisch durchgeführt werden. Dabei geht es vor allem darum, die Methodik zu verdeutlichen und weniger um die konkreten Zahlen dieser Rechnung.

Als Beispiel wird ein Hotel in einer Großstadt mit überwiegend gewerblicher Nutzung und mittlerem Standard gewählt. Für die Erstellung der Lastzeitreihe wurde eine dynamische

Mehrzonen-Gebäude-Simulation verwendet. Es wurden 4 Hauptzonen definiert: Gästezimmer (100 Zimmer), Restaurant, Küche und »Lobby und sonstige«. Zur Erstellung der Lastzeitreihe wurde das Testreferenzjahr des Deutschen Wetterdienstes der Region 12 (Oberrheingraben und unteres Neckartal; Referenzmessstelle Mannheim) herangezogen. Die wichtigsten Randbedingungen zur Ermittlung des Heiz- und Kühlbedarfs sind in Abb. 69 zusammengefasst. Alle weiteren Randbedingungen wie Belegung, elektrische Lasten, Luftwechsel usw. entsprechen einem modernen Gebäude mit mittlerem Energiestandard.

Zone	Einheit	Gästezimmer	Restaurant	Küche	Lobby u. sonstige
Nutzfläche	m ²	1 400	500	150	1 000
untere Grenze Raum-T	°C	20	21	20	20
obere Grenze Raum-T	°C	26	24	28	26
maximale rel. Feuchte	%	55	55	65	65

■ **Abb. 69:** wichtigste Randbedingungen für das Auslegungsbeispiel Hotel

Das Ergebnis der Lastsimulation ist in Abb. 70 zusammengefasst und Abb. 71 zeigt die Jahresdauerlinien für die wichtigsten Energien. Die Ergebnisse zeigen, dass unter deutschen Klimabedingungen zwar ein hoher Spitzenbedarf zur Kühlung/Klimatisierung vorliegt, dass aber die Stundenzahl hierfür relativ begrenzt ist. So tritt nur an rund 800 Stunden im Jahr ein nennenswerter Bedarf für Kühlung auf und die Anzahl an Vollaststunden liegt für das gezeigte Beispiel nur bei rund 350 Stunden.

Der nächste Schritt für eine erste Anlagenkonzeption und Auslegung der Komponenten ist eine Analyse des Energiebedarfs und der Wirtschaftlichkeit für unterschiedliche Anlagenkonzepte und Dimensionierungen der zentralen Komponenten. Die Jahresdauerlinien in Abb. 71 legen beispielsweise nahe, das Blockheizkraftwerk nicht auf Spitzenlast auszulegen.

Eine solche Analyse kann auf Basis der Jahresdauerlinien oder einer Anlagensimulation durchgeführt werden. In dem hier gezeigten Beispiel wurde eine Jahressimulation mit einfachen Modellen aller zentralen Komponenten durchgeführt. Dabei wurde zunächst auf Details wie die exakte Dimensionierung des hydraulischen Netzes und die Dimensionierung der Pumpen usw. verzichtet. Dagegen wurde eine Vielzahl von Jahressimulationen (Parameterstudie mit 400 Simulationen) mit einer systematischen Variation der Größe der folgenden Schlüsselkomponenten durchgeführt:

- Blockheizkraftwerk,
- Spitzenlastkessel,
- thermisch angetriebene Kältemaschine mit externem Rückkühlwerk (Nasskühlтурm),
- Kompressionskältemaschine.

Es wurde angenommen, dass die Anlage nach Wärmebedarf geführt wird und erzeugter Strom im Hausnetz verwendet wird (und damit Strombezug vom öffentlichen Netz reduziert), sofern die elektrische Gesamt-Last einschließlich des Stroms für die haustechnischen Anlagen (z. B. Kompressionskältemaschine, Rückkühlwerk) die erzeugte Leistung übersteigt. Andernfalls wurde davon ausgegangen, dass Überschussstrom ins öffentliche Stromnetz eingespeist wird.

Wert	Spitzenwert		Jahresenergie		Anzahl Vollaststunden
Einheit	kW	W/m ²	MWh	kWh/m ²	h
Strombedarf ¹⁾	86,9	28,5	192,5	63,1	2 215
Energie für WW ²⁾	110,5	36,2	215,1	70,5	1 947
Raumheizung (gesamt)	168,5	55,3	241,8	79,3	1 435
Zone 1 (Gästeräume)	74,4	53,1	111,9	79,9	1 504
Zone 2 (Restaurant)	28,1	56,2	35	69,9	1 245
Zone 3 (Küche)	14,8	98,3	15	100,1	1 018
Zone 4 (Lobby u. a.)	58,0	58,0	79,9	79,9	1 378
Raumkühlung ³⁾ (gesamt)	167,1	54,8	83,5	27,4	500
Zone 1 (Gästeräume)	61,2	43,7	28,0	20,0	457
Zone 2 (Restaurant)	28,0	56,0	12,5	25,0	447
Zone 3 (Küche)	8,5	56,3	3,0	19,9	354
Zone 4 (Lobby u. a.)	70,2	70,2	40,0	40,0	570

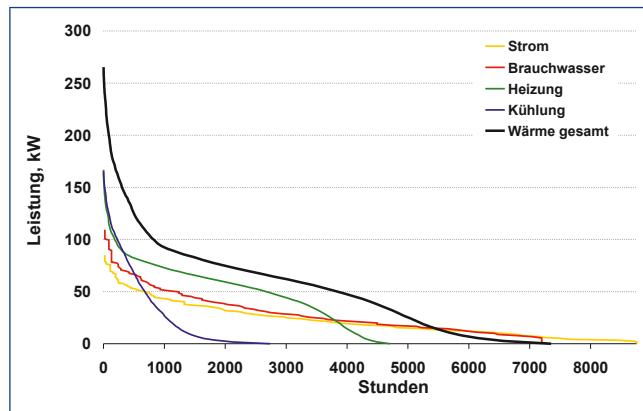
¹⁾ Strombedarf für Beleuchtung, Geräte und Lüftung; nicht für Heizen, Kühlen,

²⁾ WW = Warmwasserbereitung,

³⁾ inklusive Entfeuchtung

■ **Abb. 70:** Ergebnis der Lastsimulation für das Auslegungsbeispiel Hotel

■ **Abb. 71:** Jahresdauerlinien der Energieverbräuche für das Auslegungsbeispiel Hotel. Die Kurve »Wärme gesamt« bezieht sich auf den Gesamtwärmebedarf für Brauchwassererwärmung, Heizung und Kühlung bei einem angenommenen konstanten COP = 0,68 der thermisch angetriebenen Kältemaschine



Bei der Simulation wurde die Größe des Blockheizkraftwerks von 0 % Abdeckung der summarischen thermischen Last bis zu 100 % variiert und ebenso die Größe der thermisch angetriebenen Kältemaschine von 0 % Abdeckung der Kältelast bis zu 100 %. Für die Summe der thermischen Spitzenleistung von Blockheizkraftwerk, $P_{th,BHKW,max}$, und Spitzentlastkessel, $P_{th,Kessel,max}$, gilt demnach:

$$P_{th,BHKW,max} + P_{th,Kessel,max} = P_{th,Last,max}$$

Gleichung 41

Dabei bezeichnet $P_{th,Last,max}$ den maximal in einer Stunde des Jahrs auftretenden Bedarf an Wärmeenergie, der sich aus Summe der Stundenwerte des Wärmebedarfs für Brauchwasser, ggf. Heizung und thermischem Antrieb der thermisch angetriebenen Kältemaschine ergibt.

Der Wert entspricht somit dem Maximalwert von »Wärme gesamt« in der Jahresdauerlinie (Abb. 71, Schnittpunkt mit y-Achse).

Entsprechend gilt für die maximal auftretende Kälteleistung, $P_{Kälte,Last,max}$ und die Spitzenleistung von thermisch angetriebener Kältemaschine, $P_{Kälte,TKM,max}$ und Kompressionskältemaschine, $P_{Kälte,KKM,max}$:

$$P_{Kälte,TKM,max} + P_{Kälte,KKM,max} = P_{Kälte,Last,max}$$

Gleichung 42

Parallel zur energetischen Simulation wurden für jede Variante die jährlichen Gesamtkosten ermittelt. Diese setzen sich aus den Kapitalkosten, den Betriebskosten und den Wartungskosten zusammen. Zur Ermittlung der Kapitalkosten wurden Kostenkurven für alle zentralen Komponenten angesetzt, die die Investitionskosten als Funktion der Gerätegröße darstellen; die verwendeten Kurven zeigt Abb. 72. Sämtliche weiteren Annahmen, die in die Rechnungen eingehen, zeigt Abb. 73.

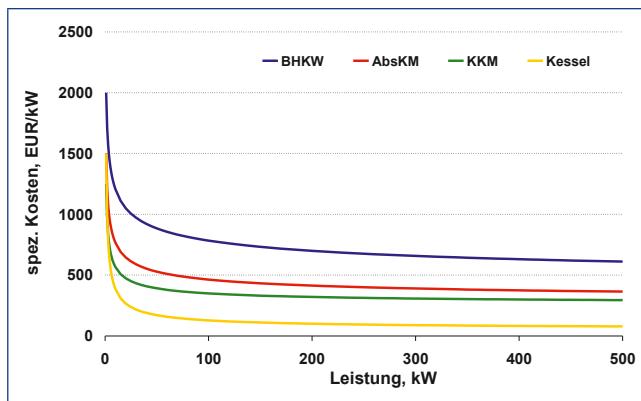


Abb. 72: Verwendete Kostenkurven der Schlüsselkomponenten zur Ermittlung der Investitionskosten; die x-Achse bezieht sich auf die Nennleistung. Beim BHKW ist hiermit die elektrische Nennleistung gemeint

Abb. 74 zeigt die Ergebnisse der Rechnungen in zusammengefasster Form. Die größte Primärenergieeinsparung bezogen auf das konventionelle Vergleichssystem liefert eine Anlage, bei der sowohl das BHKW als auch die Absorptionskältemaschine auf Spitzenleistung ausgelegt ist. Dies ist allerdings zunächst ein ausschließlich auf einer ersten Energiebilanz basierendes Ergebnis. In der technischen Ausführung erfordert eine solche Konzeption, dass sowohl das BHKW als auch die Absorptionskältemaschine den Teillastbereich abdecken können. Eine detaillierte Anlagenausführung bedarf hierzu einerseits einer angepassten Regelung und andererseits der Einbeziehung thermischer Speicher, um zu viele Schaltvorgänge der Schlüsselkomponenten zu vermeiden.

Außerdem ist – wie Abb. 75 zeigt – das Maximum der Primärenergieersparnis nur sehr schwach ausgeprägt und eine kleinere Dimensionierung sowohl des BHKW als auch der Absorptionskältemaschine führt zu nur unwesentlich geringeren Einsparungen.

energetische Parameter	
Gesamteffizienz BHKW	85 %
elektrische Effizienz BHKW	32 %
thermische Effizienz BHKW	53 %
Effizienz Spitzenlastkessel	90 %
COP Absorptionskältemaschine	0,7
COP Kompressionskältemaschine	3,5
Primärenergetischer Wirkungsgrad des Stromnetzes	36 %
Umwandlungsfaktor von Primärenergie in Brennstoff beim Verbraucher	95 %
Kostenparameter	
Stromkosten (Bezug)	18 €-Cent/kWh
Stromvergütung bei Rückspeisung	18 €-Cent/kWh
Brennstoffkosten	5 €-Cent/kWh
Zinssatz	6 %
Lebensdauer	15 a
Planungs- und Installationskosten (in Prozent der Investition für Anlage)	50 %
Wartungskosten (in Prozent der Investitionen für Anlage pro Jahr)	1 %/a
resultierender Annuitätsfaktor bei Abschreibung über Lebensdauer	10,3 %

■ **Abb. 73:** Parameter zur Ermittlung der jährlichen Energiebilanz und Jahresgesamtkosten für das Auslegungsbeispiel Hotel

Die günstigste Dimensionierung hinsichtlich der jährlichen Gesamtkosten zeigt der untere Teil der Abb. 74. Demnach führt eine Auslegung mit einem BHKW mit einer elektrischen Nennleistung von 70 kW und eine Absorptionskältemaschine mit einer Nennleistung von 55 kW zu nahezu der gleichen Primärenergieersparnis (34,9 % im Vergleich zu 36,2 % bei der energetisch günstigsten Dimensionierung), aber zu einer deutlich höheren Kostenersparnis von 30,7 % im Vergleich zur Referenzanlage (verglichen mit 22 %, die bei der energetisch günstigsten Variante erreicht wurden).

Die Abhängigkeit der Kostenersparnis als Funktion der Dimensionierung der Hauptkomponenten BHKW und Absorptionskältemaschine zeigt Abb. 76. Die Abbildung zeigt ein Maximum bei den oben genannten Leistungswerten; dies entspricht einer Dimensionierung des BHKWs auf 45 % der maximal benötigten Wärmeleistung und einer Dimensionierung der Absorptionskältemaschine auf 30 % der maximal benötigten Kälteleistung.

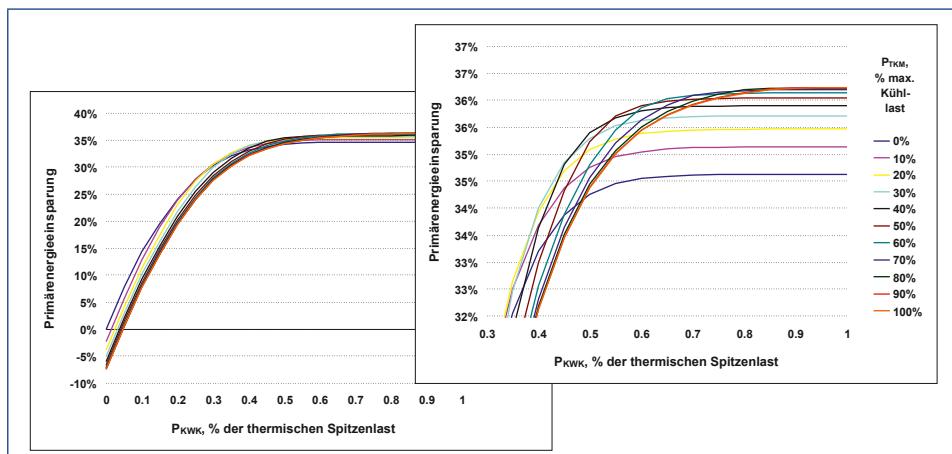
Auslegung mit maximaler Primärenergieeinsparung

elektrische Nennleistung KWK	158 kW
Kälteleistung TKM	167 kW
Primärenergieverbrauch Referenzanlagen	1 135 MWh
Primärenergieverbrauch KWKK mit maximaler Primärenergieeinsparung	724 MWh
eingesparte Primärenergie	36,2 %
Gesamtjahreskosten Referenzanlage	76 900 €
Gesamtjahreskosten KWKK mit maximaler Primärenergieeinsparung	60 000 €
relative Jahresteneinsparung	22,0 %

Auslegung mit maximaler Einsparung an Jahreskosten

elektrische Nennleistung KWK	71 kW
Kälteleistung TKM	50 kW
Primärenergieverbrauch Referenzanlagen	1 135 MWh
Primärenergieverbrauch KWKK mit maximaler Einsparung Jahreskosten	740 MWh
eingesparte Primärenergie	34,9 %
Gesamtjahreskosten Referenzanlage	76 900 €
Gesamtjahreskosten KWKK mit maximaler Primärenergieeinsparung	53 300 €
relative Jahresteneinsparung	30,7 %

■ **Abb. 74:** Ergebnisse der Parametervariation. Der obere Teil der Tabelle zeigt das System, das zur größten Primärenergieersparnis führt und der untere Teil der Tabelle das System, das zur größten Kostensparnis führt.



■ **Abb. 75:** Ergebnis der energetischen Analyse für das Auslegungsbeispiel Hotel. Dargestellt ist die Primärenergieeinsparung bezogen auf das Referenzsystem (bestehend nur aus Kessel und Kompressionskältemaschine) als Funktion der Größe des BHKW (PKWK) für unterschiedliche Größen der thermisch angetriebenen Kältemaschine (PTKM). Der rechte Teil der Grafik zeigt einen vergrößerten Ausschnitt der Ergebnisse

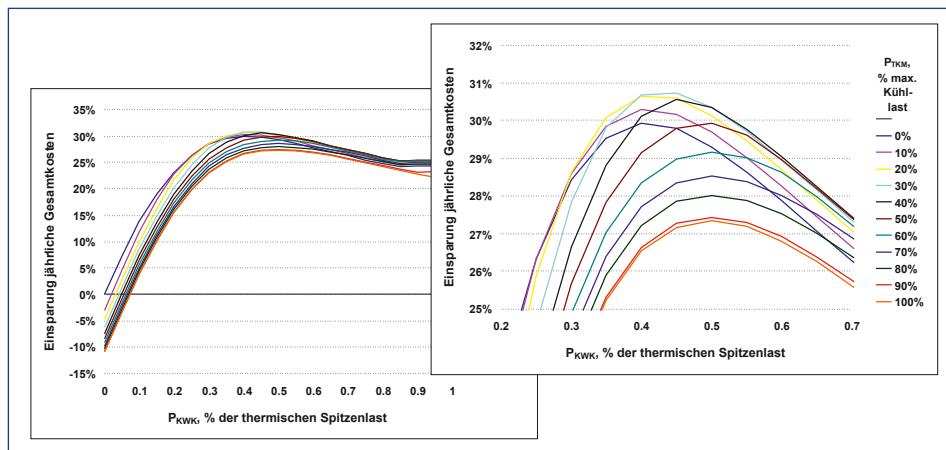


Abb. 76: Ergebnis der Kosten-Analyse für das Auslegungsbeispiel Hotel. Dargestellt ist die jährliche Einsparung an Gesamtkosten bezogen auf das Referenzsystem (nur Kessel und Kompressionskältemaschine) als Funktion der Größe des BHKWs (P_{KWK}) für unterschiedliche Größen der thermisch angetriebenen Kältemaschine (P_{TKM}). Der rechte Teil der Darstellung zeigt einen Ausschnitt im Bereich der maximalen Kostenersparnis

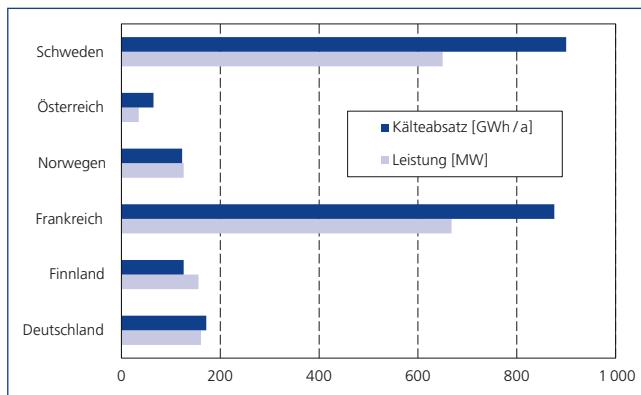
Die oben dargestellte Analyse kann sinngemäß auch auf die Dimensionierung von Anlagen der solaren Klimatisierung übertragen werden. Dabei ist die Untersuchung des Einflusses folgender zentraler Auslegungs- und Dimensionierungsparameter von Interesse:

- Kollektortyp,
- Kollektorgöße,
- Speichergröße (Wärme, Kälte), da bei solarer Kühlung eine zeitliche Ungleichheit von Solarzuläufen und Kühllasten (bzw. Heizlasten) einen wesentlichen Einfluss auf die erreichbare Energieeinsparung hat,
- Back-Up kälteseitig oder wärmeseitig: entweder durch eine Kompressionskältemaschine zur Lastabdeckung bei nicht ausreichender solarer Kältebereitstellung oder durch einen Kessel (oder einen anderen Wärmeerzeuger) bei nicht ausreichender Wärmebereitstellung für die thermisch angetriebene Kälteerzeugung.

3.2 Anwendungen im mittleren bis großen Leistungsbereich

3.2.1 Nah- und Fernkälte

Der betrachtete mittlere bis große Leistungsbereich (hier 250 kW bis mehrere 100 MW) ist systemseitig oft mit Nah- und Fernkältesystemen verbunden. Bei der Fernkälte handelt es sich um eine Kühlenergieversorgung über größere Strecken. Es können ganze Stadtgebiete erschlossen werden. Oft steht die Klimatisierung im Mittelpunkt. Deswegen werden in Europa oft Kaltwassernetze eingesetzt. Nahkältelösungen unterscheiden sich nur dadurch von den Fernkältelösungen, dass die Netze nicht so ausgedehnt sind. Es werden Verbraucher in z.B. einer Industrieanstaltung versorgt.



■ **Abb. 77:** Stand der Fernkälte in Europa im Jahr 2011 [21]

Die Fern- und Nahkälte ist nicht so stark etabliert wie die Fern- und NahwärmeverSORGUNG. Jedoch besteht ein Potenzial in vielen Ländern. Die AGFW-Statistik [20] zeigt einen leichten Anstieg auf 27 bei der Anzahl von Fernkältenetzen in Deutschland im Jahr 2012. Abb. 77 veranschaulicht den Stand der Fernkälte in Europa.

Die Vorteile einer Fern- und Nahkälteversorgung sind:

- Das Versorgungsunternehmen garantiert die Lieferung dem Kunden. Der Kunde wird von vielen fachspezifischen Aufgaben entlastet.
- Das Versorgungsunternehmen kann aufgrund seiner Größe Spezialisten insbesondere für den Betrieb einsetzen.
- Mit zunehmender Anzahl der Verbraucher steigt i. Allg. der Lastausgleich. Dies führt zu einer Reduktion der maximalen Auslegungsleistung.
- Die Erzeugereinheiten müssen nicht am Verbrauchsort errichtet werden.
 - Bodenpreise,
 - allgemeine Technikakzeptanz¹⁹,
 - Beeinträchtigung historischer Stadtbilder,
 - Geräusche und
 - Wasserdampf (Schwadenbildung)
 sind zu beachten. Eine Emissionsminderung ist i. d. R. mit höheren Kosten verbunden.
- Fern- und Nahversorgungssysteme sind eine bewährte und handhabbare Technik.

Als Nachteile der Fern- und Nahkälte sind zu nennen:

- Die Kosten für die Verteilung, Investition in das Rohrleitungssystem und dessen Betrieb, sind relativ hoch. Bei der Errichtung eines Systems sind bei sukzessiver Kundenerschließung Leistungsreserven vorzuhalten.
- Die Verlegung der Rohrleitungen in eng bebauten Gebieten ist u. U. schwierig oder gar nicht möglich.

¹⁹ Eine hohe Akzeptanz ist z. B. in Skandinavien zu beobachten. Europaweit sind Fernkälteprojekte z. B. in den Städten Stockholm, Helsinki, Berlin, Gera, München und Dresden errichtet worden.

3.2.2 Systemkonfigurationen

Grundlagen zur Planung

Über die spätere Wirtschaftlichkeit einer Kälteanlage wird mit der Festlegung der Systemkonfiguration der entscheidende Grundstein gelegt. Aufgrund der zahlreichen Kombinationsmöglichkeiten unterschiedlicher Kaltwassererzeuger, verschiedener Möglichkeiten für die Abführung der Verflüssigerwärme und hydraulischer Schaltungen ist diese Planungsphase mit besonderer Sorgfalt durchzuführen. Die Konzeption einer Erzeugungsanlage (in einem Netz können später mehrere vorhanden sein) hängt im Wesentlichen von nachfolgenden Parametern ab:

- Tages- und Jahresverlauf (im Normalfall Funktion der Außentemperatur und Sonneneinstrahlung) der bereitzustellenden Kälteleistung,
- Möglichkeiten der Energiebereitstellung für den gewählten Standort,
- bauliche Voraussetzungen für die Einordnung der Rückkühlwanlagen,
- Anforderungen an die Versorgungssicherheit bzw. Redundanz,
- Qualifikation und technische Basis des Betreibers.

Grundlage ist die Ermittlung des zu erwartenden Lastverlaufes. Besonders problematisch stellt sich dies für Neuanlagen dar. Erfahrungsgemäß werden die Bedarfswerte der anzuschließenden Abnehmer fast ausnahmslos zu groß angegeben. Da sich mit der Zusammenstellung aller Abnehmerverläufe der Gesamtverlauf für die Erzeugung ergibt, ist eine sehr kritische Prüfung unter Nutzung von Erfahrungswerten angezeigt. Die einfache Übernahme der Maximalangaben von Fachkollegen und die Vernachlässigung von Gleichzeitigkeitsfaktoren führen mit Sicherheit zu einer Überbemessung und damit zu einem unwirtschaftlichen Betrieb bzw. sogar zu Betriebsproblemen in der Teillast. Da in den meisten Fällen schon Abnehmer vorhanden sind, sollte der Aufwand für eine »Vermessung« nicht gescheut werden. Die Überlagerung der Abnehmerkurven lässt sich effektiv nur rechentechnisch (z. B. mit Excel VBA, Matlab) realisieren. Im Ergebnis lassen sich hieraus entscheidende Erkenntnisse ableiten:

- Verläufe stellen die Grundlage für spätere Vergleichsrechnungen für unterschiedliche technische Lösungen dar,
- Ableitung der maximal erforderlichen Erzeugerleistung (diese stellt den Hauptfaktor für die zu tätige Investition dar),
- Analyse des Kälteabsatzes.

Es ist für die Systemkonfiguration von entscheidender Bedeutung, ob beispielsweise nur kurze Spitzen auftreten (z. B. Speichereinsatz) und welche Grundlast bereitgestellt werden muss (Betrachtung der Teillast, Einsatz der freien Kühlung²⁰, Investitionsaufwand für die Abdeckung der Leistungsspitzen).

²⁰ Bei der freien Kühlung werden z. B. Kühltürme genutzt, um mit der Außenluft Kühlenergie bereitzustellen. Aufgrund der Nutzung von Umgebungsenergie ist Elektroenergie für die Umwälzpumpen und ggf. Wasser für die Kühltürme notwendig. Unter Umständen werden hohe Arbeitszahlen dadurch erreicht.

Hinweis: Bei großen bzw. komplexen Systemen sollte eine Anlagensimulation (z. B. mit TRNSYS) durchgeführt werden. Die Simulation des Anlagenverhaltens liefert u. a. die notwendige Antriebsenergie, Leistungsspitzen usw. Eine Optimierung des Gesamtsystems (vergleiche mit Abb. 94) ist auf Basis dieser Ergebnisse gut möglich. Sind die Lasten seitens der Gebäudeklimatisierung unbekannt, kann eine thermische Gebäudesimulation eingebunden werden.

Von der möglichen Energiebereitstellung für den Standort wird entscheidend die Auswahl der Kaltwassererzeuger bestimmt:

- Steht billige Wärme aus der Kraft-Wärme-Kopplung oder technologischen Prozessen zur Verfügung?
- Welche elektrische Leistung kann zu welchem Leistungs- und Arbeitspreis eingesetzt werden?
- Ist überschüssiger Dampf (z. B. Industrieanlagen) vorhanden?

Oft macht gerade in eng bebauter Umgebung die Abführung der Wärme wegen der Schadstoffbildung bei offenen Kühltürmen bzw. der erforderlichen Dachfläche für Trockenkühler die größten Probleme. In allen Fällen ist die maximale Schallemission zu beachten. Auch diese Randbedingung kann die Anzahl der Lösungsvarianten begrenzen.

Unbedingt sind die Forderungen an die Versorgungssicherheit bei der Konfiguration der Erzeugerzentrale(n) sowie bei der Netzgestaltung zu beachten. Es ist leicht nachvollziehbar, dass ein Versorgungsausfall für ein Rechenzentrum oder in der Pharmaindustrie andere Auswirkungen haben als ein einmaliger Anstieg der Raumtemperatur in einem Bürogebäude. Diese Forderungen sind bei der Redundanzbetrachtung (Auswahl und Aufteilung der Maschinenleistung, Reserveleistung) zu beachten.

Auch die Qualifikation des Betreiberpersonals und die ihm zur Verfügung stehenden Möglichkeiten sind bei der Festlegung der technischen Lösung nicht zu unterschätzen. Der Betrieb eines offenen Kühlwasserkreislaufes setzt z. B. umfangreiche Erfahrungen und ein Wasserlabor im »Hintergrund« für regelmäßige Analysen voraus.

Auf der Grundlage der oben aufgeführten Gesichtspunkte ist die optimale Lösungskonfiguration für den ganz konkreten Fall zu ermitteln. Die wesentlichen Punkte sind:

- Auswahl der Kaltwassererzeuger,
- Bestimmung der geeigneten Lösung für die Wärmeabfuhr an die Umgebung,
- Festlegung der Hydraulik (Erzeugerschaltung und Netzhydraulik).

Hinweis: Eine umfassende wirtschaftliche Betrachtung ist nur für das Gesamtsystem möglich.

Auswahl der Kaltwassererzeuger

Auf der Grundlage der ermittelten maximalen Kälteleistung wird unter Beachtung des noch zu erwartenden Ausbaus (Reserve) die Erzeugeraufteilung festgelegt. Je nach den Forderungen an die Versorgungssicherheit ist dabei das Redundanzprinzip $n + 1$ typisch. Das heißt, bei Ausfall eines beliebigen Erzeugers steht noch die maximal erforderliche Leistung zur Verfügung.

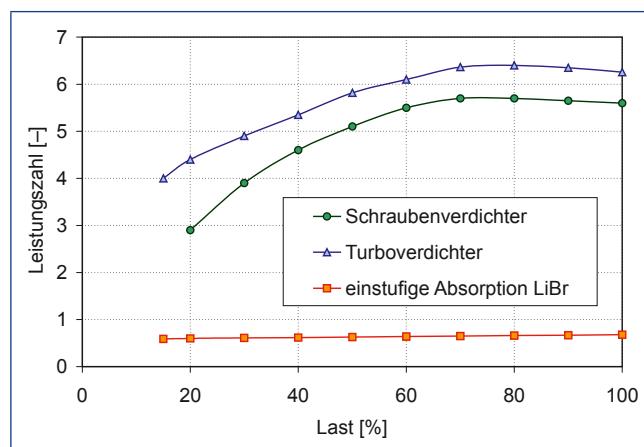
Je nach dem Lastverlauf, den zur Verfügung stehenden Antriebsenergien und der Teillast (Minimallast) sind Lösungsvarianten auszuwählen:

- Kompression (Schrauben- oder Turboverdichter),
- Absorptionskältemaschinen (einstufig, zweistufig, direktbefeuert),
- Dampfstrahlmaschinen,
- Einsatz von Speichern (Erzeuger – Abnehmer).

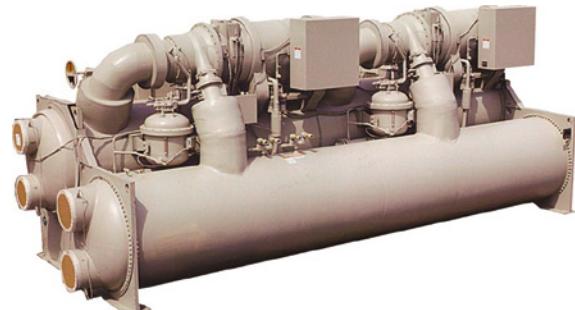
Entscheidend ist die Beachtung der Effizienz aller Erzeuger (Abb. 96) über den gesamten Einsatzbereich zwischen der minimalen und maximalen Kälteleistung.

Im Diagramm (Abb. 78) ist das typische Teillastverhalten für einen Schraubenverdichter (Abb. 79), Turboverdichter (Abb. 80) und einen thermischen Verdichter (Absorptionskältemaschinen → Abs. 2.1.2) dargestellt. Dabei wird zunächst unterstellt, dass pro Kaltwassererzeuger nur ein Verdichter zum Einsatz kommt und es werden Standardparameter (Kaltwasser 6/12 °C, Kühlwasser 26/32 °C) gewählt.

■ **Abb. 78:** typischer Teillastverlauf unterschiedlicher Verdichter bzw. Verfahren



■ **Abb. 79:** Beispiel für Kaltwassersatz mit Schraubenverdichter



■ **Abb. 80:** Beispiel für Kaltwassersatz mit Turboverdichter

Aus Abb. 78 sind nachfolgende Aussagen ableitbar:

- Der Schraubenverdichter liefert aufgrund seiner Konstruktion die vergleichsweise schlechtesten Leistungszahlen im Teillastbereich zwischen 20 und 50 %. Um diesen Nachteil zu kompensieren, werden größere Schraubenkaltwassersätze mit mehreren hermetischen oder halbhermetischen Verdichtern eingesetzt. In der Praxis haben sich Kälteleistungen zwischen 300 und 450 kW pro Verdichter und die Parallelschaltung von bis zu 4 Verdichtern durchgesetzt. Mit dieser Maßnahme wird eine entscheidende Verbesserung erreicht, zumal im Schwachlastbereich die großen Wärmeübertragerflächen, die für den Auslegungsfall bemessen wurden, im Verdampfer und Verflüssiger zur Verfügung stehen.
- Turboverdichter sind den Strömungsmaschinen zuzuordnen. Deshalb sind für die Realisierung der erforderlichen Druckerhöhung entsprechend hohe Laufradgeschwindigkeiten (kinetische Energie) erforderlich. »Klassisch« werden die hohen Drehzahlen mittels Getriebe erreicht. Für die Verbesserung des Teillastverhaltens werden Frequenzumrichter zur Drehzahlanpassung eingesetzt. Ein zweiter Ansatz besteht bei größeren Einheiten darin, Tandemanlagen auszuführen, d.h. pro Kaltwassersatz 2 Verdichter zu installieren.
- Eine sehr interessante Entwicklung wurde mit dem magnetgelagerten Verdichter der Firma Turbocor (Abb. 81) zur Produktionsreife geführt. Die stufenlose Regelung der Drehzahl erfolgt bis 50000 1/min über die Elektronik. Die Verdichter zeichnen sich durch einen minimalen Anlaufstrom (1 ... 5 A) und durch die Ölfreiheit (keine negativen Einflüsse auf das Kältemittel bzw. auf den Wärmeübergang) aus.
- In Abb. 78 erscheint die Leistungszahl für die einstufige Absorption mit Werten zwischen 0,59 und 0,68 sehr gering. Der direkte Vergleich ist jedoch unter Bezug auf Abs. 2.1.2 nicht zulässig, denn der Antrieb wird nicht durch elektrische Energie (reine Exergie), sondern durch Wärme vergleichsweise niedriger Temperatur realisiert. Hinsichtlich des Verhältnisses Aufwand zu Nutzen lassen sich die Leistungszahl ε der Kompression und das Wärmeverhältnis ξ der Absorption durchaus vergleichen. Es wird schnell deutlich, dass sich eine entsprechende Anlage nur bei Einsatz billiger Wärme wirtschaftlich darstellen lässt. Gleichzeitig ist aber auch erkennbar, dass die Reduktion der Leistungszahl bei Absorptionskältemaschinen im Teillastbereich vergleichsweise gering ausfällt.
- Bei der Bewertung bzw. der Einholung von Vergleichsangeboten für Kaltwassererzeuger ist unbedingt zu beachten, ob die Auslegung des Teillastverhaltens für konstante oder nach ARI 550/590-98 mit sinkenden Kühlwassertemperaturen (z.B. bei 26°C im Auslegungsfall, 18,3°C bei $\leq 50\%$) erfolgte. Mit diesem Ansatz wird zwar die Abhängigkeit der Kälteleistung für die Klimatisierung von der Außentemperatur nachvollzogen, bei Parallelschaltung mehrerer Erzeuger ist aber sehr kritisch zu prüfen, ob
 - diese Idealisierung wirklich vertretbar ist und
 - die hierfür erforderliche Regelungsstrategie auch umsetzbar ist.
- Einer geringfügigen Erhöhung der Leistungszahl eines Kaltwassererzeugers ist der Aufwand für gegebenenfalls zusätzliche Antriebe (erforderliche Pumpen) gegenüber zu stellen. Außerdem ist zu berücksichtigen, ob die Absenkung der Kühlwassertemperatur für die entsprechenden Kaltwassertemperaturen technisch umsetzbar ist.



■ **Abb. 81:** Magnetgelagerter Turboverdichter

Eine sehr gute Übersicht zu den Nennkälteleistungszahlen²¹ von Kompressionskältemaschinen gibt die Vornorm DIN V 18599 Teil 7 [22] (Abb. 82, Abb. 83). Es wird der Einfluss des Kältemittels, des Kältekreislaufes, des Kühlkreislaufes und des Verdichtertyps berücksichtigt. Die Leistungszahlen luftgekühlter Maschinen sind niedriger als die der wassergekühlten Maschinen. Hier zeigt sich der Nachteil hoher Temperaturen im Kühlkreis (siehe Abs. 2.1.5).

Kältemittel	Temperatur [°C] Kaltwasseraustritt	mittlere Temperatur [°C] im Verdampfer	Standardwert Nennkälteleistungszahl EER	
			üblicher Leistungsbereich	
			Kolben- und Scrollverdichter 10 bis 1500 kW	Schraubenverdichter 200 bis 2000 kW
R134a	6	0	2,8	3
	14	8	3,5	3,7
R407C	6	0	2,5	2,7
	14	8	3,2	3,4
R410A	6	0	2,4	–
	14	8	3,1	–
R717	6	0	–	3,2
	14	8	–	3,9
R22	6	0	2,9	3,1
	14	8	3,6	3,8

■ **Abb. 82:** Nenn-Leistungszahlen verschiedener Kältemaschinenverdichter mit Luftkühlung in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen (Die Werte sind als Maximalwerte zu verstehen. Es sind ggf. weitere Korrekturen notwendig.)

²¹ Die Nennzahlen sind als maximale Werte zu verstehen. Im realen Betrieb werden geringere Werte erreicht. Die Vornorm liefert deswegen weitere Korrekturfaktoren.

Kältemittel	Temperaturen [°C] Kühlwasser-eintritt/Kühlwasseraustritt	Temperatur [°C] Kaltwasseraustritt	mittlere Temperatur [°C] im Verdampfer	Standardwert Nennkälteleistungszahl EER		
				üblicher Leistungsbereich		
				Kolben- und Scrollverdichter 10 bis 1500 kW	Schraubenverdichter 200 bis 2000 kW	Turboverdichter 500 bis 8000 kW
R134a	27/33	6	0	4,0	4,5	5,2
		14	8	4,6	5,3	5,9
	40/45	6	0	3,1	2,9	4,1
		14	8	3,7	3,7	4,8
R407C	27/33	6	0	3,8	4,2	–
		14	8	4,4	4,9	–
	40/45	6	0	3,0	2,7	–
		14	8	3,6	3,3	–
R410A	27/33	6	0	3,6	–	–
		14	8	4,2	–	–
	40/45	6	0	2,8	–	–
		14	8	3,3	–	–
R717	27/33	6	0	–	4,6	–
		14	8	–	5,4	–
	40/45	6	0	–	3,1	–
		14	8	–	3,7	–
R22	27/33	6	0	4,1	4,6	5,1
		14	8	4,8	5,4	5,7
	40/45	6	0	3,2	3,0	4,1
		14	8	3,8	3,6	4,7

■ **Abb. 83:** Nenn-Leistungszahlen verschiedener Kältemaschinenverdichter mit Wasserkühlung in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen (Die Werte sind als Maximalwerte zu verstehen. Es sind ggf. weitere Korrekturen notwendig.)

Verteilsysteme und Kälteübertragungssysteme

Verteilnetze stellen die Verbindung zwischen der Erzeugung und den Verbrauchern her. Netze sind für den kontinuierlichen Energie- und Stofftransport notwendig. Folgende prinzipielle Möglichkeiten sind bei der Kälteversorgung zu beachten:

- Direkte Kühlung: Das Kältemittel wird bis an den Anwendungsort transportiert. Teilweise sind hohe Füllmengen an Kältemittel die Folge. Aufgrund verschiedener negativer Eigen-

- schaften (Umweltbeeinträchtigung, Giftigkeit, Brennbarkeit usw.) und der hohen Kosten wird diese Lösung wenn möglich vermieden.
- Indirekte Kühlung: Kältemittelkreislauf und Verteilsystem werden mit Wärmeübertrager stofflich getrennt. Aus thermodynamischer Sicht ist die zusätzliche Temperaturdifferenz des Wärmeübertrager ungünstig. Jedoch überwiegen bei großen Systemen (Nah- und Fernkälte) die technischen und kostenseitigen Vorteile. Über 0°C ist der Einsatz von Wasser nahe liegend. Unter 0°C finden Binäreis²² oder Frostschutzmittel-Wasser-Gemische²³ Anwendung. Diese werden nicht weiter betrachtet, da bei thermisch angetriebenen Kältemaschinen und bei der Klimatisierung Netztemperaturen unter 0°C energetisch und kostenseitig nicht sinnvoll sind.

Netzstrukturen und Netzaufbau

Bei Nah- und Fernkältesystemen kommen Zweileiternetze zum Einsatz. D. h., das Netz besteht aus zwei Rohrleitungen. In der Netz-Vorlaufleitung wird kaltes Wasser zum Verbraucher transportiert. Das erwärmte Wasser fließt in der Rücklaufleitung zur Erzeugung zurück. Bei der Verlegung dieser Rohrleitung (Trassenführung) gibt es folgende grundlegende Formen (Abb. 84, [23]):

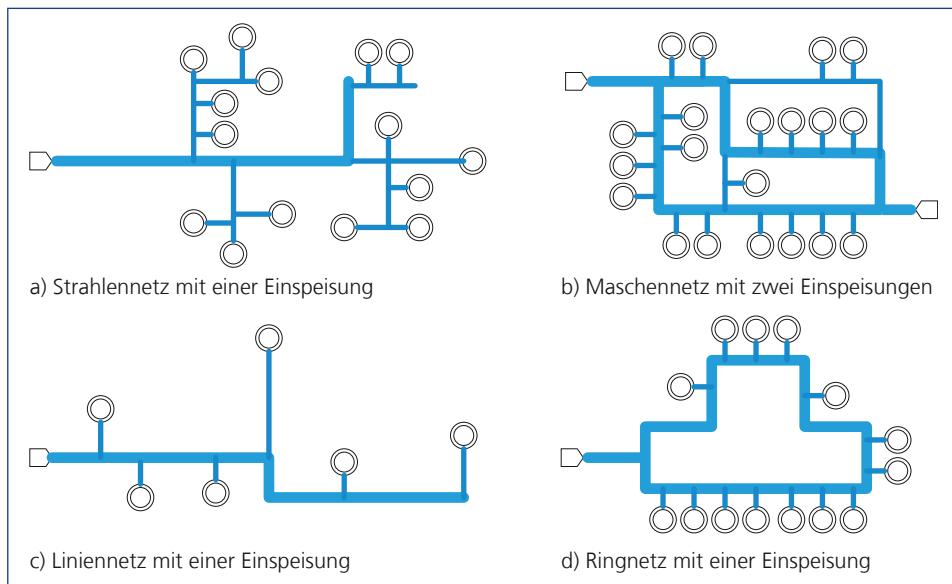
- Strahlennetz: Die Trassenführung verzweigt sich von einem Punkt, in der Regel der Erzeugerzentrale, zu den Verbrauchern. Die Nennweiten nehmen in Richtung der Verbraucher ab.
- Maschennetz: Mindestens zwei Haupttrassenführungen sind mit einer Trasse verbunden.
- Ringnetz: Die Haupttrassenführung bildet einen Ring. Das Ringnetz ist eine Untergruppe des Maschennetzes. Nur eine Masche wird ausgebildet.
- Liniennetze: Typisch ist eine lang gezogene Haupttrassenführung. Stichleitungen gehen zu den jeweiligen Verbrauchern ab. Das Liniennetz ordnet sich als Untergruppe des Strahlennetzes ein.

Vermaschte Netze oder Ringleitungsnetze bieten höhere Sicherheit hinsichtlich des Netzausfalls, da die Versorgung über verschiedene Trassenwege möglich ist. Bei derartigen Strukturen können sich dann Erzeugungseinheiten an verschiedenen Orten befinden. Da jedoch Rohrleitungen mit großen Dimensionen für die Haupttrassen vorgesehen werden müssen, ist diese Lösung kostenintensiver als Strahlennetze. Diese Netze können z. B. sinnvoll bei nicht ausgedehnten Produktionsstandorten mit hohen Anforderungen an die Versorgungssicherheit und -qualität sein. Bei herkömmlichen Netzen mit Verbrauchern die Gebäudeklimatisierungsanlagen betreiben, sind überwiegend Strahlennetze anzutreffen.

Die Trassenführung orientiert sich an der Bebauungsstruktur (z. B. der Straßenführung). Die Erschließung bei erdverlegten Rohrleitungen übernimmt der Tiefbau. Bei der Neuplanung sollte auf eine flexible Erweiterbarkeit, d. h. der nachträgliche Anschluss von Verbrauchern, geachtet

²² Binäreis bzw. Eisbrei ist eine wässrige Suspension mit kleinsten Eispartikeln. Die Partikel sind kleiner als 1,0 mm bzw. oft auch kleiner als 0,1 mm. Im Stoffsystem können noch weitere Additive vorhanden sein. Die Eispartikel werden mit verschiedenen Verfahren erzeugt und sind unter verschiedenen Markennamen verfügbar.

²³ In der Kältetechnik werden derartige Gemische auch als Sole bezeichnet (engl. Low Temperature Fluid, LTF). Der Erstarrungspunkt liegt durch den Zusatz von z. B. Salzen oder organischen Stoffen unter 0°C. Durch weitere Zusätze wird der Korrosionsschutz gewährleistet. Zur Anwendung kommen technische Fluide die in Spezialfirmen hergestellt werden.



■ **Abb. 84:** Netzstrukturen nach Glück

werden. Der Verbraucher wird dann mit zwei Stichleitungen an die Trasse (Vorlauf- und Rücklaufleitung) angeschlossen. Bei der Verlegung der Rohrleitung sind folgende Verfahren möglich:

- Freileitungen (optisch nicht unbedingt akzeptabel),
- kanalgebundene Leitungen: begehbar (z. B. Sammelkanäle) oder nicht begehbar (z. B. Flachkanal),
- kanalfreie Systeme (z. B. Kunststoffmantel-Rohr, flexible Rohrleitungen, Kunststoffmedium-Rohr).

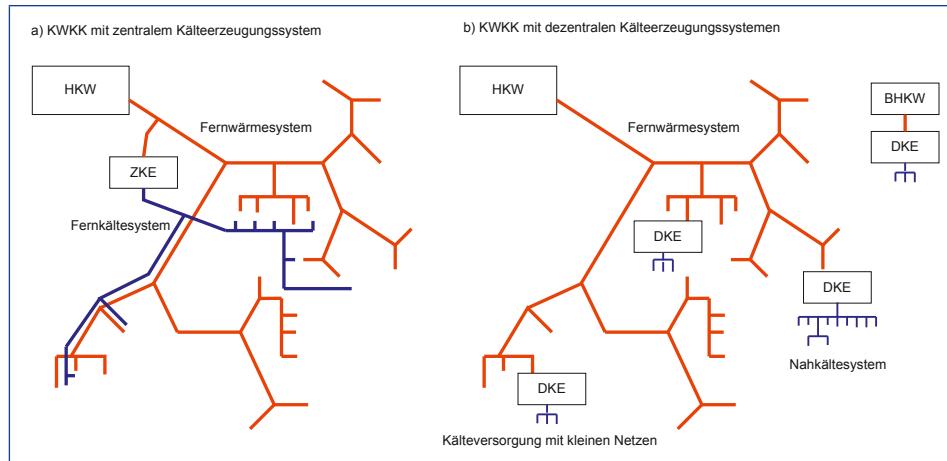
Netze und KWK-Systeme

Bei großen KWK-Systemen ist dem Heizkraftwerk ein Fernwärmesystem nachgelagert. Über das Fernwärmesystem kann die Antriebswärme für die Absorptionskältemaschinen (Abb. 85) zu einer zentralen Kälteerzeugung mit Fernkältesystem, zu dezentralen Kälteversorgungen mit Nahkältesystemen oder einzelnen Verbrauchern transportiert werden. Alternativ kommen auch kleinere und mittlere KWK-Anlagen für die Wärmelieferung bei der dezentralen Kälteerzeugung in Frage. Obwohl beide Systemgruppen (Abb. 85) von ihrer Struktur her ähnlich sind, können folgende spezielle Eigenschaften zugeordnet werden:

- zentrale Kälteerzeugung (ZKE),
 - Kälteerzeugung relativ weit von Verbrauchern entfernt,
 - relativ großes Netz zur Kälteverteilung mit vielen Übergabestationen,
 - Kältenetz mit etwas höheren Verlusten²⁴,

²⁴ Aufgrund der geringeren Temperaturdifferenzen zwischen dem Transportmedium und der Umgebung sind die Netzverluste bei Fernkältesystemen nicht so groß wie z. B. bei Fernwärmesystemen.

- Vorhalten von Leistungsreserven für nachträgliche Anschlüsse von Verbrauchern²⁵,
 - zwei große Netze sind notwendig (Fernwärme und Fernkälte),
 - viele Übergabestationen,
 - teilweiser Einsatz von Wärmeübertragern, zusätzliche Temperaturdifferenzen bei der Verteilung²⁶,
 - potentielle Betreiber: Energieversorgungsunternehmen,
 - Einbindung in die MSR-Technik des HKWs nahe liegend,
 - Umsetzungspotenzial: nicht so hoch im Vergleich zur DKE (Errichtung eines großen Netzes im innerstädtischen Bereich notwendig, baulich und rechtlich u.U. problematisch).
- dezentrale Kälteerzeugung (DKE):
- Fernwärmennetz (i. Allg. groß, wegen der Erschließung städtischer Gebiete) mit Verlusten (unkritischer im Vergleich zum Kältenetz wegen überschüssiger Wärme) und Leistungsreserven,
 - Kälteverteilung mit Nahkältesystem oder Netzen der technischen Gebäudeausrüstung ohne Übergabestationen,
 - Fernwärmeschluss ist gleichzeitig für Heizzwecke nutzbar,
 - potentielle Betreiber: Energieversorgungsunternehmen, Eigentümer, Contractor,
 - Abnahme über zeitgebundene Preise teilweise steuerbar,
 - Umsetzungspotenzial: höher als bei der ZKE (in vielen Städten existieren Fern- und Nahwärmesysteme).



■ Abb. 85: Systematisierung zur Kältebereitstellung

²⁵ Größere Rohrnennenweiten sind wegen der kleineren Temperaturdifferenz zwischen Rück- und Vorlauf im Vergleich zur Fernwärme erforderlich.

²⁶ Je niedriger die Vorlauftemperatur desto mehr Energie wird zur Kälteerzeugung benötigt. Über angepasste Vorlauftemperaturen kann die Kälteversorgung energetisch bzw. exergetisch optimiert werden.

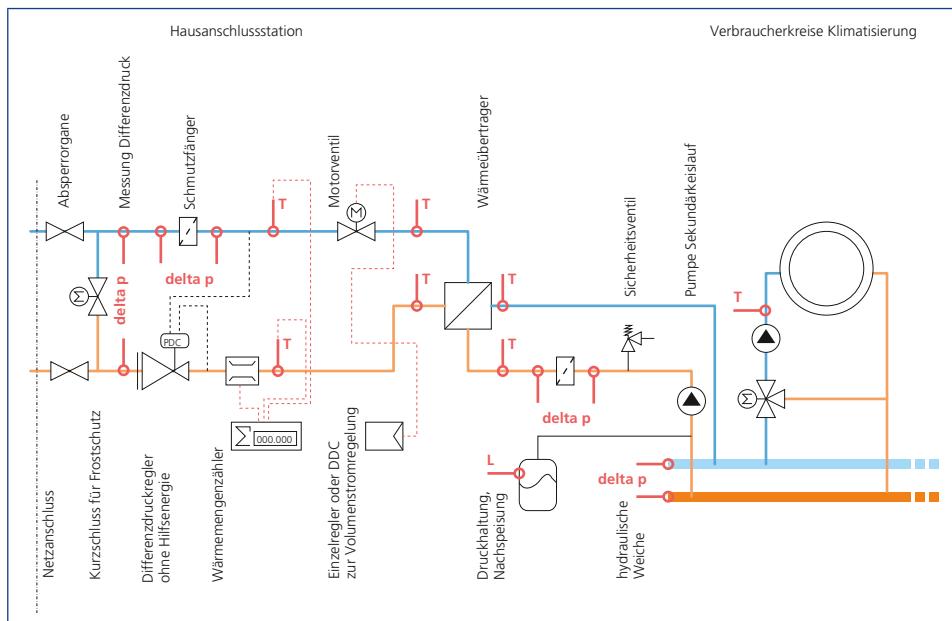
Übergabestationen

Die Übergabestation ist die Schnittstelle zwischen dem Energieversorger (Betreiber des Kältenetzes) und den Anlagen des Verbrauchers. Genau wie bei der Fernwärme unterscheidet man bei der Fernkälte nach der Art der Wärmeübertragung:

- Indirekte Übergabestationen (Abb. 86) besitzen einen Wärmeübertrager zur stofflichen Trennung zwischen dem Netzkreislauf und der Verbraucherkreisläufe. Auf dem Versorgungsweg entsteht eine zusätzliche Temperaturdifferenz, die aus thermodynamischer Sicht ungünstig ist.
- Direkte Übergabestationen liefern das kalte Wasser aus dem Netz in die Anlage des Verbrauchers. Aus Sicht des Netzbetreiber und des Verbraucher dürfen keine Störungen von einem auf das andere System übertragen werden – hier z. B. Leckage.

Die Übergabestationen müssen bzw. sollten mit folgender Technik ausgerüstet sein (vergleiche mit Abb. 86):

- Wärmeübertrager,
- Regler zur Anpassung der Leistung (Volumenstrom, Temperatur) und Stellorgane,
- Druckminderung, Mengenbegrenzung,
- Mess- und Kommunikationstechnik zur Verbrauchsbestimmung (Wärmemengenzähler),
- Mess- und Kommunikationstechnik zur Funktionsüberwachung (Vor- und Rücklauftemperatur, Differenzdruck),
- Sicherheitstechnik, Druckhaltung, Nachspeisung,
- Absperrorgane,
- Entlüftung, Entleerung, Schmutzfänger.



■ **Abb. 86:** Schema einer Station mit indirekter Wärmeübergabe

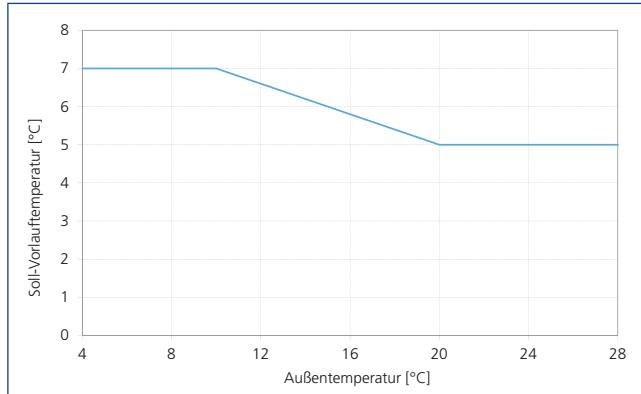
Betrieb von Nah- und Fernkältesystemen

Die Fernkältelelast bei Verbrauchern mit Klimatisierung ist stark von der Außentemperatur abhängig. Deswegen bietet sich eine Sollwertvorgabe für die Netz-Vorlauftemperatur (Abb. 87) und den Netz-Differenzdruck (Abb. 88) an. Mit einer höheren Vorlauftemperatur im Netz zu Schwachlastzeiten kann der energetische Aufwand der Kälteproduktion minimiert werden. Gleiches kann auf den Differenzdruck übertragen. Zu Schwachlastzeiten sind nur geringe Volumenströme notwendig. Deswegen sollten mehrere Netzpumpen eingesetzt und getrennt angesteuert werden. Die Anpassung an stark schwankende Volumenströme erfolgt über die Zu- oder Abschaltung von Pumpen (Kaskade). Um die geforderten Druckverhältnisse im Netz aufrechtzuerhalten, sollte zusätzlich die Pumpendrehzahl geregelt werden.

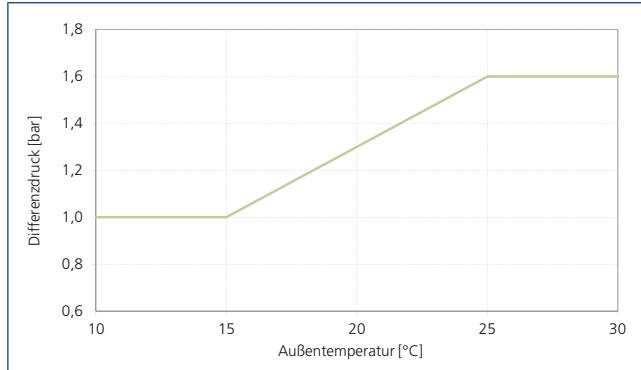
Um das Netz gut auszulasten, ist eine hohe Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf notwendig. Die Rücklauftemperatur hängt jedoch stark vom Betrieb der Abnehmeranlagen ab. Die Teilsysteme müssen hinsichtlich hoher Rücklauftemperaturen optimiert werden. Diese Aufgabe ist keineswegs einfach, da die Verbraucher oft unterschiedliche Anlagen mit wiederum unterschiedlichem Verhalten besitzen. Deswegen sollten vertragliche (siehe unten) und technische Maßnahmen auf der Primärseite der Übergabestation vorgesehen werden. Dabei kristallisieren sich folgende Maßnahmen heraus:

- Reduzierung der Liefermenge,
- kritische Fernüberwachung, Auswertung und Optimierung.

■ **Abb. 87:** Sollwertkurve für die Netzvorlauftemperatur, Beispiel



■ **Abb. 88:** Sollwertkurve für den Netzdifferenzdruck, Beispiel



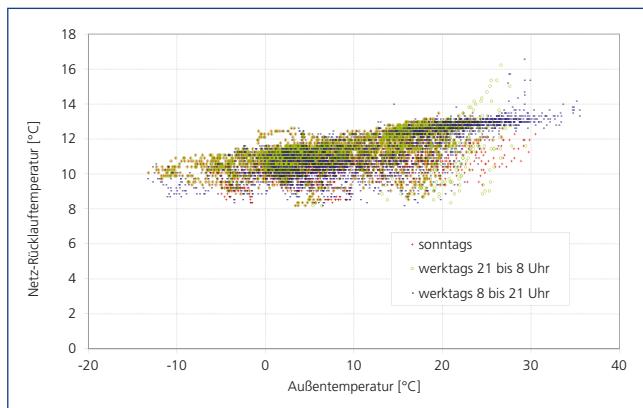


Abb. 89: Ganzjährige Netz-Rücklauftemperaturen eines Fernkältesystems mit hohem Anteil Gebäudeklimatisierung, Unterscheidung nach verschiedenen Benutzungszeiten

Abb. 89 zeigt ein typisches Systemverhalten. Die Netz-Rücklauftemperatur hängt teilweise von der Außentemperatur bzw. von der Netzelast ab. Neben der Außentemperatur ist auch die Benutzung der klimatisierten Räume entscheidend, wobei die gezeigten Messwerte weitgehend ein optimiertes System beschreiben.

In Nah- und Fernkältenetzen erfolgt die Förderung des Kaltwassers, die Druckhaltung, Nachspeisung und Absicherung zentral am Ort der Erzeugung. Die Kälteerzeugungsanlage, die Netztechnik und die Übergabestationen (Teilsysteme, siehe Abb. 90) werden in der Regel mit einer DDC (Direct Digital Control) gesteuert, geregelt und überwacht. Hauptvorteile dieser Technik sind: die Lösung komplexer betriebsrelevanter Aufgaben (z. B. optimaler Netzbetrieb), die Einbindung zentraler oder dezentraler Regler (auch Fremdprodukte), die freie Programmierung und die Erweiterbarkeit.

Die Wärmemengen und ggf. die Leistungen²⁷ werden für jede Übergabestation getrennt erfasst und an den Betreiber übermittelt (Fernauslesung). Auf Basis dieser Messwerte erfolgt die Abrechnung und Betriebsanalyse.

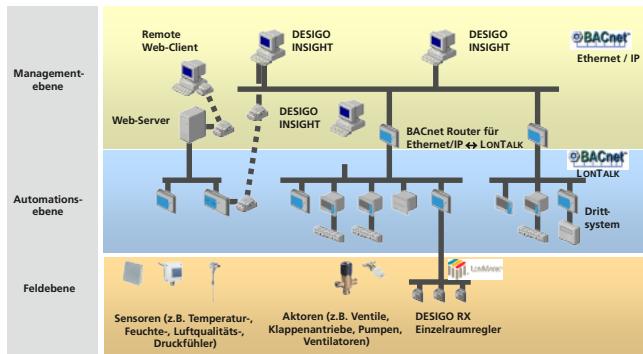


Abb. 90: Ebenen bei der DDC

²⁷ Erfahrungsberichte zeigen, dass Betreiber auch die Rücklauftemperaturen erfassen. Bei zu niedrigen Rücklauftemperaturen werden dann höhere Tarife angesetzt. Dies ist nur bei bestimmten Kältemaschinen (in der Regel Kompressionskältemaschinen) bzw. Systemkonfigurationen möglich. Bei den hier beschriebenen Lösungen mit Sorptionskältemaschinen sollte dem optimalen Netzbetrieb oberste Priorität eingeräumt werden.

Rechtliche Aspekte zur Energieversorgung

Weil oft der Netzbetreiber und der Verbraucher im Netz verschiedene juristische Personen sind, wird die Lieferung und Vergütung vertraglich geregelt. Der Netzbetreiber stellt Technische Anschlussbedingungen (TAB) auf. In diesen TAB werden die Anforderungen für einen Netzanschluss aufgestellt, die im Wesentlichen folgende Punkte enthalten:

- anzuwendende Gesetze, Normen, Richtlinien,
- technische Anforderungen an die Anlage (z. B. Ausrüstung der Übergabestation, z. B. Abb. 86) und den Anschlussraum (z. B. Mindestmaße, Stromanschluss),
- Zutritts- und Benutzungsrechte des Netzbetreibers,
- Parameter der Versorgung (z. B. Vorlauftemperatur, Wasserqualität),
- Bedingungen zur Inbetriebnahme (z. B. Dichtheitsprüfung) und zum Betrieb (z. B. Eingriff in die Anlage),
- Antragsformalitäten.

Nach Prüfung des Antrages entsprechend der TAB und der Preisverhandlungen schließen Verbraucher und Netzbetreiber einen Kälteliefervertrag ab, der folgenden Inhalt ausweist:

- allgemeine Vertragsinhalte (z. B. Vertragspartner, Vertragszeit, Haftung, Versicherung,
- Übertragung dieses Vertrages auf Dritte, Klauseln, weitere Vertragsbestandteile),
- Pflichten und Leistungen des Kältelieferanten (Netzbetreiber),
 - Planung, Errichtung, Betrieb des Netzanschlusses,
 - maximale Leistung, Vorlauftemperatur,
- Pflichten und Leistungen des Kälteabnehmers (Verbraucher),
 - Zutrittsrecht, Dienstbarkeit,
 - Rücklauftemperatur, Mindestabnahme,
 - kostenfreie Nutzung der hauseigenen Medien,
- Leistungs- und Liefergrenzen,
- Messung, Abrechnung, Bezahlung, Fehler bei der Ermittlung, Preisänderung,
- Überprüfung, Wartung, Havariefall, Ersatzlieferung.

Die Preisbildung kann nach einem Grundpreis (Preis für die Anschlussleistung in €/kW), einem Arbeitspreis (Preis für die übertragene Wärme in €/kWh) und einem Verrechnungspreis (Festbetrag in €/a) erfolgen. Hierfür sind z. B. Musterverträge vom AGFW (Arbeitsgemeinschaft für Wärme und Heizkraftwirtschaft) verfügbar. Es gilt weiterhin die Verordnung über Allgemeine Bedingungen für die Versorgung mit Fernwärme [24].

Einsatz von Kurzzeitspeichern

Der Einsatz von großen Kurzzeitspeichern²⁸ war in der Vergangenheit auf Systeme mit Kompressionskältemaschinen begrenzt (vergleiche mit Abs. 4.3.3). Folgende Betriebsweisen [25] und die englischen Bezeichnungen sind auf diesen Umstand zurückzuführen. Im Mittelpunkt der Bestrebungen stand die Kostensenkung bei zeit- oder lastabhängigen Tarifen. Die Kompressionskältemaschinen sollen dann in der Niedertarifzeit (base load) betrieben und/oder tagsüber bestimmte Elektrolasten nicht überschreiten.

²⁸ Es sind sehr viele Speichertechniken anwendbar. Das komplette Spektrum der physikalischen und technischen Möglichkeiten ist in [26] und [27] beschrieben.

- Partial storage operation strategy (Teillastdeckung durch den Speicher): Kältemaschinen und Speicher übernehmen gemeinsam die Versorgung in der Spitzenlastzeit.
 - Load-levelling (Lastausgleich): Die Kältemaschinen laufen zur Spitzenlastzeit auf Volllast. Der Speicher übernimmt die Deckung der Spitzenlast (Abb. 91).
 - Demand-limiting (Bedarfsbegrenzung): Die Kältemaschinen arbeiten während der Spitzenlastperiode mit reduzierter Leistung, während der Speicher die restliche Leistung zur Verfügung stellt (Abb. 92). Die reduzierte Leistung der Kältemaschinen könnte z.B. durch vertragliche Vereinbarungen zur maximalen elektrischen Last bestimmt werden.
- Full storage operation strategy (Volllastdeckung durch den Speicher): Der Speicher übernimmt in der Spitzenlastzeit 100 % der Versorgung (Abb. 93).

Grundsätzlich ist die maximale Leistung aller Kältemaschinen kleiner als die maximale Netzlast. Bei Änderung der Strategie steigt die benötigte Leistung der Kältemaschinen (vergleiche die Abb. 91, Abb. 92, Abb. 93). Die Größe des Speichers nimmt analog zu, weil sich die Versorgung durch den Speicher erhöht (vergleiche die Flächen für die Be- und Entladung des Speichers in Abb. 91, Abb. 92, Abb. 93). Bei den gezeigten Strategien handelt es sich eigentlich um eine Verschiebung der zulässigen Kältemaschinen-Leistung während der Spitzenlastperiode. Die Grenzfälle sind dann in Abb. 93 (0 % Kältemaschinen-Leistung) und Abb. 91 (100 % Kältemaschinen-Leistung) dargestellt.

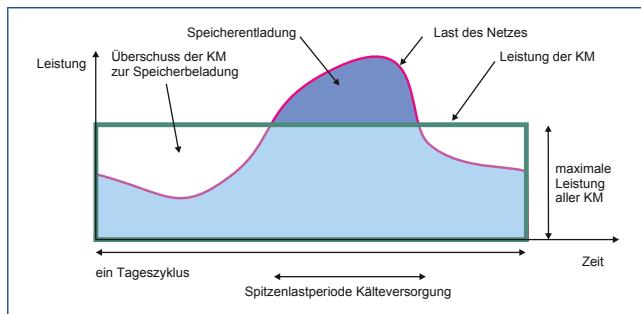


Abb. 91: Lastausgleich: Die Kältemaschinen laufen zur Spitzenlastzeit auf Volllast. Der Speicher übernimmt die Deckung der Spitzenlast.

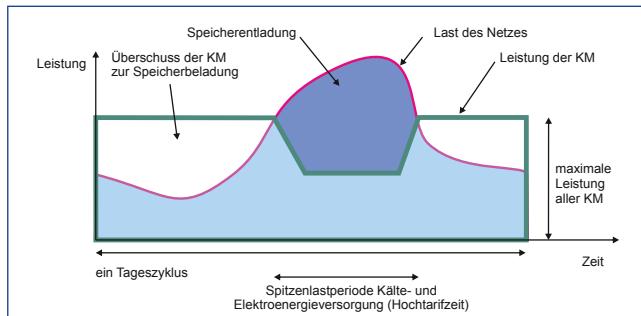
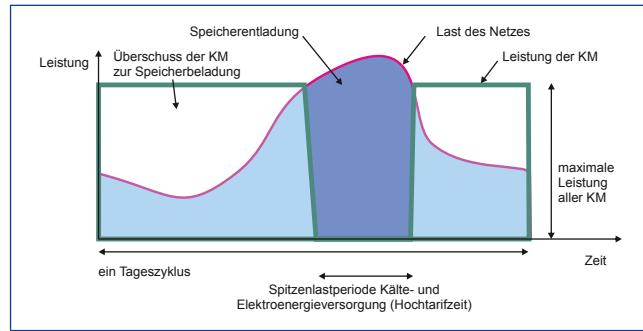


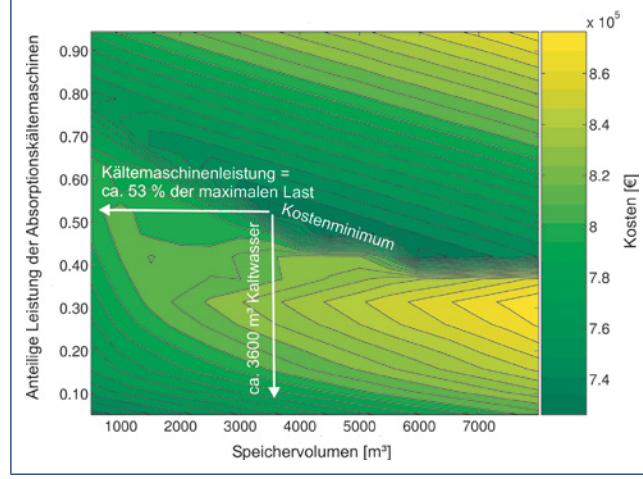
Abb. 92: Bedarfsbegrenzung: Die Kältemaschinen arbeiten während der Spitzenlastperiode mit reduzierter Leistung, während der Speicher die restliche Leistung zur Verfügung stellt.

■ **Abb. 93:** Volllastdeckung durch den Speicher: Der Speicher übernimmt in der Spitzenlastzeit 100 % der Versorgung.



Über den Lastausgleichsbetrieb (Load-levelling) lassen sich erhebliche technische, wirtschaftliche und ökologische Vorteile erreichen [28], [29], [26], [30]. Abb. 94 zeigt, dass bei optimaler Systemauslegung von Absorptionskältemaschinen und Kaltwasserspeichern erhebliche Kostenreduktionen im Vergleich zur herkömmlichen Auslegung mit Absorptions- und Kompressionskältemaschinen (vergleiche mit Abb. 118) möglich sind. Der Vergleich zur alleinigen Versorgung mit Kompressionskälte ist in [26] dargestellt. Der Unterschied zum hier dargestellten Minimum ist relativ gering und muss für jeden Fall überprüft werden, da die vielen Parameter (z. B. verbrauchsgebundene Kosten) hohen Einfluss haben. Abs. 4.3.3 erläutert die technischen und ökologischen Vorteile anhand einer ausgeführten Anlage.

■ **Abb. 94:** Jahresgesamtkosten nach VDI 2067, Systemstudie für große Kälteversorgungen (Kälteabsatz ca. 12 GWh/a, maximale Netzlast ca. 11 MW) mit Absorptionskältemaschinen in Kombination mit Kaltwasserspeichern



3.2.3 Effizienz, Kosten, Wirtschaftlichkeit

Große Systeme unterscheiden sich stark im Aufbau und in der Funktion. Es ist daher schwierig spezifische Systemkosten zu ermitteln. Dies ist nur in vergleichenden Systemstudien unter Annahme vieler Randbedingungen möglich. Es wird deswegen versucht die wichtigsten Kennwerte auszuweisen und das Vorgehen in groben Zügen zu beschreiben.

Aus Gründen des Umfangs wird auf [31] verwiesen. Dort sind die Bestimmungsmethodik und viele Funktionen für die entsprechenden Bauteile (z. B. Kältemaschinen, z. B. Abb. 95) und Parameter für Betriebskosten vorgestellt²⁹. Die Investitionskostenrechnung führt man dann auf Basis der VDI 2067 durch [32]. Es wird untersucht, welche Kälteversorgungsvariante die niedrigsten Jahresgesamtkosten³⁰ ausweist. Im Laufe des Planungsprozesses sollte die Unsicherheit über die zu erwartenden Kosten abnehmen. Folgende Phasen der Kostenanalyse sind typisch: Kostenschätzung, Kostenberechnung, Kostenanschlag, Feststellung. Diese Prozedur ist besonders für die Planung der bereitzustellenden finanziellen Mittel und ggf. für Förderanträge wichtig.

Für die besprochenen Kältemaschinen weist Abb. 96 typische Kennwerte aus. Sind Abschätzungen zur KWKK notwendig, kann Abb. 97 hinzugezogen werden. Besonders ist darauf zu achten, ob die spezifischen Kosten die periphere Technik enthalten (Abb. 95). Wiederum ist dann zu berücksichtigen, dass bei Absorptionskältemaschinen mehr Abwärme abgeführt werden muss (Abb. 21).

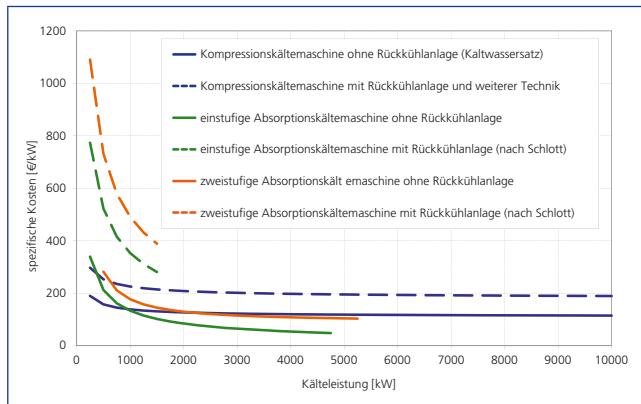


Abb. 95: spezifische Investitionskosten für Kompressions- und Absorptionskältemaschinen

Ein weiteres Verfahren zur Bestimmung des Energieverbrauchs ist in der Vornorm DIN V 18599 Energetische Bewertung Teil 7 Endenergiebedarf von Raumlufttechnik- und Klimakältesystemen für den Nichtwohnungsbau [22] beschrieben. Die Motivation liegt in der planerischen und vergleichenden Bestimmung des Energiebedarfs von Gebäuden. Die Kälteanlage wird als Teil der technischen Ausrüstung aufgefasst. Diese Vornorm ist auch auf große Nichtstandardsysteme anwendbar, da z. B. der Energieaufwand für die Pumpen separat ermittelt wird. Neben einer Systematisierung der Systeme werden viele produktunabhängige Parameter (z. B. mittlere Teillastfaktoren, Nennkälteleistungszahlen) angegeben (Abb. 82, Abb. 83, Abb. 20).

²⁹ Wenn derartige Kennwerte angesetzt werden, ist zu beachten, dass Fehler durch folgende Sachverhalte entstehen können: unterschiedlicher Leistungsumfang (z. B. spezifische Kosten mit oder ohne Kühlturn), Zeit der Bestimmung, Gültigkeit für ein bestimmtes Vertriebsgebiet, Preissteigerung in den letzten Jahren.

³⁰ In den Jahresgesamtkosten werden Kapitalkosten (Bestimmung über die Annuitätenmethode), verbrauchsgebundene Kosten, betriebsgebundene Kosten und Sonderkosten (z. B. Gebühren) addiert.

		LiBr-H₂O AbKM (SE)	LiBr-H₂O AbKM (DE)	H₂O-NH₃ AbKM (SE)	H₂O-Silicagel AdKM	Dampfstrahl-KM	H₂O-Silicagel DEC
Anwendungsgebiet		KW	KW	PK	KW	KW	Lüftung
Temperatur Kaltwasser-Austritt	min. [°C] max. [°C]	5 25	5 25	-50 5	7 14	2 21	
Temperatur Kühlwasser-Eintritt	min. [°C] max. [°C]	16 45	16 45		28 32		
Temperatur Heizmedium-Eintritt	min. [°C] max. [°C]	75 140	140 170	100 160	55 95	85 180	65 90
Eignung Fernwärme		++	-	-	+	+	+
Minimallast	min. [%] max. [%]	10 20	10 50	10 20			
COP (100 %)	min. [-] max. [-]	0,55 0,75	0,8 1,2	0,35 0,65	0,4 0,6	0,2 1,2	0,5 0,7
COP (50 %)/ COP (100 %)	min. [-] max. [-]	1 1,1	1	1 1,1			
Minimale Anfahrzeit Kaltstart	min. [min] max. [min]	720	720				
Minimale Anfahrzeit Warmstart	min. [min] max. [min]	5 30	5 30				
Kälteleistung	min. [kW] max. [kW]	100 6000		10 100		35 3 500	
Investitionskosten	min. [€/kW Kälte] max. [€/kW Kälte]	250 300	300 350	500 1 250	350 3 000	75 250	325 650

■ **Abb. 96:** Kenndaten zu thermisch angetriebenen Kältemaschinen zur Erzeugung von Kaltwasser (KW), Prozesskälte (PK) und Klimatisierung

KWK/KWKK-Technologie	Leistungsbereich	zur Zeit realisierbare Wirkungsgrade	Zukünftig realisierbare Wirkungsgrade	Temperatur der Abwärme	Verhältnis elektrische Leistung zu Wärmeleistung	maximal möglicher COP bei den AbKM
Dampfkreislauf mit Dampfturbine	ab 0,1 MW	10 bis ca. 30 %		sehr flexibel 60 bis 400 °C	sehr flexibel	1,3
Gas-Ottomotor	0,1 bis 7,7 MW	26 bis 44 %	46 %	250 °C (ca. 50 %) 100 °C (ca. 50 %)	ca. 1,0	1
Dieselmotor (Heizöl)	0,1 bis 17 MW	28 bis 46 %	48 %	250 °C (ca. 50 %) 100 °C (ca. 50 %)	ca. 1,2	1
Gas-Heizöl-Zündstrahlmotor	0,03 bis 16,6 MW	35 bis 45 %	48 %	250 °C (ca. 50 %) 100 °C (ca. 50 %)	ca. 1,2	1
Gasturbine	ab 0,03 MW	20 bis 40 %	43 %	450 bis 600 °C	ca. 0,8	1,3
Brennstoffzelle	bis 0,32 MW	bis 48 %	65 %	400 bis 600 °C	ca. 1,0	1,3

■ **Abb. 97:** Übersicht zu Wärme-Kraft-Maschinen im Leistungsbereich von 0,1 bis 40 MW, Stand 7/2005³¹

³¹ tendenzielle Angaben nach MCFC und SOFC Anlagen

4 Ausgeführte Anlagen

4.1 Nutzung solarer Wärme

Für eine umfassende Nutzung regenerativer Energien ist die Verwendung solarer Wärme für thermisch angetriebene Klimatisierung und Kälteversorgung eine der möglichen Optionen. Dadurch wird eine deutliche Verringerung des Einsatzes fossiler Brennstoffe erwartet. Indikation für eine sinnvolle Nutzung solarer Wärme ist die offensichtliche saisonale Übereinstimmung zwischen solarem Strahlungsangebot und Klimatisierungsbedarf. Die überwiegende Deckung des Klimatisierungsbedarfs mit elektrisch angetriebener Kompressionskälte hat in einigen Mittelmeer-Anrainerstaaten in den vergangenen Sommern immer wieder zu Engpässen in der Stromversorgung geführt; eine Teil-Substitution elektrisch versorger Klimatisierung mit solarthermisch angetriebener Klimatisierung ist daher sinnvoll. Allerdings sind die Zusammenhänge bei näherer Betrachtung komplex:

Solar unterstützte sommerliche Kühlung und Klimatisierung adressiert hauptsächlich den Kühlbedarf, der durch Wärmeeinträge durch die Gebäudehülle entsteht sowie die Abfuhr innerer Wärmelasten, die in etwa mit dem Strahlungsangebot korrelieren; letzteres sind beispielsweise Wärmelasten durch Personen, die sich tagsüber im Gebäude aufhalten. Je nach Gebäudeausführung und thermischer Trägheit des Gebäudes ergeben sich zeitliche Verschiebungen zwischen solarthermisch bereitgestellter Wärme und Kühllastanforderung, die mittels Zwischenspeicherung von Wärme und Kälte ausgeglichen werden müssen. Die Ausprägung dieser zeitlichen Verschiebung bestimmt die Speichergrößen und die Notwendigkeit eines Zusatzsystems zur Kälteversorgung ohne solarthermische Wärme. Abb. 98 zeigt als Beispiel für

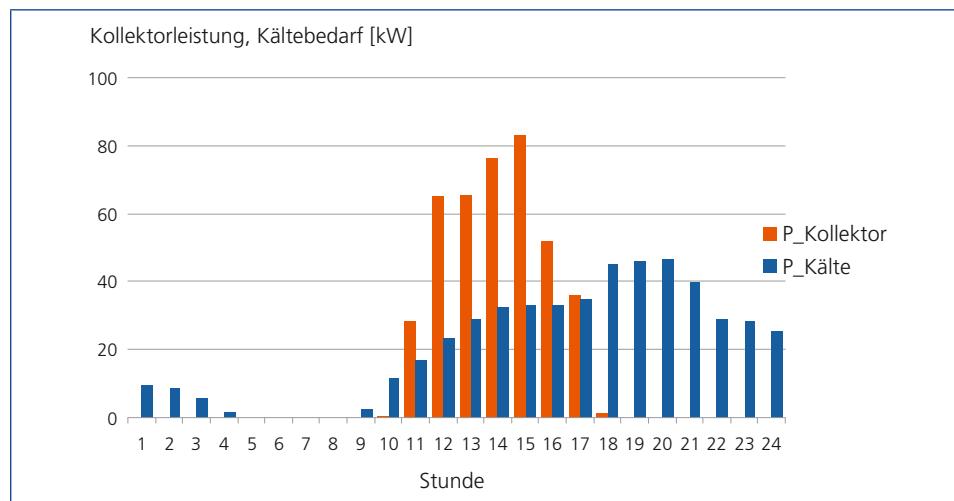


Abb. 98: Tagesprofil der Leistung des Kollektorfeldes (170 m² Vakuumröhren-Kollektoren) und einer Adsorptionskältemaschine mit 70 kW Nennkälteleistung; die Anlage ist in einem Laborgebäude des Universitätsklinikums Freiburg installiert. Gezeigt sind Messwerte eines Augusttages in 2004. Die Kühllast setzt sich aus Wärmeeinträgen aus der Gebäudehülle und aus inneren Betriebslasten zusammen. Bei nicht ausreichender solarer Wärme wird Wärme aus dem Dampfnetz des Klinikums zum Antrieb der Kältemaschine zugeführt.

die Verschiebungen zwischen solarer Wärmeerzeugung und Kälteanforderung ein Tagesprofil gemessener thermischer Leistung des Kollektorfeldes und Kälteleistung in einer realisierten Anlage.

Aus den mehr oder weniger stark ausgeprägten Verschiebungen zwischen den zeitlichen Profilen solarthermischer Wärmeleistung und Kälteanforderung resultieren höhere Anforderungen an Auslegung und Ausführung von Systemen der solaren Klimatisierung als bei herkömmlichen Systemen.

Nach ersten Versuchen der solarthermisch angetriebenen Klimatisierung in den 70er Jahren des vergangenen Jahrhunderts erfolgte ca. ab 1990 eine größere Anzahl von Installationen [53] überwiegend auf europäischer Ebene. Kennzeichnend für diese Periode war, dass kaum kommerzielle Planer zur Verfügung standen, die ausreichende Planungskenntnisse sowohl auf der kältetechnischen Seite als auch auf der solarthermischen Seite vereinen konnten. Die Erfahrungen auf der kältetechnischen Seite waren überdies von leistungs- und temperaturstabilen thermischen Antriebsquellen wie beispielsweise Gaskesseln bzw. elektrisch betriebenen Kaltwassersätzen geprägt. Aus diesem Grund wurde häufig auf eine wissenschaftliche Institution zur Planungsunterstützung zurückgegriffen.

Der Planungsprozess erfolgte für jede Anlage individuell, allgemeine Planungsrichtlinien oder Planungsempfehlungen existierten noch nicht. Erst mit einem Planungshandbuch zur solaren Kühlung, das in 2004 im Rahmen des IEA Task 25 [11] publiziert wurde, standen erste allgemeine Hinweise für eine Planungsunterstützung solarthermischer Klimatisierung zur Verfügung. Das Planungshandbuch erschien 2013 in einer stark überarbeiteten Neuauflage [33].

Erfahrungen zu systemtechnischen Aspekten

Die Einbindung eines solarthermischen Wärmeerzeugers bedeutet eine zunehmende Komplexität der thermisch angetriebenen Kälteversorgung. Die Erfahrung aus realisierten Anlagen zeigt, dass auf eine hydraulisch einfache Systemlösung geachtet werden sollte; zu komplexe Schaltungsvarianten erschweren die korrekte Regelung und Steuerung des Systems. Schwerpunkt der Systemoptimierung sollte daher eher auf der adäquaten Auslegung und Steuerung der Einzelkomponenten des hydraulischen Systems liegen (Pumpensteuerung, Regelung des Rückkühlwerkes usw.). Ein Beispiel für ein Regelkriterium des Kollektorkreises zeigt Abbildung 99. Die Abbildung enthält für einen hocheffizienten Flachkollektor mit Doppelverglasung die Kollektor-Wirkungsgradkennlinie zu einer festgelegten Umgebungstemperatur und für drei unterschiedliche Einstrahlungswerte; ebenfalls für festgehaltene Kühlwassereintrittstemperatur und Kaltwasseraustrittstemperatur ist für eine marktverfügbare Absorptionskältemaschine das Wärmeverhältnis (COP) als Funktion der Antriebstemperatur aufgetragen. Zusätzlich ist das Produkt der Effizienzkurven $\eta_{\text{Kollektor}}$ und COP, hier als COP_{solar} bezeichnet, eingetragen. Trotz sinkendem Kollektorkennungsgrad bei höheren Betriebstemperaturen zeigt das Bild, dass der COP_{solar} bei hohen Einstrahlungsleistungen für zunehmende Betriebstemperaturen ansteigt; eine Regelung auf möglichst hohe Antriebstemperaturen ist hier also sinnvoll. Bei niedrigen Einstrahlungsleistungen ergibt sich in dieser Kombination kein energetischer Vorteil für eine höhere Antriebstemperatur. Die Regelung muss daher auf veränderte Rahmenbedingungen (Einstrahlung, Kühlwassertemperatur etc.) Rücksicht nehmen. Ein solches Verfahren ist aber nur anwendbar, wenn nicht zeitgleich zusätzliche Wärme aus anderen Wärmequellen mit festgelegter Rücklauftemperatur zur Anwendung kommt (z.B. Gaskessel, Abwärmenutzung, Kraft-Wärme-Kopplung).

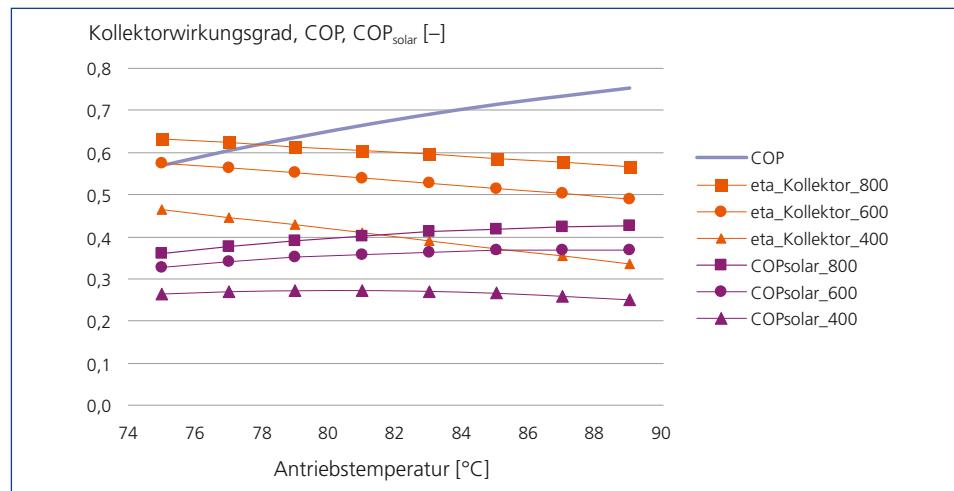


Abb. 99: Einen Hinweis zur Regelung der Kollektoraustrittstemperatur gibt das Produkt aus Kollektorwirkungsgrad und Wärmeverhältnis COP der Kältemaschine für den aktuellen Betriebszustand (hier: 800–400 W/m² Einstrahlung, 25°C Umgebungstemperatur, 9°C Kaltwassertemperatur und 27°C Kühlwassertemperatur). Trotz sinkendem Kollektorwirkungsgrad steigt bei hohen Einstrahlungsleistungen und höheren Antriebstemperaturen die Gesamteffizienz an. Das Bild enthält die COP-Kurve einer marktverfügbarer LiBr-Absorptionskältemaschine und die Wirkungsgradkurven eines doppelverglasten Flachkollektors als Funktion der Kollektoraustrittstemperatur (hier gleichgesetzt mit Antriebstemperatur der Kältemaschine).

Abbildung 100 zeigt schematisch eine mögliche hydraulische Vereinfachung einer Anlage zur solarthermischen Kühlung. Das obere Bild stellt eine häufig verwendete Verschaltungsvariante dar: solare Wärme kann in einem Puffer zwischengespeichert oder, bei ausreichend hoher Temperatur, direkt für den Antrieb der Kältemaschine genutzt werden. Betriebserfahrungen zeigen jedoch, dass in solchen Lösungen infolge Regelungstechnischer Schwierigkeiten die Nutzung des Speichers stark herabgesetzt wird und die hohe Investition für dieses Bauteil nicht adäquat genutzt wird. Im unteren Bild wird daher die Pufferwirkung des Speichers immer beansprucht, das 3-Wege-Ventil entfällt. Damit die notwendige Antriebstemperatur für die Kältemaschine schnell verfügbar ist, kann der Pufferspeicher eventuell verkleinert (Kurzzeitpuffer) und der Kältespeicher dafür vergrößert werden. Im Fall geringer Kühlansforderung aus dem Gebäude wird Kälte zwischengespeichert.

Wegen des Wärmeverhältnisses der Kältemaschine (COP < 1) ist eine Kältespeicherung effektiver als eine Wärmespeicherung. Zusätzlich wird vorgeschlagen, die Hilfswärmequelle nicht sofort bei einem Absinken der Speichertemperatur unterhalb der geforderten Antriebstemperatur zu aktivieren, sondern erst wenn die operative Raumtemperatur T_{op} den Sollwert um einen Wert ΔT übersteigt. Damit lässt sich der Einsatz fossiler Brennstoffe für die Kühlung verringern. Wie hoch der Einsatzpunkt der fossilen Zufuhr liegen kann, oder ob eventuell ganz auf den Einsatz des Gasbrenners für Kühlzwecke verzichtet werden kann (solar-autonome Kühlung), ist vom Kühllastprofil und von den Nutzungsgesetzen abhängig. Der gestrichelte Bereich im unteren Bild deutet an, dass eventuell auch bei Ausbildung des Kollektorkreises als Nur-Wasser System der Solarwärmeübertrager und die zugehörige Pumpe eingespart werden kann, wenn die Druckverhältnisse im System es zulassen. Als Frostschutzmaßnahme wird hier

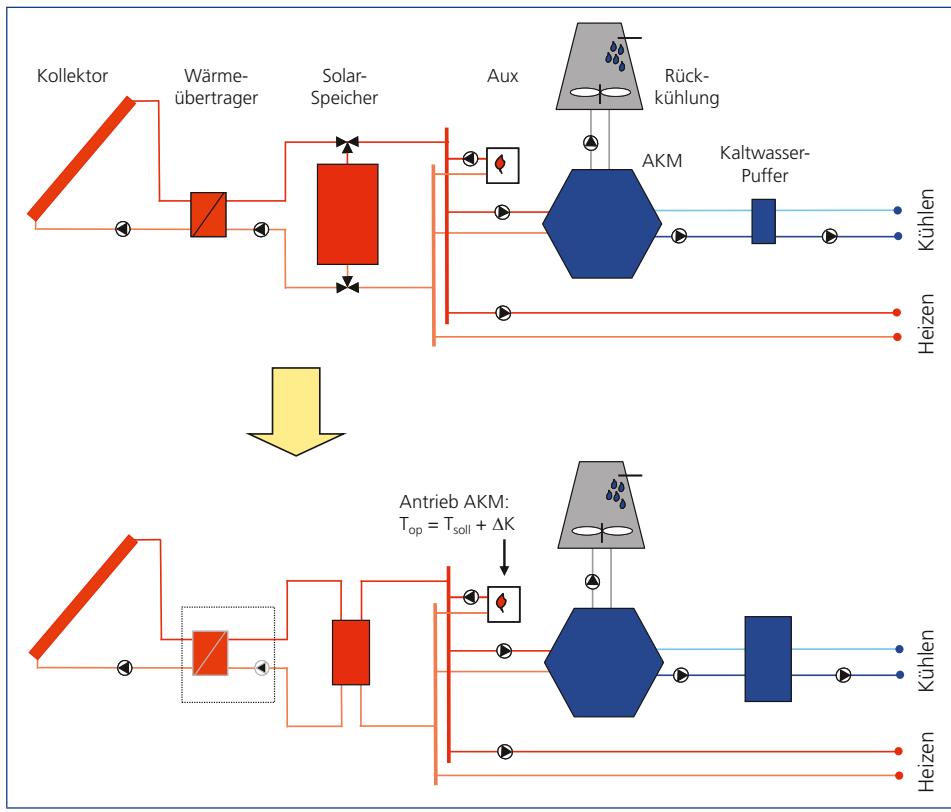


Abb. 100: Schema einer Anlage zur solaren Kühlung (oben) und mögliche konzeptionelle Verbesserungen; nähere Erläuterung im Text. AKM = Adsorptions- bzw. Absorptionskältemaschine, Aux = Hilfswärmequelle zum Heizen und Kühlen.

bei niedriger Fluidtemperatur der Kollektorkreis kurzzeitig gestartet. Solche Systeme sind in Verbindung mit Vakuumröhren-Kollektoren prinzipiell durchführbar; ein großes Kollektorsystem mit dieser Betriebsweise für die Anwendung solar unterstützter Klimatisierung wird derzeit in einem Demonstrationsvorhaben untersucht [34].

Aus primärenergetischer Sicht ist – wie bereits in Kapitel 3.1.2 »Primärenergetische Betrachtung« diskutiert – der Einsatz fossiler Brennstoffe für den thermischen Antrieb von Kältemaschinen kritisch zu sehen, wenn als Vergleich eine Kälteversorgung mit einer elektrisch angetriebenen Kompressionskältemaschine herangezogen wird:

- die solar erzeugte Wärme im thermisch angetriebenen System muss – je nach Arbeitszahl der Kompressionskältemaschine im Vergleichssystem und nach COP der thermisch angetriebenen Kältemaschine – gegebenenfalls mehr als 70 % der gesamten benötigten Antriebswärme decken. Dies erfordert eine sorgfältige Dimensionierung des Gesamtsystems. Die Situation entspannt sich, wenn statt Nutzung eines Gaskessels Abwärme oder Wärme aus Kraft-Wärme-Kopplung als Hilfswärmequelle verfügbar ist,
- alternativ wird auf eine Hilfswärmequelle für den thermischen Antrieb der Kältemaschine verzichtet, stattdessen wird als Back-up eine elektrisch betriebene Kompressionskälte-

maschine eingesetzt. Sobald solare Wärme verfügbar ist, wird durch den thermischen Betrieb Primärenergie eingespart,

- die sommerliche Raumkühlung/-klimatisierung erfolgt ausschließlich mit solarer Wärme (solarthermisch autonome Kühlung). Dies führt zur höchsten Primärenergieeinsparung, allerdings kann nicht zu jedem Zeitpunkt die Einhaltung vorgegebener Raumluftzustände garantiert werden. Eine solche Lösung ist somit nicht für alle Anwendungen geeignet.

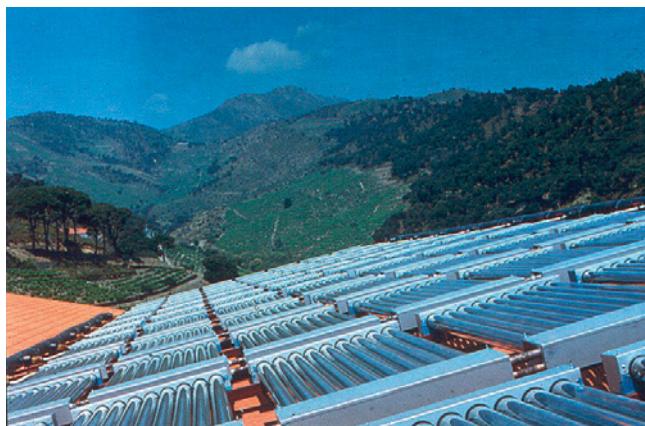
Häufig werden für Klimatisierungssysteme in größeren Anwendungen unterschiedliche Kaltwasserniveaus gefordert, beispielsweise Kaltwassertemperaturen $< 9^{\circ}\text{C}$ für Entfeuchtungszwecke und Kaltwassertemperaturen $> 15^{\circ}\text{C}$ für die Abfuhr sensibler Wärme, beispielsweise in Kühldecken. In solchen Fällen ist der Aufbau getrennter Kaltwasserkreise interessant: mit solarthermischer Kälteerzeugung für die hohen Kaltwassertemperaturen und mit Kälteerzeugung im niedrigen Temperaturbereich aus Kompressionskältetechnik. Die solarthermisch angetriebene Kälteerzeugung kann dann mit erhöhter Effizienz sowohl im Kollektorfeld (niedrigere Antriebstemperaturen) als auch in der Kältemaschine (geringerer Temperaturhub zwischen Kaltwasser und Rückkühlung) erfolgen. Die gegenwärtige Entwicklung in der solarthermisch gestützten Klimatisierung wird im Wesentlichen durch folgende Entwicklungen auf dem Markt gekennzeichnet:

- Mehrere thermisch angetriebene Kältemaschinen sind seit kurzer Zeit marktverfügbar, die teilweise für die Kombination mit solarthermischer Wärme optimiert wurden und einen interessanten Markt im Bereich Kühlung und Klimatisierung kleiner gewerblicher Gebäude oder größerer Wohneinheiten eröffnen. Hier ist besonders die Erweiterung von Anlagen der solaren Brauchwasser- und Heizungsunterstützung um die Funktionalität der Kühlung zu nennen.
- Es existieren bereits Unternehmen, die eine Komplettplanung der Systeme anbieten und Kompetenzen in der Solarplanung als auch in der Kältetechnik vereinen. Dies ist ein wesentlicher Schritt in Richtung einer Standardisierung der Gesamtsysteme und Verringerung der Planungskosten.
- Es existieren Lösungsansätze für heiße Klimazonen, in denen aus Gründen der Wasserknappheit eine trockene Rückkühlung bevorzugt wird. Wegen des dann erforderlichen großen Temperaturhubs zwischen Kühlwasser- und Kaltwassertemperatur können dort konzentrierende, nachgeführte Kollektorsysteme und beispielsweise Kältemaschinen mit Ammoniak-Wasser als Stoffpaar eingesetzt werden.

Abschließend folgt eine Kurzdarstellung von einigen realisierten Anlagen der solaren Klimatisierung mit unterschiedlichen technischen Konzepten, die einen kleinen Ausschnitt aus der Vielfalt der möglichen Systemkonzepte repräsentieren.

4.1.1 Weinlagerkühlung in Banyuls, Südfrankreich

In einem Weinflaschenlager in Banyuls läuft seit 1991 eine Absorptionskältemaschine der Fa. Yazaki mit 52 kW Nennkälteleistung. Die Antriebswärme wird von einem Kollektorfeld mit 130 m² Vakuum-Röhrenkollektoren geliefert (Abb. 101). Ein Back-up-System zur Kälteversorgung existiert nicht. Die Anlage kühlte drei Etagen eines Lagergebäudes mit ca. 15 000 m³ Volumen mittels Umluftkühlung. Der Wärmespeicher ist mit 1 m³ verhältnismäßig klein dimensioniert. Die Kältespeicherung erfolgt auf der Lagerseite, d.h. durch ca. drei Millionen Weinflaschen. Das hydraulische Konzept wurde so einfach wie möglich gehalten. Die Anlage



■ **Abb. 101:** Kollektorfeld der solar-autonomen Kühlung eines Weinlagergebäudes in Banyuls, Südfrankreich.

läuft seit der Errichtung im Wesentlichen störungsfrei. Die Rückkühlung erfolgt über einen offenen Kühlturn.

4.1.2 Sorptionsgestützte Klimatisierung von Seminarräumen der IHK Südlicher Oberrhein, Freiburg

Im Gebäude der Industrie- und Handelskammer Südlicher Oberrhein in Freiburg wurde im Jahr 2001 die erste im Kühlbetrieb solar autonome SGK-Anlage für die Klimatisierung von Versammlungsräumen in Betrieb genommen. Im Dachgeschoss des Gebäudes befinden sich ein Sitzungssaal mit einer Fläche von 148 m² und einem Raumvolumen von 565 m³ und ein kleinerer Raum (Cafeteria) mit einer Grundfläche von 65 m² und einem Raumvolumen von 250 m³. Die Klimatisierung der beiden Räume erfolgt über die Zu- und Abluftanlage, welche einen maximalen Volumenstrom von 10200 m³/h aufweist. Die Erwärmung der Regenerationsluft erfolgt direkt mit den auf dem Dach des Gebäudes installierten Solarluftkollektoren (Fa. Grammer-Solar, Amberg). Um eine möglichst kostengünstige Lösung zu ermöglichen, erfolgte die Installation der Kollektoren direkt mit einer einfachen Unterkonstruktion auf dem Flachdach des Gebäudes (Abb. 102a). Die dadurch bedingte leicht geringere thermische



a)



b)

■ **Abb. 102:** a) Kollektorfeld der IHK-Anlage auf dem Gebäudedach, b) Innenansicht des kleinen Raumes (Cafeteria)

Leistung im Vergleich zu einer aufgeständerten Variante erweist sich, insbesondere bei einer Anwendung für die sommerliche Klimatisierung, als erheblicher finanzieller Vorteil.

Wegen der direkten Kopplung des Luftkollektorsystems mit dem Luftsysteem der Anlage wurde auf einen Wärmespeicher und den dazu erforderlichen Heißwasser-Zwischenkreis verzichtet. Aufgrund der solar autarken Betriebsweise der Anlage im Kühlbetrieb verfügt das System nicht über ein zusätzliches Regenerationsheizregister. Die erforderliche Regenerationswärme im Temperaturbereich zwischen 45 und 80°C wird ausschließlich durch den in den Luftkollektoren erwärmten Luftstrom bereitgestellt (vgl. Abb. 103), was ebenfalls zu einer weiteren Kostenersparnis führte. Dies stellt aber auch eine Besonderheit dieser Anlage dar, da die Kühlleistung der Anlage durch den Solarertrag direkt reglementiert ist. Die Realisierung als solar autonome sommerliche Klimatisierung führt zu Abweichungen vom Behaglichkeitsbereich, insbesondere in bedeckten, feucht-warmen Wetterlagen, die eine entsprechende Nutzerakzeptanz voraussetzen. Die Darstellung in der Abbildung 104 zeigt am Beispiel des Jahres 2002 die erreichten Luftzustände im Vergleich zum angestrebten Komfortbereich. Die Auswertung des Betriebsverhaltens der Jahre 2002 und 2003 zeigt, dass der Raumluftzustand in diesem Zeitraum in etwa 95 % der Betriebsstunden innerhalb des Komfortbereiches (20–27 °C) lag und dieser Temperaturbereich nur in weniger als 5 % der Betriebsstunden überschritten wurde.

Abb. 103: Systemskizze der IHK-Anlage und Luftführung im Kühlfall (Sommerbetrieb)

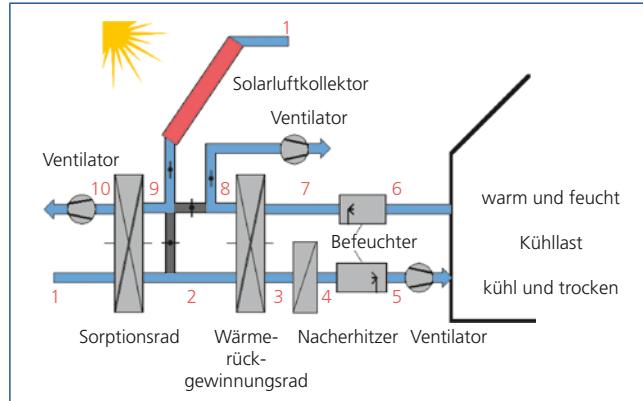
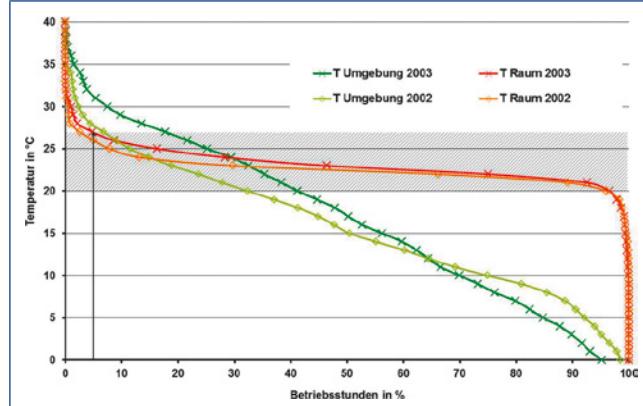


Abb. 104: Betriebsverhalten der IHK-Anlage in den Jahren 2002 und 2003

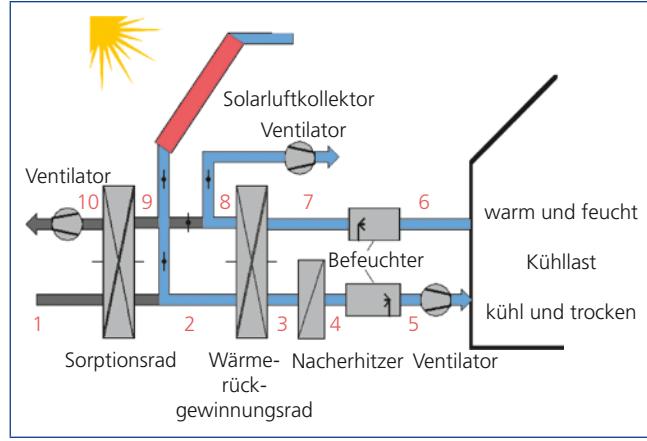


Um eine ganzjährige Anlagenutzung zu ermöglichen, erfolgte die Konzeption der Anlage auch für den Heizfall (Winterbetrieb). Hierbei können in Abhängigkeit der Außenbedingungen zwei unterschiedliche Systemverschaltungen, wie in Abbildung 105 dargestellt, genutzt werden. Im Normalfall erfolgt bei ausreichender solarer Einstrahlung eine Vorwärmung der Zuluft über die Luftkollektoren (Abb. 105a). Damit wird mit einer Erwärmung der Zuluft, um z.B. 10 K in den Luftkollektoren, bei einer Außentemperatur von 0°C eine Einsparung von etwa 30 % der Heizenergie erreicht. In Betriebsstunden ohne Solarertrag wird die Zuluft sowohl durch das Sorptionsrad als auch durch das Wärmerückgewinnungsrad zur Enthalpie- bzw. Wärmerückgewinnung geleitet (Abb. 105b).

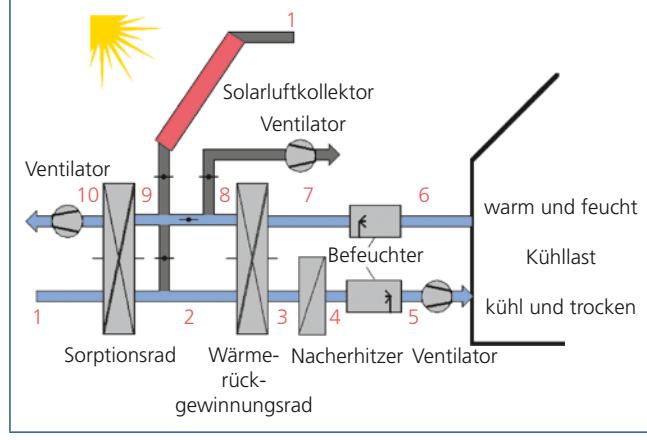
Die Anlage wurde in den ersten Jahren nach Inbetriebnahme einem kontinuierlichen Monitoring durch das Fraunhofer ISE unterzogen. Daraus wurden die entsprechenden Erfahrungen zum optimalen Anlagenbetrieb gewonnen und umgesetzt. Die Anlage ist auch im Jahr 2014 weiterhin in Betrieb; die Steuerung der Anlage erfolgt heute ausschließlich über den Haustechniker.

Das Beispiel dieser solar autonomen Klimatisierungsanlage zeigt, dass ein derartiges Konzept für Gebäude mit einem hohen Glasanteil in der Fassade sowie hauptsächlicher Tagnutzung erfolgreich anwendbar ist.

■ **Abb. 105a:** Systemverschaltung im Winterbetrieb mit Kollektorbetrieb zur Luftvorwärmung



■ **Abb. 105a:** Systemverschaltung im Winterbetrieb mit Enthalpie- und Wärmerückgewinnung aus der Abluft



4.1.3 Solare Klimatisierung eines Unterrichtstraumes im Solarturm an der Richard-Fehrenbach-Gewerbeschule in Freiburg (Demonstrationsanlage im Projekt SolCoolSys)

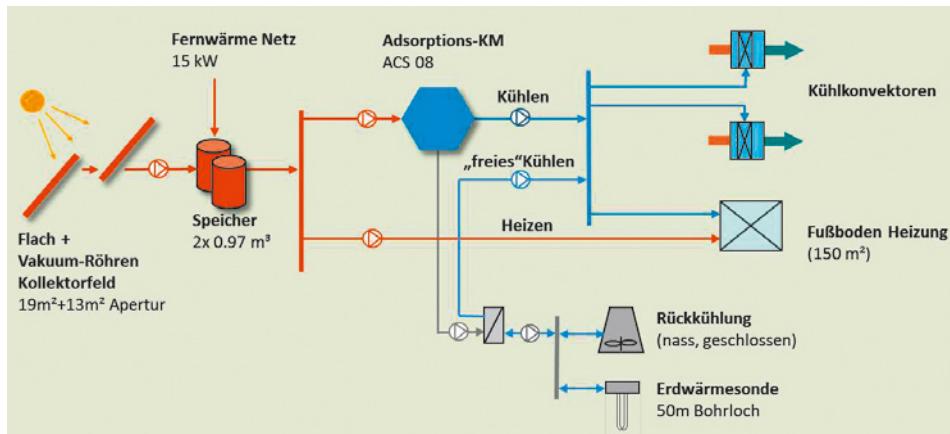
Im Rahmen des Verbundprojektes SolCoolSys des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie wurde neben fünf weiteren Anlagen ein System zur solaren Kühlung eines Schulungsraumes der Richard-Fehrenbach-Gewerbeschule Freiburg errichtet. Die Anlage ist seit Juni 2013 in Betrieb und ermöglicht die Nutzung von ca. 200 m² zusätzlicher Unterrichtsfläche. Bisher konnte der Raum im Sommer aus Überhitzungsgründen häufig nicht genutzt werden, da die Raumtemperaturen teilweise über 40 °C betragen.

Die Anlage besteht aus einem Kollektorfeld mit insgesamt 32 m² Aperturfläche, zwei Speichern mit je 0,97 m³ Volumen, einer SorTech Adsorptionskältemaschine mit 8 kW Kälteleistung, verschiedenen Rückkühleinrichtungen sowie einer Kälteverteilung (vgl. Abb. 106).

Um auch die Solaranlage im Rahmen der Ausbildung nutzen zu können, erfolgte eine Kombination des Kollektorfeldes aus Flachkollektoren (19 m²) von Solvis und Vakuumröhrenkollektoren von Viessmann (13 m²) in serieller Verschaltung. Zum Abführen der Kühllast aus dem



■ Abb. 106: Solarturm mit Kollektorfeld und PV-Anlage am Schulungsraum der Richard-Fehrenbach-Gewerbeschule Freiburg (links). Vereinfachtes Anlagenschema (rechts)



■ Abb. 107: Anlagenschema des solaren Klimatisierungssystems an der Richard-Fehrenbach-Gewerbeschule Freiburg

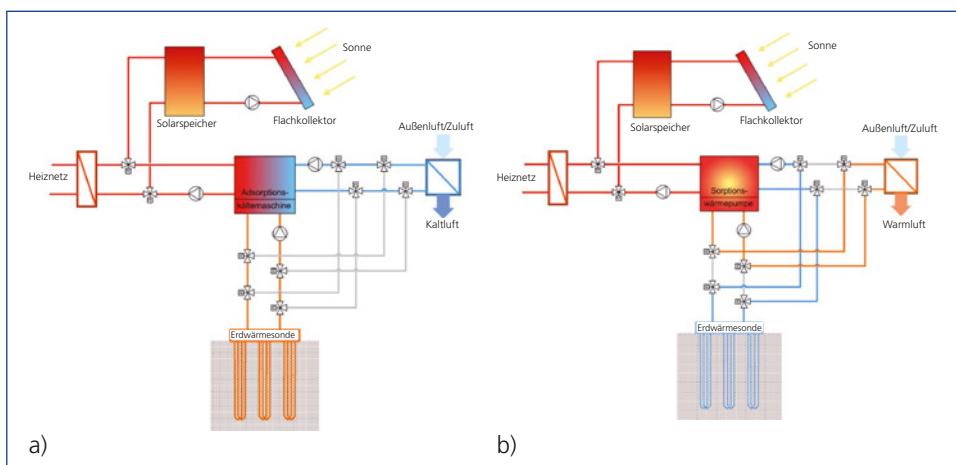
Schulungsraum werden sowohl die Decken-Gebläsekonvektoren (5 kW) als auch die Fußbodenheizung (150 m² aktive Fläche, ca. 3 kW) genutzt. Zur Erhöhung der Rückkühlleistung neben einem Nasskühlturn dient eine bereits vorhandene Erdwärmesonde. Der Fernwärmeverschluss kann im Sommer als Wärme-Backup genutzt werden; im Winter erfolgt eine solare Heizungsunterstützung über die Fußbodenheizung mit der Fernwärme als Backup. Zusätzlich ist durch ein Umschalten der Kältemaschine im Winter ein Wärmepumpenbetrieb möglich.

4.1.4 Adsorptionskälteanlage im kleinen Leistungsbereich am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme, Freiburg

Die Zuluft für den Küchenbereich (42 m²) der Kantine des Instituts wird seit Sommer 2007 von einer Adsorptionskältemaschine der Fa. Sortech gekühlt. Die Nennkälteleistung beträgt 8 kW, ein Flachkollektor mit 22 m² Kollektorfläche bildet den solarthermischen Antrieb. Zusätzliche Wärme kann dem institutseigenen Heiznetz (Wärme aus Kraft-Wärme-Kopplung) entnommen werden. Die Rückkühlung erfolgt über drei Erdsonden mit je 80 m Tiefe. Damit werden



■ Abb. 108: 13 m² Viessmann Vakuumröhren Kollektorfeld mit südlicher Ausrichtung (links), Installation mit Speichersystem, Hydraulikgruppe und Adsorptionskältemaschine (rechts).



■ Abb. 109: Anlage mit Adsorptionswärmepumpe bzw. -kältemaschine am Fraunhofer ISE in Freiburg
a) Sommerfall; b) Winterfall

Akzeptanzprobleme der konventionellen nassen Rückkühlung umgehen und die Stromaufnahme des Kühlтурmventilators entfällt.

Der linke Teil der Abb. 108 zeigt den Kühlbetrieb im Sommer. Im Winter wird die Anlage auf Wärmepumpenbetrieb umgeschaltet, dabei stellen die Erdsonden die Niedertemperatursenke dar; dies ist im rechten Teil von Abb. 108 dargestellt.

4.1.5 Solar unterstützte Klimatisierung im Rahmen des Förderprogramms Solarthermie 2000plus

Im Förderprogramm Solarthermie 2000plus der Bundesregierung wurden große solarthermische Pilot- und Demonstrationsanlagen für verschiedene Anwendungsbereiche finanziell gefördert. Auch im Bereich solare Klimatisierung gab es einige Realisierungen. Zwei Anlagen, die im zweiten Halbjahr 2007 in Betrieb genommen wurden, sollen hier kurz skizziert werden. Allgemeine Informationen zum Förderprogramm finden sich in [34].

- Solare Gebäudekühlung der iba AG in Fürth. Zur sommerlichen Kühlung von ca. 920 m² Büroflächen wurde in diesem Pilotprojekt eine Absorptionskältemaschine des deutschen Herstellers EAW mit einer Nennkälteleistung von 30 kW eingesetzt. Der thermische Antrieb der Kältemaschinen erfolgt überwiegend solarthermisch durch 90 m² Flachkollektoren des Herstellers Solvis, der vorhandene Brennwertkessel dient der Gebäudebeheizung. Die Rückkühlung der Kältemaschine erfolgt über einen offenen Kühlurm. Für die Kälteverteilung im Gebäude wurden Kühldecken und Umluftkühler installiert.
- Solar unterstützte Klimatisierung des Technologiezentrums der Fa. FESTO AG in Berkheim/Esslingen. In diesem Bürogebäudekomplex werden ca. 26 000 m² Gebäudefläche durch verschiedene passive und aktive Maßnahmen klimatisiert. Kaltwasser zur Zuluftkühlung und Gebäudeteilkühlung wird bereits seit mehreren Jahren durch drei Adsorptionskältemaschinen des japanischen Herstellers Mayekawa mit je 350 kW Nennkälteleistung zur Verfügung gestellt. Als Wärmequellen dienten bisher die Gaskessel der Heizzentrale sowie Abwärme aus den eigenen Produktionsstätten. Im Rahmen eines Demonstrationsprojektes in Solarthermie 2000plus wurde die Wärmeversorgung um ein Kollektorfeld mit 1 218 m² Vakuumröhrenkollektoren erweitert. Hersteller der Kollektoren ist die Fa. Paradigma. Als Kollektorfliud wird Wasser ohne Frostschutzzusatz verwendet; über eine spezielle Kollektorpumpensteuerung wird ein Einfrieren des Fluids verhindert. Damit ist dieses System die derzeit größte Demonstrationsanlage mit dieser Kollektortechnik und die gegenwärtig größte Anlage zur solarthermisch unterstützten Kälteversorgung in Deutschland.

4.2 Nutzung der Abwärme von Blockheizkraftwerken

4.2.1 Beispiel: DEC-System im Gebäude der AMG Energia S.p.A in Palermo (Italien) – Abwärmenutzung

Im Kundengebäude der AMG Energia S.p.A. in Palermo ist seit 2003 die Pilotanlage eines thermisch angetriebenen DEC-System in Betrieb, welches seine Antriebswärme aus der Abwärmenutzung eines mit Gas betriebenen BHKW erhält. Die Anlage mit einem Nennvolumen-

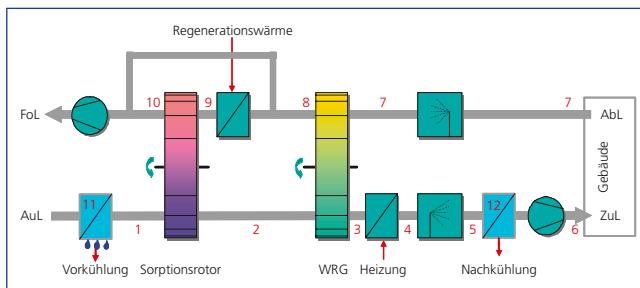


Abb. 110: Schema des DEC-Systems bei AMG Energia S.p.A. in Palermo, Italien (Verschaltung für feucht-warmes Klima)

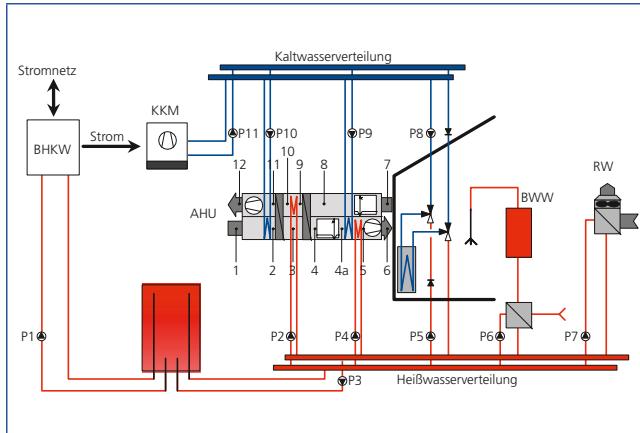


Abb. 111: Schema der Gesamtanlage mit BHKW und offener, sorptiver Klimatisierung im Kundengebäude der Gaswerke Palermo (AMG Energia S.p.A. Palermo); BHKW = Blockheizkraftwerk; KKM = Kompressionskältemaschine; AHU = Lüftungsanlage (air handling unit); BWW = Brauchwasserbereitung; RW = Rückkühlwerk (Einsatz bei nicht vorhandener Wärmesenke)

strom von 1 100 m³/h wird zur Klimatisierung einer Gebäudeetage genutzt, dessen Fläche etwa 250 m² beträgt. Auf Grund der klimatischen Bedingungen am Standort Palermo ist die Anlage für hohe Außenluftfeuchten und -temperaturen ausgelegt. Dies umfasst sowohl eine Vorkühlung mit Entfeuchtung als auch eine Nachkühlung im Zuluftstrom, wie in Abbildung 109 dargestellt. Die dafür benötigte Kälteleistung wird über das Kaltwassernetz zur Verfügung gestellt, welches von einer elektrisch betriebenen Kompressionskältemaschine gespeist wird. Sowohl die Regenerationswärme als auch die Wärme für die Zuluftheizung werden über das Heißwassernetz bereitgestellt. Der Bypass auf der Abluftseite ermöglicht, dass nur etwa 80 % der für die Regeneration notwendigen Abluftmenge aufgeheizt werden müssen.

Aus dem Monitoring und der Betriebsanalyse der gesamten Anlage (Abb. 110) zeigte sich, dass im Vergleich zu einer konventionellen Klimaanlage bis zu 30 % Elektroenergie eingespart werden können.

4.3 Nutzung der Abwärme von Heizkraftwerken

4.3.1 Übersicht für Deutschland

Zunächst soll ein Überblick anhand der Statistik der Arbeitsgemeinschaft für Wärme und Heizkraftwirtschaft – AGFW e. V.

- zur Entwicklung der Sorptionskälteanlagen in Fernwärmesystemen (Abb. 112),
- zu Fernkältenetzen (Abb. 113) und
- zu Sorptionskälteanlagen mit Fernwärmeeinsatz (Abb. 114)

gegeben werden.

Die Anzahl der thermisch angetriebenen Kältemaschinen ist relativ gering (vgl. Kapitel 1.2). Der Energiebedarf zur Klimatisierung wurde dort mit 21 000 GWh/a ausgewiesen. Demgegenüber steht ein Fernwärmeeinsatz von ca. 217 GWh/a. Auch der Ausbau von Nah- und Fernkältenetzen besitzt in Deutschland ein signifikantes Potenzial.

Im kommunalen Bereich sind den Heizkraftwerken überwiegend Heißwassernetze angegliedert. Dampfnetze existieren dagegen fast ausschließlich im industriellen Bereich. Dort bestimmt die Verfahrenstechnik die Anforderungen an die Dampferzeugung und -verteilung. Die hier gezeigte Statistik gibt Auskunft zur kommunalen Wärmewirtschaft. Die industriellen Energieversorgungssysteme werden hierbei weniger berücksichtigt.

In den nachfolgenden Abschnitten werden Beispiele ausgeführter Anlagen vorgestellt, bei denen die Abwärme von Heizkraftwerken für thermisch angetriebene Kühlung oder Klimatisierung genutzt wird.

Jahr	Anlagen		Anschlusswert Wärme [MW]	Wärmeabsatz [GWh/a]
	in Wassernetzen	in Dampfnetzen		
2004	74	9	116	201
2005	75	13	121	223
2006	76	15	123	217

■ **Abb. 112:** Fernwärmebetriebene Sorptionskälteanlagen in Deutschland

Jahr	Anzahl der Kältenetze	Anzahl der		Kälteleistung [MW]	Kälteabsatz [GWh/a]	Netzlänge [km]	Anzahl der Übergabestationen
		Kompressionskälteanlagen	Sorptionskälteanlagen				
2004	23	37	24	171	183	48	279
2005	27	44	31	184	187	53	305
2006	28	43	28	185	203	54	298

■ **Abb. 113:** Fernkältenetze in Deutschland

Ort, Firma / Institution	Anzahl der Anlagen	Anschlusswert Wärme [MW]	Wärmeabsatz [GWh/a]
Aachen, RWTH	6	7,2	119,5
Bonn, Energie- und Wasserversorgung	1	0,8	7,0
Chemnitz, eins energie in sachsen	4	9,9	83,6
Coburg, SÜC Energie und H ₂ O	2	0,9	
Crailsheim, Stadtwerke Crailsheim	2	1,2	11,4
Dessau, Fernwärmeverversorgung Dessau	2	4,1	14,0

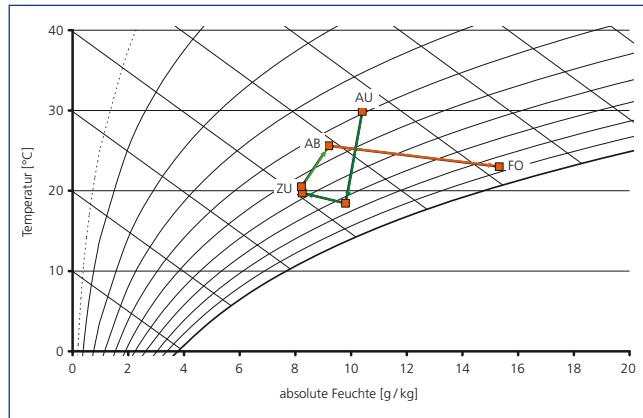
Ort, Firma/Institution	Anzahl der Anlagen	Anschlusswert Wärme [MW]	Wärmeabsatz [GWh/a]
Dinkslagen, FernwärmeverSORGUNG Niederrhein	1	0,8	2,0
Dresden, Stadtwerke Dresden	22	16,0	98,6
Eisenach, ENAG/Maingas	1	3,5	27,0
Erfurt, SWE Energie	5	4,2	12,4
Gelsenkirchen, E.ON Fernwärme	2	0,2	1,3
Gera, Energieversorgung Gera	1	1	3,3
Gießen, Stadtwerke Gießen	4	7,5	64,6
Halle/Saale, EVH	1	2,8	13,0
Hamel, Enertec Hameln	2	4,3	20,3
Hannover, Stadtwerke Hannover	6	4,6	20,7
Heidelberg, Stadtwerke Heidelberg	1	1,1	23,0
Ilmenau, Ilmenauer Wärmeversorgung	1	4,2	2,5
Ingolstadt, Stadtwerke Ingolstadt Netz	1	2,2	1,5
Kempen, Stadtwerke Kempen	1	0,4	2,2
Leipzig, Stadtwerke Leipzig	6	7,2	40,3
Ludwigshafen, Technische Werke Ludwigshafen	4	3,7	31,0
Mannheim, MVV Energie	2	2,0	17,7
Nürnberg, N-ERGIE	4	2,7	44,0
Potsdam, Energie und Wasser Potsdam	1	4,5	9,4
Summe	83	97	670,3

■ **Abb. 114:** Sorptionskälteanlagen mit Fernwärmeeinsatz in Deutschland, statistische Angaben für das Jahr 2012 [20]

4.3.2 LiquiSorp-Pilotanlage zur sorptionsgestützten Klimatisierung mit flüssigen Sorbentien in der Medizinischen Klinik Freiburg

Die seit Sommer 2006 laufende Anlage in der Uniklinik Freiburg dient der ganztägigen Klimatisierung eines nicht in sich abgeschlossenen Gebäudeteils des Universitätsklinikums mit einer Fläche von etwa 700 m². Die LiquiSorp-Anlage der Firma menerga hat bei einem Nennvolumenstrom von 12 500 m³/h eine Kälteleistung von 90 kW. Als Antriebswärme für die Desorption wird Niedertemperaturwärme auf einem Niveau von 80 °C aus dem Wärmeverbundnetz der Uniklinik genutzt, wodurch ein kontinuierlicher Betrieb ohne die Integration von größeren Speichern für die Salzlösung ermöglicht wird. Um geringe Betriebsschwankungen ausgleichen zu können, verfügt die Anlage lediglich über einen kleinen Solespeicher. Eine weitere Besonderheit besteht im hier erstmalig realisierten Prozessverlauf, wobei im ersten Schritt die Kühlung und im zweiten Schritt die Entfeuchtung der Zuluft erfolgt. Damit soll einer Auskristallisation der Sole durch Unterkühlung nach Kontakt mit der kalten Außenluft vorgebeugt werden. Die Darstellung in Abbildung 115 zeigt an einem Messbeispiel aus dem Jahr 2007 die Luftzustände jeweils nach den einzelnen Prozessschritten (Außenluft AU, Zuluft ZU, Raumabluft AB und Fortluft FO).

■ **Abb. 115:** Prozessverlauf der LiquiSorp-Anlage im Universitätsklinikum Freiburg am Beispiel realer Messdaten aus dem Jahr 2007



4.3.3 Fernkälte Gera

Die Energieversorgung Gera verfügt über ein Dampf- und Heißwassernetz zur Wärmeversorgung im Stadtgebiet [18]. Der Dampf (3 bis 4,8 bar Überdruck, 143 bis 152 °C) wird in einem Gas-und-Dampf-Kraftwerk (76 MW elektrisch, 149 MW thermisch) erzeugt und ist für den Betrieb von Dampfstrahlkältemaschinen zwingend erforderlich.

In das Fernkältesystem (ca. 1,2 MW), welches zum größten Teil Kunden mit Klimaanlagen versorgt, liefern eine Dampfstrahlkältemaschine (Abb. 116) und eine Kompressionskältemaschine Kaltwasser (6/12 °C).

Das zu Grunde liegende Forschungsvorhaben³² bestätigte das Konzept im praktischen Betrieb mit einer hohen Zuverlässigkeit:

- Eine hohe Effizienz (Wärmeverhältnisse zwischen 0,45 und 1,35) kann erreicht werden. Wesentliche Voraussetzung dafür sind hohe Treibdampfdrücke und eine Rückkühlung mit niedrigen Temperaturen. Die Annahmen aus der Planung müssen auch hier – wie bei den anderen thermisch angetriebenen Verfahren – eingehalten werden.
- Eine gute Leistungsanpassung an die typischen Lastgänge in Fernkältesystemen ist möglich. Dies wird in diesem Fall durch den zweistufigen Prozess und jeweils drei Dampfstrahlverdichter erreicht.

Damit kann die Dampfstrahlkälte eine interessante Alternative zur Absorptionskälte sein.

³² Kraft-Wärme-Kopplung mit Dampfstrahltechnik – Pilotprojekt Gera: Betriebsuntersuchung und Optimierung an einer Kältezentrale mit Dampfstrahlkältemaschinen. Förderung Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, FKZ 0327205 B, Kooperation: Energieversorgung Gera, Fraunhofer Institut UMSICHT, GEA Jet Pumps



■ **Abb. 116:** Zweistufige Dampfstrahlkältemaschine (12/9/6°C) mit ca. 550 kW Kälteleistung in der zentralen Kälteerzeugung der Energieversorgung Gera, liegende Bauart (vgl. mit Abb. 32), Hilfs-Dampfstrahlverdichter im Vordergrund, Dampfstrahlverdichter oben (insgesamt sechs Verdichter), Verdampfer (links) und Mischkondensator (rechts) im Hintergrund

4.3.4 Fernkälte Chemnitz

Heizkraftwerke bieten wie BHKWs im Sommerlastfall fast immer Abwärme in nutzbaren Temperaturbereichen an, die den Betrieb von Sorptionskälteanlagen in KWKK-Systemen zulassen. Da ältere Heizkraftwerke³³ üblicherweise durchgehend Strom erzeugen, entsteht auch rund um die Uhr (also auch nachts) technologisch bedingt Wärme, die gerade im Sommer ansonsten häufig über Hilfskühler ungenutzt abgegeben werden muss. Andererseits treten die signifikanten Kälteleisten beim Verbraucher meist tagsüber auf. Abwärme kann also in diesem Fall nur tagsüber verwertet werden.

Bei den zur Klimakälteerzeugung verbreitet eingesetzten Kompressionskälteanlagen tritt zudem der ungünstige Effekt auf, dass bei der Erzeugung der zum Antrieb erforderlichen Elektroenergie wiederum ungenutzt Abwärme in Kraftwerken freigesetzt wird. Es entsteht also ein besonders hoher Primärenergieaufwand mit korrespondierenden Emissionen. Das lässt sich vermeiden, indem eine intensive Nutzung der ohnehin vorhandenen Abwärme aus der Stromproduktion für die Kälteerzeugung zur Effizienzsteigerung der fossilen und auch regenerativen Energieerzeugungsanlagen insgesamt forciert wird (Abb. 117).

Für KWKK allgemein übliche Absorptionsanlagen sind in der Anschaffung relativ teuer (Abb. 95). Dieser Nachteil ist aber bei einer gesicherten Verfügbarkeit von nahezu kostenfreier Abwärme schnell relativiert. Auch kann der Betrieb solcher Anlagen mit qualifiziertem Fachpersonal sehr kostengünstig organisiert werden. Im Vergleich zu den Kompressionskältemaschinen mit vielen mechanischen Komponenten (rotierende Verdichter, Dichtheits- und

³³ In den vergangenen Jahrzehnten sind Heizkraftwerk primär zur Beheizung von Städten oder zur Versorgung von Industriestandorten mit relativ konstantem Lastgang ausgelegt worden. Aufgrund des einfacheren Aufbaus und der niedrigeren Investitionskosten projektierte man vorzugsweise Blockkraftwerke mit Gegendruckturbinen. Diese haben prozessbedingt eine konstante Stromzahl, d.h. Stromproduktion und Wärmeauskopplung stehen in einem bestimmten festen Verhältnis. Weiterhin konnte in den letzten 25 Jahren mit Strom ein höherer Ertrag erzielt werden, sodass ein Hilfskühlerbetrieb aus wirtschaftlichen Gründen bei Bestandskraftwerken in Kauf genommen wurde. In den letzten Monaten haben sich die wirtschaftlichen Rahmenbedingungen gravierend geändert (Merit-Order-Wirkung der PV und Windkraftanlagen). Einerseits sanken die mittleren Erlöse an der Strombörse. Andererseits stieg der Einkaufspreis für Gas. Dies hatte zur Folge, dass Heizkraftwerke mit Gasfeuerung tendenziell schwieriger wirtschaftlich zu betreiben waren als Heizkraftwerke mit einer heimischen BraunkohleverSORGUNG.

Schmierproblematik) gibt es bei den thermisch angetriebenen Kältemaschinen wenig Instandhaltungsaufwand.³⁴

Bei vielen zentralen und dezentralen KWKK-Anlagen werden Absorptionskältemaschinen als Grundlastmaschinen eingesetzt und durch zusätzliche Kompressionsanlagen zur Deckung der Spitzenlasten ergänzt (Abb. 117, Abb. 118). Bei dieser Anlagenkonstellation verschiebt man den Schwerpunkt der jährlichen Kälteerzeugung zwar generell auf die Abwärmeanlagen³⁵ aber die Kompressionsanlagen müssen dann genau in der Peak-Load-Phase der Elektroenergieerzeugung mit hohen elektrischen Leistungsspitzen zur Spitzenlastdeckung beim Kältebedarf zugeschaltet werden. Das ist einerseits teuer (Stromeinsatz) und andererseits ist zu dieser Tageszeit ohnehin schon viel Abwärme aus der Stromerzeugung verfügbar, die ungenutzt abgegeben werden muss. Kommt jetzt noch ein zusätzlicher Strombedarf zur Klimatisierung mit Kompressionskältemaschinen hinzu, steigt der ungenutzte Abwärmeanteil in der KWK-Erzeugung weiter. Ziel muss es also sein, in KWK-Systemen die Kompressionskälteanlage durch Abwärmenutzung komplett zu verdrängen, um eine wesentliche Effizienzsteigerung und damit verbundene Reduzierung des Primärenergieaufwands zu erreichen.

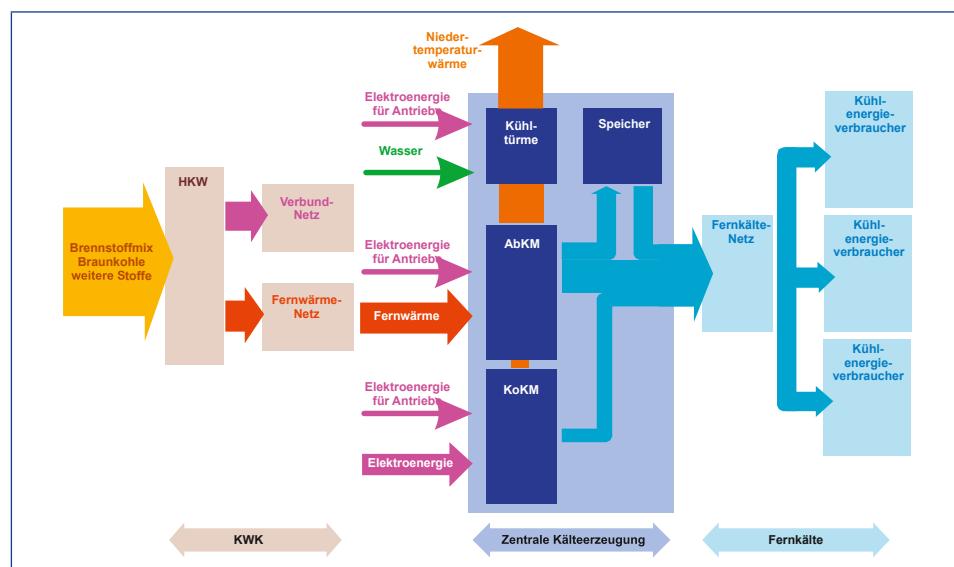


Abb. 117: Typisches KWKK-System mit einer zentralen Kälteerzeugung mit Kurzzeitspeicher und einem Fernkältesystem, Bsp. eins energie in sachsen (TES – thermischer Energiespeicher)³⁶

³⁴ Fachpersonal ist beim Betrieb solcher Anlagen unerlässlich. Durch einen qualifizierten Betrieb und Wartung der Anlagen, vor allem auch in der Peripherie (z. B. Kühlwasser), kann eine hohe Wirtschaftlichkeit durch vermiedene Ersatzinvestitionen und eine hohe Verfügbarkeit gerade bei den Absorptionskälteanlagen erreicht werden. In Chemnitz war seit 1993 bei insgesamt sechs in Betrieb befindlichen Absorptionskältemaschinen nur eine Solepumpe nach einer Fehlbedienung instand zu setzen. An den Apparaten gibt es bisher noch keine Beanstandungen. Kompressionsanlagen mit vielen mechanisch belasteten Teilen haben erfahrungsgemäß einen hohen Instandhaltungsanteil.

³⁵ Bei einer 50/50 % Aufteilung der Erzeugerleistung auf Absorption und Kompression werden in der Regel mehr als 80 % der jährlichen Kälteerzeugung durch den Abwärmeinsatz möglich.

³⁶ Die eins energie in sachsen ist im Jahr 2010 aus den Stadtwerken Chemnitz AG in einer Fusion mit der Erdgas Südsachsen GmbH entstanden.

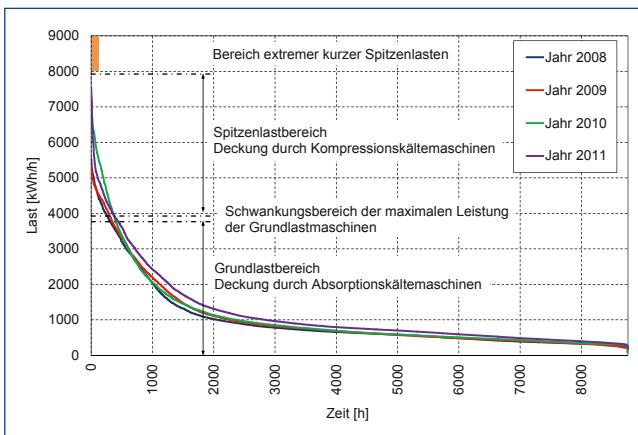


Abb. 118: Geordnete Jahresganglinie der Fernkälte in Chemnitz, Einteilung nach Lastbereichen und Einordnung der Kältemaschinen

Absorptionsanlagen eignen sich für die Spitzenlastabdeckung nur eingeschränkt. Erstens lassen sich schnelle Laständerungen schlecht nachführen (träge Leistungsanpassung) und zweitens sind sie für eine Nutzung für wenige Betriebsstunden im Jahr zu kostenintensiv in der Anschaffung. Die elektrisch betriebenen Kompressionskältemaschinen für die Spitzenlast lassen sich daher nicht einfach durch thermisch angetriebene Kältemaschinen verdrängen.

Da in jedem Klimakältesystem davon ausgegangen werden kann, dass die Last zwischen Nacht und Tag erheblich abweicht, ist der Einsatz eines thermischen Energiespeichers als ausgleichendes Element naheliegend (Abb. 119) [28], [29]. Dadurch kann mit einem relativ kleinen Maschinenpark (Sorption) und einem gut ausgelegten Kältespeicher in der Regel eine vollständige Verdrängung von Kompressionskälte (Elektroenergie) aus solchen Systemen erreicht werden³⁷. Die Gesamteffizienz des energetischen Prozesses steigt signifikant.

Umstrukturierung der Energieversorgungssysteme:

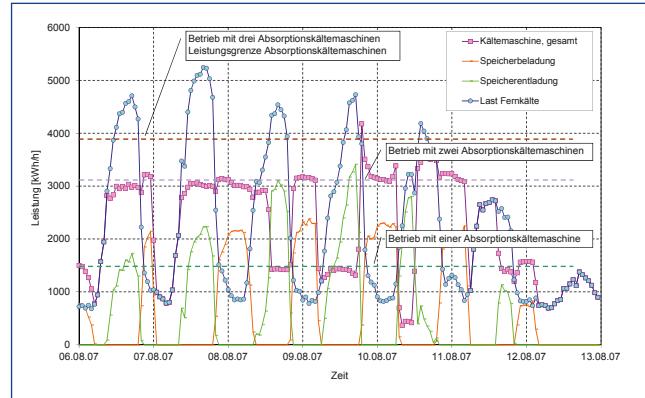
Mit der zunehmend in den Fokus rückenden Dezentralisierung der Energieversorgung durch kleinere und mittlere KWK-Anlagen – auch auf Basis nachwachsender Rohstoffe (Nawaro) – steigt die Bedeutung der Effizienzsteigerung. Gerade auch bei den knappen Ressourcen der erneuerbaren Energien im Bereich der nachwachsenden Rohstoffe ist es ein wesentliches Ziel, den Gesamtwirkungsgrad soweit wie möglich zu erhöhen.

Biomasse-KWK-Anlagen laufen oftmals in der warmen Jahreszeit überwiegend als Kondensationskraftwerke, was aus energetischer Sicht sehr nachteilig ist. Die Nutzwärmeauskopplung erreicht über das Jahr gesehen meist Nutzungsstrukturen von deutlich unter 2000 Vollbenutzungsstunden³⁸. Der Gesamtwirkungsgrad liegt dann bei ca. 30 ... 35 %, gut 70 % wären aber bei konsequenter KWK-Nutzung möglich. Es wird hier zwar CO₂-neutral Strom erzeugt, aber über 60 % der eingesetzten Bioenergie (z.B. Holz) wird in ungünstigen Fällen ungenutzt als Abwärme vergeudet.

³⁷ Projekt: Machbarkeitsuntersuchung zur Stärkung der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung durch den Einsatz von Kältespeichern in großen Versorgungssystemen. Förderung Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit, 0327357A Kooperation TU Chemnitz und Stadtwerke Chemnitz

³⁸ Dividiert man die jährliche Kälteproduktion (kWh/a) durch die dazu gehörige Nennleistung des Kälteerzeugers (kW), erhält man die Vollbenutzungsstunden (h/a). Die Vollbenutzungsstunden sind ein Maß für die Auslastung des Erzeugers.

Abb. 119: Typische Tageslastgänge Fernkälte Chemnitz, Einsatz von Absorptionskältemaschinen und Speicher zur Spitzenlastdeckung bzw. zum Last-Erzeugerleistungs-Ausgleich. Deutlich erkennbar ist, dass in der Nacht Leistungskapazitäten der Absorptionskältemaschinen zur Speicherwärmeproduktion aus Abwärme verfügbar sind.



Neue Kraftwerke mit flexibler Stromkennzahl und auf Basis nachwachsender Rohstoffe sollten daher unbedingt zur Entlastung von bestehenden Fernwärmestrukturen mit fossilen Kraftwerken beitragen, um das regenerative Primärenergieaufkommen bestmöglich auszunutzen.

Historische Entwicklung

Neben der FernwärmeverSORGUNG, die hier seit 1928 ein wesentlicher Bestandteil der städtischen Energieversorgung ist, existiert in Chemnitz seit über 40 Jahren ein ausgedehntes Fernkältesystem. Diese Fernkälteanlage war seinerzeit ein Prestigeobjekt im Rahmen des Wiederaufbaus des Stadtzentrums im sozialistischen Karl-Marx-Stadt (heute wieder Chemnitz) nach dem 2. Weltkrieg. Nicht einmal die Hauptstadt der damaligen DDR (Berlin Ost) konnte ein derartiges System vorweisen. Hauptkunden waren damals neben einigen Hotels, dem Opernhaus und der Technischen Hochschule vor allem die neu gebaute Parteizentrale der SED-Bezirksleitung und der neue Stadthallenkomplex.

Mit Fernkältesystemen gab es keinerlei Erfahrungen in Deutschland und Europa, daher ist es aus damaliger Sicht besonders bemerkenswert, dass die Ingenieure aus Karl-Marx-Stadt durch den eisernen Vorhang mit Ingenieuren aus Hamburg konferieren durften, die ebenfalls an der Entwicklung eines Fernkältesystems arbeiteten.



Abb. 120: Stadthallenkomplex (links) und damalige Parteizentrale der SED (rechts, Ausschnitt) mit dem heute noch bestehenden Karl-Marx-Kopf, ersten Großkunden 1973 der Fernkälte in Chemnitz (damals Karl-Marx-Stadt)



■ **Abb. 121:** R12-Kaltwassersatz mit Turboverdichter, Baujahr 1973, Betrieb in der zentralen Kälteerzeugung bis 1992

Die Historie des Systems weist folgende Meilensteine aus:

- 1968: Beschluss der Stadträte zum Bau eines derartigen Systems auf Drängen des damaligen Stadtbaudirektors (Thermodynamiker, Energietechniker);
- 1971 bis 1973: Bau der zentralen Kälteerzeugung (Kaltwassersätze mit Turboverdichtern, Kältemittel R12, 8,1 MW Kälteleistung) und des Netzes (3,3 km Trassenlänge, 20 MW Auslegungsleistung), Kundenanschlüsse mit insgesamt 8,9 MW Kälteleistung;
- 1993: Rekonstruktion der zentralen Kälteerzeugung, Auslegung als KWKK-Anlage;
- 2007: Erweiterung durch die Integration eines großen Kurzzeit-Kältespeichers (erstmalig in Deutschland).

Die zentrale Kälteversorgung in Chemnitz (Abb. 122) ist heute durch folgende Merkmale gekennzeichnet.

Kältemaschinen	Typ	Kälteleistung
KM 1	Absorption, LiBr-H ₂ O, einstufig	1800 kW
KM 2	Absorption, LiBr-H ₂ O, einstufig	1800 kW
KM 3	Absorption, LiBr-H ₂ O, einstufig	700 kW
KM 4	Turboverdichter, R134a	3000 kW
KM 5	Schraubenverdichter, R134a	1242 kW
Speicher	3500 m ³ Kaltwasserspeicher	
	Beladen	4000 kW
	Entladen	5000 kW
Netz	Zweileitersystem, 5 °C / 13 °C, 4,2 km	
	Auslegung	ca. 20000 kW
	Vertragsleistung	ca. 13000 kW

■ **Abb. 122:** Kennwerte des Fernkältesystems der eins energie in sachsen, Stand: Oktober 2007

Das Netz besteht größtenteils aus erdverlegten Rohrleitungssystemen. Davon sind ca. 3 km aus dem Jahr 1973 noch sehr gut erhalten und nach wie vor in Betrieb. Damals haben die

Ingenieure im Vorlauf eine schwarze Stahl-Rohrleitung mit Styroporhalbschalen als Dämmstoff und einer Außenhaut aus Teerbinden geplant und verbaut. Der Rücklauf wurde ohne Wärmedämmung verlegt, nur die Teerbinden zum Korrosionsschutz wurden auf der Oberfläche verbaut.

Das Netz wird im Vorlauf außentemperaturabhängig gefahren (Sommer 5°C, Winter 7°C). Hohe Rücklauftemperaturen sind für einen effizienten Betrieb wichtig. In Chemnitz liegt die Auslegungstemperatur für den Rücklauf bei 13°C. Im Winter ist es trotz geregelter Hausstationen mit Rücklauftemperaturbegrenzung kaum möglich, die 13°C zu halten. Das liegt zum einen an der Aufrechterhaltung der Regelfunktion notwendigen Mindestdurchlaufmenge in der Hausstation bei kleinsten Lasten und zum anderen am unisoliert im Erdreich verlegten Rücklauf. Dort »gewinnt« das Netz im Winterbetrieb Kälte aus dem Erdreich.

Die Verbraucher sind Kaufhäuser, Bürogebäude, Oper, Technische Universität Chemnitz usw. Die Anschlussleistung beträgt ca. 13 MW (Stand Oktober 2007). In den nächsten Jahren werden neue Anschlüsse mit einer Vertragsleistung von ca. 3 bis 4 MW erwartet. Die Verbrauchs-entwicklung zeigt Abbildung 124. Sie gibt einen typischen Trend in Deutschland wieder – der Bedarf an Kühlenergie steigt. In Chemnitz teilt sich die Absatzmenge mit ca. 78 % zur

Abb. 123: Schematische Darstellung des Fernkältesystems der eins energie in sachsen als Übersichtsbild im Leitsystem mit aktuellen Messwerten der Netzkontrollpunkte, Strahlennetz



Gebäudeklimatisierung und ca. 22 % zur technologischen Kühlung (u.a. Großrechner TU und IBM-Rechenzentrum).

Umbau der zentralen Kälteversorgung in Chemnitz 1992, Errichtung und Betrieb der KWKK-Anlage (ohne Speicher) – Erfahrungsbericht

Anfang der 90er Jahre wurde in Chemnitz in erster Linie vor dem Hintergrund der FCKW-Problematik nach ökologischen Lösungen für den Ersatz des veralteten Kompressionskältemaschinenparks auf Basis R12 gesucht. FCKW-freie mechanische Kompressionskältemaschinen waren nicht verfügbar und im Hinblick auf die im Sommer überschüssige Abwärme aus der Stromerzeugung im Heizkraftwerk wurde die Rekonstruktion mit einstufigen Absorptionskältemaschinen mit dem ökologisch unbedenklichen Stoffpaar Lithiumbromid/Wasser ausgeführt (Abb. 122).³⁹

Das Fernwärme-System in Chemnitz liefert auch im Sommer Vorlauftemperaturen von bis zu 140°C (Nutzung der Abwärme des HKWs, Abb. 117). Daher sind hier Maschinen für Heißwasser mit relativ kleinen Austreibern (Generator) einsetzbar⁴⁰. Die 1993 ausgewählten Absorptionskältemaschinen der Fa. CARRIER sind im stationären Betrieb auf 120/100°C Heizmedium ausgelegt. Die Hersteller haben seinerzeit die Maschinen speziell auf Eintrittstemperaturen bis 140°C freigegeben.

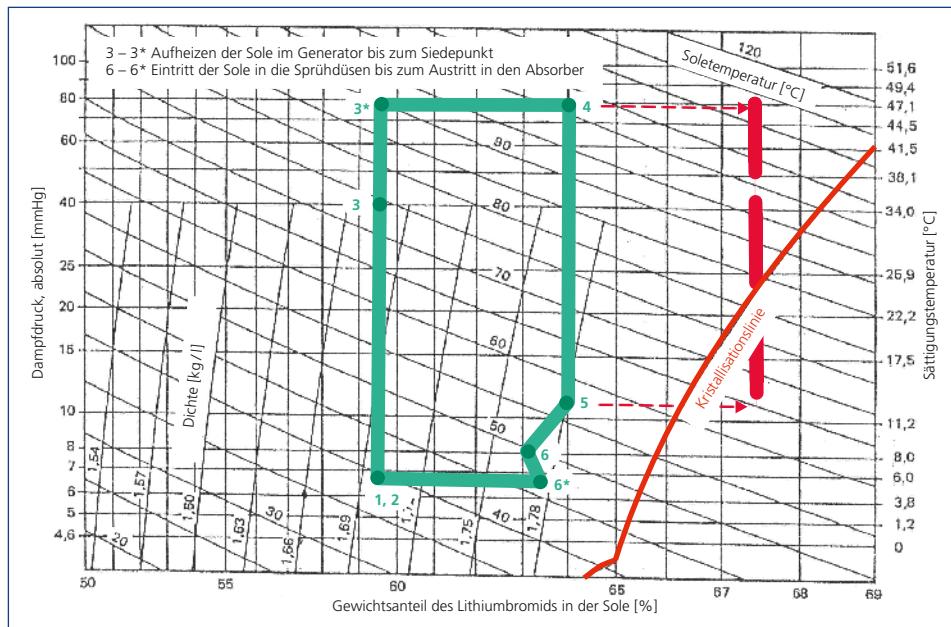
Die Herstellervorschriften [35] beschreiben die Leistungsregelung mittels eines Regelventils (Durchgangsventil), wobei die Eintrittstemperatur in den Generator konstant auf Auslegungstemperatur gehalten werden soll – also 120°C – und die Leistung lediglich mittels Durchflussbegrenzung geregelt wird (Drosselschaltung → Abb. 128⁴¹).

Die Anlagen wurden nach den Herstellervorgaben mit dieser Drosselschaltung für die Leistungsregelung geplant und ausgeführt, was zu erheblichen Betriebsproblemen führte. Klimakältesysteme arbeiten kundenseitig nicht stationär, sondern es kommt zu spürbaren Lastschwankungen (Abb. 119). Diese Lastschwankungen führen dazu, dass die äußerst trügen Absorptionskältemaschinen die instationären Abläufe ausregeln müssen. Bei der Drosselregelung entstehen dann durch die konstant hohen Einspritztemperaturen von mindestens 120°C im Zusammenhang mit Laständerungen immer wieder Situationen, bei denen im bzw. am Austritt des Generators Soletemperaturen und Solekonzentrationen (arme Lösung) an oder über der Kristallisierungslinie entstehen (Abb. 125, Punkt 5 und 6 im Diagramm). Das führt unweigerlich zum »Festgehen« der Maschine. Es treten dann Salzkristallbildung und Verstopfungen im internen System auf. Hier besteht die Gefahr irreversibler Schäden.

³⁹ In Chemnitz konnte durch konsequenteren Ausbau der KWKK (insgesamt ca. 7 MW Kälte aus Absorption in zentralen und dezentralen Anlagen) die Effizienz des vorhandenen Braunkohle-HKW (120 MW elektrisch, 320 MW thermisch) um 2 % gesteigert werden. Pro Jahr werden ca. 18 GWh ansonsten ungenutzte Abwärme verwertet.

⁴⁰ Diese Auslegung bedingt das permanente Vorhalten hoher Temperaturen. Absenkungen der Temperatur sind nicht möglich. Weiterhin ist darauf zu achten, dass relativ hohe Rücklauf-Temperaturen auftreten können. Die Netzauslegung für den Winterfall geht in der Regel von niedrigeren Temperaturen aus. Der Netzbetrieb mit niedrigen Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf und einem Mindestvolumenstrom ist nicht effizient bzw. wirtschaftlich.

⁴¹ Diese Schaltung stammt noch aus der Zeit, als Dampf zum Antrieb eingesetzt wurde. Die Wärmeübertragung mit Phasenwechsel unterscheidet sich aber grundlegend vom oben dargestellten Fall.

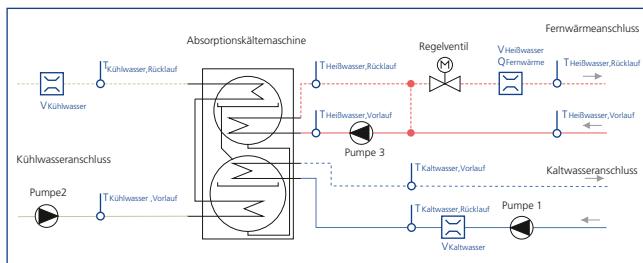


■ Abb. 125: Kreisprozess-Diagramm LiBr-Wasser-Absorptionskältemaschine (Rot dargestellt ist die mögliche Verschiebung des Kreisprozesses in den Kristallisationsbereich durch Überhitzung des Generators infolge Lastschwankungen bei Drosselregelung und hohen Heißwassertemperaturen.)

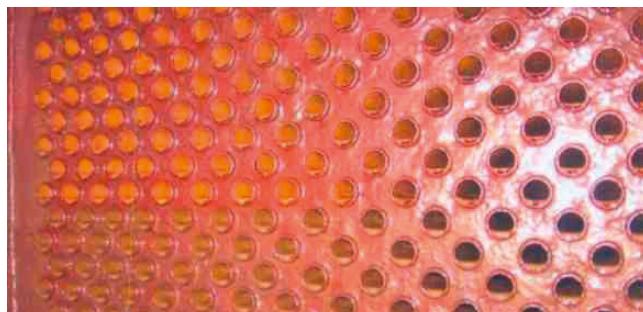
Diese negativen Erfahrungen führten dazu, dass 1994 an allen Absorptionskältemaschinen heißwasserseitige Beimischschaltungen nachgerüstet wurden, die eine gleitende Eintrittstemperatur in den Generator zwischen 50 und 120°C ermöglicht (Abb. 126). Damit sind alle Leistungssituationen und Anfahrprozesse besser ausregelbar, ohne dass die Gefahr einer Kristallisation entsteht. Nebenbei konnte damit das durchschnittliche Wärmeverhältnis von ca. 0,5 auf deutlich größer 0,55 angehoben werden, weil die Überhitzung im Generator vermieden wird.⁴²

Hinweis: Absorptionskältemaschinen sollten heißwasserseitig grundsätzlich mit einer Beimisch- oder Einspritzschaltung für gleitende Eintrittstemperaturen geregelt werden. Damit ist unabhängig von der Einspeisetemperatur des vorgelagerten Heißwassernetzes eine gute Regelung der Leistung bei einem sicheren Wärmeverhältnis größer 0,55 und ohne die Gefahr der Überhitzung des Generators (Kristallisation) bei Laständerungen möglich.

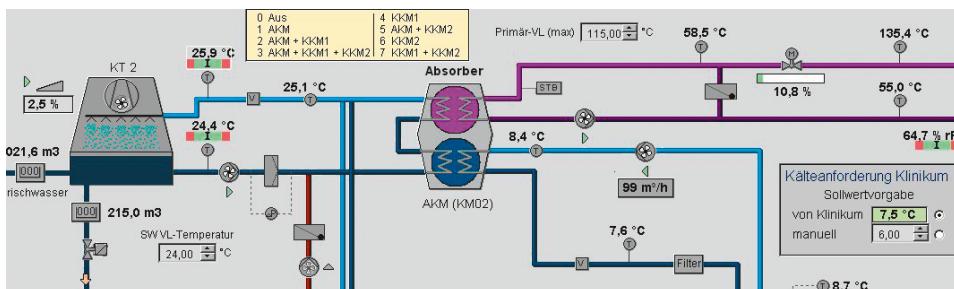
⁴² Absorptionskältemaschinen, die kurzzeitigen Lastschwankungen unterliegen, neigen zur Überhitzung des Generators, weil bei Sollwertabweichungen im Kaltwasser immer wieder Antriebswärme zugeführt wird, die nicht ausreichend schnell verarbeitet werden kann (Sole wird zu stark ausgekocht). Die überhöhte Solekonzentration führt zu einer maschineninternen Sicherheitsschaltung (Soleverdünnung durch Rückführung von bereits ausgetriebenem Kältemittel in den Generator). Das wiederum führt zu erhöhter Abwärmeabfuhr über den Kühlurm, weil die eingeleitete Antriebswärme durch den Soleaustausch in die Rückkühlkette geleitet wird, ohne vorher Arbeit verrichtet zu haben.



■ Abb. 126: Prinzipskizze: heißwasserseitige Einspritzschaltung zur Leistungsregelung



■ Abb. 127: Geöffneter Wärmeübertrager (Rohrbündel) einer Absorptionskältemaschine (vgl. mit Abb. 17) zur Inspektion



■ Abb. 128: Absorptionskältemaschine, (Nennleistung 700 kW bei 120°C Eintrittstemperatur) bei Teillast mit Heißwassereinspritzschaltung, Momentaufnahme aus Leitsystem eins energie in sachsen (Die Eintrittstemperatur wird hier von 135,4°C im Netz auf 58,5°C heruntergemischt. Damit bringt die Maschine noch ca. 15 % ihrer Nennleistung).

Die Absorptionskältemaschinen sind nach vorliegenden Erfahrungen zwischen 10 und 100 % Leistung gleitend über den kompletten Regelbereich regelbar (Abb. 128). Die niedrigsten Eintrittstemperaturen des Heizwassers liegen bei ca. 50°C (Auslegung 120°C).

Gleichzeitig kommt man der Forderung vieler Kältemaschinenhersteller nach, die die Einhaltung eines bestimmten Volumenstrombereiches fordern⁴³. Liegt der Volumenstrom über einem bestimmten Mindestwert, kann ein hoher Wärmeübergang und eine günstige Temperaturverteilung entlang des Wärmeübertragers (z. B. liegender Rohrbündel-Wärmeübertrager, Abb. 127) realisiert werden. Weiterhin vermeidet man unnötige Ablagerungen, die das Wärmeübertragungsvermögen beeinträchtigen (Fouling).

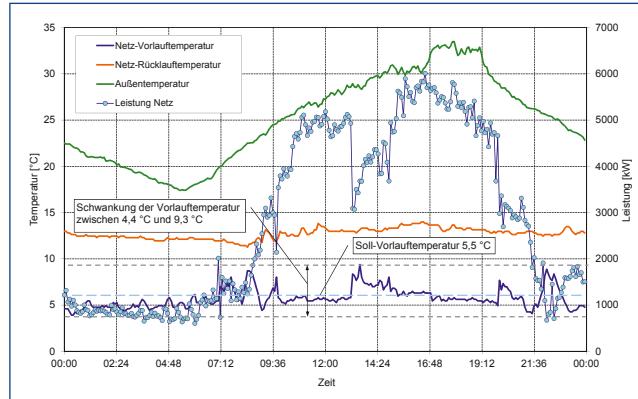
⁴³ Weitere Informationen zur charakteristischen Gleichung und zum Einfluss des Volumenstroms kann man unter [36] und [37] nachlesen.

Betrieb der zentralen KWKK-Anlage Chemnitz mit Speicher – Erfahrungsbericht und Performance-Ergebnisse

Der Betrieb des Chemnitzer Fernkältesystems ohne Speicher (vor Juli 2007) war durch den Einsatz der Absorptionskältemaschinen im Grundlastbereich und das Zufahren der schneller regelbaren Kompressionskältemaschinen im Spitzenlastbereich gekennzeichnet (Abb. 118). Durch den schwankenden Bedarf in den Kundenanlagen⁴⁴ mit Gleichzeitigkeitsfaktoren⁴⁵ zwischen 0,7 und 1,2, traten schnelle Laständerungen auf⁴⁶, die sich in der Regelung durch stark schwankende Vorlauftemperaturen (vertraglicher Lieferparameter) infolge schaltender und regelnder Erzeuger bemerkbar machten. Ein unbefriedigender und von manchen Kunden bemängelter Zustand, insbesondere wenn technologische Kühlung relativ konstante Bedingungen braucht. Einen Extremfall zeigt Abb. 129.

Der steigende Bedarf an Fernkälte führte in Chemnitz ab 2003 (Abb. 124) zu ersten Engpässen in der Lieferung. Ein Zubau von Erzeugerleistung wurde dringend notwendig. Da der Platz für die Aufstellung weiterer Kältemaschinen und Kühltürme im vorhandenen Betriebsgebäude nicht mehr vorhanden war und die Leistungsfähigkeit der Anlage (Absorber mit Wärmeverhältnissen kleiner 0,6 im Jahresschnitt und hoher Stromleistungsbedarf mit Peak-Load bei den Kompressionskältemaschinen) insgesamt noch nicht befriedigend war, wurden neue Lösungsansätze untersucht. Durch den Speichereinsatz⁴⁷ (ab Juli 2007, Konfiguration Abb. 130, Ansicht Abb. 131, Betriebsweise Abb. 119) können die Absorptionskältemaschinen maximal ausgelastet werden. Seit Juli 2007 wurden die Kompressionskältemaschinen nur zu Revisionszwecken in Betrieb genommen. Der Strombedarf wurde somit weitgehend minimiert und der Abwärmeinsatz maximiert.

Abb. 129: Regelverlauf (ohne Kältespeicher) an einem warmen Tag mit deutlichen Vorlauftemperaturabweichungen durch Zu- und Abschalten von Maschinen bzw. Regelabweichungen durch vom Kunden eingetragene Lastschwankungen, Extremfall am 08.06.2007

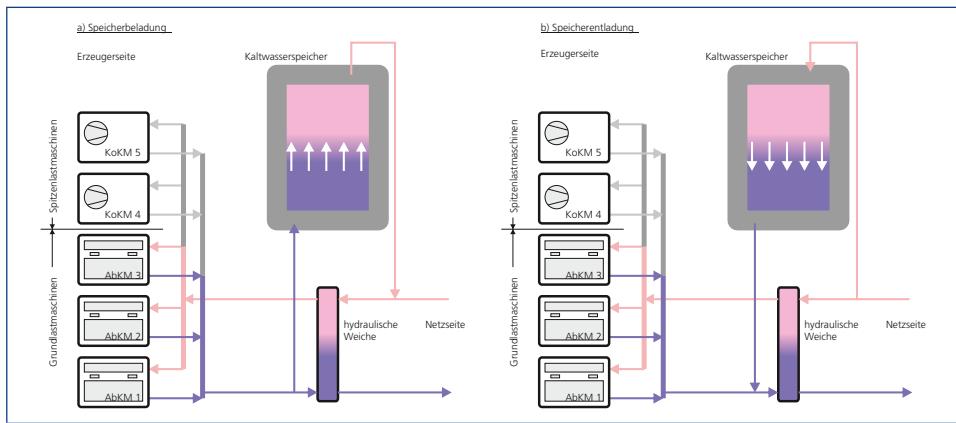


⁴⁴ Die unvermeidbaren Lastschwankungen im Lastgang in Kundenanlagen resultieren u. a. durch zeitlich unbestimmte Nutzungsabläufe (z. B. Veranstaltungen im Opernhaus) oder durch schlecht parametrierte und betriebene Haustechnik beim Kunden, die Schwankungen von mehreren 100 kW innerhalb von wenigen Minuten generieren können.

⁴⁵ Verhältnis zwischen tatsächlicher Last und Erzeugerleistung

⁴⁶ Auf die verfügbare Erzeugerleistung von 8,4 MW bezogen, wurden im Intervall größer 15 min Netzlasten über 10 MW abgefordert (in Abb. 119 nicht sichtbar).

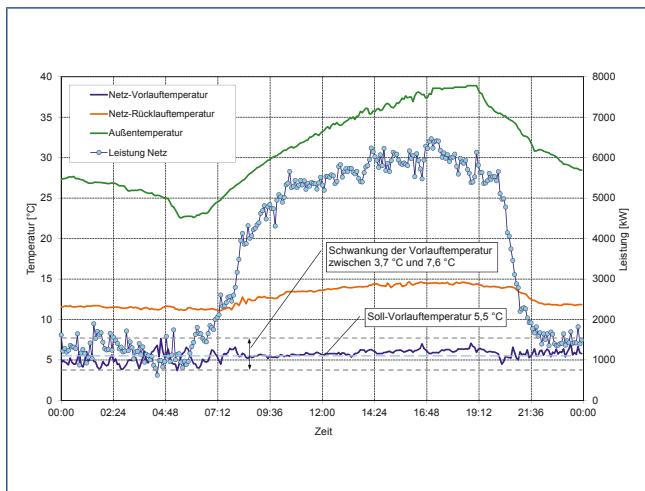
⁴⁷ Projekt: Pilotprojekt zur Optimierung von großen Versorgungssystemen auf Basis der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung mittels Kältespeicherung. Förderung Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. FKZ 0327357B,C, Kooperation TU Chemnitz und Stadtwerke Chemnitz



■ Abb. 130: Einteilung der Kältemaschinen, hydraulische Anbindung des Speichers sowie die Speicherbetriebsweisen Be- und Entladen



■ Abb. 131: Im Juni 2007 fertig gestellter Speicher mit 3 500 m³ Wasser (links), Gebäude mit Kältemaschinen und weiterer Technik (rechts)



■ Abb. 132: Kältenetztemperaturen, Kälteleistung, Außentemperatur im Tagesverlauf vom 16.07.2007 mit Speicherbetrieb (Im Vergleich zum Betrieb ohne Speichereinsatz (Abb. 108), kann der vertragliche Lieferparameter »Netzvorlauf« durch die neue Systemlösung nahezu konstant gehalten werden. Lastschwankungen wirken sich vor allem in der Hochlastphase zwischen 09:00 Uhr und 20:00 Uhr kaum noch aus.)

Der Speicher [38] wurde als angegliederter Speicher in das System integriert (Abb. 130). Er kann jederzeit in einem breiten Leistungsspektrum (50 ... 5 000 kW) als Verbraucher oder als Erzeuger agieren [39]. Das Umschalten zwischen den beiden Betriebsarten ist in weniger als 2 Minuten erreicht, ohne dass im Netz spürbare Druck- oder Temperaturschwankungen auftreten (Abb. 132). Das Umschalten wird von der Leittechnik automatisch bei Laständerungen in Abhängigkeit von der zu diesem Zeitpunkt am Netz befindlichen Erzeugerleistung vorgenommen (Abb. 119). So sind auch in ungewöhnlichen Situationen (z. B. bei Lastabwürfen) die überschüssigen Erzeugerleistungen aus den trägen Absorbern durch den Kältespeicher sofort aufnehmbar.

Die kurzen Umschaltzeiten und die schnelle Nachführung der Leistungsabgabe bzw. -aufnahme machen eine viel stabilere und effizientere Fahrweise der Absorptionskältemaschinen möglich (Abb. 133). Diese müssen nicht mehr ausschließlich in Abhängigkeit von der Netzlast geregelt werden. Sie können jetzt mit konstanter Leistungsabgabe am optimalen Lastpunkt betrieben werden, alle Leistungsanpassungen in Richtung Netzseite übernimmt der Kältespeicher (Abb. 134).

Abb. 133: Temperaturen und Volumenströme an einer Absorptionskältemaschine bei vorwiegendem Speicherbetrieb, 15.08.2007

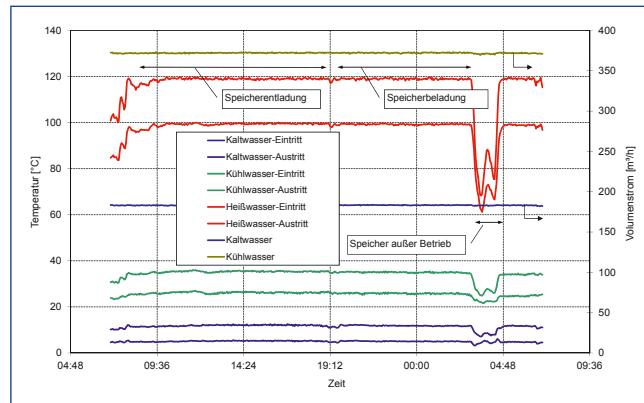
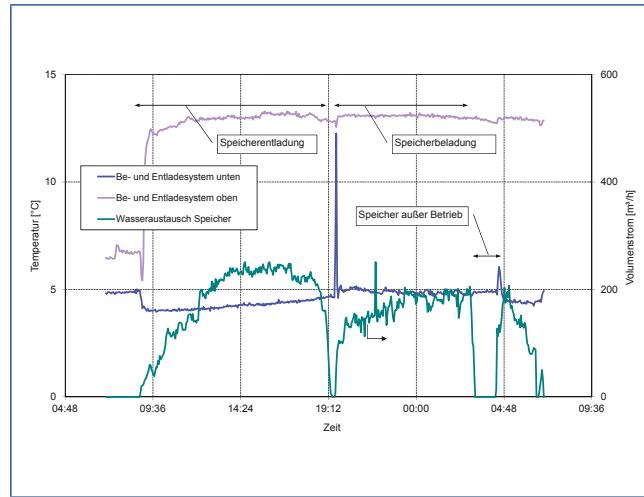


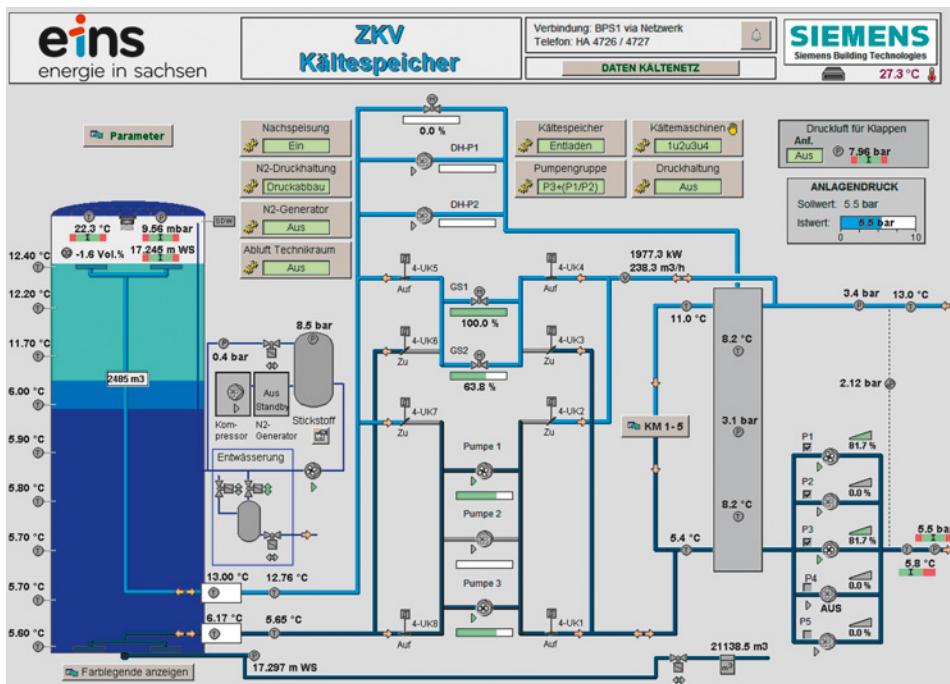
Abb. 134: Temperaturen und Volumenstrom am Speicher und Betriebsweisen, 15.08.2007, vergleiche mit Abb. 133 (Der Speicher kann versorgungsseitig Kaltwasser mit Temperaturen unter 5°C zuverlässig liefern. Das System ist gut abgestimmt. Der Rücklauf hält stabil 13°C. Bei der Speicherbeladung arbeiten die Absorptionskältemaschinen an der Sollwertvorgabe von 5°C. Das 13°C warme Wasser aus der oberen Speicherzone wird zu den Kältemaschinen transportiert.)



Die Vorgaben für die Systemoptimierung mit Speicher lieferte die Machbarkeitsuntersuchung für das Chemnitzer Fernkältenetz [26]. Die konsequente Umsetzung war die Grundlage für das Erreichen der energetisch-ökologischen Zielstellungen (vgl. mit Abb. 135a):

- Maximierung des Abwärmeeinsatzes (Betrieb der AbKM in (Abb. 130)), nahezu vollständige Verdrängung der Elektroenergie zum Antrieb von Kompressionskältemaschinen (Spitzenlastmaschinen im Bestand mit 4,2 MW, KoKM in (Abb. 130)), dadurch Vermeidung des Strombezugs (vermiedene CO₂-Emission),
- Vermeidung von Spitzenlasten in der Elektroenergieversorgung,
- Steigerung des Wärmeverhältnisses der Absorptionskältemaschinen (effektiver Abwärmeeinsatz),
- Senkung des Hilfsenergie- und des Wasserbedarfs zur Kälteerzeugung (z. B. Betrieb mit einer hohen Auslastung der Kältemaschinen, Nachtbetrieb mit günstigen Rückkühlbedingungen),
- weitgehende Nutzung von Elektroenergie in der Niedertarifzeit,
- gute Systembetriebsweise (Temperaturen, Volumenstromanpassung usw.) mit hoher Spreizung; dadurch z. B. Vermeidung von Pseudolastspitzen im Fernkältesystem.

Eine ausführliche Analyse liefert der Abschlussbericht zum Vorhaben [40].



■ **Abb. 135:** Speicher (links) und dessen Netzanbindung (rechts) mit Druckerhöhungs- und Druckminderungsanlage in der Darstellung im Leitsystem (Die Entladeleistung beträgt hier 2,4 MW (maximal 5 MW sind möglich). In der Darstellung ist die Schichtung im Speicher sehr gut zu sehen. Es sind insgesamt 40 Fühler gleichmäßig über die Höhe verteilt angebracht. Man sieht deutlich die relativ schmale Übergangszone zwischen kalt (< 5,5 °C) und warm (> 13 °C).

	2007 ¹	2008	2009	2010	2011
Kennzahlen zur Last					
Gradstunden Kühlung [Kh/a]	847	4006	3562	4295	4219
Grammstunden Entfeuchtung ² [gh/(kg a)]	886	2854	3856	3451	4337
gesamte Bilanz					
Kälteerzeugung, Einspeisung ins Netz [MWh/a]	4000	9763	10096	10056	10888
Abwärme für die Absorptionskältemaschinen [MWh/a]	6328	15588	15707	15328	17537
gesamter Verbrauch an Elektroenergie [MWh/a]	541	1307	1272	1356	1434
Trinkwasser-Nachspeisung im Rückkühlkreis [m ³ /a]		35852	36032	35865	39178
vermiedene CO ₂ -Emission ³ [t/a]	419	1023	1058	1053	1141
Bilanz für den Spitzenlastbereich					
Gesamtleistung der Absorptionskältemaschinen [kW]	3550	3550	3700	3700	3675
Netzausgang im Spitzenlastbereich [MWh/a]	107	450	397	604	444
zusätzlicher Fernwärmeeinsatz ⁴ [MWh/a]	170	718	618	921	742
Einsparung an Elektroenergie ⁵ [MWh/a]	27	112	99	151	111
Betriebskennzahlen					
Deckung der Netzlast durch AbKM, energetisch ⁶ [%]	99,8	99,2	99,3	95,3	96,3
mittleres Wärmeverhältnis ⁷ [-]	0,63	0,64	0,64	0,63	0,60
Speichernutzungsgrad, energetisch [%]	97,5	99,6	99,4	99,7	98,3
spezifischer Stromverbrauch [kWh _{el} /kWh _{Kälte}]	0,135	0,134	0,126	0,135	0,132
spezifischer Wasserverbrauch [l _{Wasser} /kWh _{Kälte}]		3,67	3,57	3,57	3,60

¹ Start des Monitorings mit vollständiger Bilanzierung ab August 2007.

² Es wurde eine signifikante Zunahme der Feuchtigkeit im Stadtgebiet beobachtet. Diese wirkt sich auf die Rückkühlleistung und das mittlere Wärmeverhältnis der Absorptionskältemaschinen aus.

³ Annahme einer mittleren Leistungszahl von 4,0 (Verfügbarkeit von Produkten vor 2007) und 0,419 t CO₂/MWh Endenergie (Braunkohle-Kraftwerk) für den vermiedenen Stromeinsatz

⁴ Berechnetes Potenzial für den zusätzlichen Fernwärmeeinsatz 2,0 GWh/a.

⁵ Berechnetes Potenzial für die Einsparung an Elektroenergie 150 MWh/a.

⁶ In der Nacht werden die zwei Kompressionskältemaschinen zum Erhalt der Technik für eine kurze Zeit betrieben. Beim Sinken der Rückkühlleistung durch extrem hohe Luftenthaltpiewerte war in 2010 und 2011 eine Entlastung des Rückkühlwerkes durch den Tausch der Absorptionskältemaschinen und der Kompressionskältemaschinen als Grundlasterzeuger in den Nachmittagsstunden notwendig.

⁷ Vor dem Kältespeichereinsatz lag das Wärmeverhältnis bei 0,54...0,58.

■ **Abb. 136:** Ergebnisse des Langzeitmonitorings [41]

4.3.5 Nahkälte Klinikum Chemnitz

Eine weitere KWKK-Anlage betreiben die eins energie in sachsen am Klinikum Chemnitz gGmbH, Standort Flemmingstraße (Abb. 137), eines der größten deutschen Krankenhäuser in kommunaler Trägerschaft.

Der Bedarf an Kühlung ist im Klinikum Flemmingstraße in den letzten Jahren sprunghaft angestiegen. Im Jahr 2012 wurde aus diesem Grund die ursprüngliche KWKK-Anlage aus dem Jahr 1996 stillgelegt und durch eine neue Anlage in einem neuen Betriebsgebäude ersetzt. Dabei werden zusätzliche Effizienztechnologien eingesetzt.

Der bisherige Technikstandort war aus Platzgründen nicht mehr geeignet für eine weitere Leistungssteigerung, insbesondere die Unterbringung von weiteren Nasskühltürmen war völlig unmöglich. Die ausgebauten Absorptionskältemaschinen wurde inzwischen vom Betreiber als Ausstellungstück restauriert und gewährt dem interessierten Techniker durch nachgerüstete Klarglasfenster einen Einblick in das Innenleben eines Absorbers. Die Maschine ist in Chemnitz auf dem Areal der »Zentralen Fernkälteversorgung« aufgestellt (Stadtzentrum, Kontakt über eins energie in sachsen).

Der neu installierte Absorber arbeitet mit deutlich niedrigeren Antriebstemperaturen (95 statt 120°C) und kommt so den allgemeinen Entwicklungen der FernwärmeverSORGUNG entgegen, die eine signifikante Absenkung der Netztemperaturen im Fernwärmesystem zur Effizienzsteigerung umsetzt.

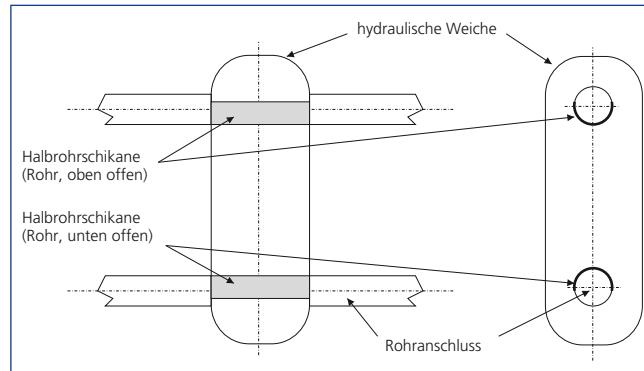


■ **Abb. 137:** Blick auf das neue Bettenhaus im Klinikum Chemnitz (links), LiBr-H₂O-Absorptionskältemaschine, Fernwärmenutzung (rechts, alte Zentrale)



■ **Abb.138:** Kältezentrale Klinikum Chemnitz (im Hintergrund) mit 1 000 m³ Kaltwasserspeicher im Vordergrund

■ **Abb. 139:** Schematische Darstellung der hydraulischen Weiche mit Halbrohrschikanen [44], [45]



Hinweis: Hydraulische Weichen werden eingesetzt, um Kreisläufe hinsichtlich der Druckverteilung im gesamten Netz zu entkoppeln (vgl. mit Abb. 130).

Die Analyse der Messwerte (Fernkälte Chemnitz, Kapitel 5.3.4) zeigte, dass das Strömungsverhalten tatsächlich komplexer ist. Vor allem kommt es bei einer begrenzten Bauhöhe zu verschiedenen Mischeffekten [42]. Aufgrund einer umfassenden Analyse [43] konnte die Wirksamkeit von Einbauten (signifikante Reduktion der Mischungseffekte bei begrenzter Bauhöhe, Abb. 139) in der hydraulischen Weiche nachgewiesen werden. Die TU Chemnitz hat erfolgreich diese Lösung mit Halbrohr- und Schlitzrohrschikanen zum DE- und EP-Patent angemeldet [44], [45]. Diese Lösung ist erstmalig bzw. erfolgreich in der Zentrale Klinikum Chemnitz eingesetzt worden. 2014 hat die Firma Unitec Energietechnik diese Lösung in Serienprodukt umgesetzt.

Technische Besonderheit der bisherigen Anlage im Klinikum (Erfahrungswerte)

Häufig schränkt der begrenzte Raum in einem Gebäude den Techniker beim Einsatz besonders effektiver Lösungen ein. Auch in der inzwischen abgeschalteten Anlage im Klinikum mussten zur Leistungssteigerung einige Kniffe im Kühlturnbereich angewendet werden, die hier nicht unerwähnt bleiben sollen. Vielleicht kann dieser »Trick« dem einen oder anderen Leser bei der Optimierung seiner Anlage weiterhelfen.

Im Jahr 2006 musste wegen des gestiegenen Leistungsbedarfs im Spitzenlastbereich eine wassergekühlte Kompressionskältemaschine mit 533 kW Kälteleistung nachgerüstet werden. Die Platzverhältnisse in der Technikhalle des Klinikums (Abb. 137) ließen die Aufstellung eines weiteren Rückkühlwerkes nicht zu. Die Techniker und Ingenieure haben daher eine sehr spezielle Lösung (Abb. 141) untersucht und umgesetzt.

Für die neue Kältemaschine wurde ein Teilstrom des Kühlwassers unmittelbar nach dem Austritt aus der primären Absorptionskältemaschine entnommen (114 von 180 m³/h) und anschließend nochmals durch die Kompressionskältemaschine geleitet. Der Kühlturn der Absorptionskältemaschine (ursprüngliche Auslegung der Rückkühlleistung von ca. 1750 kW) erhält jetzt Wasser mit 39 bis 40°C von beiden Kältemaschinen anstelle von vormals 36°C. Die Wassermenge über den Kühlturn verändert sich insgesamt nicht, weil nach wie vor nur die projektierte Durchflussmenge des Absorbers fließt. Die Rückkühlleistung steigt u. a. durch die hohen Eintrittstemperaturen an (vgl. mit Abb. 140).

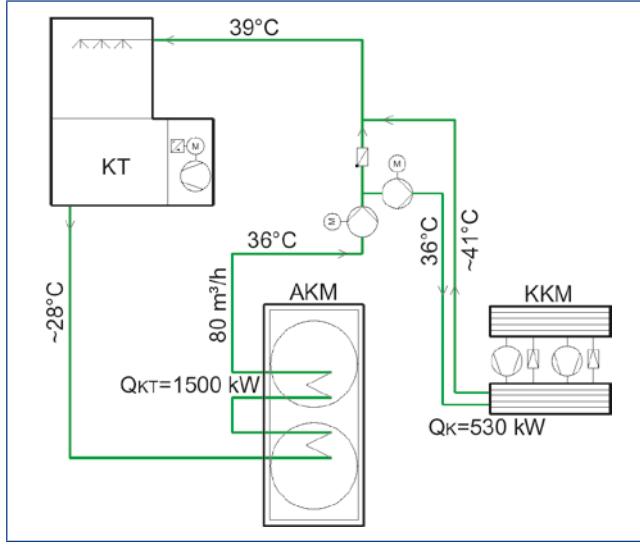
Der Planer (Mitautor, Dr.-Ing. Egbert Thümmler) hat in umfangreichen Berechnungen nachgewiesen, dass durch eine Erhöhung der Luftmenge im Standardkühlturn in Verbindung mit den höheren Eintrittstemperaturen beim konstanten Wasservolumenstrom von 180 m³/h (entspricht Volumenstrom des Absorbers) die Rückkühlleistung von zwei Kältemaschinen erbracht werden kann (Abb. 140).

	Rückkühlleistung [kW]	Temperaturen [°C]
Absorptionskältemaschine	1 750	27/36
Kompressionskältemaschine	700	36/42
gesamt	2 750	27/39

■ **Abb. 140:** Auslegungsparameter für eine Reihenschaltung der Kühlkreise einer Absorptions- und Kompressionskältemaschine

Zur Erhöhung des Luftdurchsatzes wurde in Rücksprache mit dem Kühlturnhersteller ein stufenlos geregelter Lüftermotor eingesetzt, der die zusätzliche Luftmenge mit erhöhter Lüfterdrehzahl (Lüfterradgeometrie blieb unverändert) bis 115 % ermöglicht.

Durch den neuen stufenlosen Lüftermotor anstelle des alten zweistufigen Antriebs konnte über die Betriebsdauer auch noch eine erhebliche Menge Elektroenergie eingespart werden.



■ **Abb. 141:** Anlagenschema zur Kälteerzeugung mit Absorptions- und Kompressionskältemaschine (Spitzenlast) in Reihenschaltung; Die Kühlturngröße kann so bei begrenzten Platzverhältnissen reduziert werden.

Ersatzneubau einer leistungsgesteigerten Anlage im Jahr 2012

Die im Jahr 2012 erneuerte Anlage (analoger Aufbau zur zentralen Kälteerzeugung in Chemnitz) besteht jetzt aus einer 1100 kW LiBr-H₂O-Absorptionskältemaschine für die Grundlast, einen 1000 m³ fassenden Kurzzeitkältespeicher (Speichermedium Kaltwasser) für die Mittel- und Spitzenlast mit einer Be- bzw. Entladeleistung von bis zu 1200 kW und einem Schraubenkompressor mit 570 kW für die Spitzenlast und besondere Betriebszustände. Alle Kältemaschinen sind flüssigkeitsgekühlt. Die Vertragsleistung beträgt 2000 kW, die Anschlussleistung 3000 kW. Vom Klinikum wird mittels Lastmanagement weitgehend auf die Vertragsleistung

geregelt. In bestimmten Situationen können kurzzeitig auch Leistungen über 2 500 kW zur Verfügung gestellt werden (z. B. bei hohem Entfeuchtungsbedarf).

Im Gegensatz zur Klimatisierung durch die Fernkälteversorgung in der Innenstadt von Chemnitz (fast ausschließlich Kühlung), werden im Klinikum bei der Luftbehandlung in den Klimaanlagen alle thermodynamischen Behandlungsstufen durchlaufen (Kühlung, Erwärmung, Entfeuchtung, Befeuchtung). Das hat zur Folge, dass bei extremen Witterungsbedingungen (warm und feucht, z. B. bei Gewitter) deutlich höhere Kälteleistungen auftreten, als im Vertrag fixiert, um die tatsächliche Entfeuchtungsleistung abdecken zu können. Aus diesem Grund werden maschinenseitig auch höhere Leistungsparameter vorgehalten.

Hinweis für Contracting-Modelle (meist als Nahkälte bezeichnet):

Bei einer vertraglichen Lösung im Contracting wird die Vergütung in der Regel in drei Teilen vereinbart:

- Grundpreis oder Energiedienstleistungspreis (EDP) in €/a für den Technikanteil auf Basis der tatsächlichen Anlagenkosten (Investition und Unterhaltung),
- Arbeitspreis (€/MWh),
- Messpreis (für die Zählertechnik und Abrechnung).

Garantierte Leistungswerte in einem Contractingvertrag können daher auch vom tatsächlichen Bedarf und der maximalen Leistungsfähigkeit der Anlage abweichen, da die Berechnung des Fixkostenanteils anders als bei Fernwärmtarifen nicht auf Basis der Leistung erfolgt (sondern auf Basis der tatsächlichen Anlagenkosten). Im Falle des Contractings mit dem Klinikum Chemnitz geht es auch um das Vorhalten einer gewissen Überkapazität aus Redundanzgründen und zur Sicherung einer hohen Qualität bei der Klimatisierung bei außergewöhnlichen Witterungsverhältnissen.

Auch bei dieser KWKK-Anlage mit einem Kältespeicher und einem Spitzenlastkompressor gilt, dass die Jahres-Arbeit zu mehr als 90 % durch die Absorptionsanlage erbracht werden kann. Mit der weiteren Modernisierung des benachbarten Klinikums Küchwald ist der Ausbau eines fernkälteähnlichen Verbundes mit einem weiteren Leistungszuwachs größer 2 MW in Planung. Die Verbraucher werden dann über ein etwa 2,5 km ausgedehntes Fernkältesystem aus zwei Erzeugungsstandorten versorgt. Dabei soll neben der KWKK-Technologie auch ein großer Anteil an **freier Kühlung** realisiert werden. Insbesondere in der kalten Jahreszeit macht das auch zur weitgehenden Kompensation der wärmebetriebenen Grundlast-Kältemaschine(n) Sinn, weil die Abwärme aus dem HKW besser als Fernwärme absetzbar ist. Im Winter kann die Grundlast (ca. 500 kW) mit Umweltkälte gedeckt werden. Damit kann man bis zu 20 % der Jahresarbeit durch freie Kühlung bereitstellen, was eine sinnvolle ökologische Ergänzung der KWKK-Technologie darstellt.

Auch die Option **power2cool** – also die Nutzung von überschüssigem Strom aus EEG-Anlagen – ist im Zusammenhang mit den vorhandenen und geplanten thermischen Energiespeichern (Kältespeicher) als flexible Ergänzung der KWKK im Fokus der Planungen.

4.3.6 Umweltaspekte, Emissionsminderung durch KWKK am Beispiel der Stadt Chemnitz

Durch die geförderte Anwendung der KWKK in Chemnitz kann ein wesentlicher lokaler Beitrag zur Emissionsvermeidung geleistet werden. Die eins energie in sachsen betreiben mehrere KWKK-Systeme zur Bereitstellung von Klimakälte aus Abwärme (Abb. 142). In Chemnitz wurden im Jahr 2013 deutlich über 15 GWh Klimakälte aus Abwärme hergestellt. Nach Abschätzungen wäre dafür bei einer dezentralen Erzeugung aus Elektroenergie (die meist luftgekühlt arbeitet) bei einer mittleren Arbeitszahl von 3,0 ein zusätzlicher Elektroenergieaufwand ca. 4,7 GWh/a notwendig gewesen. Gleichzeitig fällt aber auch für die notwendige Produktion dieses Stroms in der Peak Load Phase im Kraftwerk wiederum Abwärme an, die über Rückkühlwerke entsorgt werden muss. Durch die Nutzung von Abwärme zur Kälteherstellung konnte 2013 ein CO₂-Äquivalent von ca. 2000 t ⁴⁸ durch KWKK vermieden werden.

Seit Beginn der Nutzung von KWKK in Chemnitz im Jahre 1993 wurden bereits über 50 000 t/CO₂ vermieden.

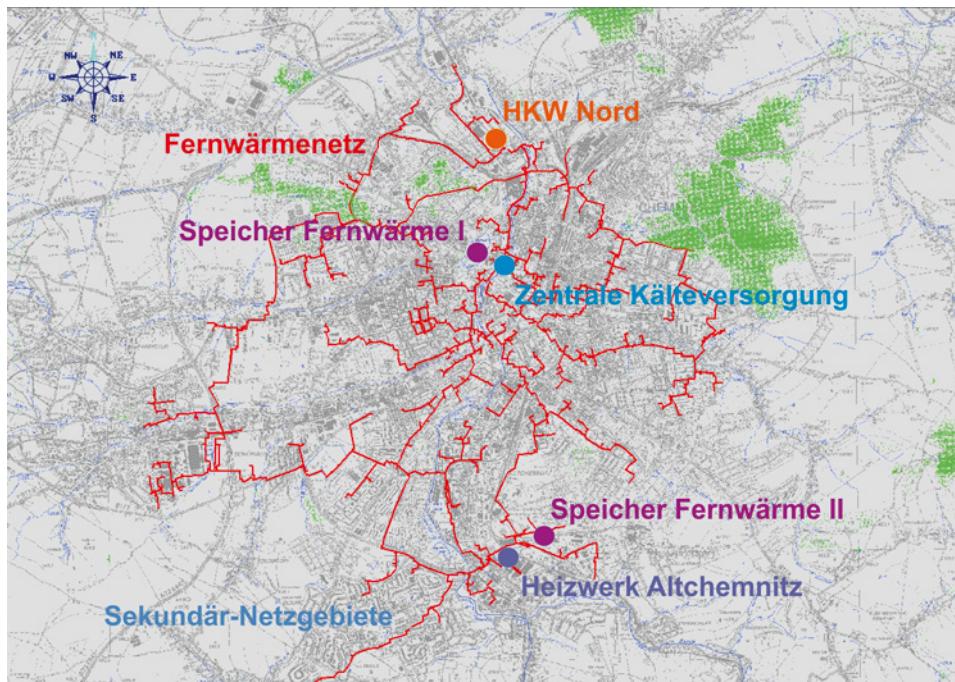
Kompressionskältemaschinen in Anlagen der eins energie in sachsen produzierten 2013 noch ca. 2 GWh/a Kälteenergie. Wird dies durch Absorptionskälte mit optimierten Kältespeicherbetrieb und zunehmend durch freie Kühlung verdrängt, ergibt sich hier ein weiteres CO₂-Einsparpotenzial von ca. 350 t/a.

	Leistung AbKM [MW]	Anschlussleistung FW [MW]	Fernwärmeeinsatz [GWh/a]
Zentrale Kälteversorgung	4,2	13,7	19
Nahkälte Klinikum	1,1	2,0	3,5
Nahkälte Druckhaus Freie Presse	0,38	1,27	1,5

■ **Abb. 142:** KWKK-Systeme der eins energie Sachsen in Chemnitz (Stand 2013)

Die beispielhafte Darstellung der KWKK in Chemnitz (Abb. 143, Abb. 144) zeigt, dass neben KWK (Heizkraftwerk) den Netzen (Fernwärmennetz) eine erhebliche Bedeutung zukommt, d. h. die bei der KWK anfallende Wärme muss bis zum Verbraucher transportiert werden können. Beim Ausbau und Umbau von Energieversorgungssystemen ist eine ganzheitliche Betrachtung (Elektro, Wärme, Kälte) vorzunehmen. Weiterhin wird deutlich, dass die großräumige Wärmeversorgung wesentlich höhere Leistungen und Wärmemengen ausweist. Deshalb sind seitens der KWK variable Stromkennzahlen anzustreben, d. h., dass im Sommer bedarfsgerecht Strom und weniger Wärme produziert wird. Auch die zukünftige Nutzung thermischer Energiespeicher im Zusammenhang mit überschüssigem EEG-Strom wird eine zunehmende Rolle spielen – entweder direkt durch power2cool (Beladen eines Kältespeichers mit Kompressionskälte) oder mittelbar über power2heat/power2gas. Auch hier sind größere Versorgungssysteme deutlich im Vorteil, weil die Speichertechnologien (warm/kalt) wirtschaftlicher in das System implementiert werden können.

⁴⁸ Bezug auf den Strommix im Netzgebiet Chemnitz 2013 mit ca. 522 kg CO₂/MWh. Der Strommix Deutschland 2013 lag bei ca. 510 kg CO₂/MWh.



■ Abb. 143: Fernwärmennetz in Chemnitz

Heizkraftwerk Nord II	
thermisch	2 · 155 MW (Gegendruckturbinen) 1 · 120 MW (Entnahme-Kondensations-Turbine)
elektrisch	2 · 65 MW (Gegendruckturbinen) 1 · 110 MW (Entnahme-Kondensations-Turbine)
Rohbraunkohle	2 Blöcke
Erdgas/HEL	1 Block
Fernwärme	
höchste Netzlast (2009-2014)	420 MW
Vertragsleistung	ca. 520 MW
Wärmeabsatz	ca. 850 GWh/a
Länge des Fernwärmennetzes	350 km
Fernkälte (siehe Abschnitt 4.3.4)	

■ Abb. 144: Basisdaten zur Kraft-Wärme-Kopplung in Chemnitz (Stand 2014)

Man kann bei dezentralen Kälteanlagen davon ausgehen, dass Immobilienbesitzer sich oft für Kompressionskälte entscheiden. Ein wesentlicher Grund dafür ist eine vereinfachte wirtschaftliche Betrachtung. In der Praxis werden z. B. luftgekühlte Splitanlagen eingesetzt. Diese besitzen besonders ungünstige Leistungszahlen, die im Spitzenlastfall bei hohen Außentemperaturen kleiner 2,0 sein können. Deshalb sollten zur Intensivierung der KWKK folgende Punkte beachtet werden:

- Analyse eigener Wärmequellen und zum Wärmefremdbezug,
- realer und umfassender Kostenvergleich zwischen Kompressions- und Absorptionskälte,
- Beachtung von rechtlichen Lösungen (z. B. Contracting, Anschluss an Nah- und Fernkälte),
- Nutzung von Sondertarifen für den Wärmebezug aus der KWK im Sommer,
- technisch-wirtschaftliche Optimierung von KWKK-Lösungen (z. B. Einsatz von Kältespeichern),
- Kombination mit dezentralen Erzeugungsanlagen (BHKW),

Ergänzung durch freie Kühlung (Umweltkälte) in der kühleren Jahreszeit zur Entlastung der zentralen oder dezentralen Wärmeversorgung.

5 Perspektiven der solaren Kühlung

Welche Chancen und Perspektiven bieten sich für die solare Kühlung? Die Frage, wie sich diese Technik gegenüber anderen Möglichkeiten der Kühlung und Klimatisierung unter Einbindung erneuerbarer Energien behaupten kann, wird seit einiger Zeit verstärkt diskutiert. Hintergrund der Betrachtungen ist, dass der Markt sich bisher nicht den Erwartungen entsprechend entwickelt hat. Die genaue Gesamtzahl installierter Systeme mit Ad- bzw. Absorptionskälteanlage und Nutzung solarer Wärme ist nicht bekannt; Schätzungen gehen (2013) von weltweit ca. 1050 Anlagen aus mit einem jährlichen Zuwachs von ca. 100 Anlagen [46]. Damit führt die solare Kühlung noch ein ausgesprochenes Nischendasein.

Die Ursache für die gehemmte Entwicklung ist nicht in einem Mangel an verfügbaren Komponenten begründet; hier gibt es für viele Anwendungszwecke ein ausreichendes Angebot thermisch betriebener Kälteanlagen sowie ein großes Angebot passender Kollektortypen. Die Ursache ist überwiegend in den Kosten für das Gesamtsystem sowie in der Komplexität der Anlagen zu suchen. Die Anlagen werden auch aufgrund noch nicht ausreichender Standardisierung, Vorfertigung und oft fehlender Planungs- und Installationserfahrung als komplex wahrgenommen. Dies spiegelt sich naturgemäß in hohen Planungs- und Installationskosten wider; allerdings bilden die Investitionskosten für die Hauptkomponenten Kollektorfeld und Kälteanlage in der Regel den größten Anteil an der Gesamtinvestition.

Abbildung 145 zeigt Kostenbeispiele in Abhängigkeit der Leistungsgröße (Nennkälteleistung) nur für die thermisch betriebene Kältemaschine TKM (Ab- und Adsorption) sowie für das Gesamtsystem einschließlich Kollektor, Rückkühlung und Hydraulik. Neben dem ausgeprägten Kostenunterschied zwischen der Komponente TKM und dem Gesamtsystem ist insbesondere die Kostendegression mit zunehmender Anlagengröße auffallend. Im Gegenzug wirkt sich dies insbesondere für kleine Anlagen, etwa für den Wohngebäudebereich, wirtschaftlich unvorteilhaft aus.

Aufgrund des geringen Marktes für solarthermische Kühlung und auch insgesamt für thermisch betriebene Kühlung zeigt sich bisher noch kein Skaleneffekt in den Kosten, wie er etwa durch stark ansteigende Produktionsziffern ausgelöst werden könnte. Daher stellt sich die Frage, unter welchen Randbedingungen solare Kühlung infolge der eingesparten Betriebs-

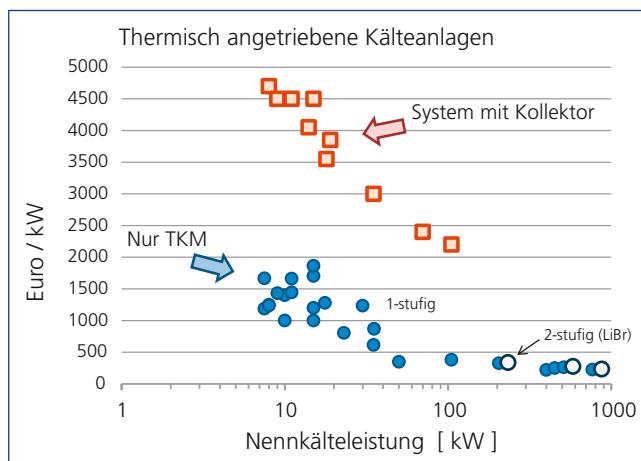


Abb. 145: Beispiele für Investitionskosten für thermisch angetriebene Kältemaschinen TKM (blaue Kreise) und für das Gesamtsystem einschließlich Kollektor (rote Quadrate). Die Kosten sind als spezifische Kosten pro kW Nennkälteleistung aufgeführt. Quellen: Preisrecherchen Fraunhofer ISE, durchgeführt 2010–2012 (TKM); U. Jakob, 2012 [47] (System mit Kollektor; ohne Installation).

kosten über die gesamte Lebensdauer betrachtet wirtschaftlich vorteilhaft ist. Verschiedene Untersuchungen widmen sich der Thematik, z.B. wird in [48] anhand eines Rechenbeispiels in einer (fiktiven) Hotelanwendung gezeigt, dass eine hohe Ausnutzung des Kollektorfeldes zusätzlich zur Kühlung auch für Brauchwarmwasser bei geeigneter Anlagendimensionierung zu einem wirtschaftlichen vergleichbaren Ergebnis führt wie in einem konventionellen, nicht-regenerativen System (Referenz) zur Deckung des Kälte- und Wärmebedarfs. Gleichzeitig sind die Kosten für eine netzgekoppelte PV-Anlage in den letzten Jahren stark gesunken. Aus diesem Grunde wird zunehmend als einfacher und kostengünstiger Ansatz in der Gebäudeversorgung der Aufbau eines netzgekoppelten PV-Generators in einer ansonsten konventionellen Kälte- und Klimatechnik, d.h., auf Basis elektrisch betriebener Kompressionsgeräte, favorisiert. Aufgrund dieser zunehmenden Konkurrenz innerhalb von Lösungen mit Nutzung regenerativer Energie besteht daher die Notwendigkeit, eine Bewertung solcher Ansätze vorzunehmen, auch wenn hierzu bereits einzelne Beispielrechnungen durchgeführt wurden, z.B. in [49].

5.1 Vergleichsstudie Solare Kühlung

Eine umfangreiche vergleichende Bewertung solarthermischer Kühlung unter Einbeziehung von Referenztechnologien und photovoltaischer Strombereitstellung erfolgte im Verbundvorhaben EVASOLK [50], das vom BMU gefördert wurde. Im Folgenden werden Vorgehensweise und Ergebnisse einer Vergleichsstudie zur solaren Kühlung in Gebäudeanwendungen auszugsweise vorgestellt. Die Vergleichsstudie beschränkt sich auf die Kälteversorgung mit geschlossenen Techniken (keine Berücksichtigung offener, sorptiv gestützter Luftkonditionierung). Die Hauptfragestellung in der Studie ist dabei: wie stellt sich solare Kühlung unter Gesichtspunkten der Primärenergieeinsparung, CO₂-Emissionsvermeidung und Wirtschaftlichkeit dar

- im Vergleich zu konventioneller Gebäudeversorgung (Referenz),
- im Vergleich zur Referenz, die mit einem netzgekoppelten Photovoltaik-Generator zwecks Primärenergieeinsparung auf Jahresbilanzierungsebene ausgestattet ist (Ref+PV),
- in unterschiedlichen Anwendungsarten,
- in unterschiedlichen Klimaten und Konfigurationen.

Im Vergleich der unterschiedlichen Ansätze – solarthermisch und photovoltaisch – ist es sinnvoll, sich nicht auf die reine Kälteversorgung zu beschränken, da ein Kollektor auch zur Heizungsunterstützung und Warmwasserversorgung mit herangezogen werden kann bzw. sollte. Es wird daher auf Jahresschicht die Gesamtbilanz für die Gebäudeversorgung zum Heizen, Kühlung und für Brauchwarmwasser betrachtet.

Abbildung 146 zeigt die generelle Vorgehensweise: Einerseits werden die Ergebnisse aus Bilanzierungsrechnungen mit solarthermischer Gebäudeversorgung (ST) mit der Referenz verglichen, auf der anderen Seite werden die Ergebnisse aus konventioneller Gebäudeversorgung mit einem zusätzlichen PV-Generator (Ref+PV) ebenfalls mit der Referenz verglichen. Da in einer solarthermisch basierten Gebäudeversorgung das Kollektorfeld sorgfältig dimensioniert werden muss, um nicht verwertbare solare Überschüsse zu minimieren, wird in jeder Rechnung die Kollektorfeldgröße variiert. Bei einer PV-Anlage ist im Prinzip die PV-Anlagengröße nur durch Flächenverfügbarkeit begrenzt. Zur Eingrenzung der Rechnung wurde daher folgender Ansatz gewählt: die Nennleistung des PV-Generators wurde auf 50 % der elektrischen Nennleistungsaufnahme der Kälteversorgung (el. Kompressionskältetechnik) begrenzt.

ST – solarthermisch unterstützte Gebäudeversorgung

- Adsorption, Absorption 1-stufig (2-stufig an zwei Standorten)
- Flachkollektor, Vakuumröhrenkollektor (2-stufig: konzentrierender Koll.)
- Variation: Kollektorgroße
- Backup-Kälteversorgung: Kaltwassersatz; in geeigneten Anwendungen auch solarthermisch autonome Kühlung
- Wärme-Backup: Gaskessel (nur Heizen, BWW)



Referenz



- Kälteversorgung: elektrisch betriebene Kompressionskältetechnik; je nach Gebäudeart und -größe: Multi-Split-Geräte, Kaltwassersatz
- Wärmeversorgung: Gaskessel

Referenz + PV (netzgekoppelt)

- Gebäudeversorgung: wie in Referenz
- Zusätzlich: netzgekoppelter PV-Generator; keine zusätzlichen Komponenten (Speicher)
- PV-Nennleistung: 50 % der elektrischen Nennleistungsaufnahme der Kältetechnik

■ **Abb. 146:** Zwei Versorgungssysteme mit regenerativem Ansatz werden jeweils mit der nicht-regenerativen Referenz verglichen. In den solarthermisch unterstützten Systemen ST wird dabei in jeder Anwendungsart und für jeden Standort der Kollektortyp variiert, eine Parametervariation der Kollektorgroße vorgenommen sowie unterschiedliche Modelle für die thermisch betriebene Kälteanlage (Ad- und Absorption) eingesetzt. Eine Wärmenutzung aus dem Gaskessel zum Betrieb der thermisch betriebenen Kälteanlage erfolgt nicht.

In den untersuchten Anwendungsarten hat dieser Ansatz zur Folge, dass im Jahr mehr als 70 % des lokal erzeugten PV-Stroms im Gebäude ohne weitere Speicher direkt von der Versorgungstechnik und von sonstigen Verbrauchern aufgenommen werden, d.h., der Anteil des ins öffentliche Stromnetz eingespeiste PV-Stroms ist < 30 % und in einigen Anwendungen bereits marginal. Damit wird eine hohe Wirtschaftlichkeit der PV-Anlage erreicht. In der wirtschaftlichen Bewertung der untersuchten Anwendungen und Konfigurationen, die einen Zeitraum von 20 Jahren umfasst, wird der überschüssige ins Netz eingespeiste Strom zwar primärenergetisch und emissionsmäßig berücksichtigt, aber nicht mit einer Einspeisevergütung berücksichtigt. Dies erfolgt aus Gründen a) der gleichen Betrachtung solarthermischer und PV-gestützter Ansätze ohne Förderung und b) wegen der gegenwärtig unbestimmten Fortschreibung der Einspeisevergütung.

Insgesamt werden drei Anwendungs- bzw. Nutzungsarten betrachtet:

A Gebäude mit Nutzungsstruktur tagsüber und verstärkt abends. Dies entspricht etwa einem Mehrfamilienhaus mit sechs Wohneinheiten. Neben der Kühl- und Heizlast tritt auch Wärmebedarf zur Deckung des Brauchwarmwasserbedarfs auf;

- B Gebäude mit einer auf den täglichen Arbeitszeitraum konzentrierten Nutzung; dies entspricht etwa der Nutzung eines Bürogebäudes. Am Wochenende nur geringe Nutzung. In den Rechnungen wird noch unterschieden in B (kleines Gebäude mit zwei Etagen) und B+ (größeres Gebäude mit acht Etagen und Lüftungssystem);
- C Gebäude mit einer in den Abendstunden verstärkten Nutzung; auch am Wochenende. Als Modell wird ein Hotel verwendet. Darin ist auch ein erhöhter Brauchwarmwasserbedarf vorgesehen. In den Rechnungen wird noch unterschieden in C (kleines Gebäude mit zwei Etagen) und C+ (größeres Gebäude mit acht Etagen und Lüftungssystem).

Abbildung 147 gibt einen Überblick zu den Anwendungsarten. In den Rechenmodellen wurde Wert darauf gelegt, möglichst generische Modelle einzusetzen. Die hinterlegten Gebäudemodelle zur Lastberechnung weisen daher keine zu spezifischen Gebäudeformen und -merkmale auf. Ebenso wurden die Modelle der Kollektoren und thermisch angetriebenen Kältemaschinen auf Basis mittlerer Teillastkurven aus mehreren Fabrikaten ermittelt. Die Modelle der Kompressionskältemaschinen in den Vergleichsrechnungen sind abgestimmt auf Messdaten, die im Rahmen eines Monitorings ebenfalls in EVASOLK erhoben wurden.

Die Modellrechnungen wurden für fünf europäische Standorte durchgeführt, um einerseits die häufigsten Klimaklassen in Mittel-/Südeuropa zu repräsentieren, aber andererseits auch hohe Unterschiede in der Sonneneinstrahlung zu berücksichtigen. Für zwei sehr sonnenreiche und warme Standorte (Antalya, Türkei; Bechar, Nordafrika) wurden ebenfalls in eingeschränktem Rahmen Simulationsrechnungen mit konzentrierender Kollektortechnik und 2-stufiger Absorptionskältetechnik durchgeführt.

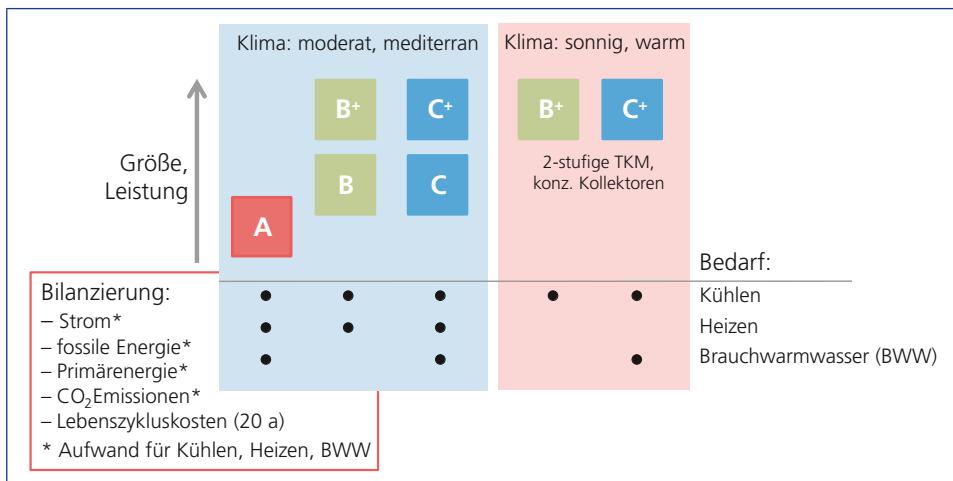
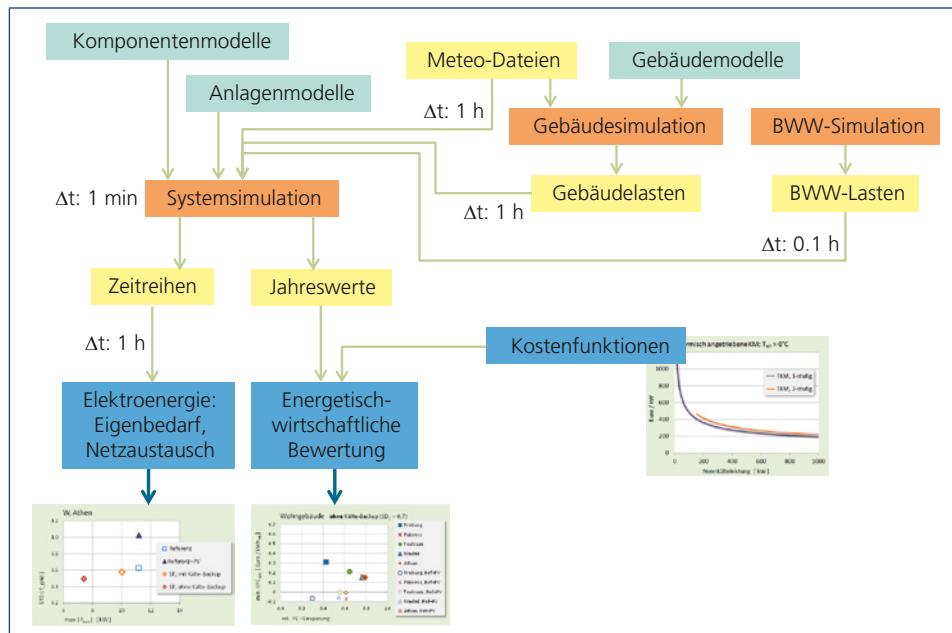


Abb. 147: Schema der Anwendungsarten (Gebäudetyp und Nutzung). Unter der A steht z. B. eine Anwendung entsprechend Nutzungsprofil und Gebäudeart eines Mehrfamilienwohngebäudes mit 6 Wohneinheiten, unter B eine vorwiegend tagsüber vorliegende Nutzung (z. B. Bürogebäude) und unter C eine Nutzung mit hohem zusätzlichen Brauchwarmwasserbedarf und Kühl-/Wärmebedarf auch spät abends (z. B. Hotelgebäude). Leistungsbereiche für den Kühlbedarf (standortabhängig): A 16-25 kW; B 38-45 kW; B+ 153-183 kW; C 23-34; C+ 94-148 kW.

5.2 Bewertung

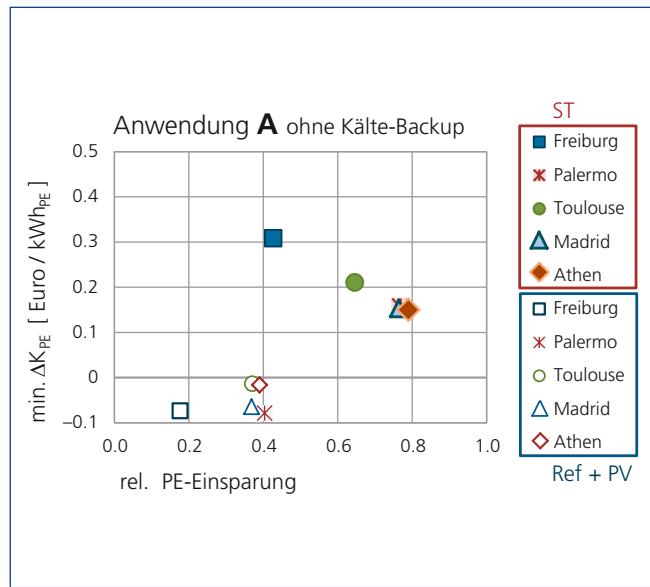
Aus den in jedem Simulationsrechenlauf erzeugten Zeitreihen werden Jahresbilanzen erstellt und daran die Bewertung vorgenommen. Die Darstellungen hier konzentrieren sich auf die relativen Primärenergieeinsparungen ΔPE_{rel} und auf die Kosten der Primärenergieeinsparung DK_{PE} (s. Kapitel 3.1.3). Die Werte werden für einen Betriebszeitraum von 20 Jahren ermittelt. Vorausgesetzt, dass mit der regenerativen Variante immer eine Primärenergieeinsparung gegenüber der Referenz erfolgt, wird $DK_{PE} > 0$, wenn die regenerative Variante sich nicht im Betrachtungszeitraum amortisiert, d. h., wirtschaftlich ungünstiger als die Referenz ist. Werte von DK_{PE} mit negativem Vorzeichen indizieren eine gegenüber der Referenz wirtschaftliche Lösung (Kosteneinsparungen).

Basis für die Quantifizierung der Bewertungsgrößen sind neben den berechneten Primärenergieaufwendungen Kostenfunktionen für die Schlüsselkomponenten der Anlagen (Kollektor, thermisch betriebene Kältemaschine, Kompressionskältemaschine usw.) und pauschale Annahmen für Planung, Installation und Wartung. Die Kostenfunktionen bilden die Preisdegradation der Komponenten mit zunehmender Nennleistung oder Größe ab. Für die Energiepreise (Strom, Gas) wurden länderspezifische mittlere Preise eingesetzt mit Differenzierung zwischen Preisen für Privatkunden (Anwendung A) und für gewerbliche Kunden (B, C). Für den 20-jährigen Betrachtungszeitraum wird eine konstante jährliche Preissteigerung angesetzt (Strom: 5 %/a; Gas: 3 %/a). Auch für die Wandlungsfaktoren zur Berechnung des Primärenergieaufwands und der CO_2 -Einsparung in den jeweiligen Varianten kamen länderspezifische Faktoren



■ **Abb. 148:** Ablaufschema der Berechnungen in der Vergleichsstudie zu den Perspektiven solarer Kühlung. Kernstück sind die Systemsimulationen, denen umfangreiche Vorarbeiten zugrunde liegen. Die Simulationsrechnungen liefern das Zahlenmaterial für die Bewertung der unterschiedlichen Anwendungen und Konfigurationen.

Abb. 149: Ergebnisse der Systemsimulationen für den Anwendungsbereich A. In den dargestellten Ergebnissen wurde in den Berechnungen der Variante ST auf den Einsatz eines Backup-Systems zur Kälteversorgung verzichtet. Die solare Deckung des Kühlbedarfs mit der solarthermisch angetriebenen Kältetechnik ist dabei immer > 70 %. Innerhalb der Kühlaison sind daher in begrenztem Maße Überschreitungen Sollwerte für die Raumtemperatur möglich. Dies ist in der Anwendung A (z. B. Wohngebäudebereich) tolerierbar.



zum Einsatz. In der Wirtschaftlichkeitsberechnung wurde darüber hinaus ein Kapitalzins von 5 % eingesetzt; ein unter heutigen Verhältnissen sicher hoher Wert.

Abbildung 148 fasst schematisch den Ablauf der Arbeiten in der Vergleichsstudie zusammen. Für weitere Details in den zugrunde gelegten Annahmen wird auf den Schlussbericht in [50] verwiesen.

5.3 Ergebnisse

In jeder Anwendungsart und für jeden Standort liefern die Rechnungen infolge der Parametervariationen (Kollektorfläche und -typ, Kältemaschinentyp) eine Anzahl von Ergebnissen. Zur besseren Darstellung wird im Folgenden daher aus jeder Rechnung nur die jeweils günstigste Variante gezeigt, d. h., die Konfiguration mit den geringsten spezifischen Kosten der Primärenergieeinsparung bei gleichzeitig möglichst hohen Primärenergieeinsparungen. Dies wird in Abbildung 146 anhand der Ergebnisse für die Anwendung A näher erläutert. Die Abbildung enthält die spezifischen Kosten der Primärenergieeinsparung, aufgetragen über der relativen Primärenergieeinsparung (Beispiel: rel. PE-Einsparung von 0,2 bedeutet 20 % weniger Primärenergieaufwand im Vergleich zur Referenz). Aus den Berechnungen wurde nach der Parametervariation in den Varianten ST die Konfiguration mit den günstigsten Kosten ausgewählt; pro Standort ist in dieser Anwendung also nur jeweils ein Datenpunkt zu sehen. Es sind sowohl die Ergebnisse für die Variante ST als auch für die Variante Ref + ST enthalten; beide werden jeweils mit der Referenz verglichen. Entsprechend bedeutet ein erreichter Wert von $\Delta K_{PE} = 0$ Kostenneutralität der regenerativen Variante gegenüber der Referenz im betrachteten Lebenszyklus. Zu sehen ist, dass die solarthermischen unterstützten Varianten alle noch darüber liegen, also Mehrkosten verursachen, während die Varianten Ref + PV kostenneutral bis kostengünstig sind. Allerdings ist das Potenzial zur Primärenergieeinsparung der

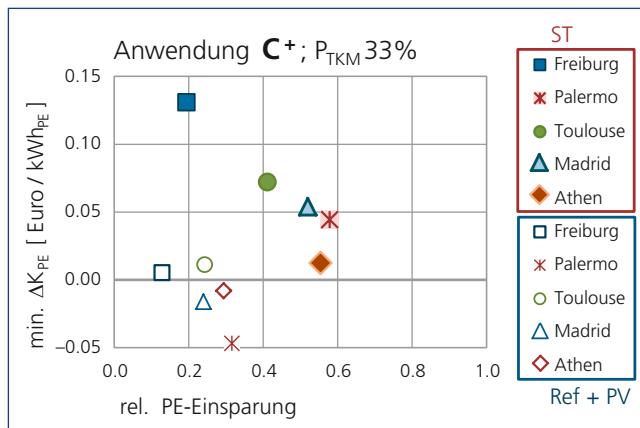


Abb. 150: Ergebnisse der Systemsimulationen für den Anwendungsbereich C+. Die thermisch angetriebene Kältemaschine (TKM) in der Konfiguration ST wurde hier nicht auf Vollast, sondern auf 33 % der maximalen Kühllast ausgelegt. Die Anlage verfügt über ein Kompressionskälte-Backup.

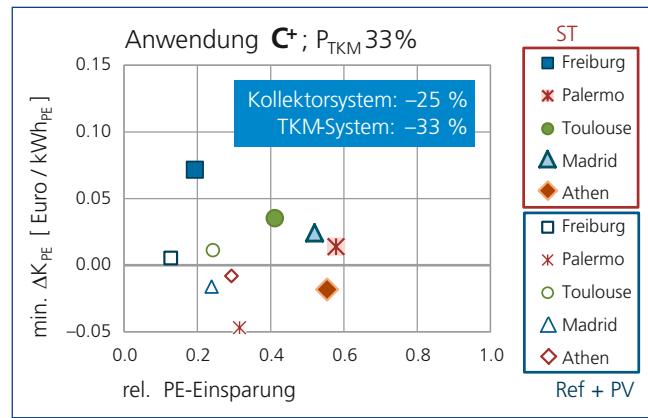
ST-Variante hoch im Vergleich zur Variante Ref + PV unter den gegebenen Randbedingungen. Dies ist auch eine Folge der aktiven Nutzung solarer Wärme zusätzlich zur Brauchwarmwasserbereitung und damit der Substitution fossiler Brennstoffe im Wärmebereich.

Für den Anwendungsbereich A, der auch kleine Wohngebäudeanwendungen umfasst, zeigt sich damit: die solarthermisch unterstützten Varianten mit thermisch angetriebener Kälteversorgung sind unter heutigen Kosten in der Regel schwierig wirtschaftlich darzustellen, dies trifft insbesondere auf weniger einstrahlungsreiche Standorte mit relativ wenigen Kühlbetriebsstunden zu. Durch die kleine Anlagengröße und die damit verbundenen hohen spezifischen Anlagenkosten besteht wenig Spielraum für Kostensenkungen. Allerdings sind die umweltbezogenen Effekte hoch und werden durch die Nutzung des Kollektorfeldes auch zur Heizungs- und Brauchwarmwasserunterstützung positiv beeinflusst. In diesem Anwendungsbereich sollte, wann immer möglich und wie auch in den Simulationsrechnungen zur Abbildung 149 gezeigt, auf ein Backup-System zur Kälteversorgung verzichtet werden.

Auch in den Berechnungen zur Anwendungsart B sind die solarthermischen Ansätze zum Kühlen und Heizen noch deutlich von der Kostenneutralität entfernt. Erschwerend wirkt sich die fehlende Nutzung des Kollektors zur Brauchwarmwasserbereitung auf: das Potenzial zur Primärenergieeinsparung ist deutlich geringer als in Anwendung A. Die Substitution von hauptsächlich elektrischen Stroms zur Kühlung ist insgesamt nicht ausreichend für eine wirtschaftlich vorteilhafte Darstellung. In dieser Anwendung erschwert auch die geringe Lastanforderung am Wochenende (Laststruktur: Bürogebäude) die weitere Nutzung des Kollektorfeldes, während eine PV-Anlage immer elektrischen Strom zumindest ins Netz einspeisen kann. In beidem, Primärenergieeinsparung und in den spezifischen Kosten der PE-Einsparung, ist hier die Option Ref + PV vorteilhafter.

Wesentlich günstiger sieht die Situation für solarthermische Konfigurationen in der Anwendungsart C aus. In dieser Anwendung begünstigt ein hoher Brauchwarmwasserbedarf (Laststruktur: Hotel) die Darstellung der solarthermischen Varianten, trotz nicht-optimaler Übereinstimmung zwischen täglicher Einstrahlung und abendlichen Kühllastspitzen. Zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit wurde die thermisch betriebene Kühlung in Abbildung 150 für C+ nicht auf Vollast, sondern nur auf ca. 1/3 der Kühllastspitze ausgelegt. Diese Gestaltungsmöglichkeit besteht, da in der Anwendungsart C immer ein Kälte-Backup vorgesehen ist (Einhaltung

■ **Abb. 151:** Anwendung wie in Abbildung 150, aber Absenkung der Investitionskosten: Kollektorsystem – 25 %; thermisch angetriebenes Kältesystem (einschl. Rückkühlung) –33 %.

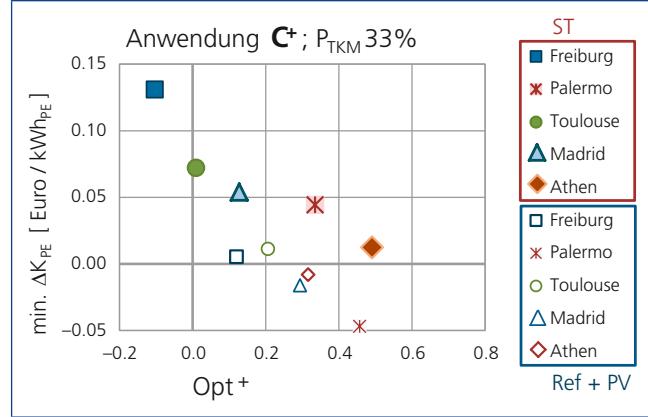


der Sollwerte Raumtemperatur und -feuchte). Der Einfluss auf die Primärenergieeinsparung ist dabei vertretbar, da die Spitzenleistungen nur in wenigen Zeitabschnitten abgerufen werden. Zwar ist die Option Ref + PV insgesamt wirtschaftlich attraktiver, aber tendenziell kann an südeuropäischen Standorten mit solarthermischen Systemen ansatzweise bereits Vergleichbarkeit mit der Referenz hergestellt werden. Insbesondere die umweltbezogenen Auswirkungen der Variante ST sind hier wieder vorteilhaft.

In Abbildung 151 wurden für die gleiche Anwendung in der Variante ST die Investitionskosten für das Kollektorfeld und für das thermisch betriebene Kältesystem abgesenkt (–25 % bzw. –33 %), um den Einfluss von Kostenbewegungen im mittelfristig realisierbaren Rahmen aufzuzeigen. Die Wirtschaftlichkeit der solarthermischen Varianten für südeuropäische Standorte nähert sich jetzt der der Varianten Referenz und Ref + PV bzw. ist im Rahmen der Unsicherheit der Betrachtungen fast vergleichbar mit diesen, zeigen aber wiederum das größere Potenzial zur Primärenergieeinsparung.

Daraus resultiert: solarthermische Kühlung ist aufgrund der noch hohen Kosten am aussichtsreichsten wenn ein weiterer Wärmebedarf zu einer gleichmäßig hohen Ausnutzung des Kollektors führt. Beispiele sind Hotels, Klinikbereiche usw. Die alleinige Einsparung von Elektroenergie in der Kühlanwendung ist oft noch deutlich von der Wirtschaftlichkeit entfernt.

■ **Abb. 152:** Anwendung C^+ : Gegenüberstellung von ΔK_{PE} und Opt^+ . Mit der Optimierungsgröße Opt^+ liegen neben den Konfigurationen aus Ref + PV auch die ST-Konfigurationen an mehreren Standorten im positiven Bereich. Eine Absenkung der Investitionskosten wurde hier nicht vorgenommen.



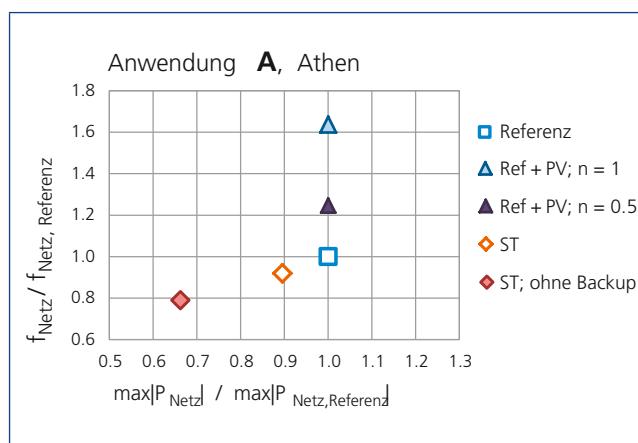
Weitere Berechnungen zeigen, dass auch in Regionen mit sehr hoher Sonneneinstrahlung und unter Verwendung hocheffizienter 2-stufiger Absorptionskältetechnik zwar Kostenneutralität gegenüber der Referenz erreicht werden kann, aber die Variante Ref + PV noch immer wirtschaftlich geringfügig günstiger ist. Neben einer sorgfältigen Dimensionierung der thermisch angetriebenen Kälteversorgung sind daher mittelfristige Kostensenkungen in den Hauptkomponenten von hoher Bedeutung.

Allerdings zeigen sich hier auch die Nachteile in der oft verwendeten spezifischen Bewertungsgröße »Kosten der Primärenergieeinsparung«: in diesem Wert allein kommt nicht die Höhe der tatsächlich erreichten Primärenergieeinsparung zum Ausdruck; daher wurde in den vorherigen Abbildungen die relative PE-Einsparung immer explizit mit abgebildet. Man kann jedoch durch die Wahl der Beurteilungsgröße die Umwelteffekte (Einsparung Primärenergie oder CO₂) direkt mit berücksichtigen. In Kapitel 3.1.3 wurde bereits eine solche dimensionslose Größe Opt⁺ vorgeschlagen, in der Kosteneinsparung und Primärenergieeinsparung (jeweils normiert auf den Aufwand in der Referenz) gleichgewichtet summiert werden. In der vorgeschlagenen Definition können Kostennachteile eines erneuerbaren Lösungsansatzes durch hohe Primärenergieeinsparungen kompensiert werden. Vorteilhaft ist daher immer ein Wert von Opt⁺ > 0. In Abbildung 152 wurde dieser Beurteilungsparameter auf die Anwendung C⁺ angewendet (ohne Kostensenkungsszenario).

Während in der Verwendung der Bewertungsgröße DK_{PE} nur die Variante Ref + PV an einigen Standorten wirtschaftlich attraktiv gegenüber der Referenz ist (Werte < 0), zeigt die Verwendung der optimierten Bewertungsgröße auch für mehrere Standorte mit solarthermischer Variante vorteilhafte Werte aufgrund der insgesamt hohen Primärenergieeinsparung. Der optimierte Bewertungsparameter bildet damit insgesamt einen möglichen Kompromiss zwischen reiner wirtschaftlicher und reiner umweltbezogener Betrachtung.

Die Untersuchungen in EVASOLK liefern zudem Hinweise, dass sich eine solarthermisch gestützte Versorgung netzschnellend auswirkt. Dies zeigt qualitativ die Anwendung des Netz-Interaktionsindex f_{Netz}, der in Anlehnung an den gebäudetechnischen Bewertungsansatz Net Zero Energy Buildings [51] ermittelt wird aus der Fluktuation des Netzstromaustausches. f_{Netz} ist die Standardabweichung der Fluktuationen des Netzstromaustausches (aus der Zeitreihe

■ **Abb. 153:** Netz-Interaktionsindex, aufgetragen über dem Maximalwert der el. Leistung in/aus dem Netz. Die Werte sind auf die der Referenz normiert. Für die Variante Ref + PV sind zwei Datenpunkte enthalten: für die in der Vergleichsstudie standardmäßige Auslegung des PV-Generators auf 50 % der el. Leistungsaufnahme der Kompressionskältemaschine (n=0,5) und für eine 100 %-Auslegung (n=1).



eines Jahres, hier mit stündlicher Zeitauflösung), bezogen auf den Mittelwert der Netzelastung:

$$f_{Netz} = \sigma \left[\frac{P_{Netz, i}}{\text{Mittelwert} (|P_{Netz}|_i)} \right] \quad \text{Gleichung 43}$$

mit $P_{Netz, i}$ = elektrische Netzlast am Gebäudeanschluss (\pm je nach Flussrichtung) im Zeitintervall i . $P_{Netz, i}$ stellt das Residuum bzw. die Differenz aus elektrischer Gebäudeelast (Heizen, Kühlen, BWW und sonst. Gebäudenutzung) und aus photovoltaischer Stromversorgung dar. Der Netz-Interaktionsindex kann auch als Netzstress-Parameter bezeichnet werden: mit zunehmenden Amplituden des Netzstromaustausches steigt der Wert von f_{Netz} .

Als Beispiel zeigt Abbildung 153 die Werte von f_{Netz} in der Anwendung A, Standort Athen. Der Netz-Interaktionsindex ist über dem Betragsmaximum der jährlichen Netzelastung (Gebäudeanschluss) aufgetragen; beide Werte sind jeweils auf den Wert der Referenz-Variante normiert. Die Rechnungen sind ein Indiz dafür, dass solarthermische Verfahren tendenziell zu einer Verringerung des Netz»Stresses« beitragen können, während PV-Anlagen diesen tendenziell erhöhen trotz hohem Eigenverbrauchsanteil. In der solarthermischen Variante zeigt sich zudem insbesondere in der Konfiguration ohne Kälte-Backup (solarthermisch autonome Kühlung) ein geringeres Betragsmaximum. In Ref+PV wurden keine zusätzlichen Speicher (thermisch oder elektrisch) berücksichtigt. Diese können bei geeigneter Regelung die Netzfluktuationen herabsetzen, bedingen aber spürbar höhere Investitionskosten.

Zusammenfassend ergibt sich damit ein Bild, dass solarthermische Kühlung einerseits in vielen Anwendungen hohe positive Umwelteffekte erzielen kann und auch netzentlastende Wirkung ermöglicht, aber andererseits noch starke Einschränkungen hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit im Vergleich zu konventioneller Versorgungstechnik und insbesondere zur Versorgung mit solarelektrischer Unterstützung bestehen. Wie bereits betont, ist solarthermische Kühlung interessant in Anwendungen mit zusätzlich hoher Substitution fossiler Brennstoffe für Brauchwasserbereitung und in Anwendungen, in denen allein durch die Anlagengröße bereits günstigere spezifische Komponentenkosten erreicht werden – sowohl für das Kollektorsystem als auch für die Ab-/Adsorptionskältemaschine. Dabei muss durch eine sorgfältige Planung eine Überdimensionierung in den thermisch betriebenen Subsystemen vermieden werden.

Die hier auszugsweise aus EVASOLK gezeigten Untersuchungen bilden den gegenwärtigen Stand der Technik und Anlagenkonzepte ab. Technologische Veränderungen, die eine signifikante Effizienzsteigerung nach sich ziehen, wurden nicht berücksichtigt, ebenso wenig wie spezielle Systemkonzepte, die etwa die Rückkühlwärme auf mittlerem Temperaturniveau nutzbringend anwenden und so weitere Brennstoffkosten einsparen.

6 Ausblick

6.1 Forschung und Entwicklung

Thermisch angetriebene Verfahren zur Kälteerzeugung oder Raumklimatisierung stellen eine Schlüsselkomponente für eine effiziente Energieumwandlung im Bereich der Kälte- und Klimatechnik dar. Sie ermöglichen eine Einsparung an Primärenergie und eine entsprechende Reduktion von CO₂-Emissionen im Vergleich zu Standardverfahren. Dies gilt sowohl bei der Verwendung konventioneller fossiler Brennstoffe als auch bei Verwendung regenerativer Energien wie Brennstoffen aus Biomasse oder der Wärme aus Solarenergie. Die in diesem Buch dargestellten Verfahren und Technologien haben einen unterschiedlichen Entwicklungsstand erreicht. Große Absorptionskältemaschinen mit den Stoffpaaren Wasser-LiBr und Ammoniak-Wasser sind seit vielen Jahren im Einsatz. Andere Verfahren wie Adsorptionskälteanlagen und Dampfstrahlkältemaschinen haben dagegen noch einen deutlich geringeren Entwicklungsprozess durchlaufen und es bestehen erhebliche Potenziale zur Optimierung und Weiterentwicklung.

Zukünftige F&E-Arbeiten umfassen das gesamte Spektrum von anwendungsorientierter Grundlagenforschung über die Arbeiten an Prozessen und Maschinen bis hin zu Fragestellungen im Bereich der Systemtechnik und Regelung. Zu jedem der genannten Bereiche sollen – ohne Anspruch auf Vollständigkeit – kurz wichtige zukünftige Forschungsthemen benannt werden.

Anwendungsorientierte Grundlagenforschung

- Materialforschung erscheint heute insbesondere im Bereich der Feststoffsorption aussichtsreich. Aktuelle Forschungsprojekte im In- und Ausland (siehe z. B. [52]) konnten zeigen, dass deutlich günstigere Sorptionsmaterialien für die thermisch angetriebene Kälteerzeugung möglich sind, als die heute verwendeten Silicagele. Das Potenzial neuer Materialien für die Wärmetransformation und auch die Wärmespeicherung ist groß und bedarf einer intensiven Forschung und Entwicklung, insbesondere, um zu stabilen Materialien und kostengünstigen Herstellprozessen zu gelangen. Im Bereich der Flüssigsorption sind unter Umständen durch die immer breitere Verfügbarkeit von ionischen Liquiden neue Stoffsysteme mit verbesserten Eigenschaften möglich.
- Im Bereich des Wärme- und Stofftransports sind heute durch Ansätze im Bereich der Mikrosystemtechnik (Mikrofluidik, mini-channels) neue Konzepte von Wärmetauschern denkbar, deren Übertragung auf thermisch angetriebene Kälteverfahren noch weitgehend aussteht. Für die Feststoffsorption sind Verbesserungen vor allem durch kompakte Wärmeübertrager mit großen Oberflächen zu erwarten; bereits labortechnisch realisierte Ansätze liegen bei Metallschwammstrukturen, bei denen das aktive Material (Sorbens, z. B. Zeolith) in vergleichsweise dünnen Schichten appliziert wird. Durch derartige Konstruktionen sind vermutlich deutlich kompaktere Geräte mit wesentlich höherer Leistungsdichte möglich, als sie in den heute verfügbaren Anlagen erreicht werden.
- Im Bereich der Großspeichertechnik konzentriert sich die Forschung auf die Analyse der Wärmeübertragungsvorgänge in Speichern und im Bereich der Hülle. Ein wichtiges Teilziel ist z. B. die Erzeugung und Erhaltung einer bestmöglichen thermischen Schichtung bei Kaltwasserspeichern.

- Der erste gebäudeintegrierte Kaltwasserspeicher [54] wurde 2013 in Betrieb genommen. Der 500 m³ große Speicher befindet sich im zweiten Untergeschoss eines Institutsgebäudes von Fraunhofer ISE in Freiburg. Ein weiteres Novum ist die Systemintegration in das LowEx-Kälte- und das LowEx-Wärme-Versorgungssystem am Campus. Über die freie Kühlung und den Wärmepumpenbetrieb wird eine extrem hohe Reduktion des Primärenergieeinsatzes (hier Strom) angestrebt.
- Im Projekt RenewIT untersuchen europäische Forschungsgruppen, wie erneuerbare Energien verstärkt für Rechenzentren genutzt werden können. Den deutschen Beitrag leisten Wissenschaftler der TU Chemnitz. Sie optimieren Kühlstrategien, beispielsweise den Einsatz Solarer Kühlsysteme. RenewIT ist eines von sechs Forschungsvorhaben für energieeffizientere Rechenzentren, die von der EU im Rahmen der 7. Rahmenprogramm Initiative (RP7) gefördert werden.

Entwicklung von Verfahren und Geräten

- Heute verfügbare, thermisch angetriebene Kältemaschinen erreichen eine Carnot-Effizienz – also eine Effizienz im Verhältnis zum theoretischen Maximalwert, der bei reversibler Prozessführung erreicht wird – von rund 0,3–0,4. Hier liegt somit ein Potenzial für Verbesserungen. Maßnahmen zur Erschließung dieses Potenzials können einerseits dazu führen, dass niedrigere Antriebstemperaturen ohne Verluste im COP möglich sind, oder dass bei gleichen Antriebstemperaturen höhere COP-Werte erreicht werden. Dies kann durch konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung des Wärme- und Stofftransports sowie eine höhere interne Wärmerückgewinnung erfolgen.
- Die überwiegende Mehrheit der heutigen Sorptionskältemaschinen arbeiten entweder 1-stufig oder 2-stufig. Grundsätzlich wäre es auch möglich, Geräte zu konstruieren, die Wärme auf unterschiedlichen Temperatur-Niveaus jeweils optimal umsetzen können und damit eine höhere Gesamt-Effizienz erreichen.
- Eine weitere Möglichkeit der Verfahrensentwicklung besteht in der inhärenten **Integration von Sorptions- und Kompressionsprozessen**. Dadurch könnte je nach verfügbarer Wärmemenge eine mehr oder weniger große Einsparung an mechanischer bzw. elektrischer Energie ermöglicht werden. Zugleich könnte eine solche Kältemaschine bei vollständiger Abwesenheit von Wärme – z. B. im Fall der solaren Kühlung – effizient mit elektrischer Energie betrieben werden.
- Im Bereich der **offenen Verfahren** bietet die Entwicklung von gekühlten Sorptionsprozessen eine wichtige Perspektive, um auch mit niedrigen Antriebstemperaturen eine hohe Lufttentfeuchtung zu erzielen. Insofern sind derartige Verfahren, insbesondere für Klimate mit hoher Außenluftfeuchtigkeit, von Interesse. Im Bereich der flüssigen Sorption eröffnet die Möglichkeit konzentrierte (und verdünnte) Sole zu bevorraten darüber hinaus eine sehr effiziente Möglichkeit der Speicherung. Hier sind bereits einige wenige Anlagen in Betrieb, aber eine breite Ausnutzung dieses Potenzials steht noch aus.
- Neben den thermisch angetriebenen Kältemaschinen selbst sind weitere Komponenten von zentraler Bedeutung für den Erfolg der thermisch angetriebenen Kälteerzeugung. Hierzu gehören insbesondere die **Rückkühlleinheiten**, bei denen speziell im Bereich kleiner Leistungen noch erheblicher Entwicklungs- und Optimierungsbedarf besteht. Außerdem kommt – gerade bei der Nutzung der Solarenergie – der Speicherung eine zentrale Rolle zu. Im Bereich der Kältespeicher sind gänzlich neue Verfahren, beispielsweise auf der Basis von Phasenwechselmaterialien, möglich. Hier sind wiederum Forschungs- und



■ **Abb. 154:** Optimiertes Tragwerk hinsichtlich eines minimalen Materialeinsatzes und einer rationellen Fertigung, Be- und Entlastungssystem für den 1000 m³ Kaltwasserspeicher Klinikum Chemnitz, Realisierung durch die Fa. RAC Rohrleitungsbau Altchemnitz

Entwicklungsarbeiten von den grundlegenden Materialien, wie z.B. sogenannten Phase Change Slurries, über angepasste periphere Geräte, wie Pumpen oder Wärmeübertrager, bis hin zu gesamten Speichersystemen gefragt.

- Speicher (Schwerpunkt Großspeicher) müssen bei Erhalt der Funktion kostengünstig sein, um energetisch-ökologische Vorteile innerhalb von Systemlösungen in der Praxis durchzusetzen. Deswegen werden kontinuierlich Konstruktionen und Bautechnologien optimiert.

System- und Anlagentechnik

- Ein durchgängiges Merkmal der in diesem Buch diskutierten Systeme ist ihre höhere Komplexität im Vergleich zu vergleichbaren konventionellen Systemen. Dies bedingt einerseits einen höheren **Planungsaufwand** und andererseits einen höheren Aufwand für die **Regelungstechnik**. Zugleich birgt jede größere Komplexität immer auch die Gefahr des Fehlbetriebs. Hier liegen wichtige Felder für F&E-Arbeiten im Bereich der Systemtechnik, damit das Potenzial zur Energieeinsparung bei Einsatz der thermisch angetriebenen Kühlung – in welchem Systemverbund auch immer – auch tatsächlich erschlossen wird. **Demonstrationsvorhaben** mit einem wissenschaftlichen Begleitprogramm können einen wichtigen Beitrag liefern, um derartige Arbeiten zu beschleunigen und den Transfer der Ergebnisse in die Planungs- und Betriebspraxis sicher zu stellen.
- Speicher bzw. Speicher-System-Lösungen bieten viele Vorteile. Um diese Vorteile zu nutzen, werden diverse Forschungsthemen im Bereich optimale Auslegung und optimaler Betrieb untersucht. Dies betrifft z.B. Nah- und Fernkälte-Lösungen oder die Implementierung der freien Kühlung.

6.2 Internationale Situation

Auf internationaler Ebene laufen verschiedene Anstrengungen, um die energetischen und ökologischen Herausforderungen zu lösen. Innerhalb der Internationalen Energie Agentur (IEA) wären folgende Projekte zu nennen:

- Annex 34 »Thermally driven heat pumps«, IEA Heat Pump Programme
- Task 48 »Quality Assurance and Support Measures for Solar Cooling Systems«, IEA Solar Heating and Cooling Programme
- Task 53 »New Generation Solar Cooling & Heating Systems (PV or solar thermally driven systems)«, IEA Solar Heating and Cooling Programme
- IEA, ECES, Annex 20 Kältespeicherung
- IEA, SHC, Task 45, große solare Systeme

7 Zitierte Literatur und Abbildungsverzeichnis

7.1 Zitierte Literatur

- [1] Franzke, U.: Klima- und Kältetechnik in der Prozessanwendung. In: *Ki Luft- und Kältetechnik*. Jg. 41 (2005), H. 7, S. 247–249
- [2] Müller, W. (Bundesumweltministerium): Beitrag der Kältetechnik zum Klimaschutz. Berlin, 31. März 2011
- [3] Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV) e.V., Hannover (Hrsg.): Energiebedarf bei der technischen Erzeugung von Kälte in der Bundesrepublik Deutschland. 2002. II, 291 S., ISBN 3-932715-06-3. Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins. Nr. 22
- [4] Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE), Kaiserslautern (Hrsg.); Stadt Frankfurt. Energiererferat (Hrsg.): *BHKW-Kenndaten 2005*. 2005
- [5] ADENE – Agencia para a Energia; Amadora (Portugal) (Hrsg.): Promotion of trigeneration technologies in the tertiary sector in Mediterranean countries (Greece, Italy, Spain and Portugal). *managenergy* [2003], Nr. 128
- [6] Knight, I.; Ugursal, I.: Residential Cogeneration Systems: A Review of the Current Technologies. A Report of Subtask A of FC+COGEN-SIM. The Simulation of Building-Integrated Fuel Cell and Other Cogeneration Systems. Energy Conservation in Buildings and Community Systems. Programme Annex 42. International Energy Agency (IEA), Paris (Frankreich) (Hrsg.). April 2005. ISBN 0-662-40482-3
- [7] Solarpraxis AG, Berlin. www.solarpraxis.de
- [8] Weiss, W.; Rommel, M.: Medium Temperature Collectors. State of the Art within Task 33/IV Solar Heat for Industrial Processes. Subtask C-Collectors and Components. International Energy Agency (IEA), Paris (Frankreich). Solar Heating and Cooling Executive Committee (Hrsg.). Mai 2005
- [9] Bodach, M.: Energiespeicher im Niederspannungsnetz zur Integration dezentraler, fluktuierender Energiequellen. Dissertation. Technische Universität Chemnitz. Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik. 2006
- [10] Kretschmer, R.; Dittmann, J.: Alternative für Spitzenlast und Regelenergie – Kostensenkung und verbesserte Netzstabilität durch Druckluftspeicher. In: *ew – Das Magazin für die Energiewirtschaft*. Jg. 104 (2005), H. 9, S. 44–47
- [11] International Energy Agency (IEA), Paris (Frankreich). Solar Heating & Cooling Programme. Task 25: Solar Assisted Air Conditioning of Buildings. www.iea-shc-task25.org/
- [12] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta (USA) (Hrsg.): *The ASHRAE handbook CD*. 2006. CD-ROM, ISBN 1-931862-89-3
- [13] Schweigler, C.: Kälte aus Fernwärme. Konzept, Auslegung und Betrieb der Single-Effect/Double-Lift-Absorptionskälteanlage. Düsseldorf : VDI Verl., 1999. XI, 239 S., ISBN 3-18-312119-0,

- zugl. Diss. Technische Universität München. Institut E19 für Physik, 1998. Forschritt-Berichte VDI. Reihe 19. Nr. 121
- [14] Klein, H.: Einsparungen an Primärenergie und Minderung von CO₂-Emissionen durch die Integration thermisch angetriebener Kältemaschinen in die Kraft-Wärme-Kopplung am Beispiel ausgewählter Objekte. Düsseldorf : VDI Verl., 2000. IX, 140 S., ISBN 3-18-312319-3, zugl. Diss. Universität Essen, 1999. Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 19. Nr. 123
- [15] Biffar, B.: Betriebserfahrungen der Boehringer Ingelheim Pharma, Standort Biberach. In: 13. WAW-Erfahrungsaustausch Wärme aus Kälte. Weinheim, 27. Okt. 2005. Tagungsband
- [16] Jungnickel, H.; Agsten, R.; Kraus, W. E.: Grundlagen der Kältetechnik. München: Verl. Technik, 1990. ISBN 978-3-341-00806-5
- [17] Drees, H.; Zwicker, A.; Neumann, L.: Kühlanlagen. München : Verl. Technik, 1992. 388 S., 15., bearb. Aufl., ISBN 978-3-341-00935-2
- [18] Feddeck, P.: Neue Anwendungen der Dampfstrahlkältemaschine. FIZ Karlsruhe. BINE Informationsdienst, Bonn (Hrsg.). 2002. 4 S., ISSN 0937-8367. BINE Projekt-Info 10/02
- [19] Herwig, H.: Technische Thermodynamik A – Z: systematische und ausführliche Erläuterung wichtiger Größen und Konzepte. Hamburg: TuTech Innovation, 2008. ISBN 978-3-930400-85-0
- [20] AGFW | Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e. V.: AGFW-Hauptbericht 2012. Frankfurt a. M.: AGFW, Dezember 2013. 52 S.
- [21] Euroheat and Power, the International Association for District Heating, District Cooling and Combined Heat and Power (Hrsg.): District heating and cooling – country by country, 2011 survey. Brüssel: Euroheat & Power, 2011. 432 S.
- [22] DIN V 18599-7: Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 7: Endenergiebedarf von Raumlufttechnik- und Klimakältesystemen für den Nichtwohnungsbau. Berlin: Beuth, 2007. 104 S.
- [23] Glück, B.: Heizwassernetze für Wohn- und Industriegebiete. Berlin: Verl. für Bauwesen, 1984. ISBN 3-8022-0095-0
- [24] Verordnung über Allgemeine Bedingungen für die Versorgung mit Fernwärme (ABVFernwärmeV) vom 20. Juni 1980 (BGBI I S. 742), zuletzt geändert durch Artikel 20 des Gesetzes vom 9. Dez. 2004 (BGBI I S. 3214)
- [25] Netherlands Agency for Energy and the Environment (NOVEM), Sittard (Niederlande) (Hrsg.): Optimization of Cool Thermal Storage and Distribution. 2002. 127 S., ISBN 90-5748-025-5
- [26] Urbaneck, T.; Uhlig, U.; Platzer, B. u.a.: Machbarkeitsuntersuchung zur Stärkung der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung durch den Einsatz von Kältespeichern in großen Versorgungssystemen. Abschlussbericht. Technische Universität Chemnitz. Fakultät für Maschinenbau (Hrsg.); Stadtwerke Chemnitz AG (Hrsg.). 2006. 271 S., ISBN 3-00-015770-0, FKZ 0327357A
- [27] Urbaneck, T.; Schirmer, U.; Platzer, B. u.a.: Review zur Kältespeichertechnik. In: Ki Luft- und Kälte-technik. Jg. 43 (2007), H. 1–2, S. 28–31

- [28] Urbaneck, T.; Schirmer, U.; Platzer, B. u. a.: Optimierung der Kraft-Wärme-Kopplung mit Kältespeichern. In: EuroHeat & Power. Jg. 34 (2005), H. 11, S. 50–57
- [29] Urbaneck, T.; Schirmer, U.; Platzer, B. u. a.: Absorptionskältemaschinen und Kaltwasser-Speicher. Eine Analyse zur Kurzzeit-Speicherung. In: Ki Luft- und Kältetechnik. Jg. 41 (2005), H. 12, S. 509–515
- [30] Meyer, F.; Urbaneck, T.; Uhlig, U.: Kältespeicher in großen Netzen. In: KKK Kälte Klima Aktuell, Sonderausgabe Großkältetechnik. Jg. 25 (2006), H. 2, S. 42
- [31] Lucas, K.; Gebhardt, M.; Kohl, H. u. a.: Preisatlas. Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung. Universität Duisburg Essen. Institut für Umwelttechnik (IUTA) e. V., Duisburg (Hrsg.). 2002. Stiftung Industrieforschung. Forschungsvorhaben S 511
- [32] Verein Deutscher Ingenieure (VDI), Düsseldorf (Hrsg.): Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen. VDI-Richtlinie 2067. Blatt 1–11. Stand einzelner Blätter: 1998–2005
- [33] Henning, H.-M.; Motta, M.; Mugnier, D (Eds.): Solar Cooling Handbook – A Guide to Solar Assisted Cooling and Dehumidification Processes. Wien: AMBRA V, 2013. 3. vollst. überarb. Aufl. ISBN 978-3-99043-438-3
- [34] Demonstrationsvorhaben zur solaren Kühlung im Rahmen des Förderprogramms Solarthermie-2000plus des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), Berlin. www.solarthermie2000plus.de
- [35] Carrier GmbH & Co. KG, Unterschleißheim (Hrsg.): Betriebsanleitung Absorptionskältemaschine 16JH. 1992
- [36] Neumann, F.; Urbaneck, T.; Platzer, B. u. a.: Parameterbestimmung mit der charakteristischen Gleichung. In: Ki Luft- und Kältetechnik. Jg. 46 (2010) H. 11, S. 18–21
- [37] Neumann, F.; Urbaneck, T.; Platzer, B. u. a.: Vergleich von zwei baugleichen Absorptionskältemaschinen mithilfe der charakteristischen Gleichung. In: Ki Luft- und Kältetechnik. Jg. 47 (2011) H. 4, S. 32–35
- [38] Urbaneck, T.; Schirmer, U.; Platzer, B. u. a.: Kurzzeitige Kältespeicherung. Optimierung der Energieversorgung durch den Einsatz großer Kaltwasserspeicher. In: BWK Das Energie-Fachmagazin. Jg. 59 (2007), H. 6, S. 55–59
- [39] Urbaneck, T.; Uhlig, U.; Göschel, T. u. a.: Erste Betriebserfahrungen mit Großkältespeicher. In: EuroHeat & Power. Jg. 36 (2007), H. 12, S. 24–28
- [40] Urbaneck, T.; Platzer, B.; Schirmer, U. u. a.: Pilotprojekt zur Optimierung von großen Versorgungssystemen auf Basis der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung mittels Kältespeicherung. Technische Universität Chemnitz, Fakultät für Maschinenbau (Hrsg.); Stadtwerke Chemnitz AG (Hrsg.). 2010. 83 S., ISBN 3-9811424-4-6, FKZ 0327357B/C, <http://dx.doi.org/10.2314/GBV:634696017>
- [41] Urbaneck, T.; Platzer, B.; Uhlig, U. u. a.: Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung mit Kaltwasserspeicher – Stand und Entwicklung der Technologie. In: ew. Jg. 112 (2013) H. 4, S. 46–51.
- [42] Urbaneck, T.; Sander-Seidel, K.; Platzer, B. u. a.: Untersuchung einer hydraulischen Weiche in einem Fernkältesystem. In: HLH Lüftung, Klima, Heizung, Sanitär Gebäudetechnik. Jg. 65 (2014) H. 7/8, S. 31–35

- [43] Sander-Seidel, K.; Urbaneck, T.; Platzer, B.: Untersuchung einer hydraulischen Weiche in einem Fernkältesystem. In: HLH Lüftung, Klima, Heizung, Sanitär Gebäudetechnik. Jg. 65 (2014) H. 9, S. 31–35.
- [44] Urbaneck, T.; Sander, K.; Platzer, B.: Einsatz von Halbrohrschikanen in hydraulischen Weichen. DE 10 2010 061 165 – 10.12.2010
- [45] Urbaneck, T.; Sander, K.; Platzer, B.: Einsatz von Halbrohrschikanen in hydraulischen Weichen. EP 11819080.0-1602 – 01.12.2011
- [46] Mauthner, F.; Weiss, W.: Solar Heat Worldwide – Markets and Contribution to the Energy Supply 2012. Edition 2014. Published by the IEA Solar Heating & Cooling Programme, June 2014. Section 7.3 – Market for solar air-conditioning and cooling applications, S. 38
- [47] Jakob, U.: Where does Solar Cooling stand today? In: Sun & Wind Energy, (2012) H. 5
- [48] Henning, H.-M.; Döll, J.: Solar systems for heating and cooling of buildings. Beitrag zur SHC Conference 2012 (International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry), 9.–12. Juli 2012, San Francisco, USA
- [49] Hartmann, N.; C. Glueck; Schmidt, F. P.: Solar cooling for small office buildings: Comparison of solar thermal and photovoltaic options for two different European climats. Renewable Energy 36 (2011) S. 1329–1338
- [50] EVASOLK – Evaluierung der Chancen und Grenzen von solarer Kühlung im Vergleich zu Referenztechnologien. Verbundvorhaben mit den Partnern Fraunhofer ISE, ILK Dresden und ZAE Bayern. Gefördert vom BMU. Förderkennzeichen 0325966A/B/C; abgeschlossen 31.12.2012. Der Schlussbericht ist erhältlich unter www.solare-kuehlung.info/Projekte/Projekte/evasolk
- [51] Voss, K. et al.: Load-Matching and Grid Interaction of Net Zero Energy Buildungs. Tagungsbeitrag zur EuroSun 2010, Graz, Österreich
- [52] Schmidt, F.; Hahn, A.: Netzwerk neue hochporöse Materialien und Systeme zur Energiespeicherung und Wärmetransformation. Projektabschlussbericht. Förderkennzeichen 01SF0303. Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme (ISE), Freiburg. Abteilung Thermische Anlagen und Gebäudetechnik (Hrsg.). Bericht TAG1-FSch-0707-E01. 2007
- [53] Delorme, M.; Six, R.; Mugnier, D. u.a.: Climasol. Leitfaden zum Thema Solares Kühlen. Oberösterreichischer Energiesparverband, Linz (Österreich) (Hrsg.). 2003
- [54] Urbaneck, T.; Platzer, B.; Kalz, D. u.a.: Weiterentwicklung der Konstruktion und des Betriebs von gebäudeintegrierten Kaltwasserspeichern. In: VDI-Wissensforum GmbH (Hrsg.): 2. VDI-Fachkonferenz Thermische Energiespeicher in der Energieversorgung 2013. Düsseldorf: VDI Wissensforum, 2013. CD-ROM, ISBN: 978-3-9811424-5-7

7.2 Abbildungsverzeichnis

Alle hier nicht aufgeführten Abbildungen stammen von den Autoren. Nummern in eckigen Klammern verweisen auf die Literaturangaben im Kapitel 7.1.

- Abb. 3 siehe [1]
- Abb. 6 Karl, J.: Dezentrale Energiesysteme. Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt. München : Oldenbourg, 2006. XII, 431 S., 2., verb. Aufl., ISBN 978-3-486-57722-8
- Abb. 9 Wu, D. W.; Wang, R. Z.: Combined cooling, heating and power. A review. In: Progress in Energy and Combustion Science. Jg. 32 (2006), H. 5 – 6, S. 459–495.
Abb. 10 siehe [4]
- Abb. 13–15, 22–26, Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE), Freiburg
41, 46, 48, 98–100,
104, 106–109, 115,
145–153
- Abb. 20, 82, 83 siehe [22]
- Abb. 21 [31] und Schönberg, I.; Noeres, P.: KWKK Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung.
FIZ Karlsruhe. BINE Informationsdienst, Bonn (Hrsg.). 1998. 8 S., ISSN 1436-2066.
BINE Profi-Info II/98
- Abb. 27 InvenSor GmbH, Wittenberg
- Abb. 28 –30, 33 siehe [17]
- Abb. 31, 32 siehe [16]
- Abb. 37 BAC Baltimore Aircoil International N. V., Heist-op-den-Berg (Belgien),
www.baltimoreaircoil.com
- Abb. 38 Thermofin GmbH, Reichenbach, www.thermofin.de
- Abb. 40 Hindenburg, C.: Thermisch angetriebene Kühlung/Klimatisierung. Ein kurzer Überblick. Auftaktveranstaltung ThermCoolProfit-Projekt. Freiburg, 27. Nov. 2007,
www.thermcoolprofit.de
- Abb. 43 links: Klingenburg GmbH, Gladbeck, www.klingenburg.de
rechts: Seibu Giken DST AB, Spånga (Sverige), www.dst-sg.com
- Abb. 50 FIZ Karlsruhe. BINE Informationsdienst, Bonn (Hrsg.): Klimatisierung mit wässriger Salzlösung. 2002. Projekt Info 08/02
- Abb. 51 Fa. Menerga GmbH, Mülheim an der Ruhr, www.menerga.de
- Abb. 79 McQuay International
- Abb. 80 Kältetechnik aircool GmbH, München, www.aircool.de
- Abb. 81 Danfoss Turbocor Inc., Tallahassee (Florida [USA]); Danfoss Turbocor Europe, Waedenswill (Schweiz), www.turbocor.com

- Abb. 84 siehe [23]
- Abb. 90 Siemens Building Technologies GmbH & Co. oHG, Frankfurt,
www.buildingtechnologies.siemens.de/
- Abb. 94 Urbanek, T.; Schirmer, U.; Platzer, B. u. a.: Optimal design of chiller units and cold water storages for district cooling. In: Ecostock. The 10th International Conference on Thermal Energy Storage. Stockton, New Jersey (USA), 31.05.–02.06.2006. Proceedings. The Richard Stockton College of New Jersey, Pomona (New Jersey [USA]) (Hrsg.)
- Abb. 95 siehe [31]
- Abb. 96 siehe [15], [19], [25] und Schönberg, I.; Noeres, P.: KWKK Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung. FIZ Karlsruhe. BINE Informationsdienst, Bonn (Hrsg.). 1998. 8 S., ISSN 1436-2066. BINE Profi-Info II/98 Haider, M.; Luedeking, G.: Auslegung und Wirtschaftlichkeit von KWKK-Anlagen. Teil 1. In: Ki Luft- und Kältetechnik. Jg. 41 (2005), H. 7, S. 267–271
- Abb. 97 Haider, M.; Luedeking, G.: Auslegung und Wirtschaftlichkeit von KWKK-Anlagen. Teil 1. In: Ki Luft- und Kältetechnik. Jg. 41 (2005), H. 7, S. 267–271
- Abb. 101 Fa. Tecsol S.A., Delémont (Schweiz), www.tecsol.ch
- Abb. 112–113 AGFW – Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e. V., Frankfurt (Hrsg.): Hauptbericht der FernwärmeverSORGUNG 2006. Betriebs- und Leistungsstatistik. [2007]

Hersteller von Absorptionskältemaschinen (ohne Anspruch auf Vollständigkeit)

- Fa. York www.york-international.de
- Fa. Wegra www.wegra-anlagenbau.de
- Fa. Carrier www.carrier.de
- Fa. Colibri www.colibri-bv.com
- Fa. Mattes www.mattes-int.com
- Fa. Broad Group en.broad.com/
- Fa Pink www.pink.co.at/index.htm
- Fa. Yazaki www.yazakienergy.com
- Fa. Thermax www.thermaxindia.com
- Fa. Ago www.ago.ag
- Fa. Kawasaki www.khi.co.jp/corp/kte/EN

Hersteller von Dampfstrahlkältemaschinen

- GEA Jet Pumps GmbH
- Körting Hannover AG

8 Forschungsvorhaben der Bundesregierung

Im Folgenden werden Forschungsvorhaben zum Thema Kühlen und Klimatisieren mit Wärme vorgestellt, die vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) gefördert werden.

Einen umfassenden Überblick über die Projekte der Energieforschung finden Sie auch in der Datenbank »Förderkatalog« im Internet unter www.foerderkatalog.de.

Die Sortierung der Projekte erfolgt nach dem Förderkennzeichen (FKZ).

8.1 Laufende und kürzlich abgeschlossene Forschungsvorhaben

KMU-innovativ – Verbundvorhaben Klimaschutz: Solar gekühlte Kühllager für landwirtschaftliche Produkte – Teilvorhaben 1

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme (ISE), Freiburg (Koordinator) FKZ 01LY1016A,C-F, Laufzeit 01.06.2011–30.11.2013

Verbundprojekt: Entwicklung einer hocheffizienten Kraft-Wärme-Kälte-Anlage

Teilprojekt: Kopplung von BHKW und zweistufiger Absorptionskältemaschine mit separater Nutzung von Rauchgas und Niedertemperaturwärme

Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung, e. V. (ZAE Bayern)

FKZ 03ET1013A, Laufzeit 01.04.2012–31.10.2017

Teilprojekt: Konstruktion und Bau und Zusammenbau von Komponenten

SCHERDEL Energietechnik GmbH, Marktredwitz

FKZ 03ET1013D, Laufzeit 01.04.2012–31.10.2017

Teilprojekt: Adaption Absorptionskälteamlage mit BHKW

DynaHeat-HPE GmbH & Co. KG, Obergriesbach

FKZ 03ET1013F, Laufzeit 01.05.2014–31.10.2017

EnEff:Wärme – ResoFreeze – Neuartiges Anlagenkonzept zur Kältelieferung im Bereich unter 0°C mittels Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK). Phase 1: Entwicklung eines demonstrierungsauglichen Funktionsmusters

Teilprojekt 1

Makatec GmbH, Bondorf

FKZ 03ET1121A, Laufzeit 01.10.2012–09.12.2013

Teilprojekt 2

Technische Universität Dresden, Fakultät Maschinenwesen, Institut für Energietechnik

FKZ 03ET1121B, Laufzeit 01.10.2012–31.03.2015

EnEff:Wärme – Feldtest Absorptionskältetechnik für KWKK-Systeme

Schwerpunkte: Koordination, Monitoring, Optimierung, Begleitforschung

Technische Universität Berlin, Institut für Energietechnik

FKZ 03ET1171A, Laufzeit 01.05.2013–30.04.2018

Schwerpunkte: Modelle, Simulationen, Wechselwirkungen mit Nah- und Fernwärmesystemen

Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik

FKZ 03ET1171B, Laufzeit 01.05.2013–30.04.2018

Schwerpunkte: Betriebskonzepte, Regelwerke

AGFW-Projektgesellschaft für Rationalisierung, Information und Standardisierung mbH, Frankfurt a. M.

FKZ 03ET1171C, Laufzeit 01.05.2013–30.04.2018

Schwerpunkte: Planungskonzepte, Richtlinien

BTGA – Bundesindustrieverband Technische Gebäudeausrüstung e. V., Bonn

FKZ 03ET1171D, Laufzeit 01.05.2013–30.04.2018

Berechnungs- und Auslegungstool zur energieeffizienten Kühlung von Gebäuden mit thermisch angetriebenen Kältemaschinen und umschaltbaren Wärmepumpensystemen

Teilprojekt: Prüfstandmessungen, Hydraulik- und Regelstrategien

Fachhochschule Düsseldorf, Fachbereich 4, Erneuerbare Energien und Energieeffizienz

FKZ 03ET1210A, Laufzeit 01.12.2013–30.11.2016

Teilprojekt: Modellbildung und Simulation

Fachhochschule Aachen, Campus Jülich, Solar-Institut

FKZ 03ET1210B, Laufzeit 01.12.2013–30.11.2016

Teilprojekt: Ergebnistransfer und Referenzbildung

ETU Software GmbH, Köln

FKZ 03ET1210C, Laufzeit 01.12.2013–30.11.2016

IngenieurNachwuchs 2013: AbsoKomBo – Absorptionskältemaschinen mit Kompressions-Booster für die Fernwärme-Kälte-Kopplung

Hochschule für angewandte Wissenschaften München, Fakultät 05 Versorgungs- und Gebäudetechnik, Verfahrenstechnik Papier und Verpackung, Druck- und Medientechnik

FKZ 03FH02313, Laufzeit 01.10.2013–31.03.2017

FHprofUnt 2013: Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke für gasbetriebene Wärmepumpen und Kältemaschinen

Fachhochschule Düsseldorf, Fachbereich 4, Erneuerbare Energien und Energieeffizienz

FKZ 03FH038PX3, Laufzeit 01.10.2013–30.09.2016

Verbundvorhaben: Membran-AKM – Entwicklung einer thermisch betriebenen Absorptionskältemaschine kleiner Leistung für die Wohngebäudeklimatisierung unter Einsatz der Membrantechnik

Teilvorhaben: Konstruktion, Umsetzung, Einsatzpotential

Meibes System-Technik GmbH, Gerichshain

FKZ 0327860A, Laufzeit 01.01.2010–30.06.2013

Teilvorhaben: Grundlagen, Prozessentwicklung

Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik (UMSICHT), Oberhausen

FKZ 0327860B, Laufzeit 01.01.2010–30.06.2013

Effizienzsteigerung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit Eisspeicher

Universität Stuttgart, Fakultät 4 Energie-, Verfahrens- und Biotechnik, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik

FKZ 0327898A, Laufzeit 01.04.2011–31.07.2013

Verbundvorhaben: Demonstration einer Prozessdampf- und Kälteerzeugung mit Solarkollektoren, Dampfstrahlkältemaschine und latenten Wärmespeichern

TP 1: Entwicklung und Realisierung eines Gesamtkonzeptes zur Prozessdampf- und Kälteversorgung,

Verbundkoordination

Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik (UMSICHT), Oberhausen

FKZ 033RI0908A, Laufzeit 01.01.2010–30.06.2015

TP 2: Entwicklung und Realisierung eines Solarkollektorfeldes zur Prozessdampferzeugung

Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG, Karlsbad

FKZ 033RI0908B, Laufzeit 01.01.2010–31.12.2014

TP 3: Entwicklung und Planung einer DSKM zur Kaltwassererzeugung

GEA Wiegand GmbH, Ettlingen

FKZ 033RI0908C, Laufzeit 01.01.2010–30.06.2015

TP 4: Entwicklung eines latenten Wärmespeichers und wissenschaftliche Begleitung des Demonstrationsbetriebes der Anlage

Hochschule Karlsruhe, Technik und Wirtschaft, Institut für Angewandte Forschung

FKZ 033RI0908D, Laufzeit 01.01.2010–30.06.2015

Verbundprojekt: Effiziente Rückkühlung für solarthermisch angetriebene Kälteerzeugung (SolaRück)

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme, Freiburg (Koordinator)

FKZ 0335994, Laufzeit 01.09.2012–31.08.2015.

8.2 Forschungsberichte

Bei den nachfolgend aufgeführten Forschungsberichten handelt es sich um eine Auswahl. Forschungsberichte aus dem naturwissenschaftlich-technischen Bereich werden zentral von der Technischen Informationsbibliothek (TIB) in Hannover gesammelt und können dort ausgeliehen werden.

Viele Forschungsberichte stehen als PDF-Dokumente zum Download zur Verfügung. Sie können im OPAC der UB/TIB Hannover recherchiert werden unter: www.tib.uni-hannover.de/

Evaluierung der Chancen und Grenzen von solarer Kühlung im Vergleich zu Referenztechnologien. EvaSolK. Schlussbericht – öffentlicher Teil.

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme (ISE), Freiburg i. B.; Institut für Luft- und Kältetechnik, Dresden; Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e. V. (ZAE), Garching
2013. 156 S., FKZ 0325966A-C

Pilotprojekt zur Optimierung von großen Versorgungssystemen auf Basis der Kraft-Wärme-Kältekopplung mittels Kältespeicherung. Schlussbericht.

Technische Universität Chemnitz. Professur Technische Thermodynamik; Stadtwerke Chemnitz
2010. 83 S., FKZ 0327357B, C

Energieeffiziente Kühlung und Entfeuchtung: »IEA-task solar air-conditioning and refrigeration – Mitarbeit und operating agent« (Teilprojekt 1). »Neues, hocheffizientes Verfahren zur sorptiven Luftentfeuchtung (ECOS).« (Teilprojekt 2). Abschlussbericht.

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme (ISE), Freiburg i. B.
2013. 162 S., FKZ 0327406A

Forschungsbericht – Solarthermie 2000plus – Weiterentwicklung und Optimierung von Be- und Entladesystemen für Tank- und Erdbeckenspeicher.

Technische Universität Chemnitz. Professur Technische Thermodynamik
2009. 370 S., FKZ 0329271A

Solarthermie2000plus: Wissenschaftliche Programmbegleitung und Begleitforschung »Solar-thermische Gebäudeklimatisierung.«

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme (ISE), Freiburg i. B.
2013. 143 S., FKZ 0329605A

Messprogramm Solare Klimatisierung Berufsschule Rodewisch. Abschlussbericht.

Institut für Luft und Kältetechnik gGmbH, Dresden
2008. 107 S., FKZ 0329605B

Solarthermie 2000plus: Solare Klimatisierung mit kompakter Wasser/LiBr-Absorptionskälteanlage; Piloteinsatz mit trockener Rückkühlung und PCM-Niedertemperaturspeicher zum Heizen und Kühlen. Schlussbericht.

Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung (ZAE Bayern), Garching. Abteilung Technik für Energiesysteme und Erneuerbare Energien
2009. 73 S., FKZ 0329605D

Solarthermie2000plus: Pilotanlage solarautarke Kühlung Bürogebäude iba AG Fürth. Schlussbericht.

Iba AG, Fürth
2012. 40 S., FKZ 0329605E

SOLARTHERMIE 2000plus: Solar unterstützte Klimatisierung des TechnologieCenters der Festo AG & Co. KG. Schlussbericht Festo.

2011. 15 S., FKZ 0329605F

9 Weiterführende Literatur

Dieses Literaturverzeichnis weist auf deutschsprachige Publikationen hin, die im Buchhandel oder bei den angegebenen Bezugsadressen erhältlich sind. Die Titel können in öffentlichen Bibliotheken, Fach- und Universitätsbibliotheken ausgeliehen werden. Das Verzeichnis ist alphabetisch nach Autoren oder Herausgebern sortiert.

9.1 Literatur

Baehr, H. D.; Kabelac, S.:

Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen.

Berlin: Springer, 2012. 662 S., 15. Aufl., ISBN 978-3-642-24161-1, 44,95 Euro

Springer Lehrbuch

Das Lehrbuch der Technischen Thermodynamik liegt in einer aktualisierten 15. Auflage vor. Das Kapitel über Heizsysteme und Kälteanlagen wurde gründlich bearbeitet und durch Angaben zu den Arbeitsfluiden in Kälteanlagen und Wärmepumpen ergänzt.

Deutscher Kälte und Klimatechnischer Verein (DKV), Hannover (Hrsg.):

Annual Meeting of the Deutscher Kälte und Klimatechnischer Verein 2013: Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2013 Hannover.

2014. 1528 S. (2 Bd.), ISBN: 9781632660169, 275,00 Dollar

Aus dem Inhalt: Kryotechnik, Supraleitung, Energiespeicher; Neue Konzepte und Anlagen; Kryoanwendungen in Biologie und Medizin; Messtechnik, Fertigungsanwendung

Eicker U.:

Solare Technologien für Gebäude

Stuttgart: Teubner, 2012. 2. Aufl., ISBN 3-834-812-811, 401 S., 49,95 Euro

In der Neuauflage des 2001 erstmalig erschienenen Buches werden alle solaren Technologien, die für die Energiebedarfsdeckung von Gebäuden relevant sind, diskutiert. Dabei wird der physikalische Hintergrund verständlich, daneben werden konkrete Vorgehensweisen für die Planung gegeben.

Feustel, H.:

Kompendium der Lüftungs- und Klimatechnik.

Karlsruhe: cci Dialog Verl., 2014. 224 S., ISBN 978-3-922420-30-9, 62,00 Euro

Das Kompendium bietet Hilfestellung für die Auslegung von Lüftungs- und Klimaanlagen und behandelt dafür die Grundlagen zur Behaglichkeit, der im Gebäude auftretenden Lasten sowie der Komponenten solcher Anlagen. Aus dem Inhalt: Wetter, Witterung und Klima, Atmosphäre; Aufgabe der Raumlufttechnik; Psychometrie; Lüftungs- und Klimaanlagen; Zustandsänderung im Zentralgerät

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau (IRB), Stuttgart (Hrsg.):

Kühlung mit Solarenergie. IRB-Literaturdokumentation.

[2014] Download unter: www.baufachinformation.de/artikel.jsp?v=919

IRB-Literaturdokumentationen sind Sammlungen von Literaturhinweisen (Bibliografien) die auf der Basis von Recherchen in IRB-Datenbanken hergestellt wurden. Sie stehen im Internet kostenlos zur Verfügung und bieten die Möglichkeit, die gewünschte Literatur direkt zu bestellen.

Hellmann, S.:

Die Gasmotor-Wärmepumpentechnik zur Wärme- und Kälteerzeugung im öffentlichen Bereich. Wirtschaftlichkeitsvergleich nach der VDI 2067 unter Einbezug von BHKW- und Absorptions-technik.

Hamburg: Diplomica Verl., 2014. 240 S., 1. Aufl., ISBN 978-3-8428-9910-0, 59,90 Euro

Betrachtung gasmotorisch angetriebener Wärmepumpen als Wärme-/Kälteerzeuger für den öffentlichen Bereich. Analyse und Bewertung des mitteldeutschen Gebäudebestandes unter Einbeziehung maßgeblicher Vorschriften und Förderprogramme der Länder. Wärme- und Kühlbedarfscharakteristika der betrachteten Gebäude.

Henning, H.-M.; Motta, M.; Mugnier, D, (Eds.):

Solar Cooling Handbook – A Guide to Solar Assisted Cooling and Dehumidification Processes.

AMBRA | V, 2013. Dritte vollständig überarbeitete Auflage. ISBN 978-3-99043-438-3

In vielen Ländern trägt die sommerliche Raumklimatisierung maßgeblich zum Energieverbrauch von Gebäuden bei. Eine vielversprechende Möglichkeit zur Reduktion ist die Nutzung von thermischer Solarenergie in Systemen der solar unterstützten Klimatisierung. Der große Vorteil liegt dabei in der weitgehenden Zeitgleichheit von Kühllasten und Solargewinnen, zumindest im saisonalen Maßstab. Allerdings wurden bis heute weltweit nur vergleichsweise wenige Systeme installiert, und es liegen nur geringe Erfahrungen hinsichtlich Auslegung und Betrieb solcher Anlagen vor. Das Ziel dieser mittlerweile in der 3. Auflage vorliegenden Handbuchs ist es, zur Beseitigung dieses Mangels beizutragen und den Planer bei der Auslegung von Anlagen der solar unterstützten Klimatisierung, die thermische Solarkollektoren als Wärmequelle nutzen, zu unterstützen.

Institut für Kunststoff und Entwicklungstechnik IKET GmbH, Horb (Hrsg.):

Pohlmann-Taschenbuch der Kältetechnik. Grundlagen, Anwendungen, Arbeitstabellen und Vorschriften.

Berlin: VDE Verl., 2013. 1.288 S., 21., überarb. u. erw. Aufl., ISBN 978-3-8007-3393-4, 119,00 Euro

Das Taschenbuch ist ein Nachschlagewerk, in dem sowohl die Einsatzmöglichkeiten der Kältetechnik als auch deren praktische Anwendungen umfassend dargestellt werden. Deutlich erweitert wurden die Themen Absorption, Kühlcontainer, Fahrzeugkühlung, Großverdichter und Regelungstechnik durch die Einbindung neuer Autoren in die 21. Auflage. Das Kapitel »Gesetze und Vorschriften« wurde komplett überarbeitet und bietet wieder einen auf die Branche zugeschnittenen, aktuellen Überblick über Normen, Richtlinien und Vorschriften.

Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut (OTTI) e. V., Regensburg. Energie Kolleg, (Hrsg.):

5th International Conference Solar Air Conditioning. Bad Krozingen, Germany

25. – 27. September 2013.

2013. 707 S., ISBN 978-3-943891-21-8, 120,00 Euro

www.otti.de

Das OTTI organisierte die »5th International Conference Solar Air Conditioning«, die in Bad Krozingen vom 25.–27. September 2013 stattfand. Der Tagungsband enthält alle Tagungsbeiträge und Poster-Präsentationen in englischer Sprache.

Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e. V. (OTTI), Regensburg (Hrsg.):

21. Symposium »Thermische Solarenergie.«

2011. 607 S., ISBN 978-3-941785-57-1, 200,00 Euro

Urbaneck, T.:

Kältespeicher – Grundlagen, Technik, Anwendung.

München : Oldenbourg, 2012. 479 S., ISBN 978-3-486-70776-2

Die Speicherung thermischer Energie ist ein wichtiges Verfahren, welches einen effizienten Umgang mit Energie und den Einsatz erneuerbarer Energiequellen ermöglicht. Das vorliegende Buch führt in die Grundlagen der Kältebereitstellung und -anwendung ein und erläutert wichtige Begriffe, Kenngrößen und Prinzipien im Bereich der thermischen Energiespeicher. Der zweite Teil des Buches widmet sich speziellen Speichertechniken, die maßgeblich von den eingesetzten Stoffen und der zu realisierenden Anwendungen abhängen. Umfassende Fallstudien zur Modellierung, Simulation und Implementierung von individuellen Kältespeichern und Systemen runden das Buch ab.

Ureña López, J. ; Klesse, A. ; Wagner, H.-J.:

Solares Heizen und Kühlen in Niedrigenergie- und Passivhäusern

Berlin: LIT-Verl., 2011. 78 S., ISBN 978-3-643-11320-7, 19,90 Euro

Solarthermische Anlagen, die zur Heizungsunterstützung betrieben werden, stellen während der Sommermonate ein hohes ungenutztes Wärmepotenzial dar. Der bauliche Wärmeschutz bedingt einen Anstieg der sommerlichen Wärmelast, insbesondere in hochwärmegedämmten Gebäuden, neben dem Anteil für Brauchwasserbereitstellung. Um neue Einsatzfelder der Solarthermie zu erschließen werden in diesem Buch Möglichkeiten des solaren Heizens und Kühls in Wohngebäuden mit Niedrigenergie- und Passivhausstandard vorgestellt und nach ökonomischen und ökologischen Kriterien bewertet.

Verein Deutscher Ingenieure (VDI) – Gesellschaft Energietechnik, Düsseldorf (Hrsg.):

Solarthermie. Heizen und Kühlen mit der Sonne. Ludwigsburg, 27.–28. Sept. 2011.

Düsseldorf : VDI-Verl., 2011. 191 S., ISBN 978-3-18-092152-5, 61,00 Euro

VDI-Berichte. 2152

Der Tagungsband enthält die Vorträge der VDI-Tagung zu folgenden Themenblöcken: Rahmenbedingungen und Marktentwicklung – Chancen nutzen und Hemmnisse überwinden; Komponenten und Systeme – Anforderungen, Weiterentwicklungen und optimierte Einbindung; Prozesswärme und Kühlung – Neue Anwendungen in der Praxis; Planungshilfen für Solaranlagen auf großen Gebäuden; Funktionskontrolle und Betriebsüberwachung – Anlageneffizienz von Anfang an – Energieerträge im Blick; Innovative Anlagenkonzepte für Neubau und Bestandsgebäude auf dem Weg zum Solar-Aktivhaus

Wrobel, J.:

Entwicklung und Bewertung eines Konzeptes zur sorptionsgestützten Klimatisierung von Gebäuden

München: Dr. Hut, 2014. Zugl. Diss., 164 S., ISBN 978-3-8439-1551-9, 72.00 Euro

Verlagstext: Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein Konzept zur umweltverträglichen Klimatisierung auf Grundlage eines offenen Sorptionsprozesses entwickelt, umgesetzt und bewertet. Insbesondere die Systembetrachtung und die Bewertung des Eigenbedarfs der verwendeten Komponenten grenzt die durchgeführte Studie von anderen Forschungsarbeiten ab.

9.2 BINE Informationsdienst

BINE Informationsdienst berichtet über Themen der Energieforschung: Dabei geht es um neue Materialien, Systeme und Komponenten, um innovative Konzepte und Methoden. Die drei Broschürenreihen mit Ergebnissen und Erfahrungen aus Forschungsprojekten (Projektinfo, Themeninfo und basisEnergie) richten sich an potenzielle Anwender, also an Entwickler, Planer, Berater, Investoren, Energieversorger und Nutzer.

Zum Thema »Kühlen und Klimatisieren mit Wärme« sind u. a. folgende Titel erschienen, die kostenfrei angefordert werden können und auch als Download unter www.bine.info zur Verfügung stehen.

- Mit Wärme kühlen (BINE-Projektinfo 07/2012)
- Klimatisieren mit Sonne und Wärme (BINE-Themen Info I/2004)

Über aktuelle Förderprogramme für thermische Solaranlagen und alle übrigen neuen Energietechniken informiert der »Förderkompass Energie – eine BINE-Datenbank«

Für Anfragen von Privatpersonen bietet der BINE Informationsdienst die Informationen zu Förderprogrammen auch auf dem Webportal www.energiefoerderung.info an.

BINE Informationsdienst ist ein Service von FIZ Karlsruhe GmbH und wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie gefördert.

9.3 Forschungspartnere des BMWi

EnEff heißt Forschung für Energieeffizienz. Das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) fördert hierbei verschiedene Forschungsinitiativen, deren Forschungsergebnisse auf folgenden Portalen vorgestellt werden:

- Forschungsinitiative »EnEff:Stadt – Energieeffiziente Stadt«, www.eneff-stadt.info
- Forschungsinitiative »EnEff:Wärme – Energieeffiziente Wärme- und Kältenetze«, www.eneff-waerme.info
- Forschungsinitiative »EnOB – Energieoptimiertes Bauen«, www.enob.info
- Forschungsinitiative »EnEff:Industrie – Energieeffiziente Energieanwendungen in Industrie und Gewerbe«, www.eneff-industrie.info
- Forschungsinitiative »Energiespeicher« von BMBF, BMU und BMWi, www.forschung-energiespeicher.info
- Forschungsinitiative »Kraftwerkforschung – Forschung für neue Kraftwerksgenerationen«, www.kraftwerkforschung.info
- Förderinitiative »Zukunftsfähige Stromnetze«, www.forschung-stromnetze.info

10 Autorenangaben



Dr. Hans-Martin Henning studierte Physik an der Universität Oldenburg und promovierte 1993 mit einer Arbeit zur solaren Regenerierung von Adsorbentien. Seit 1994 ist er am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE in Freiburg tätig. Seit 2005 leitet er die Abteilung »Thermische Anlagen und Gebäudetechnik«. Er arbeitet seit über 10 Jahren auf dem Gebiet thermisch angetriebener Wärmepumpen und Kältetechnik und ist Leiter nationaler und internationaler Forschungsvorhaben im Bereich solare Kühlung und Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung.



PD Dr. Thorsten Urbaneck, Studium an der TU Chemnitz-Zwickau, ist seit 1996 wissenschaftlicher Mitarbeiter an der TU Chemnitz Professur Technische Thermodynamik, 2004 Promotion, seit 2006 Bereichsleiter Thermische Energiespeicher, 2011 Habilitation, 2013 Privatdozent, Mitarbeit u.a. in der International Energy Agency (IEA), Solarthermie-Technologieplattform (DSTTP)



Dr. Alexander Morgenstern studierte Verarbeitungs- und Verfahrenstechnik an der Technischen Universität Dresden und promovierte 2005 an der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus über die Entwicklung einer Messsonde zur Bestimmung von Grundwasser-Fließparametern. Seit 2005 arbeitet er als Projektleiter am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE in Freiburg in der Abteilung »Thermische Anlagen und Gebäudetechnik« und beschäftigt sich thematisch im Bereich der solaren Kühlung.



Dr. Tomas Núñez studierte Physik an der Universität Buenos Aires/Argentinien und promovierte 2002 mit einer Arbeit zur Charakterisierung und Bewertung von Adsorbentien für Wärmetransformationsanwendungen an der Universität Freiburg. Von 1994 bis zu seinem Tod 2011 war er am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE in Freiburg tätig. Hier arbeitete er über 10 Jahre auf dem Gebiet der energetischen Anwendung der Adsorption und leitete nationale und internationale Forschungsvorhaben im Bereich der Systemtechnik für thermisch angetriebene Wärmepumpen und solare Kühlung.



Dipl.-Phys. Edo Wiemken studierte Physik an der Universität Oldenburg. Seit 1994 ist er am Fraunhofer-Institut für solare Energiesysteme in Freiburg tätig. Der Arbeitsschwerpunkt lag bis 2000 im Bereich Analyse, Bewertung und Simulation netzferner und netzgekoppelter photovoltaischer Systeme. Seitdem arbeitet er in der Abteilung »Thermische Anlagen und Gebäudetechnik« als Projektleiter auf dem Gebiet der solaren Kühlung und Klimatisierung.



Dr. Egbert Thümmler, studierte an der Technischen Universität Chemnitz Klima- und Trocknungstechnik, Forschungsstudium, 1988 Promotion, seit 1990 Ingenierätigkeit bei der AIC Chemnitz. Projektleiter für Großkälteanlagen im Klima- und Industriebereich sowie für Ammoniakanlagen. Er ist seit 2002 Leiter des Büros für Technische Ausrüstung.



Dipl.-Ing. Ulf Uhlig, studierte an der Technischen Universität Chemnitz, Klima- und Trocknungstechnik und ist seit 1988 Fachbereichsleiter HLK an der TU Chemnitz, Dezernat Technik und Bauwesen. 1992 übernahm er Leitungstätigkeiten bei der Stadtwerke Chemnitz AG im Bereich Wärme/Kälte. Er ist seit 2009 Leiter Betrieb Rohrnetze (Wasser, Gas, Wärme/Kälte, Abwassernetz). Projekte im F & E-Bereich gemeinsam mit der TU Chemnitz (Energieeffizienz), Projekte zum Einsatz erneuerbarer Energien (Biogas, Biomasse-KWK)

10.1 Anschrift der Autoren

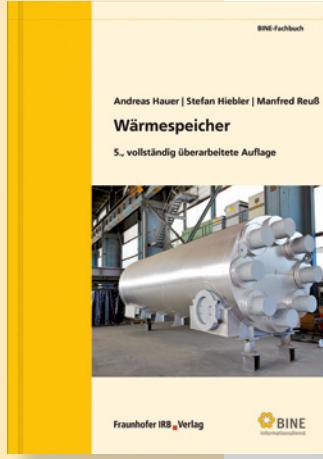
Dr.-Ing. Egbert Thümmler
AIC Ingenieurgesellschaft für Bauplanung
Chemnitz GmbH
Brückenstraße 8
09111 Chemnitz
e.thuemmler@aic-chemnitz.de

Dipl.-Ing. Ulf Uhlig
Stadtwerke Chemnitz AG
Postfach 41 14 68
09030 Chemnitz
Tel.: 0371/525-4740
Fax: 0371/525-4745
ulf.uhlig@swc.de

PD Dr.-Ing. habil. Thorsten Urbaneck
Technische Universität Chemnitz
Fakultät für Maschinenbau
Professur Technische Thermodynamik
09107 Chemnitz
Tel.: 0371/531-32463
Fax: 0371/531-832463
thorsten.urbaneck@mb.tu-chemnitz.de

Dr. Hans-Martin Henning
Dipl. Phys. Edo Wiemken
Dr.-Ing. Alexander Morgenstern
Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE
Heidenhofstrasse 2
79110 Freiburg

BINE-Fachbücher



Wärmespeicher

Andreas Hauer, Stefan Hiebler, Manfred Reuß
5., vollst. überarb. Aufl. 2013, 151 Seiten, 116 farb. Abbildungen, Kartoniert
ISBN 978-3-8167-8366-4
E-Book: ISBN 978-3-8167-8751-8

Das BINE-Fachbuch stellt die verschiedenen Speichertechnologien vor und bietet Planern, Beratern und der Immobilienwirtschaft einen Überblick über unterschiedliche Speichermedien, -größen und -typen, Langzeit- und Hochtemperaturspeicher und die Wirtschaftlichkeit. Schwerpunkte: Zahlreiche Praxisbeispiele; Moderne Latentspeicher; Speichermanagement.



Wärmepumpen

Heizen – Kühlen – Umweltenergie nutzen
Marek Miara, u. a.
2013, 166 Seiten, 98 farb. Abbildungen, Tabellen, Kartoniert
ISBN 978-3-8167-9046-4
E-Book: ISBN 978-3-8167-9047-1

Heizanlagen mit Wärmepumpen nutzen Umgebungs-wärme oder Abwärme für die Wärmeversorgung von Gebäuden. Der Titel setzt den Schwerpunkt auf Anlagen im privaten Wohnungsbau und richtet sich an Planer, Architekten und Bauherren: Einführung in die Technologie; Auswahl der Wärmequellen; Planung, Auslegung und Regelung; Umweltbilanz, Wirtschaftlichkeit; Kältemittel; Smart Grids; Kombination mit Solaranlagen.

Fraunhofer IRB Verlag

Der Fachverlag zum Planen und Bauen

Nobelstraße 12 · 70569 Stuttgart · Tel. 0711 9 70-25 00 · Fax-25 08 · irb@irb.fraunhofer.de · www.baufachinformation.de



**Hans-Martin Henning
Thorsten Urbaneck u.a.**

Kühlen und Klimatisieren mit Wärme

2., erweiterte und vollständig überarbeitete Auflage

Kältemaschinen auf Basis von Niedertemperaturwärme können Büro- und andere gewerbliche Gebäude kühlen oder klimatisieren. Sie stellen damit eine energieeffiziente Alternative zu elektrisch betriebenen Kompressionskältemaschinen dar. Die Neuauflage ist um einen aktuellen Vergleich solarthermischer und solarelektrischer Systeme ergänzt.

Das BINE-Fachbuch stellt neue Verfahren vor, die Abwärme, Überschusswärme oder Sonnenenergie nutzen. Neben den geschlossenen Systemen wie Ad- und Absorptionskältemaschinen werden auch die offenen Kühl- und Entfeuchtungsverfahren thematisiert. Praxisbeispiele demonstrieren das Einsatzspektrum bis hin zu großen Fernkältenetzen.

Als Autorenteam konnten gewonnen werden:

Dr. Hans-Martin Henning, der als Abteilungsleiter für den Bereich »thermische Anlagen und Gebäudetechnik« am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme tätig ist.

Dr. Thorsten Urbaneck lehrt als Bereichsleiter »Thermische Energiespeicher« an der TU Chemnitz-Zwickau.

