Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 81 (1963)

Heft: 17

Artikel: Kombinierte Kompressions- und Absorptions-Kälteanlagen der Carrier Corp.

Autor: Ostertag, A.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-66777

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 09.08.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

Kombinierte Kompressions- und Absorptions-Kälteanlagen der Carrier Corp.

Nach Mitteilungen der Carrier Corp., Zürich, zusammengestellt von **A. Ostertag**, dipl. Ing., Zürich

DK 621.576.5

Die thermische Zusammenschaltung von Kompressions- und Absorptions-Kältemaschinen bietet interessante Möglichkeiten, die im allgemeinen wenig beachtet werden. In Deutschland sind vor allem von der Firma Borsig AG in Berlin-Tegel kombinierte Anlagen erstellt worden [1]).

Vor über 12 Jahren hat die Firma Carrier Corp. zur Kaltwasserkühlung für Klimaanlagen grosser Leistungen eine Bauart entwickelt, deren Absorptionsteil mit dem Stoffpaar Wasser (als Kältemittel) und Lithiumbromid (als Absorptionsmittel) arbeitet und deren Austreiber als Kondensator für den Abdampf der Turbine wirkt, die den Turbokompressor des Kompressionsteils antreibt. Die zweimalige Ausnützung des Betriebsdampfes ergibt einen geringen spezifischen Gesamt-Dampfverbrauch, bezogen auf die Kälteleistung der kombinierten Anlage, so dass sich die Kombination bei grossen Leistungen in vielen Fällen wirtschaftlich rechtfertigt. Bild 1 zeigt den Kompressionsteil und Bild 2 zwei parallel arbeitende Absorptionsteile von kombinierten Carrier-Kälteanlagen.

1. Wirkungsweise

Wie aus dem stark vereinfachten Schaltbild 3 hervorgeht, bestehen im wesentlichen sechs Kreisläufe, nämlich ein erster für das Kältemittel im Kompressionsteil, ein zweiter für das Absorptionsmittel (Lithiumbromid-Lösung), ein dritter für das Kaltwasser, das im Absorptionsteil als Kältemittel wirkt, ein vierter für den Betriebsdampf, ein fünfter für das Kühlwasser und ein sechster für das zu kühlende Kaltwasser. Die ersten drei sind innere Kreisläufe und in sich geschlossen, die andern äussere Kreisläufe.

Der Absorptionsteil entspricht der von der Carrier Corp. seit Jahren gepflegten und verbesserten Ausführungsart, bei welcher die unter Verflüssigungsdruck stehenden Apparate (Austreiber und Kondensator) und die mit Verdampfungsdruck arbeitenden Teile (Verdampfer und Absorber) mit Rücksicht auf das hohe Vakuum, das in ihnen herrscht, in je einen liegenden zylindrischen Behälter eingebaut sind. In Bild 1 ist links der Kompressionsteil und rechts der Absorptionsteil dargestellt; die genannten Behälter sind mit 1 und 2 bezeichnet; sie sind auch auf Bild 2 zu sehen.

Das Kaltwasser, das im Absorptionsteil als Kältemittel wirkt, wird von der Pumpe P_0 nach einem Verteilsystem 5 im obern Teil des Behälters 1 gefördert, wo es brausenförmig austritt. Dabei verdampft ein kleinerer Teil und entzieht dem andern Teil die Verdampfungswärme, wodurch sich dieser auf die dem herrschenden Vakuum entsprechende Temperatur t_0 abkühlt. In diesem Zustand berieselt es die Verdampferschlangen 6, in denen das zu kühlende Kaltwasser strömt, das der Anlage durch die Rücklaufleitung K_2 zufliesst. Da dessen Temperatur höher ist als die des Berieselungswassers, kühlt es sich von der Rücklauftemperatur t_{K2} auf die Zwischentemperatur t_{KZ} ab. Die entsprechende Kälteleistung geht an das Berieselungswasser über, so dass davon ein weiterer Teil verdampft. Der verbleibende Rest sammelt sich in der Fangschale 7, von der ihn die Pumpe P_0 absaugt. Das auf die Zwischentemperatur t_{KZ} gekühlte Kaltwasser gelangt von der Schlange 6 nach dem Verdampfer 3 des Kompressionsteils, wo es sich infolge Wärmeentzug durch das verdampfende Kältemittel auf die gewünschte Vorlauftemperatur t_{K1} abkühlt und die Anlage durch die Vorlaufleitung K_1 verlässt.

Im mittleren Teil des Behälters 1 ist ein zweites Verteilsystem 8 mit Brausen eingebaut, durch welches flüssiges Lithiumbromid als «konzentrierte Lösung» in fein verteiltem Zustand austritt und den Wasserdampf, der sich bei 5 und 6 bildet, begierig aufnimmt. Die Absorptionswärme, die dabei frei wird, geht an das Kühlwasser über, das die Rohrschlange 9 durchströmt, so dass sich in der Lösung eine konstante Temperatur einstellt. Das durch den absorbierten Wasserdampf verdünnte Lithiumbromid sammelt sich im untersten Teil des Behälters 1 und fliesst von dort als «verdünnte Lösung» der Umwälzpumpe P_{L1} zu, die es durch den Temperaturwechsler 10, in welchem es sich erwärmt, in den untern Teil des Behälters 2 fördert. Der Turbinenabdampf, der in der Schlange 11 kondensiert, erwärmt die verdünnte Lösung auf Siedetemperatur und treibt den Wasserdampf aus. Dieser schlägt sich an der von Kühlwasser durchströmten Rohrschlange 12 nieder. Das Kondensat sammelt sich in der Fangschale 13 und fliesst über die Rohrschleife 14, die als Flüssigkeitsverschluss und Drosselorgan wirkt, in die Schale 7 des Verdampfers ab, wobei es sich unter teilweisem Verdampfen auf die Temperatur in 7 abkühlt. Das konzentrierte Lithiumbromid fliesst aus dem Behälter 2 über die Schleife 15, die im Behälter 2 einen konstanten Lösungsspiegel aufrecht erhält, zum Temperaturwechsler 10, wo es sich abkühlt, und anschliessend in den untern Teil des Behälters 1, wo es sich mit der verdünnten Lösung mischt. Eine zweite Lösungspumpe P_{L2}, die ebenfalls bei 2 unten absaugt, versorgt das Verteilersystem 8 in reichlichem Ueberschuss mit Lösung. Die Behälter 1 und 2 sind an eine Entlüftungseinrichtung 16 angeschlossen, die neuerdings mit Lithiumbromidlösung betrieben wird.

Der Kompressionsteil besteht im wesentlichen aus einer meist einstufigen Gegendruck-Dampfturbine 20, die mit einem Turbokompressor 21 direkt gekuppelt ist, weiter aus dem Verdampfer 3, dem Kondensator 4 und dem Regulierventil 22. Die Wirkungsweise entspricht derjenigen normaler Kompressionskältemaschinen und wird als bekannt vorausgesetzt. Als Kältemittel dient ein für den Turbokompressorbetrieb geeignetes Freon (z. B. R. 11).

[1]) s. Handbuch der Kältetechnik, Band VII, S. 93 ff.

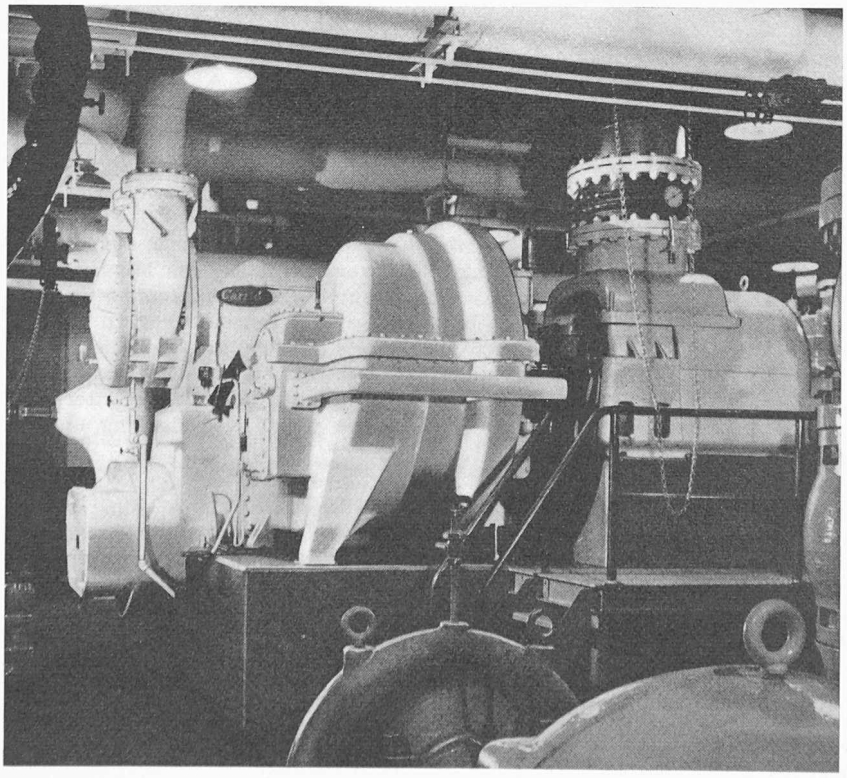

Bild 1. Kompressionsteil einer kombinierten Kälteanlage der Carrier Corp.

Das Kühlwasser wird durch die Leitung W_1 in der Regel zunächst dem Freon-Kondensator 4 zugeführt, durchströmt dann die Kühlschlange 9 im Absorber und anschliessend den Kondensator 12 des Absorptionsteils. In der Regel ist die Leistung des Kompressionsteils wesentlich kleiner als die des Absorptionsteils. Es ist dann zweckmäsig, dem Kondensator 4 nur einen Teil des Kühlwassers zuzuleiten und den restlichen Teil durch ein Ueberströmventil direkt in die Kühlschlange 9 im Absorber überzuführen. Eine entsprechende Überströmleitung besteht auch beim Kondensator des Absorptionsteils.

Weiter ist es wirtschaftlich vorteilhaft, dem Absorptionsteil die obere Abkühlungsstufe zuzuweisen, das Kaltwasser aus dem Rücklauf also zuerst durch diesen Teil zu leiten und erst nachher durch den Verdampfer des Kompressionsteils. Diese Schaltung erleichtert auch das Konstanthalten der Kaltwassertemperatur in der Vorlaufleitung K_1.

Die eben beschriebene Schaltung des Kaltwasser- und des Kühlwasserkreislaufes stellt nur eine mögliche Ausführungsart dar. Je nach den Betriebsbedingungen werden auch andere Schaltungen angewendet; es sei hier auf die später beschriebene Klimaanlage in Hinsdale, Ill., USA, hingewiesen. Die wirtschaftlichste Lösung muss von Fall zu Fall gesucht werden.

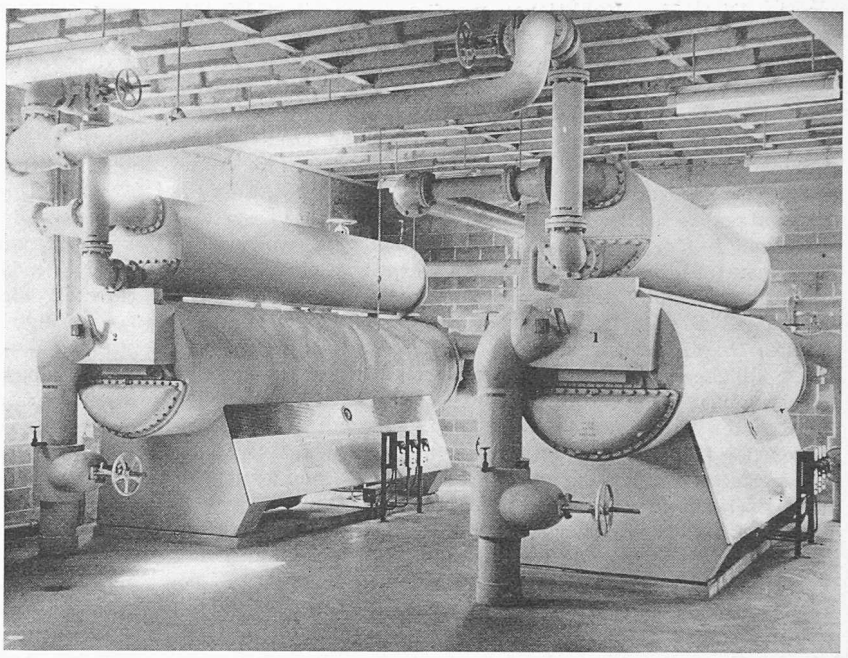

Bild 2. Absorptionsteil einer kombinierten Kälteanlage der Carrier Corp.

2. Die Regelung der Kälteleistung

Die automatische Leistungsregelung bezweckt das Konstanthalten der Kaltwassertemperatur t_{K1} innerhalb des ganzen Lastbereiches. Dazu dient der Thermostat 25, der auf die Drehzahlverstellvorrichtung des Geschwindigkeitsreglers 23 der Tubine 20 einwirkt. Dieser Regler stellt in bekannter Weise das Frischdampfdrosselventil 24 der Turbine entsprechend der jeweiligen Belastung ein. Mit der Drehzahl verändert sich die Förderleistung des Kompressors 21 und damit die Kälteleistung des Kompressionsteils. Diese Regelungsart ergibt eine einfache, verlustfreie Leistungsanpassung in weitem Bereich. Der Kompressor benötigt keine zusätzlichen Regelorgane; insbesondere kann der sonst übliche verstellbare Leitschaufelkranz entbehrt werden.

Mit der Leistungsregelung der Turbokompressorgruppe verändert sich der Dampfdurchsatz und die im Austreiber des Absorptionsteils verfügbare Heizleistung. Bei der oft angewendeten Regelung auf konstanten Zwischendruck besteht allerdings nur bei einer bestimmten Kälteleistung der Gesamtanlage Gleichheit des Dampfverbrauchs beider Teile. Bei anderen Leistungen muss entweder dem Absorptionsteil Frischdampf zugesetzt werden, wozu das Ueberströmventil 28 dient, oder es muss die Kälteleistung des Kompressionsteils verringert und die des Absorptionsteils vergrössert

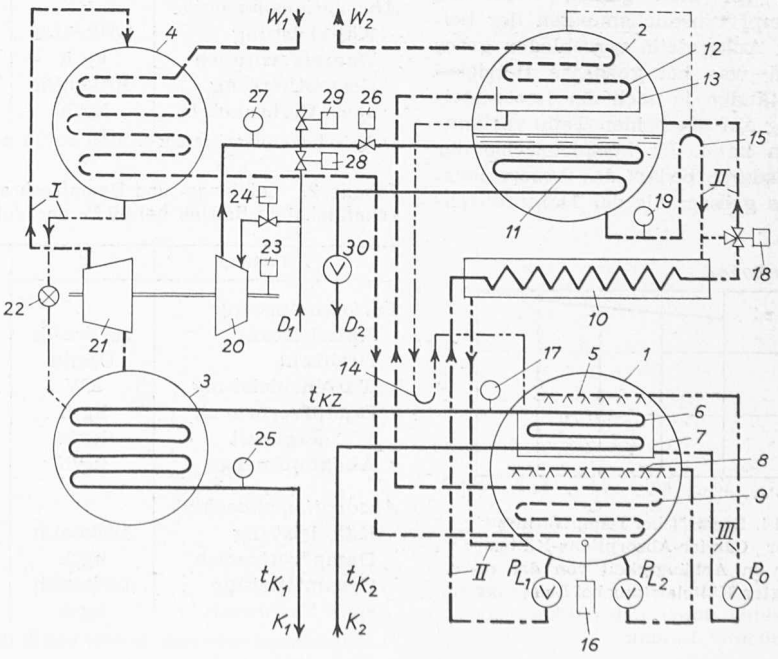

Bild 3. Prinzipielles Schaltbild einer kombinierten Kompressions- und Absorptions-Kälteanlage der Firma Carrier Corp.

1 Behälter für Apparate unter Verdampferdruck
2 Behälter für Apparate unter Verflüssigungsdruck
3 Verdampfer für Freon
4 Kondensator für Freon
5 Verteilsystem für Kaltwasser des innern Kreislaufs
6 Rohrschlange für äussere Verdampfung zum Kühlen von Kaltwasser des äussern Kreislaufs
7 Fangschale zu 5
8 Verteilsystem für konzentrierte Lösung
9 Kühlschlange für Absorptionswärme
10 Temperaturwechsler (Lösungs-Wärmeaustauscher)
11 Heizschlange für Turbinenabdampf im Austreiber
12 Kühlschlange (Kondensator)
13 Fangschale für Kondensat
14 Schleife als Flüssigkeitsverschluss f. Kondensat
15 Schleife für konzentrierte Lösung, hält den Lösungsstand in 2 auf richtiger Höhe
16 Entlüftungsvorrichtung
17 Thermostat zu 18
18 Thermostatisch gesteuertes Dreiweg-Ueberströmventil für verdünnte Lösung
19 Thermostat für konzentrierte Lösung zu 26
20 Dampfturbine
21 Turbokompressor
22 Drosselventil für Freon
23 Geschwindigkeitsregler zu 20
24 Frischdampf-Regelventil
25 Thermostat für austretendes Kaltwasser
26 Automatisch gesteuertes Dampfventil zu 11
27 Pressostat für den Zwischendampfdruck
28 Ueberströmventil für Frischdampf
29 Abblaseventil
30 Kondensatpumpe
I Kältemittelkreislauf des Kompressionsteils
II Lithiumbromid-Kreislauf
III Innerer Kaltwasser-Kreislauf (Kältemittel-Kreislauf)
K_1 Kaltwasser-Vorlauf
K_2 Kaltwasser-Rücklauf
D_1 Frischdampf
D_2 Kondensat zum Kesselhaus
W_1 Kühlwasser-Eintritt
W_2 Kühlwasser-Austritt

werden. Diese Regelfunktionen werden durch einen Pressostaten 27 ausgelöst, der an der Abdampfleitung der Turbine angeschlossen ist und den dort herrschenden Druck innerhalb einstellbarer Grenzen hält. Die Anordnung ist so getroffen, dass bei Ansteigen dieses Druckes der Pressostat 27 unter Ueberbrückung des Thermostaten 25 auf die Drehzahlverstellvorrichtung der Turbine einwirkt und diese im Sinne einer Leistungsverminderung und eines geringeren Dampfdurchsatzes verstellt. Dadurch steigen die Kaltwassertemperaturen t_{K1}, t_{K2} und t_{KZ} über ihren Sollwert, worauf der Thermostat 17 anspricht und den Absorptionsteil auf höhere Leistung einstellt. Dadurch nimmt sein Dampfverbrauch zu, worauf der Zwischendampfdruck auf seinen Sollwert sinkt.

Die Regeleinrichtungen am Absorptionsteil entsprechen denen üblicher Ausführungen der Carrier Corp. für einfache Absorptionsanlagen mit Lithiumbromidlösung. Sie bezwecken das Konstanthalten der Kaltwassertemperatur t_{KZ} durch Anpassen der Kälteleistung an den jeweiligen Bedarf. Dazu ist in der Kaltwasserleitung ein Thermostat 17 eingebaut, der die Zwischentemperatur t_{KZ} misst und die Menge der verdünnten Lösung verändert, die dem Austreiber zuströmt, um dort konzentriert zu werden. Dies geschieht in einfacher Weise durch Beeinflussen des Dreiweg-Regelventils 18, das einen grösseren oder kleineren Teil der von der Pumpe P_{L1} geförderten Menge in die Rücklaufleitung für konzentrierte Lösung übertreten lässt, die vom Austreiber über den Temperaturwechsler 10 nach dem Absorber führt. Sinkt beispielsweise der Kältebedarf, so zeigt sich das zunächst in einem Absinken der Kaltwassertemperaturen t_{K2} und t_{KZ}, worauf der Thermostat 17 mehr verdünnte Lösung in die Rücklaufleitung übertreten lässt. Dadurch sinkt die Konzentration der Lösung im Absorber 8, so dass bei gleicher Umlaufmenge bzw. gleicher Fördermenge der Pumpe P_{L2} weniger Wasserdampf absorbiert wird und dementsprechend die Kälteleistung abnimmt. Diese Regelung wirkt rasch und genau. Sie wird mit Hilfe elektronischer Steuergeräte verwirklicht.

Eine zweite Regelung beeinflusst die Heizdampfmenge und sorgt für konstante Temperatur der aus dem Austreiber tretenden konzentrierten Lösung. Dazu dient der Thermostat 19, der die Heizdampfzufuhr mittels des Ventils 26 verändert. Bei kombinierten Anlagen ergibt sich diese Veränderung in einem gewissen mittleren Lastbereich durch die Regelograne des Kompressionsteils, wie bereits oben beschrieben wurde.

Weitere Regelfunktionen müssen vor sich gehen, wenn die Dampfverbrauchsmengen der beiden Anlageteile verschieden gross sind, was bei gewissen Betriebszuständen je nach der Lastverteilung auf die beiden Teile vorkommen kann. Ist beispielsweise der Heizdampfbedarf des Absorptionsteils grösser als der Dampfdurchsatz der Turbine, so sinkt der Zwischendruck. Bei Erreichen eines unteren Grenzdruckes spricht der Pressostat 27 an und regelt das Frischdampf-Zusatzventil 28 auf konstanten Grenzdruck. Steigt umgekehrt der Zwischendruck über einen oberen Grenzwert, so öffnet der Pressotat 27 das Abblaseventil 29. Der dort austretende Dampf kann häufig für anderweitige Zwecke verwendet werden.

Die Ungleichförmigkeit der Regelung, das heisst die Differenz der Kaltwassertemperaturen zwischen Vollast und Leerlauf, wird beim Kompressionsteil, also für die Temperatur t_{K1}, möglichst klein gewählt, während sie beim Absorptionsteil, also für t_{KZ}, grösser sein soll. Man erhält so für t_{K1} geringe Abweichungen vom Sollwert und gleichwohl ein stabiles Zusammenarbeiten beider Kälteerzeuger.

Die beschriebene Regelung des Absorptionsteils mittels des Ueberströmventils 18 hat sich insbesondere bei Teillastbetrieb als vorteilhaft erwiesen, indem der spezifische Dampfverbrauch in kg/h, bezogen auf eine Kälteleistung von 1000 kcal/h und normale Betriebsverhältnisse (Heizdampfzustand 1,85 ata, gesättigt, Kaltwasseraustrittstemperatur $t_{KZ} = 7$ °C; Kühlwassertemperatur 29 °C) mit kleinerer Kälteleistung abnimmt, Bild 4. Diese überraschende Feststellung erklärt sich dadurch, dass die Flächenbelastungen und die Temperaturdifferenzen in den wärmeübertragenden Apparaten bei abnehmender Kälteleistung kleiner werden. Sie ist namentlich bei Anlagen für Raumkonditionierung von Bedeutung, die meist mit Teillast arbeiten. Bild 4 bezieht sich auf reine Absorptionsanlagen.

3. Die Lastverteilung auf die beiden Anlageteile

Kombinierte Anlagen kommen im allgemeinen nur für grosse Leistungen in Frage, für deren Bewältigung mehrere Kompressions- oder Absorptionsmaschinen nötig wären. Es zeigt sich, dass unter bestimmten Umständen die Kombination geringere Jahreskosten ergibt als die Verwendung reiner Kompressions- oder Absorptionsmaschinen. Massgebend hiefür sind namentlich die Bedingungen, unter denen der Be-

Tabelle 1. Leistungs- und Dampfverbrauchszahlen einer Anlage von $3 \cdot 10^6$ kcal/h und wirtschaftlichstem Betrieb bei Vollast

Belastung	%	100	80	60	40
Turbokompressor					
Kälteleistung	10^6kcal/h	1,0	0,8	0,6	0,4
Drehzahl	U/min	5770	5550	5250	5020
Turbinenleistung	kW	240	183	132	101
Dampfverbrauch	kg/h	6580	5670	4870	4320
Wassergehalt	kg/h	590	470	360	280
Abdampfmenge	kg/h	5990	5200	4510	4040
Absorptionsmaschine					
Kälteleistung	10^6kcal/h	2,0	1,6	1,2	0,8
Dampfverbrauch	kg/h	5990	4540	3290	2160
Gesamtleistung	10^6kcal/h	3,0	2,4	1,8	1,2
spez. Verbrauch [1])	kg/h	2,20	2,37	2,70	3,60

[1]) Frischdampfverbrauch je 1000 kcal/h der gesamten Kälteleistung

Tabelle 2. Leistungs- und Dampfverbrauchszahlen einer Anlage von rd. $3 \cdot 10^6$ kcal/h und wirtschaftlichstem Betrieb bei 60 % der Vollast

Belastung	%	100	80	60	40
Turbokompressor					
Kälteleistung	10^6kcal/h	0,795	0,635	0,477	0,318
Drehzahl	U/min	5850	5610	5320	5100
Turbinenleistung	kW	180	137	99	70
Dampfverbrauch	kg/h	5040	4350	3720	3180
Wassergehalt	kg/h	450	360	280	210
Abdampfmenge	kg/h	4590	3990	3440	2970
Absorptionsmaschine					
Kälteleistung	10^6kcal/h	2,29	1,83	1,375	0,915
Dampfverbrauch	kg/h	6800	5150	3730	2440
Gesamtleistung	10^6kcal/h	3,085	2,465	1,852	1,233
spez. Verbrauch [1])	kg/h	2,35	2,23	2,15	2,6

[1]) Frischdampfverbrauch je 1000 kcal/h der gesamten Kälteleistung

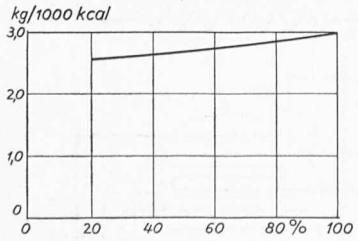

Bild 4. Spezifischer Dampfverbrauch einer Carrier-Absorptions-Kälteanlage in Abhängigkeit von der erzeugten Kälteleistung bei Leistungsregelung durch Ueberströmen von verdünnter Lösung

triebsdampf und das Kühlwasser verfügbar sind, sowie der zeitliche Verlauf der Kühllast. Die Verteilung dieser Last auf die beiden Anlageteile ist von Fall zu Fall derart zu bestimmen, dass bei der am meisten vorkommenden Kälteleistung die in beiden Teilen verarbeiteten Dampfmengen gleich gross sind. Es ergibt sich so der wirtschaftlichste Betrieb. Bei Anlagen für Raumklimatisierung liegt diese Leistung meist nahe bei der halben Höchstleistung. Es gibt aber auch Fälle, wo Gleichheit der Dampfmengen bei der Höchstleistung oder bei irgend einer Zwischenleistung herrschen muss.

Die Leistungsverteilung auf die beiden Anlageteile lässt sich bei der wirtschaftlichsten Kälteleistung aus den spezifischen Dampfverbrauchszahlen ermitteln. Bei einer Kühlwassertemperatur von 29 °C, einer Kaltwassertemperatur t_{KZ} von rd. 9 °C und einem Heizdampfdruck von 1,85 ata beträgt der Heizdampfverbrauch des Absorptionsteiles zur Erzeugung einer Kälteleistung von 1 000 000 kcal/h rd. 3000 kg/h. Diesem Verbrauch entspricht eine durch die Turbine strömende Frischdampfmenge von 3300 kg/h, wenn Sattdampf von rd. 10 ata zur Verfügung steht; 300 kg/h sind im Abdampf als Kondensat enthalten. Bei einem spezifischen Dampfverbrauch, bezogen auf die Wellenleistung, von 28 kg/kWh ergibt sich eine Turbinenleistung von 120 kW, dem eine Kälteleistung des Kompressionsteiles von rd. 500 000 kcal/h entspricht. Demnach entfallen bei den angegebenen Betriebsverhältnissen ⅔ der Kälteleistung auf den Absorptionsteil und ⅓ auf den Kompressionsteil. Dieses Verhältnis ändert sich mit den Betriebsbedingungen und muss von Fall zu Fall unter bester Ausnützung vorhandener Maschinengrössen bestimmt werden. Steht beispielsweise der Frischdampf mit 43 ata zur Verfügung, so ergibt sich bei gleichem Absorptionsteil und gleichen Dampfmengen ein spezifischer Dampfverbrauch der Turbine von 15,2 kg/kWh, eine Turbinenleistung von 220 kW und eine Kälteleistung des Kompressionsteiles von 920 000 kcal/h. Diesen Berechnungen wurden einfache, einstufige Dampfturbinen zugrunde gelegt, wie sie üblicherweise für die vorliegenden Zwecke verwendet werden. Mehrstufige Turbinen ergäben wohl einen geringeren spezifischen Dampfverbrauch, so dass dem Kompressionsteil ein grösserer Lastanteil zugewiesen werden könnte. Dieser Vorteil vermag aber die höheren Anlagekosten nicht auszugleichen.

Um die Verhältnisse bei Teillasten übersehen zu können, sind in Tabelle 1 die Zahlen für die massgebenden Betriebsgrössen einer Anlage mit einer Gesamtleistung von 3 Millionen kcal/h zusammengestellt und zwar für den Fall, dass die wirtschaftlichste Leistung gleich der vollen Leistung ist und sich die Kälteleistungen im Verhältnis von 2:1 auf die beiden Teile verteilen. Tabelle 2 enthält die entsprechenden Zahlen bei einer wirtschaftlichsten Leistung von 60 % der vollen und einer Leistungsverteilung von 74:26. Im ersten Fall ist der Dampfverbrauch des Absorptionsteils bei Teillast kleiner als der des Kompressionsteils, so dass ein Teil des Turbinenabdampfes ins Freie abgelassen werden müsste und sich ein höherer spezifischer Dampfverbrauch (bezogen auf die gesamte Kälteleistung) ergäbe, wenn die Zwischendruckregelung die Lastverteilung nicht im beschriebenen Sinne ändern würde.

Im zweiten Fall muss bei Kälteleistungen über 60 % der Vollast dem Absorptionsteil Frischdampf zugesetzt werden, was den spezifischen Dampfverbrauch ebenfalls etwas erhöht. Die Zunahme bleibt aber unter 10 %. In beiden Fällen wurde im ganzen Lastbereich mit gleichbleibendem Zwischendruck und mit gesättigtem Frischdampf gerechnet. Vielfach wird aber auch mit überhitztem Frischdampf gearbeitet. Dabei ist aber die Ueberhitzung so zu wählen, dass sie bei Eintritt in den Absorptionsteil nur noch gering ist.

4. Ausführungsbeispiel

Eine bemerkenswerte Grossanlage erhielt im Jahre 1959 das neue Farm Equipment Research and Engineering Center in Hinsdale, Ill., in der Nähe von Chicago, das der International Harvester Company gehört und in dem etwa 1500 Personen in vollklimatisierten Räumen von insgesamt rd. 42 000 m² Bodenfläche arbeiten. Zur Kühlung des Kaltwassers sind zwei kombinierte Anlagen aufgestellt worden, von

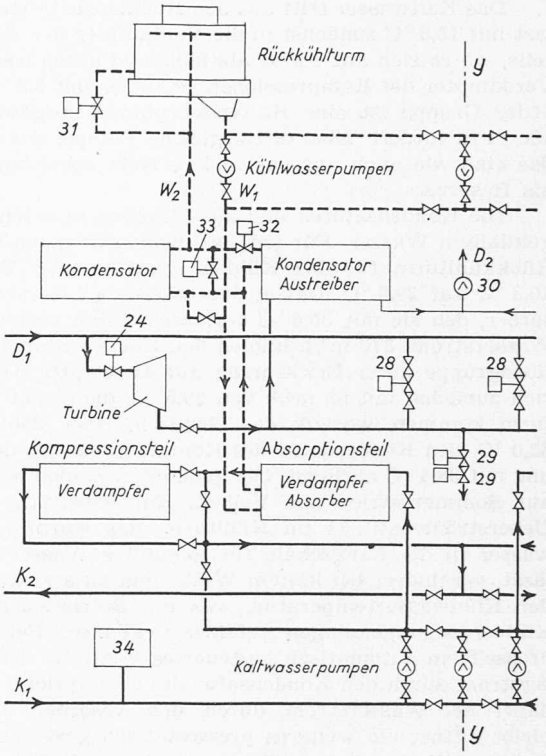

Bild 5. Prinzipielles Schaltbild einer der beiden Gruppen der Kühlanlage in Hinsdale, USA

Die zweite Gruppe ist bezüglich der Axe $y - y$ zur dargestellten symmetrisch.

Gleiche Bezeichnungen wie bei Bild 1, ausserdem:

31 Ueberström-Regelventil für Kühlwasser im Kühlturm
32 Regelventil für Kühlwasser am Kondensator der Absorptionsanlage
33 Pressostatisch gesteuertes Ueberströmventil für Kühlwasser
34 Expansionsgefäss im äusseren Kaltwasserkreislauf

denen jede aus einem Absorptionsteil von $2{,}2 \cdot 10^6$ kcal/h Kälteleistung und einem Kompressionsteil von $1{,}0 \cdot 10^6$ kcal/h besteht. Die gesamte Kälteleistung beträgt somit $6{,}4 \cdot 10^6$ kcal/h. Bild 5 zeigt das Prinzipschema der äussern Kreisläufe einer der beiden Anlagegruppen. Bei Vollast werden insgesamt 12 700 kg/h Sattdampf von 13,3 ata benötigt, die in den beiden einstufigen Gegendruck-Turbinen, Fabrikat Elliott, auf nominell 1,85 ata expandieren und dabei je Turbine rd. 240 kW erzeugen. Der Abdampf schlägt sich in den Austreibern der Absorptionsteile nieder. Das noch warme Kondensat wird durch eine Pumpe 30 aus den Heizschlangen der Austreiber abgesogen und in die Speisewasserbehälter im Kesselhaus gefördert.

Beide Kältemaschinengruppen arbeiten hinsichtlich aller sechs Stoffkreisläufe parallel und unabhängig voneinander. Da zwei getrennte Kaltwassernetze von angenähert gleichem Kältebedarf zu versorgen sind, bedient in der Regel jede Gruppe das ihr zugewiesene Netz. Es können aber auch beide Netze zusammengeschaltet und je nach Bedarf von einer oder von beiden Gruppen gemeinsam mit Kälte versorgt werden. Jede der beiden Gruppen ist im wesentlichen nach Bild 3 geschaltet. Auch die Regelung entspricht der oben gegebenen Beschreibung, mit dem Unterschied allerdings, dass sich der Zwischendampfdruck mit der Kälteleistung im Bereich von 1,14 ata (bei kleiner Leistung) bis 2,26 ata (bei grosser Leistung) verändert. Durch diese Druckänderung wird für den meist vorkommenden Lastbereich Gleichheit des Dampfverbrauchs und damit ein wirtschaftlicher Betrieb erreicht. Erst bei Ueberschreiten der genannten Grenzdrücke greifen die erwähnten Regelorgane ein: Bei zu niedrigem Druck wird Frischdampf zugesetzt, wozu zwei Druckreduzier-Ventilgruppen 28 (Bild 5) mit automatischer Steuerung vorhanden sind; bei zu hohem Druck verringern sich die Drehzahl, die Leistung und der Dampfdurchsatz durch die Turbinen. Im Grenzfall stellen Sicherheitspressostate die Turbinen still.

Das Kaltwasser tritt aus den Rücklaufleitungen bei Vollast mit 13,5 °C zunächst in die Verdampfer der Absorptionsteile, wo es sich auf 8,9 °C abkühlt, und anschliessend in die Verdampfer der Kompressionsteile, die es mit 6,9 °C verlässt. Jeder Gruppe ist eine Kaltwasserpumpe vorgeschaltet, die 480 m³/h fördert. Eine dritte gleiche Pumpe, die sowohl auf das eine wie auch auf das andere Netz schaltbar ist, dient als Reserve.

Die Kondensatoren und die Absorber arbeiten mit rückgekühltem Wasser. Für jede der beiden Gruppen besteht ein Rückkühlturm für das Kühlen von 620 m³/h Wasser von 40,3 °C auf 29,5 °C. Davon durchströmen 535 m³/h den Absorber, den sie mit 35,6 °C verlassen. Dann verteilt sich der Wasserstrom. 370 m³/h kühlen den Kondensator der Absorptionsgruppe unter Erwärmung auf 42 °C, 165 m³/h mischen sich zunächst mit 85 m³/h von 29,5 °C, die direkt vom Kühlturm kommen, worauf das Gemisch, also 250 m³/h von 32,0 °C, den Kondensator des Kompressionsteils durchströmt und mit 38,4 °C abfliesst. Die genannten Zahlen beziehen sich auf Sommerbetrieb und Vollast. Ein selbsttätig wirkendes Ueberströmventil 31 im Kühlturm, das warmes Rücklaufwasser in die Fangschale für gekühltes Wasser übertreten lässt, verhindert bei kaltem Wetter ein zu starkes Absinken der Kühlwassertemperatur, was die Betriebssicherheit der Kälteerzeugungsanlagen gefährden könnte. Bei Teillasten drosselt ein automatisch gesteuertes Ventil 32 den Kühlwasserstrom durch den Kondensator des Absorptionsteils. Damit dabei der Wasserstrom durch den Absorber unverändert bleibt, öffnet ein weiteres pressostatisch gesteuertes Ueberströmventil 33 und lässt die entsprechende Kühlwassermenge durchströmen.

Im Kaltwasserteil bestehen von Hand abschliessbare Verbindungsleitungen, die verschiedene Schaltungen der Kühler (Verdampfer) zulassen. So ist es möglich, die Kompressionsanlage auch kaltwasserseitig vom Netz abzutrennen und den Betrieb mit dem Absorptionsteil allein zu führen.

Zum Inbetriebsetzen wird zuerst der Absorptionsteil mit geringem Heizdampfdruck (1,14 ata) und kleiner Leistung durch Oeffnen des Reduzierventils 28 angefahren und die Leistung durch Erhöhen des Betriebsdruckes allmählich bis auf 50 bis 70 % der gesamten Vollastleistung vergrössert. Nun kann die Turbokompressorgruppe hochgefahren werden, worauf sich der Zwischendruck erhöht und das Reduzierventil selbsttätig schliesst. Damit ist der normale Betriebszustand erreicht. Zum Abstellen geht man in umgekehrter Reihenfolge vor.

Die Anlage konnte im Frühling 1959 dem Betrieb übergeben werden und hat seither zur vollen Zufriedenheit gearbeitet. Die Erwartungen hinsichtlich geringem Dampf- und Kühlwasserverbrauch sowie Anpassungsfähigkeit des Betriebs sind durch die Ergebnisse übertroffen worden.

Asbestzementrohre mit kleinen Strömungswiderständen — Erwiderung

DK 621.643.257

Unter diesem Titel erschien in SBZ 1962, Heft 28, S. 502 ein Aufsatz von *E. Bader,* dipl. Ing., Zürich, auf den Ingenieur *D. W. French,* der mit Ing. *R. Gillen* die beanstandeten Versuche durchgeführt hatte, dem Autor eine Entgegnung zukommen liess, die uns dieser auszugsweise und in deutscher Uebersetzung zusandte. Sie lautet wie folgt:

Die Folgerung, die Ing. Bader aus den von uns veröffentlichten Resultaten zieht, nach denen Asbestzementrohre glätter als «hydraulisch glatt» sind, stimmt mit unseren eigenen Feststellungen überein. Anlässlich der Bearbeitung unserer Resultate für den Aufsatz in der ASHRAE-Zeitschrift wurde entschieden, dass diese grundlegende Feststellung allzu revolutionierend für eine Veröffentlichung sei. Demzufolge wurden die verständlicheren und für die Anwendung wichtigen Resultate eines verringerten Druckabfalles herausgestrichen, ergänzt durch möglichst viele Einzelheiten über Messeinrichtungen und Messwerte, um es den Fachleuten zu ermöglichen, den Vergleich mit bis anhin publizierten Daten selbst vorzunehmen. Gegen die Vermutung, unsere Resultate würden auf einer fehlerhaften Ermittlung beruhen, können wir folgendes erwidern:

1. Wie angeführt und im veröffentlichten Artikel veranschaulicht, wurde vorerst an Rohren aus galvanisiertem Blech gemessen, um sicher zu sein, dass die Vorrichtung, die Ermittlung der Messwerte und die mathematische Auswertung der Messungen zu Resultaten führt, welche mit der Theorie und den bisherigen Messwerten übereinstimmt. Der Versuch bestätigt dies in befriedigender Weise. Nachdem nur das 8"-Blechrohr der Prüfstrecke durch ein 8"-Asbestzementrohr ausgewechselt wurde, ist genau derselbe Versuch mit annähernd denselben Luftmengen, der gleichen Vorrichtung, demselben Verfahren und mathematischen Formeln ausgeführt worden, der dann zu den veröffentlichten Resultaten führte. Zur weiteren Bestätigung wurde zudem ein unabhängiger, konzessionierter Ingenieur beauftragt, die Versuche zu bezeugen, selbst Messwerte zu ermitteln und daraus seine eigenen Resultate und Schlussfolgerungen abzuleiten, welche mit jenen im veröffentlichten Aufsatz übereinstimmen.

2. Vom technischen Standpunkt aus hat uns das von Ing. Bader aufgeworfene Problem schon immer interessiert, seitdem unsere ursprünglichen Messdaten zeigten, dass eine Serie von Widerstandsfaktoren in Funktion der Re-Zahl im Moody-Diagramm (ähnlich Bild 2 im Aufsatz von Hrn. Bader) eine Kurve gibt, welche unterhalb jener für «hydraulisch glatte» Rohre liegt. Infolgedessen haben wir wiederholt unser Vorgehen, die Messwerte, Berechnungen und Literatur überprüft, um den Grund dieses Phänomens zu finden. C. F. Colebrook's Aufsatz Nr. 5204 in «Institute of Civil Engineers Journal, London», S. 133, Febr. 39, bietet hiefür bis heute den besten Schlüssel. Bei den massgebenden Formeln ist zu berücksichtigen, dass die Konstanten aus Versuchen hervorgehen, die an künstlich gerauhten Rohren und an Normalausführungen vorgenommen wurden. Für derartige Rohre haben diese Gleichungen gute Uebereinstimmung gezeigt. Aber mit dem Erscheinen der Asbestzement-Rohre, die nach dem MAZZA-Verfahren angefertigt werden, existiert nun ein Rohr, zu dessen experimentell ermittelten Widerständen kein vorangehender mathematischer Ausdruck passt. Infolgedessen *muss* die Gleichung für diese Rohre gegenüber «hydraulisch glatten» Rohren abweichende Ergebnisse zeigen. Es wird vermutet, dass andere Rohre, so z. B. glatt gezogene Messingröhren mit einem Durchmesser von 8" auch eine Charakteristik aufweisen, welche unterhalb der Kurve für «hydraulisch glatt» liegt. Wir schlagen vor, die Konstante zu verfeinern, um das vorliegende Phänomen einzubeziehen und auf diese Weise die Gleichung von Prandtl zu verbessern.

3. Eine weitere Bestätigung, dass die von uns veröffentlichten Resultate richtig sind, wurde durch die später ausgeführten Versuche mit Wasser bewiesen, welche an 6", innen nicht überzogenen Asbestzement-Wasserröhren (Klasse 150) bei Geschwindigkeiten von 1,07 m/s und weniger vorgenommen wurden. Während frühere Versuche an «hydraulisch glatten» Messingrohren mit 53 mm ∅, bei 1 m/s einen Hazen-Williams C-Koeffizienten von 143 aufweisen (S. 19 in «Hydraulic Tables» von G. S. Williams und A. Hazen, Chapman Hall, London 1933), zeigten unsere Versuche an Asbestzementrohren einen mittleren Koeffizienten von 160. Ueberträgt man die Messwerte dieser Versuche in das Moody-Diagramm, so fällt diese Kurve wiederum mit jener für «besonders glatte» Rohre zusammen, welche anlässlich der veröffentlichten Luftwiderstands-Untersuchungen gefunden wurde.

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass Ing. Bader eine triftige Frage gestellt hat, auf welche wir zur Zeit keine vollbefriedigende Antwort bereit haben. Jedoch, gerade weil die veröffentlichten Resultate eine radikale Aenderung darstellen, wenden wir uns auf das Entschiedenste gegen seine Annahme einer fehlerhaften Ermittlung. Lieber möchten wir ihn einladen, ähnliche Versuche vorzunehmen und bei unserem Unvermögen einer Erklärung dieses Phänomens würden wir jede Erklärung willkommen heissen, die sich auf die Ergebnisse derartiger Versuche bezieht.

D. W. French, Johns-Manville Products Corporation Research Center, Manville, New Jersey, USA