

Andreas Gassel

TU Dresden, Institut für Thermodyn.
und Technische Gebäudeausrüstung
01062 Dresden
andreas@mtgnv1.mw.tu-dresden.de
http://www.adsorber.de

Die Adsorptionskältemaschine - Betriebserfahrungen, thermodynam. Modell und TRNSYS-Simulation

In diesem Beitrag wird die Adsorptionskältemaschine als alternative Möglichkeit für die Erzeugung von Kälte aus Wärme vorgestellt. Daneben sind Betriebserfahrungen, Meßwerte sowie ein leicht vereinfachtes physikalisches Berechnungsmodell, einschließlich daraus abgeleitem TRNSYS-Type Inhalt dieses Beitrags.

1. Einsatzbereiche

Die Erzeugung von Klimakälte mit Sorptionstechnik gewinnt immer mehr an Bedeutung. Einerseits kann Sommerfernwärme als "Abprodukt" der Stromerzeugung aus Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) genutzt werden. Andererseits wird die in südlichen Ländern im Sommer ausreichend zur Verfügung stehende Sonnenenergie für Klimatisierungszwecke nutzbar.

Neben den energetischen Vorteilen kommt auch der Einsatz natürlicher Kältemittel ohne Ozongefährdungs- und Treibhauspotential zum Tragen.

Für die thermische Kälteerzeugung werden neben DEC-Anlagen und Absorptionskältemaschinen jetzt auch Adsorptionskältemaschinen mit dem Stoffpaar Silicagel/Wasser eingesetzt.

Dieses Stoffpaar hat gegenüber Lithiumbromid/Wasser den Vorteil eines breiten Einsatzbereiches ohne Kristallisationszonen und ermöglicht auch bei niedrigen Heiztemperaturen noch hohe Kälteverhältnisse (siehe Bild 1).

Die Maschinen zeichnen sich durch einfache Bauweise, leichte Bedienbarkeit und hohe Zuverlässigkeit aus.

Da sie gegenwärtig nur in Kleinserie gebaut werden, sind sie noch deutlich

teurer als Absorptionskältemaschinen. Bei Übergang zur Großserienfertigung, ist mit einer deutlichen Senkung der Kosten zu rechnen.

Die Adsorptionskältemaschine ist vor allem für KWK-Systeme mit niedrigen Vorlauftemperaturen ($< 90\text{ °C}$) und Solaranlagen geeignet.

Sind höhere Temperaturen verfügbar, sollte die Wahl angesichts des Verlaufs des Kälteverhältnisses und der ab 100 °C einsetzenden Degeneration des Silicagels besser auf Absorptionsmaschinen fallen.

Sie werden gegenwärtig nur in Japan hergestellt. Der Deutschland-Vertrieb erfolgt durch die Firmen GBU (Bensheim) und Albring (Alsbach).

2. Ausgeführte Anlagen

Adsorptionskältemaschinen sind bisher in zehn Anlagen in Deutschland in Betrieb (siehe Tabelle 1).

Wie bei neuen Techniken zu erwarten ist, gab es eine Reihe technischer Probleme.

Besonders gravierend war das bereits mehrmals aufgetretene Einfrieren von Verdampfern, welches stets einen beträchtlichen Reparaturaufwand verursachte.

The adsorptionchiller - experiences and thermodynamical calculation

The adsorptionchiller with the working-couple $\text{H}_2\text{O}/\text{SiO}_2$ is a new device for using district heating and solar energy for air conditioning. The experiences and measurement are discussed and an model for TRNSYS are showed.

Keywords: sorption cooling, district heating, air conditioning, Silicagel, thermodynamical model, TRNSYS

Weiterhin erreichten die Maschinen in mehreren Anlagen nicht die projektierte Kälteleistung.

Die Schwierigkeiten beruhten zumeist auf Unsicherheiten bezüglich des speziellen zyklischen Anlagenverhaltens, insbesondere im Teillastbereich und der speziellen Anforderungen an die Regelung.

Um diese Probleme zu lösen, ist die genaue Kenntnis des Maschinenverhaltens erforderlich. Im vorliegenden Beitrag wird das dafür auf Grundlage von Meßergebnissen entwickelte Berechnungsmodell und die daraus abgeleiteten Konsequenzen vorgestellt.

Es kann vorausgeschickt werden, daß unter Einhaltung bestimmter Regeln der sichere und störungsfreie Betrieb und die Lieferung der projektierten Kälteleistung möglich ist.

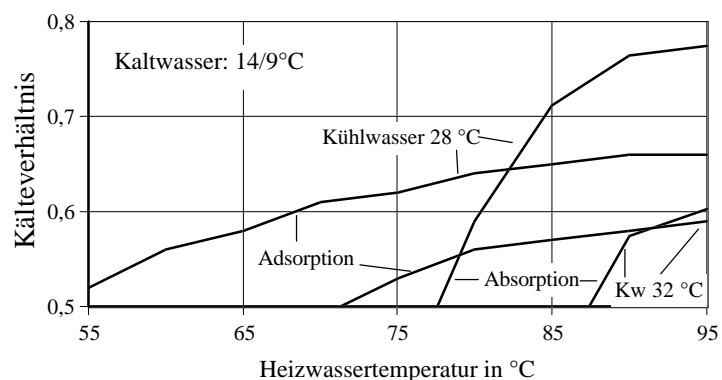


Bild 1: Vergleich von Ab- und Adsorptionskältemaschine

Tab. 1: Adsorptionskälteanlagen in Deutschland

Einsatzort	Gebäudeart	Kälteleistung	Wärmequelle	Betreiber
Kassel	Kaufhaus	350 kW	Fernwärme	Stadtwerke
Unna	Großhandel	520 kW	BHKW	Eigentümer der
Würzburg	Bürogebäude	70 kW	BHKW/solar	Immobilie
Dresden		70 kW	Fernwärme/solar	
Saarbrücken	Krankenhaus	350 kW	Fernwärme	Stadtwerke
Wertheim		170 kW	Nahwärme	

weitere Anlagen: Remscheid, Neuwied, Völkgl., Mannheim und Ludwigshafen

3. Funktionsprinzip

Eine Adsorptionskältemaschine besteht aus zwei mit Sorptionsmittel gefüllten Arbeitskammern sowie einem Kondensator und einem Verdampfer. Als Sorptionsmittel wird Silicagel und als Kältemittel Wasser eingesetzt. Der Prozeß ist diskontinuierlich und geschlossen. In Bild 2 ist ein solches Gerät im Schnitt dargestellt. Ein Zyklus läuft in folgenden Arbeitstakten ab:

1. Das an das Silicagel angelagerte Wasser wird in der rechten Kammer unter Wärmezufuhr ausgetrieben.
2. Das Wasser wird im Kondensator verflüssigt und Wärme an das Kühlwasser abgeführt.
3. Das Kondensat wird in den Verdampfer eingesprüht und bei starkem Unterdruck verdampft. Dabei wird Wärme aus dem Kaltwasser entnommen und dieses dabei auf die für die Klimaanlage erforderliche Temperatur abgekühlt.
4. Im der linken Kammer wird der Wasserdampf adsorbiert und die entstehende Wärme an das Kühlwasser abgeführt.

Durch einfaches Umlenken des Heiz- und Kühlwasserkreislaufs zwischen den beiden Kammern werden die Funktionen Austreiber und Adsorber am Ende eines Zyklusses vertauscht und der Prozess beginnt von neuem. Im Auslegungszustand dauert ein Arbeitszyklus 400 Sekunden.

Zwischen zwei Arbeitszyklen liegt noch eine Umschaltphase von 20 Sekunden, so daß der Gesamtzyklus sieben Minuten dauert. Während der Umschaltphase werden beide Kammern in Reihe durchströmt, so daß Wärme zurückgewonnen wird.

Im Nennfall wird hierbei nur die sensible Wärme für die Kammeraufheizung zurückgewonnen. Wenn jedoch nur ein geringer Temperaturhub erforderlich ist, beginnt die Adsorption bereits in der Umschaltphase, so daß nicht nur sensible Wärme, sondern auch Adsorptionenthalpie zurückgewonnen wird.

Ein solcher Betriebszustand kann bei der Versorgung von Kühldeckenanlagen auftreten. Die Adsorptionskältemaschine kann dann ein Kälteverhältnis über 0,7 erreichen.

Die Wärmerückgewinnung ist nur bei Einhaltu

ng der Nennvolumenströme voll wirksam.

In Bild 3 ist die idealisierte innere Funktionsweise der Kältemaschine im Isosterendiagramm abgebildet. Die Isosteren verdeutlichen von rechts nach links ansteigende Beladungsgrade. Die linke Begrenzungslinie definiert das vollständig beladene, also gesättigte Sorptionsmittel und ist nahezu identisch mit der Dampfdruckkurve des Wassers. Auf dieser Kurve liegen der Kondensator (2) und der Verdampfer (1).

Die Adsorption wird bei Verdampferdruck und Kondensatortemperatur beendet, wodurch dieser Punkt (3) definiert ist. Nach der Adsorption werden beide Ventile geschlossen und das Sorptionsmittel bei gleichbleibender Konzentration soweit erwärmt, bis es den Kondensatordruck erreicht (4).

Jetzt wird das Ventil zum Kondensator geöffnet und unter konstantem Druck und steigender Temperatur wird Wasser ausgetrieben, bis die Desorptionstempertemperatur erreicht ist (5). Anschließend schließt das Ventil und bei konstanter Konzentration erfolgt die Abkühlung bis auf den Verdampferdruck (6). An dieser Stelle wird das Ventil zum Verdampfer geöffnet und unter konstantem Druck und sinkender Temperatur erfolgt die Adsorption bis zur Adsorptionsendtemperatur (3).

Der Verlauf in Bild 3 ist eher theoretischer Natur. Er orientiert sich an den Eckpunkten des reversiblen Prozesses. In der Realität sind folgende Aspekte zu berücksichtigen:

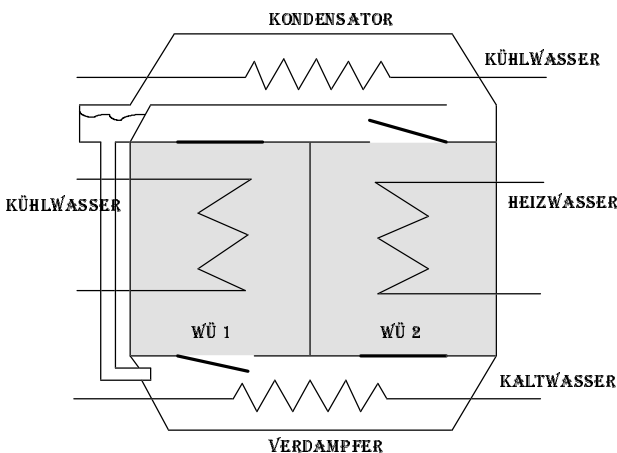


Bild 2: Aufbau einer AdKM

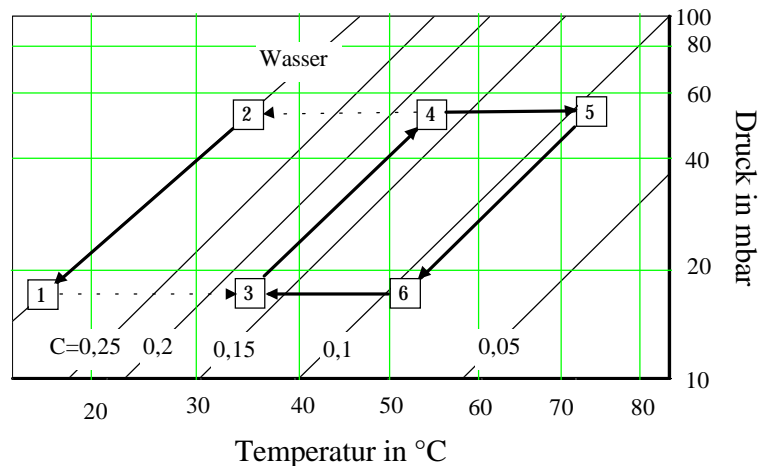


Bild 3: Idealer Prozeß im Isosterendiagramm

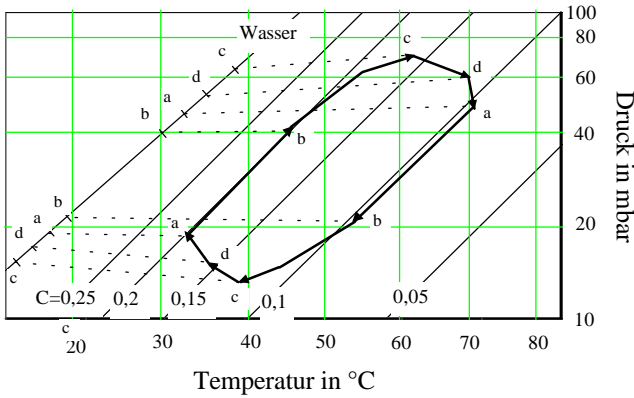


Bild 4: Annäherung an den realen Prozeß

- Die äußeren Stoffströme (Heizwass., Kaltwasser, Kühlwasser) besitzen zyklusvariable Spreizungen.
- Die wärmeübertragenden Flächen unterliegen Grädigkeiten, die mit der Leistung schwanken.
- Der Stoffübergang zwischen Dampf und Sorptionsmittel ist eine Funktion der Konzentrationsdifferenz (und des Inertgasanteils).
- An den Kammerklappen treten Druckverluste auf, die abhängig vom Volumenstrom sind.

Unter Berücksichtigung dieser Effekte ist mit einem Prozeßverlauf gemäß Bild 4 zu rechnen: Nach Zyklusumschaltung (Zustandspunkt a) vergeht zunächst einige Zeit, um die Kammertemperaturen zu wechseln. In dieser Zeit wird in Kondensator und Verdampfer keine Wärme übertragen, so daß sich die Vorlauf- und Rücklauf-temperaturen annähert. Der Druck im Verdampfer steigt und der Druck im Kondensator sinkt. Dadurch werden die Klappen bereits früher geöffnet als in Bild 3 dargestellt ist (Zustandspunkt b).

Aufgrund des großen Abstandes von den jeweiligen Sättigungslinien beginnt jetzt eine Zeit intensiven Dampftransports. Angesichts der gestiegenen Druckverluste erhöht sich der Druckunterschied zwischen Adsorber und Verdampfer und zwischen Desorber und Kondensator. Aufgrund der hohen Leistungen steigen Grädigkeiten und Spreizungen in Kondensator und Verdampfer, so daß der Kondensatordruck steigt und der Verdampferdruck sinkt (Zustandspunkt c).

Gegen Ende des Zyklus nähern sich Adsorber und Desorber den Sättigungslinien, so daß der Dampftransport

zurückgeht. Im Ergebnis verringern sich die Druckunterschiede zwischen den Kammern. Der Kondensatordruck sinkt wieder ab und der Verdampferdruck steigt an (Zustandspunkt d bis a).

4. Meßwerte der Dresdener Anlage

Die in Dresden befindliche Adsorptionskälteanlage wird vom Autor meßtechnisch betreut. Es handelt sich um eine von der Würzburger Firma Götz installierte Kältemaschine NAK 20/70 des japanischen Herstellers Nishiyado. Die Heizwärme entstammt dem Fernwärmenetz sowie einer fassadenintegrierten Solaranlage. Die Kälte wird über Kühldecken verteilt.

Die hohe Temperatur der Kälte sowie der im Vergleich zur Nennleistung geringe Kältebedarf schaffen besonders günstige Voraussetzungen für die Sorptionskältetechnik. Somit konnten die Volumenströme und die Heiztemperatur reduziert werden. Ergebnis sind Einsparungen bei der Investition und den Stromkosten.

	Nennfall	Dresden
Heizvorlauf	85 °C	71 °C
Heizrücklauf	79,4 °C	60,4 °C
Heizvol.-strom	18 m³/h	6,7 m³/h
Kühlvorlauf	34,8 °C	34,7 °C
Kühlrücklauf	31 °C	29 °C
Kühlvol.-strom	42 m³/h	20 m³/h
Kältevorlauf	9 °C	16,1 °C
Kälterücklauf	14 °C	20 °C
Kältevol.-strom	12 m³/h	11 m³/h
Kälteleistung	70 kW	50 kW
Heizleistung	118 kW	83 kW
Kälteverhältnis	0,6	0,6

Die Tabellenwerte widerspiegeln im wesentlichen die Angaben des Herstellers. Während die Leistung von 50 kW tatsächlich erzielt werden konnte, lag das Kälteverhältnis mit etwa 0,5 bei einem geringeren Wert. Es ist generell zu bemerken, daß Leistungsmessungen in der Kältetechnik aufgrund der

geringen Spreizungen oft mit großen Fehlern behaftet sind.

In Bild 5 sind die Meßwerte für drei aufeinanderfolgende Zyklen dargestellt. Alle Temperaturen unterliegen starken zeitlichen Schwankungen.

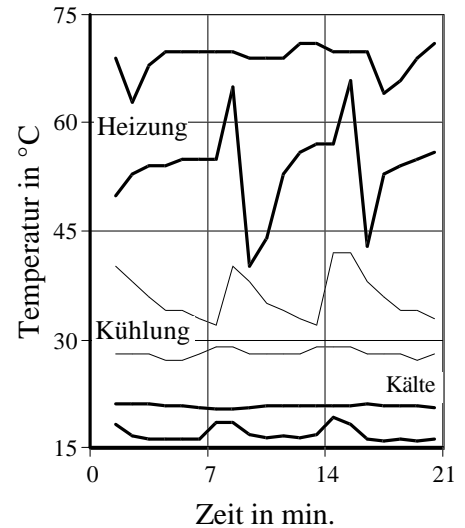


Bild 5: Meßwerte für drei Zyklen

Die Heizrücklauf-temperatur steigt während des Umschaltvorgangs zunächst an. Der Heizkreis befindet sich zu diesem Zeitpunkt im Bypass, so daß keine Wärme abgenommen wird. Nach Beginn des neuen Zyklus ist die neue Desorberkammer zunächst relativ kalt, so daß die Heizrücklauf-temperatur sehr niedrig ist, bis Zyklusende aber wieder ansteigt.

Die Kühlwasseraustrittstemperatur erhöht sich sofort nach Zyklusende stark, da sich die neue Adsorberkammer zunächst noch auf Desorptionstemperaturniveau befindet. Im Laufe des Zyklus sinkt die Kühlwasseraustrittstemperatur deutlich ab.

Die Schwankungsbreiten von Heiz- und Kühlwassertemperatur sind größer als im Nennfall vorgesehen. Ursache dafür sind die verringerten Volumenströme, durch die während der Umschaltphase nur eine sehr unvollständige Wärmerückgewinnung möglich ist.

Durch die Schwankungen der Heiz- und Kühltemperatur eröffnen sich zusätzliche Chancen der Wärmenutzung. In den Phasen geringer Heizrücklauf-temperatur kann besonders gut Solarwärme eingespeist werden. In Zeiten hoher Kühlwasseraustrittstemperatur, ist das Kühlwasser für die Trinkwasservorwärmung nutzbar.

Die Schwankung der Heizrücklauf-temperatur ist bei der Planung der Hausanschlußstation zu berücksichtigen. In der Anlage in Dresden kommt die Station mit diesem Problem ganz gut zurecht. Die Heizvorlauf-temperatur fällt mit zwei Minuten Nachlauf nach dem Umschaltvorgang ab, um dann recht schnell wieder anzusteigen.

Die in Bild 5 schlecht erkennbaren Kälte- werte sind in Bild 6 und 7 detail- lierter dargestellt.

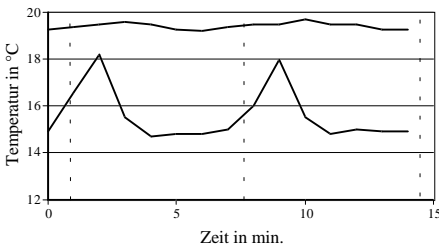


Bild 6: Kälte-temperaturen. im Kurz-zyklus (Meßwerte)

Unmittelbar nach Zyklusumschalt- enden Adsorption und Verdampfung und es wird keine Verdampfungskälte mehr produziert. Die Kälte- vorlauf-temperatur steigt an. Etwa eine Minute nach Umschaltung beginnt die Kälte- produktion wieder, zwei Minuten nach Umschaltung ist die treibende Druck- differenz und damit auch die Kälte- leistung am höchsten. Im weiteren Verlauf nähert sich das Silicagel dem Gleich- gewichtszustand und die Kälte- leistung geht zurück.

Aufgrund des verringerten Kühl- wasser- volumenstroms kann in der Dresde- ner Maschine die Adsorptionswärme nicht ausreichend schnell abtranspor- tiert werden, so daß der Gleich- gewichtszustand nicht annähernd erreicht wird. Die Kälte- leistung bleibt bis zur Umschaltung relativ hoch.

Die zum üblichen Umschaltzeitpunkt vorhandene Kälte- reserve kann durch die Ver- längerung der Zyklus- dauer ausgeschöpft werden. Durch einen Regel- ein- griff wird die Maschine in den 21 Minuten dauernden Lang- zyklus versetzt.

Im Bild 7 sind die Meß- werte des Lang- zyklus dargestellt. Die Kälte- leistung bleibt bis Zyklus- ende relativ hoch, die maximale Leistung ist deutlich höher. Beides ergibt sich aus der im Lang- zyklus sehr viel gründliche- ren Desorption.

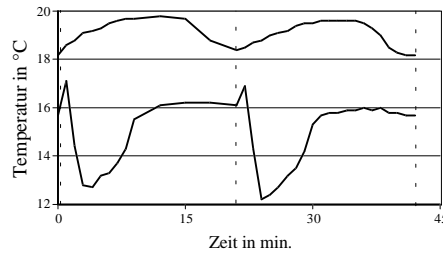


Bild 7: Kälte-temperaturen im Lang-zyklus (Meßwerte)

Unter den speziellen Bedingungen dieser Anlage ist die Leistung im Lang-zyklus nur etwa 10 % niedriger als die Leistung im Kurz-zyklus. Unter Nenn- bedingungen würde der Unter- schied etwa 40 % betragen.

Hervorzuheben ist daneben die Schwankung der Rücklauf-temperatur, die eine Kaltwasser- umlaufzeit von 17 Minuten und eine Schwankungs- dämpfung auf ein Drittel erkennen läßt.

Das Kälte- verhältnis ist im Lang- zyklus höher, da die Bedeutung der Umschalt- verluste aufgrund des seltener erfolge- den Umschaltens zurückgeht.

5. Berechnungsmodell für den realen Prozeß

Die Berechnung kann in unterschied- licher Detaillierung erfolgen. Eine präzise Annäherung an die Realität erfordert eine instationäre und mehrdi- mensionale gekoppelte Bilanzierung der Wärme- und Stofftransportvorgän- ge. Diese Aufgabe ist nur durch ein aufwendiges numerisches FEM- oder FD-Verfahren lösbar.

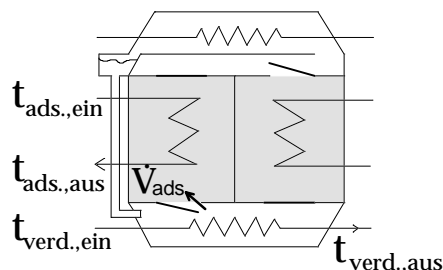


Bild 8: Definition der Variablen

Im Gegensatz dazu ist eine analytische Lösung nur möglich, wenn alle Wärme- und Stoffübergangswiderstände in einer Gleichung zusammengefaßt

werden. Diese Gleichung wird in folgender Form angesetzt:

Komponentenpaar Verdampfer-Ads.:

$$\dot{V}_{ads} = \beta_{ads} (p_s(t_{verd.,aus}) - p(t_{ads.,aus}, c_{ads}))^n$$

\dot{V}_{ads} Adsorptionsvolumenstrom (=Verdampfungsvolumenstrom)
 β_{ads} gekoppelter Wärme- und Stoff-Transportkoeffizient
 Verdampfung-Adsorption
 $p_s(t_{verd.,aus})$ Sättigungsdruck bei Verdampferaustrittstemperatur
 $p(t_{ads.,aus}, c_{ads})$ Gleichgewichtsdruck des Silicagels bei Adsorberaustrittstemperatur und Adsorberkonzentration
 n Exponent

Der Ansatz für das Komponentenpaar Kondensator-Desorber erfolgt nach dem gleichen Prinzip. Parallel zu diesen beiden Formeln sind noch die üblichen Gleichungen für Wärme und Stoffbilanzen aufzustellen. So wird bei allen Komponenten auch eine Wärmekapazität berücksichtigt.

Das Grundproblem des bestehenden Ansatzes besteht in der Festlegung der Konstanten β_{ads} , β_{des} und n . Diese Größen wurden so ausgewählt, daß die Rechenergebnisse mit Meßwerten der Dresdener Anlage übereinstimmen.

$$\beta_{ads} = 1,26 \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{mbar}^{2/3}$$

$$\beta_{des} = 0,16 \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{mbar}^{2/3} \quad n = 2/3$$

Neben dem Stofftransport sind noch die Wärme- und Speichervorgänge sowie die Energiebilanzen zu berücksichtigen:

Die der Maschine zugeführte Heizwärme wird für drei Aufgaben benötigt, zum einen für die Wiederauf- heizung nach der Kammerumschaltung, für die Bereitstellung der Bindungs- enthalpie und für die Phasenänderungs- enthalpie. Nur der letzte Bestandteil steht in direktem Zusammenhang mit der Kälte- produktion im Verdampfer. Die anderen Energiemengen sind potentielle Verluste. Um diese einzu- schränken, wird zwischen den Haupt- zyklen eine zwanzigsekündige Wärme- rückgewinnungsphase eingeschoben. Es werden beide Kammern in Reihe durchströmt, was stets zu einer Rückge- winnung von Erwärmungsenergie führt.

Bei im Vergleich zur Heiztemperatur niedrigen Temperaturhuben (z. B. Bei AdKM, die Kühldecken versorgen),

kann die Adsorptionsendtemperatur über der Desorptionsanfangstemperatur liegen, so daß in der Wärmerückgewinnungsphase auch Desorptionsenthalpie zurückgewonnen werden kann. Um diesen Effekt voll auszunutzen, müßte jedoch das Umschaltregime geändert werden. Die Umschaltdauer darf nicht mehr konstant 20 Sekunden betragen, sondern ist entsprechend den Temperaturverhältnissen operativ zu beeinflussen.

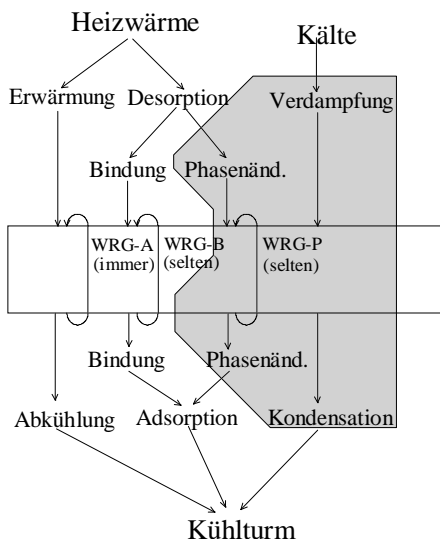


Bild 9: Energiefluß in einer AdKM

Weiterhin muß von Reihen- auf Kreisströmung umgestellt werden. Erste Berechnungen deuteten auf ein Kälteverhältnis um 1 hin - ein Wert der bei der konventionellen Sorptionskälte-technik nur mit technisch aufwendigen zweistufigen Maschinen erreicht werden kann. Bei der Adsorptionsmaschine ist die zweite Stufe prinzipiell von der Technik in die Zeitebene verschoben worden. Diese Überlegungen sind gegenwärtig aber nur theoretisch, der meßtechnische Nachweis ist vorerst auch nicht möglich.

Eine Parametervariation der Rechenwerte ergab bei der gegenwärtigen Maschinenkonfiguration eine ähnliche Leistungsabhängigkeit, wie sie im Katalog des Maschinenherstellers angegeben wird. Größere Unterschiede gibt es bei den Kälteverhältnissen. Die Kälteverhältnisse laut Katalog sind nur bei Silicagel ohne Bindungsenthalpie möglich. Es gibt keine Angaben. Erfahrungsgemäß besitzt Silicagel jedoch eine Bindungsenthalpie.

In Bild 10 sind Isosteren- und Temperaturverlauf für die Dresdener Parameter im Kurzzyklus dargestellt. Der

gemessene Temperaturverlauf wird relativ gut wiedergegeben.

Aus dem Isosterenfeld wird ersichtlich, daß die möglichen Prozeßendpunkte (z. B. Desorptionsendtemperatur 62 °C statt 71 °C) nicht erreicht werden. Die vom Kreisprozeß umschlossene Fläche ist relativ klein.

Im Langzyklus steht mehr Zeit zur Verfügung. Daher werden, wie in Bild 11 erkennbar wird, die Grenzpunkte fast erreicht. Die umschlossene Fläche ist größer. Die Durchschnittsleistung ist trotz des längeren Zyklus fast so hoch wie im Kurzzyklus.

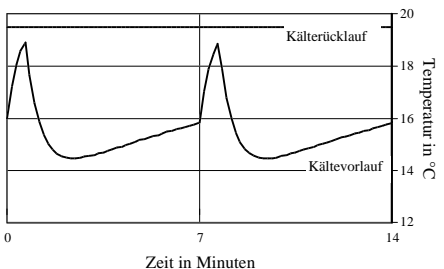
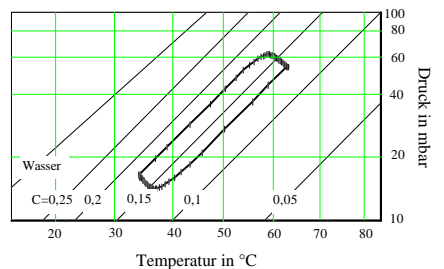


Bild 10: Rechenwerte Dresden Kurzzyklus

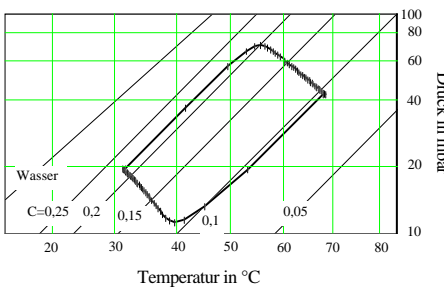


Bild 11: Rechenwerte Dresden, Langzyklus

6. Regelung der Kältemaschine

Die Kältemaschine wird entweder extern durch Variation der Temperaturen und Volumenströme oder intern über die Zyklusdauer geregelt. Der Zyklus wird abgebrochen, wenn die

Kälte-Vorlauftemperatur unter einen Minimalwert fällt. Die Umschaltung in den nächsten Zyklen erfolgt sofort oder nach Durchschreiten eines festgelegten Hysteresebereichs.

Der Zyklus wird auf 21 Minuten verlängert, wenn eine minimale Kälte-Rücklauftemperatur unterschritten wird.

Unter Nennbedingungen läßt sich mit beiden Maßnahmen die Leistung verringern. Die Zyklusverlängerung bietet dabei den Vorteil eines besseren Kälteverhältnisses. Sind die Volumenströme wie in Dresden verringert, kann man nur durch Zyklusverkürzung die Leistung wesentlich einschränken.

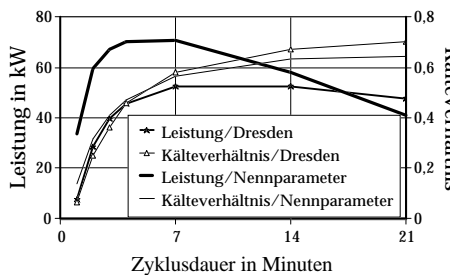


Bild 12: Einfluß der Zyklusdauer (Rechenwerte)

Die Zyklusverkürzung bietet einen breiten Regelbereich, hat jedoch den Nachteil der Verschlechterung des Kälteverhältnisses. Sie kann zum Beispiel dann eingesetzt werden, wenn eine Wärmequelle konstanter Leistung, wie ein Blockheizkraftwerk vorhanden ist.

Das Kälteverhältnis läßt sich im Teillastbereich erhöhen, indem nicht sofort umgeschaltet, sondern erst eine Schalthysterese durchfahren wird.

Dennoch ist es deutlich günstiger, die Leistung über eine externe Variation der Heizvorlauftemperatur zu regeln. Das Kälteverhältnis verringert sich nach den Rechenergebnissen nur wenig.

Am besten wäre es, sowohl die Dauer des Gesamtzyklus als auch der Umschaltphase beliebig zu variieren. Man würde dann im Teillastfall Zyklendauer bis zu einer Stunde zulassen. Dies ist gegenwärtig noch nicht möglich.

7. Richtlinien für die Planung

Bei der Planung von Adsorptionskälteanlagen ist vor allem die schwankende Kältetemperatur zu beachten. Sie kann in manchen Systemen zu Schwierigkeiten führen. Zeitweise ist die Temperatur zu hoch und zeitweise zu niedrig. Wenn das Kältenetz nicht selber eine sehr große Kapazität aufweist, muß ein spezieller Kältespeicher installiert werden. Es ist zu beachten, daß nicht nur gespeichert, sondern auch tatsächlich gemischt wird.

Der Kältespeicher ist auf minimal 1/40 des stündlichen Kältévolumenstrom auszulegen. In Dresden wären dies 280 l. Um als Nebeneffekt auch noch das Teillastverhalten zu verbessern, wurde mit 3500 l wesentlich mehr Speichervolumen installiert.

Ein zweites Problem ist das in klassischen Klimakälteanlagen erforderliche dichte Heranfahren an den Gefrierpunkt. Wird eine mittlere Kältetemperatur von 6 °C benötigt, so wird zeitweise eine Temperatur von 4 °C auftreten. Wenn zu diesem Zeitpunkt der Volumenstrom abbricht, kann es zum Einfrierschaden kommen.

Die Kältemaschine ist nur gegen die Abschaltung der Verbraucher bei gleichzeitig weiterlaufendem Kältekreis zuverlässig abgesichert. Bisher aufgetretene Einfrierschäden wurden wahrscheinlich durch das Versagen eines externen Bypassventil hervorgerufen.

Am besten ist es, die Klimaanlage auf eine etwas höhere Kaltwassertemperatur auszulegen. Dies ist auch im Interesse einer großen Kälteleistung günstiger. Im Nennbereich steigt die Kälteleistung bei jedem Kelvin Erhöhung der Kaltwassertemperatur um 8 .. 13 %.

Neben der Kaltwassertemperatur sind auch Heiz- und Kühlparameter abzuwägen. So ist unbedingt zu beachten, daß die vom Hersteller gern gemachte Angabe, die Maschine arbeite ab 55 °C Heiztemperatur, nur für sehr günstige Betriebsfälle gilt. In der Regel sollte man mit mindestens 70 °C bei Kühldeckenanlagen und 80 °C bei klassischen Klimaanlage arbeiten.

Ein wichtiger Vorteil der Maschine ist nicht in generell niedrigen Heiztemperaturen, sondern im breiten Einsatzbereich zu sehen. Die Maschine arbeitet auch unter Parametern zuverlässig, bei denen Absorptionskältemaschinen aufgrund echter Kristallisationsgefahr oder bedingt durch Regelungsprobleme, schon abgeschaltet haben.

Bei der Planung einer Adsorptionskälteanlage sind nicht nur die Temperaturen, sondern auch die Volumenströme zu beachten. Es liegt nahe, die Volumenströme zu reduzieren, um Nennweite und Pumpstrom einzusparen. Hier ist große Vorsicht geboten, da es zu einer Verschlechterung von Leistung und Kälteverhältnis kommt.

8. Simulation mit TRNSYS

Der vorgestellte Berechnungsalgorithmus wurde in ein TRNSYS-Type mit folgender Belegung umgesetzt:

Parameter

- 1 Typ Maschinengröße¹ -
1: 71 kW ; 2: 176 kW ; 3: 352 kW ;
4: 1050 kW ; 5: 79 kW ; 6: 118 kW ;
7: 196 kW ; 8: 393 kW
- 2 WModus Wiedereinschaltmodus² -
1: nächster Zyklus 2: gleicher Zyklus
- 3 t_{su_vl} Absch.-Austrittstemp.³ °C
- 4 t_{so_vl} Wiedereinschalt-Austrittstemp⁴ °C
- 5 t_{s_rl} Umsch.-Eintrittstemp.⁵ °C

Inputs

- 1 t_{zu_heizn} Eintrittstemp. Heizwasser °C
- 2 m_{nenn-heizn} Massestrom Heizwasser kg/h
- 3 t_{zu_kuehln} Eintrittstemp. Kühlwasser °C
- 4 m_{nenn_kuehln} Massestrom Kühlwasser kg/h
- 5 t_{zu_kaltn} Eintrittstemp. Kaltwasser °C
- 6 m_{zu_kaltn} Massestrom Kaltwasser kg/h
- 7 Einschalt: externe Freigabe der Kältemaschine ; 0: aus ; 1: ein

Outputs

- 1 t_{ab_heiz} Austrittstemp. Heizwasser °C
- 2 m_{ab_heiz} Massestrom Heizwasser kg/h
- 3 t_{ab_kuehl} Austrittstemp. Kühlwasser °C
- 4 m_{ab_kuehl} Massestrom Kühlwasser kg/h
- 5 t_{ab_kalt} Austrittstemp. Kaltwasser °C
- 6 m_{zu_kalt} Massestrom Kaltwasser kg/h
- 7 Q_{kalt} realis. Kälteleistung kJ/h
- 8 Q_{heiz} realis. Heizleistung kJ/h
- 9 Q_{kuehl} real. Rückkühlstg. kJ/h
- 10 Zustand -
0: Start/Stop 1: Umschaltphase
2: Hauptphase Kurzzyklus
3: Hauptphase Langzyklus
4: Einfrierschaden
- 11 t_{m_verd} Mitteltemp. Verdampfer °C
- 12 t_{ab_kond} Austrittstemp. Kondensator °C
- 13 t_{m_kond} Mitteltemp. Kondensator °C
- 14 t_{ab_ads} Austrittstemp. Adsorber °C
- 15 c_{ads} Konz. im Adsorber kg/kg
- 16 md_{ads} Dampfmassestrom Verdampfer => Adsorber kg/s
- 17 t_{ab_des} Austrittstemp. Desorber °C
- 18 c_{des} Konz. im Desorber kg/kg
- 19 md_{des} Dampfmassestrom Desorber => Kondensator kg/s
- 20 tau Zeit seit dem letzten Schaltvorg. sec

Hinweise:

Die Berechnung muß mit einer sehr geringen Schrittweite vorgenommen werden. Günstig sind 0,001 h. Dies führt zu relativ langer Rechenzeit.

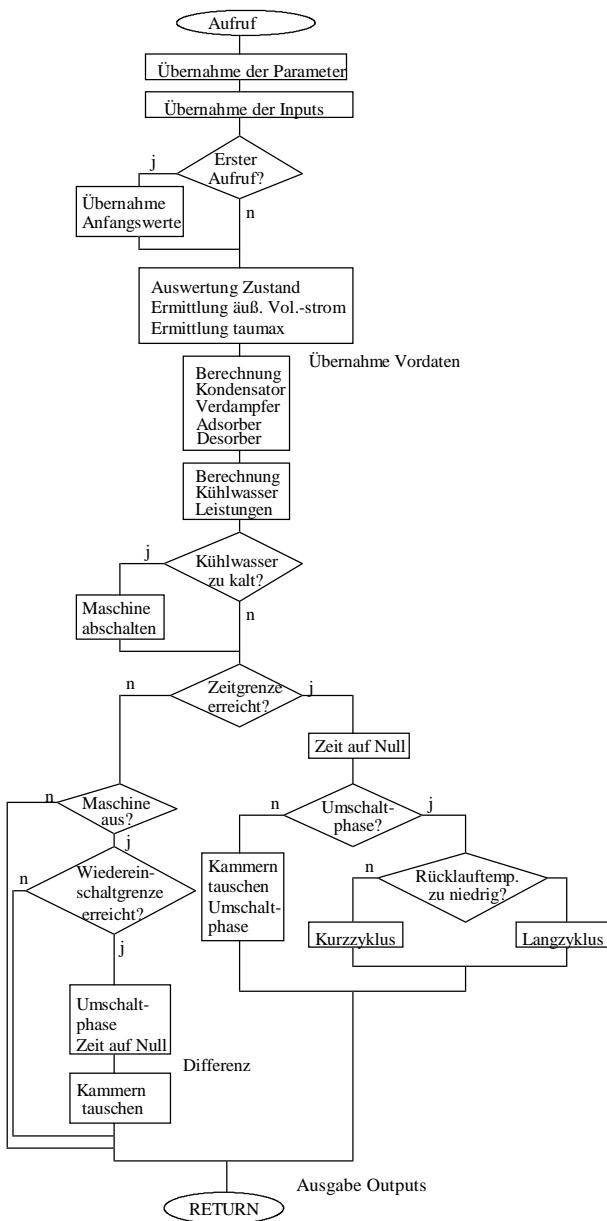


Bild 12: Programmablaufplan AdKM

Das AdKM-Type darf nicht iterativ aufgerufen werden. Iterative Aufrufe kann man mit der NOCHECK-Anweisung unterbinden. Bei einer Schrittweite von 0,001 h sind iterative Aufrufe sowieso verzichtbar.

Es wird empfohlen, auch für die anderen Komponenten Types mit berücksichtigtem Speicherverhalten zu verwenden.

Dem AdKM-Type muß die eingestellte Zeitschrittweite bekannt sein. Standardmäßig erfolgt dies durch eine Variable "DELTA" aus der Include-Datei sim. inc. Wenn man nicht mit Include-Dateien arbeitet, muß man "DELTA" fest im Quelltext vorgeben.

Weitere Anmerkungen:

¹Maschinengröße:

Die Tabelle enthält Maschinen der Firma Nishiyado (GBU ; Nr.1 bis 4) und der Firma Mayekawa-Mycom (Albring ; Nr. 5-8). Die Leistungsangaben sind auf die Auslegungsparameter der GBU-Maschinen bezogen. Die Mycom-Maschinen werden aufgrund der schlechteren Datenlage nach gleichem Modus wie die NAK-Maschinen berechnet. Dies ist sicherlich nicht ganz exakt.

²Wiedereinschaltmodus

Wenn sich die Kältemaschine aufgrund zu niedriger Kaltwasseraustrittstemperaturen ausgeschaltet hatte, beginnt sie nach Durchschreiten des Hysteresebereiches im allgemeinen mit einem neuen Zyklus (Modus 1).

Dies ist energetisch relativ ungünstig, da häufige Umschaltvorgänge zu hohen Umschaltverlusten führen. Besser ist es, bei Wiedereinschaltung an den Anfang des gleichen Zyklus zurückzukehren (Modus 2). Die gegenwärtig installierten Kältemaschinen ermöglichen dies noch nicht, neue AdKM können jedoch mit dieser Option bestellt werden.

³Abschalt-Austrittstemperatur:

Wenn die Kaltwasseraustrittstemperatur unter diesen Wert fällt, schaltet sich die Kältemaschine aus, das heißt die Heiz- und Rückkühlseite gehen in Bypass, die Durchströmung des Verdampfers bleibt unbeeinflusst. Da sich die aktuelle Adsorberkammer dann erwärmt, geht die Kälteproduktion zurück.

Mit Einstellung dieses Wertes läßt sich die Maschine regeln, was aber

energetische und regelungstechnische Nachteile bringt. Besser ist eine externe Leistungsbeeinflussung über die Temperaturen und Volumenströme. Auf jeden Fall muß aber diese Größe für die Vermeidung von Einfrierstörfällen genutzt werden.

⁴Wiedereinschalt-Austrittstemperatur:

Nachdem sich die Kältemaschine aufgrund zu niedriger Kaltwasseraustrittstemperatur ausgeschaltet hatte, steigt die Kaltwasseraustrittstemperatur langsam an. Bei Erreichen der Wiedereinschalt-Austrittstemperatur schaltet sich die Kältemaschine wieder ein. Sie wird im allgemeinen etwa zwei Kelvin über der Wiedereinschalt-Austrittstemperatur eingestellt.

⁵Umschalt-Eintrittstemperatur:

Wenn die Kälteeintrittstemperatur zum Zeitpunkt eines Zyklusendes unterhalb dieses Wertes liegt, dauert der nächste Betriebszyklus nicht 7, sondern 21 Minuten. Dieser sogenannte "Langzyklus" bietet weniger Leistung, aber aufgrund gesunkener Bedeutung der Umschaltverluste eine bessere energetische Effektivität. Diese Option ist für die Teillasteinstellung daher sehr nützlich. Die mögliche Teillasteinstellung liegt aber bei minimal 60 %, was auch nur bei Vorhandensein der Auslegungsvolumenströme vorliegt.

Ein generelles Problem des Langzyklus ist weiterhin noch in der gegenüber dem Kurzzyklus erhöhten Schwankungsbreite der Kaltwasseraustrittstemperatur zu sehen.

⁶externe Freigabe der Kältemaschine:

Die externe Freigabe durch die übergeordnete Regelung sollte nur für längere Abschaltphasen der Kälteanlage, nicht aber für die Teillastregelung genutzt werden.

9. Anwendung der Simulation

Das TRNSYS-Type wurde für die Simulation der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungsanlage des gegenwärtig in Bau befindlichen Malteser-Krankenhauses Kamenz entwickelt.

Die dortige Kälteanlage wird voraussichtlich aus einer Adsorptionskältemaschine von 118 kW Leistung sowie einer

Kompressionskältemaschine mit Eisspeicher bestehen.

Die Adsorptionsmaschine wird von einer erdgasbetriebenen Brennstoffzelle und einer Solaranlage incl. Schichtenladespeicher versorgt.

Die Untersuchungen wurden mit kleinen Komponentengruppen begonnen und dann schrittweise auf die Gesamtanlage ausgeweitet.

Bild 13 stellt ein einfaches System, zusammengesetzt aus Adsorptionskältemaschine, Kälteverbraucher mit konstantem Rücklauf und einem Rückkühlwerk mit stabilen Temperaturverhältnissen dar.

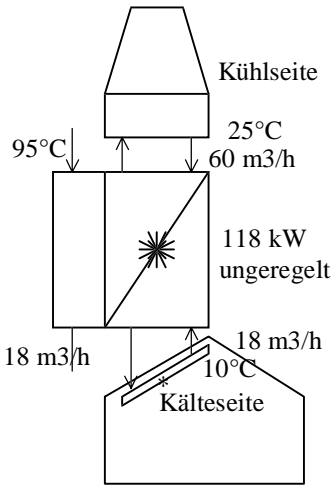
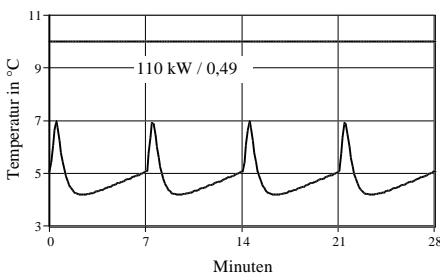


Bild 13: Ungeregelte AdKM

Im Nennfall stellt sich ein Temperaturverlauf gemäß Bild 14 ein. Man erkennt deutlich den 7-Minuten-Zyklus, in dem sich der charakteristische Temperaturverlauf wiederholt.



Bld. 14: Temper.-verl. ungereg. AdKM

Die Untersuchung wurde mit einer Grundfrage jeden thermischen Systems, der Organisation des Teillastbetriebs, begonnen. Um die Leistung zu reduzieren kann man z. B. an der Maschine Abschalttemperaturen einstellen. Bei 5°C Abschalt- und 7°C Wiedereinschalt-

temperatur stellt sich ein Verlauf gemäß Bild 15 ein.

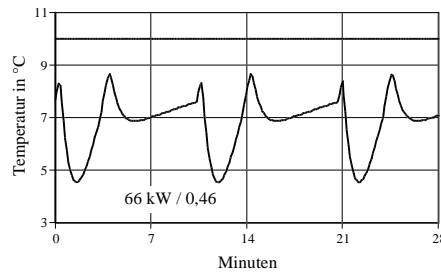


Bild 15: Temp.-verl. konv. Teillast

Es wechseln dann kürzere und längere Zyklen einander ab. In einem Zyklus erfolgt die Abschaltung bei 5°C, wobei Abschaltung nur bedeutet, daß die Durchströmung der Silicagelkammern eingestellt wird.

Nach Abschaltung sinkt die Kaltwasser-austrittstemperatur noch etwas ab, um dann mit sich verringernder Wirkung der Adsorptionskammer anzusteigen. Bei 7°C wird die Maschine wieder eingeschaltet und in den nächsten Zyklus gewechselt. Da die Desorption im vorangegangenen Zyklus schlecht war, liefert dieser Zyklus relativ wenig Kälte.

Im Mittel wurde eine Leistungsverring-erung um 40 % erreicht, die jedoch aufgrund der häufigeren verlustbehaf-teten Umschaltvorgänge mit einer Verschlechterung des Kälteverhältnis-ses verbunden ist.

Dies läßt sich vermeiden, wenn bei Wiedereinschal-tung der alte Zyklus wieder aufgenommen wird. Die Zahl der Umschaltvorgänge sinkt ab und das Kälteverhältnis steigt über das Niveau des Nennfalls hinaus an. Noch besser wird es, wenn der Zyklus generell auf 21 Minuten verlängert wird. Hier arbeitet die Maschine etwa 30 % effektiver als im Nennfall. Problematisch ist nur die große Tempera-turdynamik, die durch einen kleinen Pufferspei-cher abzufangen ist.

Die Untersuchung werden gegenwärtig auf der Stufe "wesentliche Teile des Gesamtsystem" (Bild 18)

betrieben. Dabei wurde zum Beispiel ein Verlauf für den Auslegungstag gemäß Bild 17 berechnet werden, was wesentliche Aussagen zur Auslegung von Kompressionskältemaschine und Eisspeicher ermöglichte.

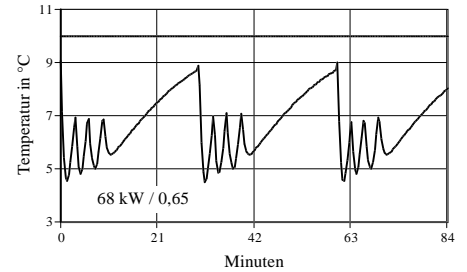


Bild 16: Temp.-verlauf verb. Teillast

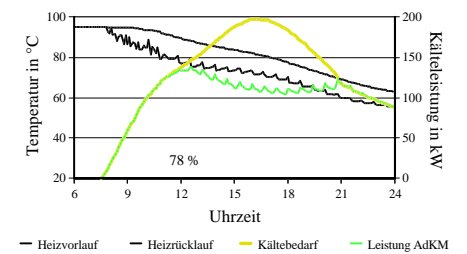


Bild 17: Kälteanlg. am Ausleg.-tag

10. Ausblick:

Für die Zukunft steht die Validierung des Modells durch Messungen und zahlreiche Proberechnungen an. Dafür können sich Interessenten gern das Type von www.adsorber.de herunterladen und es unentgeltlich nutzen.

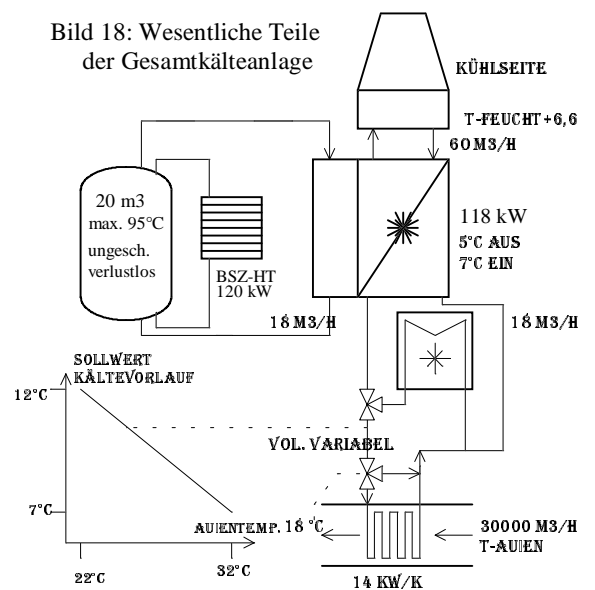


Bild 18: Wesentliche Teile der Gesamtkälteanlage