

KÄLTEPROZESSE

DARGESTELLT MIT HILFE DER
ENTROPIE-TAFEL

VON

DIPL.-ING. PROF. P. OSTERTAG

WINTERTHUR

MIT 58 TEXTABBILDUNGEN

UND 3 TAFELN



BERLIN
VERLAG VON JULIUS SPRINGER
1924

ISBN-13:978-3-642-90221-5 e-ISBN-13:978-3-642-92078-3
DOI: 10.1007/978-3-642-92078-3

ALLE RECHTE, INSBESONDERE DAS DER ÜBERSETZUNG
IN FREMDE SPRACHEN, VORBEHALTEN.

Vorwort.

Seit dem Erscheinen der kleinen Schrift „Berechnung der Kältemaschinen“ ist die Einsicht in Fachkreisen zum Durchbruch gelangt, daß wir in der Dampf-Entropietafel ein vorzügliches Mittel besitzen, um die am häufigst vorkommenden Kältevorgänge in einfacher Weise zur Darstellung zu bringen und mit deren Hilfe die Berechnung rasch durchzuführen. In bezug auf die Art der Darstellung gehen die Meinungen auseinander. Der Verfasser hat mit Absicht der Temperatur-Entropietafel (T-S-Tafel) den Vorzug gegeben, weil sich diese Darstellungsart unmittelbar aus den thermo-dynamischen Grundlagen ableiten läßt und deshalb in ihrem klaren Aufbau unübertrefflich ist. Dieser besonders für Anfänger wertvollen erzieherischen Erwägung gegenüber muß die Genauigkeit in zweite Linie gestellt werden; übrigens hängt sie bei allen Tafeln vom Maßstab ab sowie von der Möglichkeit, das Papier den Witterungseinflüssen zu entziehen.

Die vorliegende Arbeit kann als Erweiterung der erwähnten Schrift aufgefaßt werden. Im ersten Teil sind bei der Besprechung der thermo-dynamischen Grundlagen die Dampftabellen für Ammoniak (nach Altenkirch), Kohlensäure (nach Eichelberg) und Chlormethyl (nach Holst) beigegeben; letztere ist in den Handbüchern noch nicht zu finden, die ersten beiden weichen von den Zahlen des Taschenbuches „Hütte“ etwas ab.

Eine Auswahl neuzeitlicher Kälteprozesse bildet den zweiten Teil, insbesondere sind darin die mehrstufigen Dampf-Kälteanlagen mit den verschiedenen Schaltungsmöglichkeiten behandelt. Den Wärmedurchgangszahlen ist ein besonderer Abschnitt gewidmet und als Beispiel ein Doppelröhrenkondensator berechnet. Eine dankbare Aufgabe gibt die Wasserdampf-Kältemaschine, besonders wenn der Einfluß der Luft im Kreislauf berücksichtigt wird.

Bei allen Vorgängen zeigt sich die Anschaulichkeit des Entropiediagrammes, und zwar nicht nur für Entwurfsrechnungen, sondern auch für die Darstellung der Meßwerte aus Abnahmeversuchen; wie dies an Beispielen gezeigt ist.

Der Schrift sind Entropietafeln für die drei wichtigsten Kälte-träger beigelegt.

Wintherthur, November 1923.

P. Ostertag.

Inhaltsübersicht.

I. Thermodynamische Grundlagen.

| | Seite |
|---|-------|
| 1. Einleitung | 1 |
| 2. Der ideale Kreisprozeß in der Kälteanlage | 2 |
| 3. Thermische Eigenschaften der Dämpfe | 8 |
| 4. Die Entropietafel für Dämpfe | 12 |
| 5. Darstellung der wichtigsten Zustandsänderungen im Entropiediagramm | 15 |
| 6. Bemerkungen zu den Entropietafeln | 19 |

II. Der Dampfkomppressionsprozeß.

| | |
|--|----|
| 7. Nasses Verfahren | 23 |
| 8. Trockene Kompression | 28 |
| 9. Unterkühlung | 32 |
| 10. Wärmeerzeugung außerhalb des Sättigungsgebietes | 33 |
| 11. Ansaugen von überhitztem Dampf. Fernkühlwerk | 35 |
| 12. Einspritzen von Kälteflüssigkeit in die Saugleitung | 37 |
| 13. Zusatzkompression der Kälteflüssigkeit | 38 |
| 14. Drosselung mit Zwischendampfenahme | 39 |
| 15. Zweistufige Kompression mit Zwischendampfenahme | 40 |
| 16. Zweistufige Kompression mit Unterkühlung durch den Kaltdampf | 42 |
| 17. Zweistufige Verdampfung | 43 |
| 18. Unterkühlung durch die Kälteflüssigkeit | 46 |
| 19. Berechnung des Arbeitsbedarfes ohne Dampfentropietafel | 47 |
| 20. Das Wesen der Wärmepumpe | 49 |
| 21. Zweistufige Kompression mit Zwischenkondensation | 51 |
| 22. Der wirkliche Verlauf des Dampfkomppressionsprozesses | 54 |
| 23. Bestimmung der Hauptabmessungen | 56 |
| 24. Messung des umlaufenden Kältestoffes | 62 |
| 25. Messung der Abweichungen vom theoretischen Prozeß | 64 |
| 26. Umrechnung der Versuchswerte auf Normalverhältnisse | 66 |
| 27. Versuche an einer Eisanlage und deren Umrechnung | 67 |
| 28. Aufzeichnung des Druckvolumendiagramms | 73 |
| 29. Übertragung des Indikatordiagrammes in das Entropiediagramm | 76 |

III. Wärmedurchgang.

| | |
|---|----|
| 30. Allgemeine Gesetze | 78 |
| 31. Wärmeübergangszahl für Rohre | 82 |
| 32. Berechnung des Doppelröhrenkondensators | 85 |

IV. Die Wasserdampf-Kältemaschine.

| | |
|---|----|
| 33. Wirkungsweise der Kälteanlage | 89 |
| 34. Versuchsergebnisse | 95 |
| 35. Berechnung der Wasserdampf-Kältemaschine mit Dampfstrahlejektor | 97 |

V. Kälteerzeugung unter Verwendung von Gasen.

| | |
|---|-----|
| 36. Wirkungsweise der Kälteanlage | 112 |
| 37. Der ideale Luftexpansionsprozeß | 112 |
| 38. Der wirkliche Verlauf | 115 |

I. Thermodynamische Grundlagen.

1. Einleitung.

Die Aufgabe einer Kälteanlage besteht darin, die Temperatur eines Körpers unter diejenige seiner Umgebung zu bringen und sie auf dieser tieferen Stufe dauernd zu erhalten. Als abzukühlende Körper kommen hauptsächlich die Luft in Kühlräumen und das Wasser zur Eisbildung in Betracht. Am Orte der Kältewirkung fällt Wärme aus der Umgebung ein und muß fortwährend aus dem kalten Raum weggeschafft werden, damit sich dort die tiefe Temperatur einstellt und erhalten bleibt. Eine solche Überführung von Wärme verlangt einen dazu geeigneten Stoff, den sogenannten „Kälteträger“, dessen Temperatur trotz der Wärmeaufnahme noch tief genug bleibt, um die beabsichtigte Wirkung zu erreichen.

Bevor dieser Kälteträger in den zu kühlenden Raum gelangt, muß er auf die genügend tiefe Temperatur gebracht werden. Dieser Vorgang kann aber nicht durch Wärmeleitung geschehen, denn ein Überfließen der Wärme von einem kälteren Körper zu dem wärmeren Kühlwasser ist unmöglich. Die Temperatursenkung läßt sich einzig durch Arbeitsleistung hervorbringen.

Als Kälteträger eignen sich vorzugsweise Dämpfe, die in flüssigem Zustand abgekühlt werden. Die Kältewirkung entsteht während der Verdampfung der kalten Flüssigkeit, wozu die Verdampfungswärme benötigt wird, ohne daß dabei eine Temperatursteigerung eintritt. Auch Gase — insbesondere Luft — können Kältewirkungen hervorrufen, ihre Abkühlung erfolgt durch Abgabe von Arbeit während der Ausdehnung; ihre Kältewirkung findet bei steigender Temperatur statt.

Nun zeigt die Erfahrung, daß die Überführung einer Wärme aus einer tiefen Temperatur zu einem Körper mit höherer Temperatur nur vor sich geht, wenn gleichzeitig Arbeit aufgewendet wird. Diese „Förderung“ der Wärme auf eine höhere Temperaturstufe geschieht im Kompressor, er übernimmt die ähnliche Rolle wie eine Pumpe, die Wasser von einem tieferen zu einem höheren Standort hebt.

Auf der höheren Temperaturstufe gibt der Kälteträger nicht nur die eingenommene Wärme an das Kühlwasser ab, sondern zudem

noch den Wärmewert der von außen zugeführten Verdichtungsarbeit. Der Kältevorgang besteht demnach aus 4 Teilen:

1. Erzeugung der tiefen Temperatur durch Leistung von innerer oder äußerer Arbeit.
2. Wärmeaufnahme am Orte der Kälteerzeugung (Kälteleistung).
3. Förderung dieser Wärme auf eine höhere Temperaturstufe.
4. Abgabe der aufgenommenen und der als Arbeit zugeführten Wärme.

Nach Beendigung dieser vier Zustandsänderungen ist der Anfangszustand wieder erreicht, und der Kälte Träger kann den geschlossenen Kreisprozeß von neuem durchlaufen.

Wird zur Erzeugung einer Kälteleistung Q_2 die Arbeit L (in mkg) benötigt, so hat der Kühler die Gesamtwärme

$$Q_1 = Q_2 + AL$$

aufzunehmen; hierin bedeutet $1/A = 427$ mkg das mechanische Äquivalent der Wärme. Man nennt das Verhältnis

$$\varepsilon = Q_2/AL$$

die Leistungsziffer; sie bedeutet die Kälteleistung, die aus jeder Wärmeinheit der zugeführten Arbeit gewonnen wird.

Bezieht man diese drei Wärmen Q_1 , Q_2 und AL auf 1 kg des Stoffes, von dem das Gewicht G in der Stunde durch die Anlage fließt, so ist die ganze Kälteleistung in der Stunde

$$Q_0 = Q_2 \cdot G$$

und der Energiebedarf $N = \frac{G(AL)427}{75 \cdot 3600} = \frac{G(AL)}{632}$

oder $N = \frac{Q_0(AL)}{Q_2 632}$

hieraus erhält man die Kälteleistung auf 1 PS in der Stunde

$$k = \frac{Q_0}{N} = 632 \frac{Q_2}{AL} = 632 \cdot \varepsilon.$$

Dieser Wert ist demnach nur durch den konstanten Faktor 632 von der Leistungsziffer ε verschieden und dient statt ihr zur Beurteilung des Energieumsatzes.

2. Der ideale Kreisprozeß in der Kälteanlage.

Bei den wärmetechnischen Vorgängen sind nicht nur die Veränderungen von Druck, Temperatur und Volumen von Wichtigkeit, sondern auch das Verhalten einer weiteren Zustandsgröße, die von

Clausius den Namen Entropie (Verwandlungswert) erhalten hat.

Der Ausgangspunkt zur Erklärung dieses Begriffes bildet die Wärme, durch deren Verwandlung die Zustandsänderung oder der Kreisprozeß hervorgerufen wird.

Nach dem ersten Hauptsatz der Wärmelehre sind Wärme und Arbeit gleichwertig, und zwar entspricht der Wärmeeinheit (1 kcal) eine Arbeit von 427 mkg.

Die Verwandlung kann nach zweierlei Richtungen erfolgen. Setzt man Arbeit in Wärme um, z. B. durch Reibung, so erscheint die ganze Arbeit vollständig als gleichwertige Wärme, also aus je 427 mkg eine Wärmeeinheit (kcal). Will man aber den umgekehrten Vorgang ausführen, d. h. Wärme in Arbeit umsetzen, so ist dies auch in der verlustfreien, idealen Maschine nur zum Teil möglich, der andere Teil ist nicht verloren, aber er muß als Wärme abgeführt werden, er beteiligt sich an der Verwandlung nicht. Der wirklich in Arbeit umgesetzte Teil ist um so größer, je größer das Temperaturgefälle zwischen dem verfügbaren Wärmeverrat und der abzuführenden Wärme ist.

Man ist daher berechtigt, jede Wärmemenge allgemein als einen Energievorrat aufzufassen; er hat mit jeder anderen Energieform die Eigenschaft, daß er sich aus zwei Faktoren zusammensetzt. Der eine Faktor ist die Temperatur (Intensität), die dieser Wärme zugehört; er entspricht bei gespanntem Wasser dem Druck, bei elektrischem Strom der Anzahl Volt usw. Der andere Wärmefaktor wird Entropie genannt (Extensität); er entspricht der Menge des Druckwassers, der Stromstärke bei elektrischer Energie usw.

Zwei Wärmen mit denselben Temperaturen verdoppeln die Intensität ebensowenig, wie zwei Wassermassen in gleicher Gefällshöhe; die Intensitäten lassen sich demnach nicht addieren. Dagegen ist dies bei den Extensitäten der Fall (Entropie bei Wärmeenergie, Wassermenge bei hydraulischer Energie).

Jede Zustandsänderung läßt sich durch die dabei auftretenden Wärmevorgänge darstellen. Bewirkt in einem kurzen Zeitabschnitt die Wärme dQ eine Veränderung, ohne daß sich dabei die Temperatur T merklich ändert, so kann dieser eine Wärmefaktor T als Ordinate, der andere Wärmefaktor dQ/T als Abszisse aufgetragen werden (Abb. 1).

Der entstandene Flächenstreifen stellt in seinem Inhalt die Wärme dQ dar. Für die Zustandsänderung von A nach B ist die Abszisse als Summe aller Breiten dQ/T der ganze Entropiezuwachs zwischen

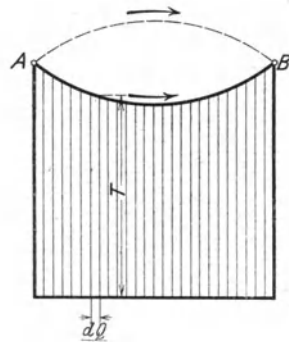


Abb. 1.

A und B . Die Summe der Flächenstreifen bedeutet die Gesamtwärme (senkrecht schraffierte Fläche), die zur Änderung des Zustandes von A nach B nötig ist; der Vorgang ist dadurch im Entropiediagramm dargestellt.

Verläuft die Zustandsänderung auf irgendeinem anderen Wege von A nach B (gestrichelte obere Linie), so wird an der Breite des Diagramms nichts geändert. Hieraus folgt, daß der Entropiezuwachs unabhängig ist von der Art der Änderung, er bedeutet demnach eine Zustandsgröße des Punktes B gegenüber dem Anfangspunkt A .

Führt man den von A nach B gelangten Körper auf demselben Wege wieder nach A zurück, so ist dieselbe Zustandsänderung im umgekehrten Sinn durchlaufen worden.

Führt man den Körper auf einem anderen Weg in denselben Anfangszustand nach A zurück, so hat er einen umkehrbaren

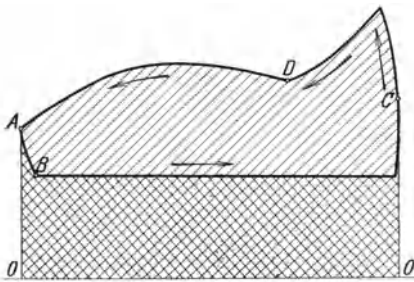


Abb. 2.

Kreisprozeß $ABCD A$ durchlaufen (Abb. 2). Der Flächenstreifen unter dem Kurvenstück ABC ist die bei niedrigen Temperaturen zugeführte Wärme Q_2 (von links oben nach rechts unten schraffiert), der unter dem Kurvenstück CDA liegende Flächenstreifen — ebenfalls bis zur Abszissenachse OO gemessen — ist die bei höheren Temperaturen abgeführte Wärme Q_1 (von rechts

oben nach links unten schraffiert). Der Unterschied $Q_1 - Q_2$ beider Wärmen ist die zum Kreisprozeß nötige Arbeit, um die Wärme Q_2 auf die höheren Temperaturen zu bringen. Diese Wärme fläche wird von den Zustandskurven allseitig eingeschlossen. Hierbei sind die Punkte A und C als Berührungspunkte der beiden äußersten Ordinaten angenommen. Man erkennt aus der Abbildung, daß die beiden fraglichen Wärmen dieselben Entropien besitzen, d. h. die Entropie des ganzen umkehrbaren Kreisprozesses hat keine Änderung erfahren.

Solche umkehrbaren Kreisprozesse sind Idealvorgänge, die anzustreben sind, die aber zufolge der Unvollkommenheiten der Einrichtungen nicht erreicht werden. Jeder nicht umkehrbare Teil eines Kreislaufes läßt sich auf einen Wärmeübergang durch Leitung, d. h. ohne Arbeitsverrichtung zurückführen. Ein solcher Übertritt von selbst kann aber nur von einem wärmeren zu einem kälteren Körper stattfinden; er ist also durch einen Temperaturabfall bedingt, wobei die Menge unverändert bleibt, daher muß die Entropie zunehmen. Alle Abweichungen vom idealen umkehrbaren Prozeß sind demnach mit einem Wachsen der Entropie verbunden (Wärmezerstreuung).

Dieses Verhalten wird als zweiter Hauptsatz der Wärmelehre bezeichnet (Entropiesatz).

Eine Maschine zur Umsetzung von Energie im allgemeinen kann als vollkommen bezeichnet werden, wenn nicht nur jegliche Reibung vermieden ist, sondern wenn die Maschine während ihrer Tätigkeit nur unendlich wenig vom Gleichgewichtszustand abweicht; ihre Bewegung hält sich alsdann durch einen verschwindend kleinen Kraftüberschuß aufrecht.

Hierzu kommt bei einer vollkommenen kalorischen Maschine die Bedingung, daß die im Prozeß auftretenden Wärmeübergänge bei verschwindend kleinen Temperaturunterschieden vor sich gehen können. Solche ideale Wärmeübergänge verlangen unendlich große Berührungsflächen. Jeder Übergang durch eine endlich begrenzte Fläche geschieht mit endlichem Temperaturabfall, der bei der Kraftmaschine für die Arbeitsleistung verloren geht. Bei der Kältemaschine bedeutet eine endlich begrenzte Durchgangsfläche eine Erhöhung der Temperaturstufe und damit eine Vermehrung des Arbeitsbedarfes zur Erzielung ein und derselben Kälteleistung.

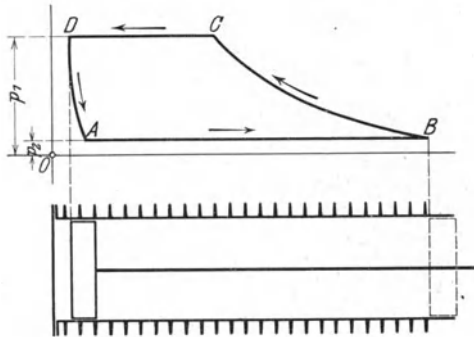


Abb. 3.

Die in den kalorischen Maschinen auftretenden großen Temperaturunterschiede sollen nicht durch Wärmeübergänge, sondern durch Arbeitsumsetzungen hervorgebracht werden. Ein solcher Kreisprozeß ist umkehrbar; er trägt als Kennzeichen die höchste und tiefste Temperatur, zwischen denen er sich vollzieht. Die Entropie des Körpers hat sich im Verlaufe des ganzen Prozesses dabei nicht geändert.

Der Idealprozeß der Kältemaschine kommt zustande, wenn die Wärmeübergänge ausschließlich bei diesen äußersten Temperaturen erfolgten, d. h. wenn die Wärmezufuhr und der Wärmeentzug bei unveränderlicher Temperatur vor sich gehen (isothermisch). Ferner sind die Zustandsänderungen von der einen zur anderen Temperatur einzig durch Arbeitsleistung, also ohne Wärmeübergänge zu vollziehen (adiabatisch). Dieser von Carnot aufgestellte Kreisprozeß kann in Rücksicht auf die vorliegende Verwendung wie folgt erklärt werden:

1. Zustandsänderung. Der Kälte Träger befinde sich nach Abgabe der Wärme Q_1 unter dem hohen Druck p_1 und der entsprechend hohen Temperatur t_1 in einem Zylinderraum (Abb. 3), dessen reibungs-

loser Kolben — wie gezeichnet — am Hubanfang steht. Um den am meisten vorkommenden Fall zugrunde zu legen, sei der Kälteträger in dem durch Punkt D dargestellten Zustand als Flüssigkeit angenommen. Nun ist zunächst die tiefe Temperatur T_2 herzustellen, die den Kälteträger befähigt, Wärme aus der Umgebung aufzunehmen. Diese Zustandsänderung muß ohne Wärmeübergang erfolgen (adiabatisch). Es darf sich daher im Entropiediagramm (Abb. 4) keine Wärme fläche bilden. Hieraus folgt, daß dort die Adiabate als eine Normale zur Abszissenachse zu zeichnen ist. (Kurve DA in Abb. 3, Gerade DA in Abb. 4). Bei diesem Vorgang ist der Zylinder mit einem schlechten Wärmeleiter umhüllt zu denken. Der Kolben geht etwas

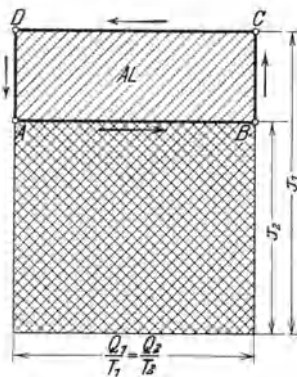


Abb. 4.

vorwärts und empfängt Expansionsarbeit, wobei ein Teil der Flüssigkeit verdampft.

2. Zustandsänderung. Sobald die tiefe Temperatur T_2 erreicht ist, denkt man sich den Zylinder mit dem kalt zu halten den Körper umgeben; die Kälteleistung Q_2 wird nun dem letzteren entzogen, wobei seine Temperatur nur unmerklich höher als T_2 stehen darf. Während dieser Wärmeaufnahme bleiben Druck und Temperatur des Kälteträgers konstant, die aufgenommene Wärme wird einzig zur Verdampfung, d. h. zur inneren Arbeitsleistung verwendet und der Kolben läuft vorwärts an sein äußeres Hubende (Strecke AB , Abb. 3 und 4).

3. Zustandsänderung. Um die eingenommene Wärme Q_1 auf die höhere Temperaturstufe t_1 zu bringen, geht der Kolben zurück und verdichtet den gebildeten Dampf. Damit diese Kompression ohne Wärmeübergang stattfindet (adiabatische Linie BC), ist der Zylinder von einem Nichtleiter umhüllt zu denken.

4. Zustandsänderung. Um den Anfangszustand D wieder zu erreichen, erfolgt nun die Abgabe der Wärme Q_1 . Dabei ist der Zylinder auf der Strecke CD mit Kühlwasser zu umgeben, dessen Temperatur nur unmerklich kleiner als T_1 sein darf. Diese Wärmeabgabe bewirkt die Kondensation des Dampfes; Druck und Temperatur bleiben während dieses letzten Vorganges konstant und der Kolben gelangt schließlich in seine Anfangsstellung zurück. Hierbei ist die Voraussetzung gemacht, der Dampf befinde sich zu Beginn der Wärmeentziehung im trocken gesättigten Zustand. Diese Voraussetzung kann durch frühzeitigen Beginn der Kompression erreicht werden.

Die in Abb. 3 benützte Einrichtung besteht in ihrer denkbar einfachsten Gestalt nur aus einer Kolbenmaschine, in deren Zylinder

nicht nur Expansion und Kompression vor sich gehen, sondern deren Zylinderwände auch noch die Wärmeübergänge vermitteln. Eine derartige Vereinigung aller Vorgänge kann für die Erläuterung des Prinzips dienen, ist aber für die Ausführung undenkbar.

Um den Carnotschen Kreisprozeß der Verwendbarkeit entgegenzuführen, sind für jede der vier Zustandsänderungen gesonderte Organe anzuordnen, dadurch wird im Wesen des Vorganges nichts geändert. Die adiabatische Expansion erfolgt im Expansionszylinder *EZ* (Abb. 5); darauf wird im Kälteentwickler (Verdampfer) *V* die

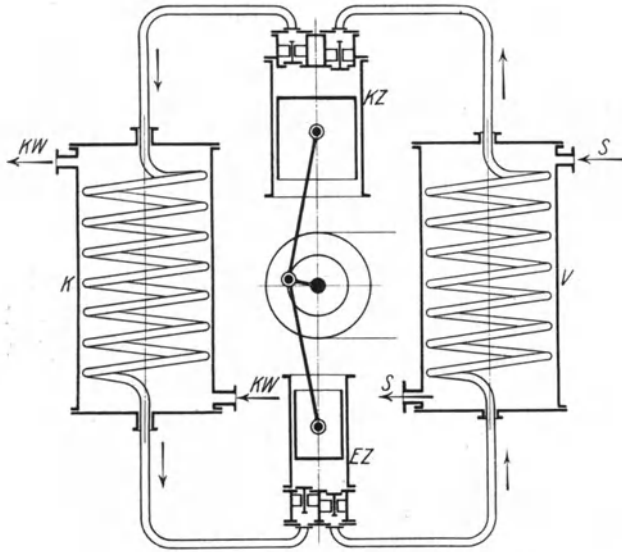


Abb. 5.

Wärme Q_2 aus der kalten Umgebung aufgenommen; daran schließt sich die adiabatische Verdichtung im Kompressor *KZ*; endlich vollzieht sich im Kühler *K* (Kondensator) der Wärmeentzug, worauf der Prozeß von neuem beginnen kann. Im Verdampfer *V* wird die Sole *S* abgekühlt, im Kondensator *K* das Kühlwasser erwärmt.

Der thermische Vorgang ist aus dem Entropiediagramm (Abb. 4) besonders deutlich ersichtlich. Die beiden Wärmen sind Rechteckflächen, ihr Unterschied ist die zum Prozeß nötige Arbeit

$$AL = Q_1 - Q_2.$$

Diese Fläche wird von den vier Kurven des Kreisprozesses eingeschlossen. Da beide Rechtecke dieselbe Breite haben, ist

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}.$$

Damit ergibt sich für die Leistungsziffer des Carnotschen Prozesses die Beziehung

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_2}{AL} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}.$$

Aus dieser Gleichung folgt:

Der Idealprozeß ist unabhängig von der Natur des Kälte-trägers.

Die Leistungsziffer ist um so größer, je kleiner der Temperaturunterschied ist, um den die Wärme gefördert werden muß.

Bei allen Kälteanlagen soll demnach die Temperatursenkung nur so tief vollzogen werden, als zur Wärmeaufnahme aus der Umgebung gerade nötig ist.

Rechnet man für verschiedene Temperaturen t_1 und t_2 die Leistungsziffer aus, so erhält man das in Abb. 6 dargestellte Bild.

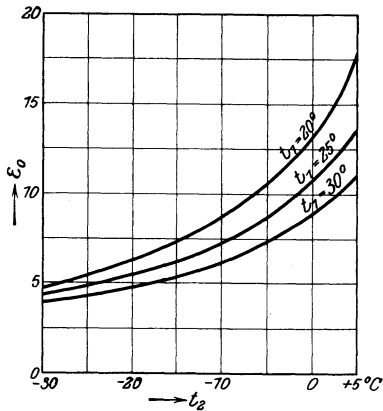


Abb. 6.

In derselben Weise verläuft die Kurve für die Kälteleistung k_0 bezogen auf 1 PS/h, da $k_0 = 632 \cdot \varepsilon_0$.

Man erkennt daraus, daß diese Kälteleistung selbst bei idealem Vorgang veränderlich ist, je nach der Größe der beiden Temperaturen.

3. Thermische Eigenschaften der Dämpfe.

Da der Dampfkompressionsprozeß die weitaus größte Verbreitung gefunden hat, soll er in den folgenden Abschnitten eingehend behandelt werden.

Zum Verständnis der Aufgabe werden zunächst in kurzen Zügen die thermodynamischen Grundlagen in Erinnerung gebracht, die bei den Flüssigkeiten und den aus ihnen sich entwickelnden Dämpfen zu beobachten sind. Als Grundtatsache ist stets vor Augen zu halten, daß die Dampfbildung (das Sieden) bei einer ganz bestimmten Temperatur vor sich geht, die einzig vom Druck abhängig ist, der im Raume der Dampfentwicklung besteht. So lange dieser Druck sich nicht ändert, bleibt auch die Siedetemperatur unverändert bis der letzte Tropfen Flüssigkeit verdampft ist, soviel Wärme auch zugeführt wird.

Dieselbe Eigenschaft läßt sich bei der umgekehrten Zustandsänderung beobachten. Wird dem gesättigten Dampf Wärme entzogen, so tritt sofort die Rückbildung zur Flüssigkeit ein (Kondensation), ohne daß sich die Temperatur ändert, solange der Druck der gleiche bleibt. Da die beiden Werte sich entsprechen, ist nur nötig, den Druck

zu messen, mit ihm kann die Temperatur aus einer Zahlentafel oder aus einem Kurvenblatt abgelesen oder aus einer Gleichung ausgerechnet werden. Die gleichen Dampftafeln enthalten die spezifischen Volumen v' der Flüssigkeit und v'' des Dampfes.

Von größter Bedeutung für die nachfolgenden Aufgaben ist die Frage nach der Wärme, die in einem Kilogramm der Flüssigkeit oder des Dampfes enthalten ist. Ganz allgemein betrachtet, wird eine dem Körper zugeführte Wärme dQ zu zwei Teilen verwendet, der eine Teil erhöht die innere Wärmeenergie um du , der andere Teil wird bei der auftretenden Ausdehnung (Volumvergrößerung dv) in äußere Arbeit zur Überwindung des auf dem Körper lastenden Druckes p aufgewendet. Dieser Vorgang kann daher in die Form gefaßt werden

$$dQ = du + A p dv.$$

Bei überhitzten Gasen und Dämpfen kennzeichnet sich die Energie du durch die Temperaturerhöhung, bei gesättigten Dämpfen tritt eine Änderung des Aggregatzustandes ein, die mit einer Änderung der Wärmeenergie verbunden ist.

Aus diesen Darlegungen folgt, daß man den Körper schon in seinem Anfangszustand vor der Wärmezufuhr mit einer inneren Energie u und einer aufgewendeten Arbeitsmenge $A p v$ behaftet denken kann. Man nennt deshalb allgemein

$$i = u + A p v$$

den Wärmeinhalt des Körpers. Verwenden wir diese Bezeichnung für die in Dampf umzusetzende Flüssigkeit und nennen

- i' Wärmeinhalt von 1 kg Flüssigkeit (von 0^0 an gezählt),
- u' die innere Energie von 1 kg Flüssigkeit (von 0^0 an gezählt),
- p_0 den Sättigungsdruck der Flüssigkeit bei 0^0 C,
- p den Sättigungsdruck der Flüssigkeit bei t^0 ,
- v'_0 das spezifische Volumen der Flüssigkeit bei 0^0 C,
- v' das spezifische Volumen der Flüssigkeit bei t^0 ,

so kann man für den Wärmeinhalt der Flüssigkeit im Grenzzustand von 0^0 an gerechnet setzen

$$i' = u' + A (p v' - p_0 v'_0).$$

Das zweite Glied ist von untergeordneter Bedeutung, da die meisten Flüssigkeiten als unelastisch angesehen werden können. Eine Ausnahme bildet z. B. die flüssige Kohlensäure, deren Elastizität so groß ist, daß sie berücksichtigt werden muß.

Steht die Flüssigkeit schon von 0^0 an unter dem vollen Sättigungsdruck p , der für t^0 gilt, so nennt man die zur Erreichung des Grenzzustandes nötige Menge die Flüssigkeitswärme

$$q = u' + A p (v' - v'_0).$$

Aus beiden Gleichungen folgt

$$i' = q + A v_0' (p - p_0).$$

Das zweite Glied bedeutet den zur Speisung der Flüssigkeit in den Verdampfungsraum nötigen Aufwand an Arbeit.

Nun ist die spezifische Wärme c der Flüssigkeit im Grenzzustand zu bestimmen. Man kann dabei vom Wärmeinhalt i' ausgehen, nur muß beachtet werden, daß einzig der erste seiner beiden Bestandteile die Temperaturerhöhung verursacht. Denkt man sich die Wärmeinhalte i' sowie die Drücke in Funktion der Temperatur aufgetragen, Abb. 7, so ergeben die Neigungswinkel der Tangenten an die Kurven die verhältnismäßigen Zunahmen der Funktionen an diesen Stellen. Der

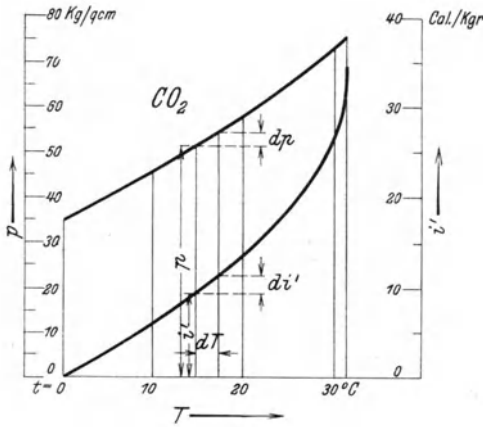


Abb. 7.

Quotient di'/dt ist der Zuwachs an Wärmeinhalt für 1°C ; zieht man hiervon den Zuwachs an geleisteter äußerer Arbeit für dieselbe Temperaturerhöhung ab,

nämlich den Betrag $Av' \frac{dp}{dt}$,

so bleibt als Rest die spezifische Wärme

$$c = \frac{di'}{dt} - Av' \frac{dp}{dt}.$$

Mit Hilfe dieses Wertes bestimmt sich nun auch

die Entropie der Flüssigkeit im Grenzzustand

$$s' = \int_0^t \frac{cdT}{T}.$$

Soll nun die Verwandlung der im Grenzzustand unter Sättigungsdruck stehenden Flüssigkeit in Dampf vor sich gehen, so ist weiter Wärme zuzuführen, aber bei gleichbleibendem Druck. Dabei vergrößert sich das Volumen von v' auf v'' und der Wärmeinhalt von i' auf i'' . Die dazu nötige Wärme heißt

$$r = i'' - i'$$

die Verdampfungswärme. Man kann für diesen Wert eine Beziehung aufstellen, wenn man den Kreisprozeß von Carnot auf gesättigten Dampf bezieht unter Annahme des unendlich kleinen Druck- und Temperaturunterschiedes dp und dT . Im Entropiediagramm zeigt sich dieser Elementarvorgang als schmales Rechteck von der Höhe dT

und der Breite r/T ; im p - v -Diagramm entsteht ein Parallelogramm von der Höhe dp und der Breite $v'' - v'$. Die in beiden Darstellungen gebildeten Flächenstreifen bedeuten die im Kreisprozeß entstehende äußere Arbeit, daher ist

$$\frac{r}{T} dT = A (v'' - v') dp \quad (\text{Gleichung von Clapeyron})$$

worin der Differentialquotient $\frac{dp}{dT}$ aus dem Zusammenhang zwischen Druck und Temperatur zu ermitteln ist. Diese Gleichung dient zur Bestimmung von r .

Die Entropie des gesättigten Dampfes folgt hieraus

$$s'' = s' + r/T.$$

Von nebensächlicher Bedeutung ist für vorliegende Zwecke die Angabe der beiden Bestandteile, aus denen die Verdampfungswärme zusammengesetzt ist

$$r = \varrho + \psi,$$

wo ϱ die innere und ψ die äußere Verdampfungswärme genannt wird. Der letztere Wert wird während der Verdampfung nach außen als Arbeit abgegeben:

$$\psi = A p (v'' - v').$$

Gelangt nicht das ganze Kilogramm zur Verdampfung, sondern nur x Gewichtsteile davon, während $(1 - x)$ Teile flüssig bleiben, so nennt man dieses Gemisch nassen Dampf und das Verhältnis x den Dampfgehalt oder die spezifische Dampfmenge. Für die wichtigsten Größen gelten nun die Beziehungen:

Volumen $v = v' + x (v'' - v')$

Wärmeinhalt $i = i' + x \cdot r$

Entropie $s = s' + x \frac{r}{T}$.

In vielen Dampftafeln findet sich die Summe $\lambda = q + r$ als Gesamtwärme bezeichnet, ferner bedeutet $u'' = q + \varrho$ die innere Energie des Dampfes. Der Zusammenhang mit dem Wärmeinhalt ist gegeben durch

$$i'' = i' + r = q + r + A v_0' (p - p_0) = \lambda + A v_0' (p - p_0)$$

oder

$$i'' = q + \varrho + A p (v'' - v') + A v_0' (p - p_0).$$

Ein weiteres Zustandsgebiet ist der überhitzte Dampf; er entsteht durch Wärmezufuhr über den trocken gesättigten Zustand hinaus. Sein spezifisches Volumen ist wie bei den Gasen von Druck und Tem-

$$v = v' + x(v'' - v')$$

den Wert x , wobei für v' und v'' die bekannten Volumina der Endpunkte B und D auf den Grenzkurven eingesetzt werden. Durch Abtragen der Strecke x im Verhältnis zu BD findet sich der Zustandspunkt F , durch den die Linie konstanten Volumens läuft. Weitere Punkte derselben Kurve auf anderen Wagerechten sind durch Ausrechnen der entsprechenden Werte x auf dieselbe Weise zu erhalten. Die Linien verlaufen im Sättigungsgebiet flach. Sie lassen sich in das Überhitzungsgebiet fortsetzen unter Annahme einer spezifischen Wärme c_v bei konstantem Volumen. Da c_v kleiner ist als c_p , so sind

für gleiche Temperaturzunahmen die Entropiezunahmen $\int \frac{c_v dT}{T}$

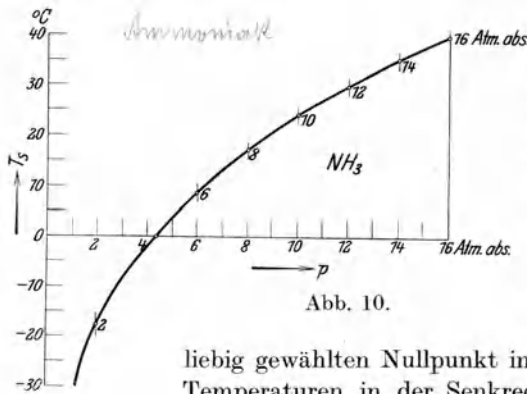


Abb. 10.

kleiner als diejenigen der Linien konstanten Druckes, daher laufen die v -Linien noch steiler als die p -Linien.

Um auch die Drücke bequem ablesen zu können, die den Temperaturen des Sattedampfes entsprechen, tragen wir die Drücke von einem beliebig

gewählten Nullpunkt in der Wagerechten ab, die Temperaturen in der Senkrechten und erhalten die in

Abb. 10 für Ammoniak gezeichnete Kurve. Da die Entropietafeln dieselben Ordinaten enthalten, läßt sich diese Tafel zur Aufzeichnung dieser pt -Linie benutzen. Man schreibt dann zur Vermeidung von senkrechten Linien die Bedeutung der Abszissenstücke gerade bei den Schnittpunkten mit der Kurve ein und gibt außerdem den Druckmaßstab an, so daß für jede Sättigungstemperatur der zugehörige Druck abgelesen werden kann.

Trägt man in die Tafel stets zunehmende Temperaturen zu den entsprechenden Entropiewerten ein, so rücken die beiden Grenzkurven einander immer näher und laufen schließlich in einem Punkt K (Abb. 11) mit wagerechter Tangente zusammen. In diesem Punkt ist die kritische Temperatur erreicht, die unterschritten werden muß, um den überhitzten Dampf überhaupt in den gesättigten und von da in den flüssigen Zustand überführen zu können. Zu dieser Temperatur gehört ein ganz bestimmter kritischer Druck.

In diesem Punkt ist die Verdampfungswärme $r = 0$; sein Wärmeinhalt fällt zusammen mit demjenigen der Flüssigkeit. Er wird dar-

gestellt durch die Fläche unter dem Kurvenstück AK , das durch die Ordinaten in A und K sowie durch die absolute Nulllinie begrenzt ist.

Im fernerem kann der Zustand eines Gases trotz bedeutender Abkühlung ganz außerhalb des Sättigungsgebietes bleiben. Dies ist erreichbar durch Anwendung eines hohen Druckes und starker Überhitzung (Punkt P , Abb. 11). Erfolgt nun die Abkühlung bei konstant bleibendem Druck, so verläuft die p -Linie $PK'B$ außerhalb der Grenzkurve. Das Gas geht bei fortschreitender Temperaturabnahme allmählich in den flüssigen Aggregatzustand über, ohne die Zwischenstufe des gesättigten Dampfes durchlaufen zu haben. Diese Flüssigkeit steht alsdann unter einem höheren Druck als nötig ist, um bei der herrschenden Temperatur die Verdampfung einzuleiten.

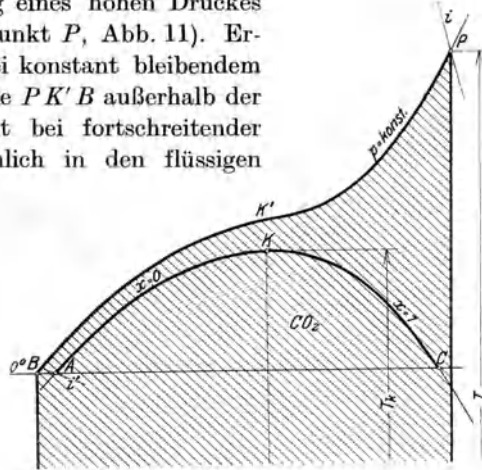


Abb. 11.

Auch bei diesem durch

Punkt P gekennzeichneten Zustand ist der Wärmeinhalt durch das Flächenstück unter dem Linienzug $BK'P$ dargestellt. Diese Wärme nimmt bei den in Frage kommenden Körpern (CO_2) einen bedeutenden Betrag an, obschon eine eigentliche Kondensation nicht eintritt, weil die spezifische Wärme in der Gegend des kritischen Punktes groß ist. Man erkennt dies aus der Gestalt der Kurve konstanten Druckes, die in der Nähe des kritischen Zustandes flach verläuft.

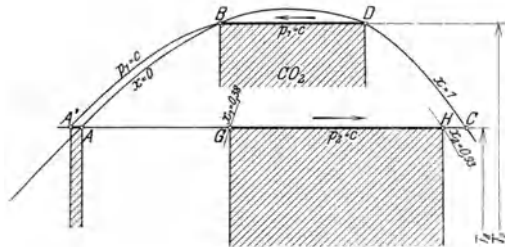


Abb. 12.

5. Darstellung der wichtigsten Zustandsänderungen im Entropiediagramm.

Zustandsänderung bei konstanter Temperatur. Die isothermische Zustandsänderung zeichnet sich in der Entropietafel als Parallele zur Abszissenachse. Innerhalb der Grenzkurve fällt sie zusammen mit der Kurve konstanten Druckes.

Während der isothermischen Ausdehnung von einem Anfangspunkte G (Abb. 12) zu einem Endpunkte H innerhalb des Sättigungsgebietes findet die Verdampfung statt; der stark genäßte Dampf in G ist in H nahezu trocken. Die Verdampfung geschieht in besonderem Behälter (Generator), die Arbeitsleistung im Zylinder während des Ansaughubes des Kolbens. Für die Durchführung der Ausdehnung ist eine Wärme nötig gleich dem Unterschied $i_2 - i_1$ der Wärmehalte des Endpunktes gegenüber dem Anfangspunkt. Man berechnet sie auch durch Ablesen der spezifischen Dampfmengen x_1 und x_2 am Anfang und Ende der Zustandsänderung

$$Q = i_2 - i_1 = r(x_2 - x_1).$$

Die nach außen geleistete absolute Dampfarbeit beträgt

$$L = p(v'' - v')(x_2 - x_1),$$

wobei der Druck stets von Null an zu zählen ist (absolut). Diesem Druck ist die Verdampfungswärme r zugehörig.

Die Umkehrung dieser Zustandsänderung ist die isothermische Verdichtung, z. B. von D nach B (Abb. 12); sie erfolgt durch Kondensation in besonderem Kühler und verlangt infolge der Volumenverminderung einen Arbeitsaufwand, der vom Kolben des Kompressors übertragen wird. Wärme und Arbeit werden in derselben Weise wie bei Expansion gefunden.

Zustandsänderung bei konstantem Druck (Isobare). Zu erwähnen ist nur noch das Verhalten außerhalb des Sättigungsgebietes, da innerhalb desselben die Isobare mit der Isotherme zusammenfällt.

Für das Überhitzergebiet rechts von der oberen Grenzkurve geben die bereits gezeichneten p -Linien den Verlauf der Zustandsänderungen an; sie sind in den beigegebenen Tafeln nicht für abgerundete Werte des Druckes eingetragen, sondern beziehen sich auf die entsprechenden Sättigungstemperaturen. Diese p -Linien laufen demnach von den Schnittpunkten der wagerechten Temperaturlinien mit der oberen Grenzkurve aus. Für die Lösung der nachfolgenden Aufgaben zeigt sich diese Einteilung von Vorteil.

Für gewisse Kälteträger gelangt auch das Gebiet links von der unteren Grenzkurve zu Bedeutung, nämlich für solche, die als Flüssigkeit eine ziemlich große Elastizität aufweisen (CO_2).

Denkt man sich die gespannte Flüssigkeit (Punkt B , Abb. 12) bei konstantem Druck abgekühlt von T_1 auf T_2 , so vermindert der elastische Stoff sein Volumen, und es ist deshalb eine weitere Verdichtungsarbeit zu leisten. Der zur Temperatursenkung allein nötige Wärmeentzug ist durch die Fläche unter dem Grenzkurvenstück BA dargestellt, die ganze abzuleitende Wärme ist aber um den Wert der Kompressionsarbeit größer; daher verläuft die Zustandslinie BA'

links von der Grenzkurve im Gebiet der elastischen Flüssigkeit. Man nennt eine solche Flüssigkeitsabkühlung Unterkühlung.

Soll die im Zustande A' befindliche Flüssigkeit zur Verdampfung gelangen, so ist sie zunächst vom größeren Druck p_1 auf den kleineren p_2 zu bringen, der zur Verdampfungstemperatur T_2 gehört. Der Stoff ist daher befähigt, vom Zustande A' aus als Flüssigkeit eine isothermische Expansionsarbeit zu leisten, die durch das Rechteck unter der Strecke $A'A$ dargestellt ist. Von A aus beginnt die Verdampfung.

Der Wärmeinhalt des gesättigten Dampfes vom Druck p_1 (Punkt D) ist dargestellt als Fläche unter dem Linienzug DBA' , bezogen auf A' als Ausgangspunkt.

Adiabatische Zustandsänderung. Da weder Wärme zu- noch abgeführt wird, bleibt die Entropie unverändert; die Linie verläuft daher im Entropiediagramm parallel zur Ordinatenachse.

Während der adiabatischen Expansion von P nach P_2 (Abb. 13) überschreitet die Linie die Grenzkurve, und der Dampf dringt in das Sättigungsgebiet ein. Bei

Kompression von P_2 nach P wird umgekehrt nasser Dampf trocken und überhitzt.

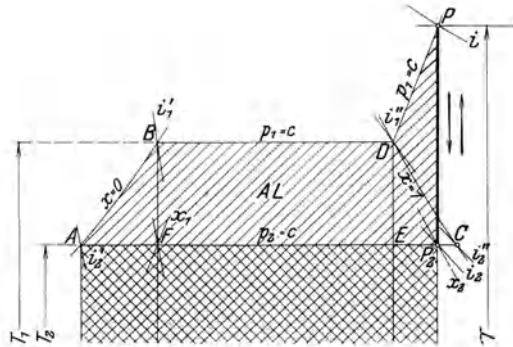


Abb. 13.

Die adiabatische Kompression von E nach D bringt den nassen Dampf in den trocken gesättigten Zustand, dagegen zeigt sich in der Nähe der unteren Grenzkurve das umgekehrte Verhalten: die adiabatische Kompression von F nach B bringt den stark nassen Dampf völlig zur Kondensation.

Im Punkte P am Ende der Kompression von P_2 nach P ist der Wärmeinhalt i dargestellt als Fläche unter dem Linienzug $PDBA$, am Anfang der Kompression ist der Wärmeinhalt i_2 durch das Rechteck von der Breite P_2A und der Höhe T_2 (absolute Temperatur) gebildet. Der Unterschied beider Flächen ist die Vergrößerung des Wärmeinhaltes und muß als Arbeit zugeführt worden sein :

$$AL = i - i_2.$$

Dieser Betrag bedeutet in der Abbildung die geschlossene Fläche $PDBAP_2P$. Für die adiabatische Expansion ist diese Arbeit nach außen abgegeben. Man erhält demnach das Gesetz:

Bei adiabatischer Zustandsänderung ist der Unterschied der Wärmeinhalte zwischen Anfang und Ende die geleistete oder aufgewendete Arbeit.

Drosselung. Eine für die Kältemaschine wichtige Zustandsänderung besonderer Art ist die Drosselung. Sie entsteht beim Durchströmen von Dampf durch eine Verengung der Leitung. Bei diesem Durchfließen wird ebenfalls keine Wärme zu- noch abgeführt, aber auch keine Arbeit geleistet. Es ist daher

$$AL = i - i_2 = 0; \quad i = i_2.$$

Hieraus folgt:

Die Drosselung ist eine Zustandsänderung bei unveränderlichem Wärmeinhalt. Die i -Kurven in der Entropietafel sind zugleich Drosselkurven: der Kälteträger vermindert seinen Druck ohne Arbeitsabgabe. Eine solche Zustandsänderung ist nicht umkehrbar, denn es müßte Arbeit aufgewendet werden, um den Dampf in umgekehrter Richtung hindurch auf den höheren Druck zurückzupressen.

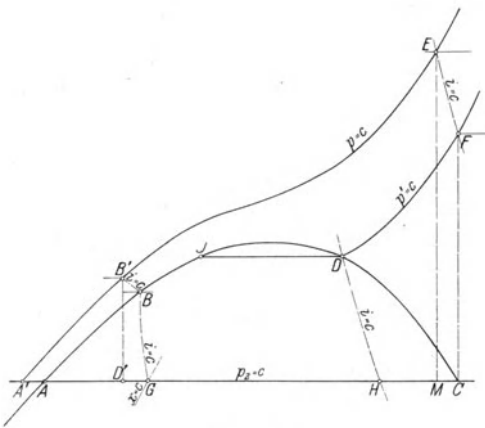


Abb. 14.

bis auf den Druck p_2 vollzogen, so gibt die Wärmeffläche $FDJACF$ die geleistete Arbeit; dagegen stellt die Fläche $EA'ME$ die Arbeit dar, wenn die Expansion von E aus nach M , also ohne Drosselung vor sich geht. Man erkennt im Unterschied beider Flächen den großen Drosselverlust.

Durch Drosselung von trocken gesättigtem Dampf entsteht nasser Dampf (Linie DH , Abb. 14). In der Nähe der unteren Grenzkurve zeigt sich das umgekehrte Verhalten: Beim Durchlassen der gespannten Flüssigkeit durch das Regulierventil bildet sich Dampf (Linie BG), und zwar deshalb, weil der größere Wärmeinhalt der Flüssigkeit in einen Raum mit kleinerem Druck überströmt und dort seinen Überschuss zur Verdampfung abgibt. Diese Dampfbildung ist in Abb. 14 recht bedeutend, da der gewählte Stoff (CO_2) als Flüssigkeit einen großen Wärmeinhalt gegenüber demjenigen des Dampfes besitzt.

Ist die Flüssigkeit unter höherem Druck als der Verdampfungs-

temperatur entspricht (Punkt B'), so dehnt sich der Stoff im Drosselventil zunächst auf jenen kleineren Druck aus, ohne daß sich Dampf bildet (Linie $B'B$), die weitere Drosselung auf den kleineren Druck p_2 findet alsdann unter Dampfentwicklung statt (Linie $B'G$).

Die Senkrechte durch B' bedeutet die Adiabete $B'D'$ und die dreieckige Fläche $B'A'D'$ die durch eine solche Expansion zu gewinnende Arbeit. Durch die Drosselung auf dem Wege $B'BG$ geht die Arbeit der adiabatischen Zustandsänderung verloren, außerdem befindet sich der Arbeitsstoff am Ende der Drosselung (Punkt G) in einem Zustande, der weniger geeignet zur Wärmeaufnahme ist; die Entropie hat um den Betrag $D'G$ zugenommen und damit die spezifische Dampfmenge, so daß weniger Wärme zur Verdampfung benötigt und aus der Umgebung aufgesogen wird.

6. Bemerkungen zu den Entropietafeln.

Die beigegebenen Tafeln dienen zur raschen und übersichtlichen Berechnung der Kältemaschinen: für Abzissen und Ordinaten sind die Maßstäbe so gewählt, daß die Lösung technischer Aufgaben mit genügender Genauigkeit erfolgen kann.

Die Tafeln gestatten einen guten Einblick in das Verhalten der betreffenden Kälte Träger; im übrigen zeigen sich die Unterschiede in den Zustandsgrößen und den Abmessungen deutlich durch Vergleich der nachfolgenden Beispiele.

Bezüglich der Zahlenwerte für die einzelnen Stoffe gelten folgende Bemerkungen.

Ammoniak (NH_3). Innerhalb des Sättigungsgebietes sind die neuen Dampftabellen benützt worden, die E. Altenkirch¹⁾ aufgestellt hat, und die von den Werten des Taschenbuches „Hütte“ etwas abweichen. Zahlentafel I gibt die neuen Werte für einige Temperaturen.

Für das Überhitzergebiet kommt die Veränderlichkeit der spezifischen Wärme zur Geltung, wie dies in den Berechnungen von Hybl²⁾ durchgeführt worden ist. Im Sättigungsgebiet ist ein Rechteck von 0,5 Entropieeinheiten ausgeschnitten, um den Abzissenmaßstab größer wählen zu können.

Kohlensäure (CO_2). Die Werte der neuen Tafel entstammen einer Abhandlung von Eichelberg, worin das Gebiet bis auf -50°C nach unten zu erweitert worden ist und etwas von den Tabellen von Mollier abweicht, die sich in der „Hütte“ finden. Aus diesem Grunde sind in Zahlentafel II die neuen Werte mitgeteilt, so weit sie sich auf das Sättigungsgebiet beziehen.

¹⁾ Z. ges. Kälteind. 1921, 12. ²⁾ Z. Eis- u. Kälteind. Wien 1912, 7.

Zahlentafel I.
Tabelle für gesättigte Dämpfe des Ammoniak-NH₃ (nach Altenkirch).

| Temp. t ° C | Druck (absolut) p at kg/cm ² | Rauminhalt des Dampfes | | Spez. Gew. γ'' kg/cbm | Wärmeinhalt des Dampfes | | Verdampfs- Wärme r kcal/kg | Entropie | |
|-------------------|--|-----------------------------------|---------------|-----------------------------|---|-----------------------------|-------------------------------------|-------------------------------|--------------------------|
| | | der Flüssig- keit v' cbm/kg | v'' cbm/kg | | der Flüssig- keit v' kcal/kg ² | v'' kcal/kg ² | | der Flüssig- keit s' s' | des Dampfes s'' s' |
| — 50 | 0,4168 | 0,0014245 | 2,6170 | 0,382 | — 53,83 | 284,14 | 337,97 | — 0,2169 | 1,2980 |
| — 45 | 0,5562 | 0,0014367 | 2,0015 | 0,500 | — 48,54 | 286,14 | 334,68 | — 0,1935 | 1,2738 |
| — 40 | 0,7318 | 0,0014493 | 1,5503 | 0,645 | — 43,24 | 288,10 | 331,34 | — 0,1705 | 1,2510 |
| — 35 | 0,9503 | 0,0014623 | 1,2151 | 0,823 | — 37,92 | 290,03 | 327,95 | — 0,1480 | 1,2294 |
| — 30 | 1,219 | 0,0014757 | 0,9630 | 1,038 | — 32,58 | 291,91 | 324,49 | — 0,1258 | 1,2090 |
| — 25 | 1,546 | 0,0014895 | 0,7712 | 1,297 | — 27,22 | 293,72 | 320,94 | — 0,1040 | 1,1896 |
| — 20 | 1,940 | 0,0015037 | 0,6236 | 1,604 | — 21,83 | 295,46 | 317,29 | — 0,0826 | 1,1710 |
| — 15 | 2,410 | 0,0015185 | 0,5087 | 1,966 | — 16,41 | 297,12 | 313,53 | — 0,0615 | 1,1532 |
| — 10 | 2,966 | 0,0015338 | 0,4184 | 2,390 | — 10,97 | 298,67 | 309,64 | — 0,0407 | 1,1362 |
| — 5 | 3,619 | 0,0015496 | 0,3469 | 2,883 | — 5,50 | 300,14 | 305,64 | — 0,0202 | 1,1199 |
| 0 | 4,379 | 0,0015660 | 0,2897 | 3,452 | 0,00 | 301,52 | 301,52 | 0,00 | 1,1041 |
| 5 | 5,259 | 0,0015831 | 0,2435 | 4,108 | + 5,54 | 302,80 | 297,26 | + 0,020 | 1,0889 |
| 10 | 6,271 | 0,0016008 | 0,2058 | 4,859 | + 11,11 | 303,95 | 292,84 | + 0,0397 | 1,0741 |
| 15 | 7,427 | 0,0016193 | 0,1749 | 5,718 | + 16,72 | 304,99 | 288,27 | + 0,0592 | 1,0598 |
| 20 | 8,741 | 0,0016386 | 0,1494 | 6,694 | + 22,38 | 305,93 | 283,55 | + 0,0785 | 1,0459 |
| 25 | 10,225 | 0,0016588 | 0,1283 | 7,795 | + 28,09 | 306,75 | 278,66 | + 0,0976 | 1,0324 |
| 30 | 11,895 | 0,0016800 | 0,1107 | 9,034 | + 33,84 | 307,43 | 273,59 | + 0,1165 | 1,0191 |
| 35 | 13,765 | 0,0017023 | 0,0959 | 10,431 | + 39,65 | 307,97 | 268,32 | + 0,1352 | 1,0061 |
| 40 | 15,850 | 0,0017257 | 0,0833 | 12,005 | + 45,52 | 308,37 | 262,85 | + 0,1538 | 0,9933 |
| 45 | 18,165 | 0,0017504 | 0,0726 | 13,774 | + 51,43 | 308,61 | 257,18 | + 0,1722 | 0,9807 |
| 50 | 20,727 | 0,0017766 | 0,0635 | 15,756 | + 57,40 | 308,69 | 251,29 | + 0,1904 | 0,9681 |

Zahlentafel II.
Tabelle für gesättigte Dämpfe der Kohlensäure CO₂ (nach Eichelberg).

| Temp. t °C | Druck (absolut) p at kg/cm ² | Rauminhalt | | Spez. Gew. γ'' kg/cbm | Wärmeinhalte | | Verdampfungs- Wärme r kcal/kg | Entropie | |
|------------------|--|-----------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------------------|-------------------------------|--|------------------------------|-------------------------|
| | | der Flüssig- keit v' cbm/kg | des Dampfes v'' cbm/kg | | der Flüssig- keit v' kcal/kg | des Dampfes v'' kcal/kg | | der Flüssig- keit s' - | des Dampfes s'' - |
| — 55 | 5,59 | 0,00087 | 0,0685 | 14,6 | — 24,5 | 59,4 | 83,9 | — 0,099 | 0,286 |
| — 50 | 6,90 | 0,000884 | 0,0561 | 17,8 | — 22,5 | 59,3 | 81,8 | — 0,09 | 0,277 |
| — 45 | 8,44 | 0,00090 | 0,04638 | 21,6 | — 20,5 | 59,2 | 79,7 | — 0,0815 | 0,2685 |
| — 40 | 10,20 | 0,000913 | 0,03856 | 26,0 | — 18,3 | 59,1 | 77,4 | — 0,0725 | 0,2595 |
| — 35 | 12,30 | 0,000928 | 0,03220 | 31,5 | — 16,2 | 58,9 | 75,1 | — 0,0635 | 0,2535 |
| — 30 | 14,62 | 0,000945 | 0,02690 | 37,2 | — 14,2 | 58,7 | 72,9 | — 0,055 | 0,245 |
| — 25 | 17,21 | 0,000965 | 0,02281 | 44,0 | — 12,0 | 58,5 | 70,5 | — 0,046 | 0,237 |
| — 20 | 20,015 | 0,000985 | 0,01942 | 51,5 | — 9,8 | 58,0 | 67,8 | — 0,0375 | 0,2295 |
| — 15 | 23,33 | 0,00101 | 0,01662 | 60,2 | — 7,5 | 57,7 | 65,2 | — 0,0285 | 0,2245 |
| — 10 | 26,99 | 0,001032 | 0,01420 | 70,3 | — 5,1 | 57,3 | 62,4 | — 0,0192 | 0,2178 |
| — 5 | 31,04 | 0,001055 | 0,01202 | 82,1 | — 2,6 | 56,6 | 59,2 | — 0,010 | 0,211 |
| ± 0 | 35,53 | 0,00109 | 0,01024 | 96,0 | ± 0 | 55,8 | 55,8 | ± 0 | 0,204 |
| ± 5 | 40,48 | 0,00112 | 0,00887 | 112,7 | ± 2,8 | 55,0 | 52,2 | ± 0,010 | 0,1977 |
| ± 10 | 45,91 | 0,00117 | 0,00749 | 133,5 | ± 5,8 | 53,3 | 47,5 | ± 0,021 | 0,189 |
| ± 15 | 51,86 | 0,00123 | 0,00630 | 159,0 | ± 9,2 | 51,7 | 42,5 | ± 0,033 | 0,180 |
| ± 20 | 58,36 | 0,00131 | 0,00524 | 191 | ± 13,1 | 49,6 | 36,5 | ± 0,0468 | 0,1718 |
| ± 25 | 65,43 | 0,00142 | 0,00419 | 238 | ± 17,8 | 46,2 | 28,4 | ± 0,0635 | 0,1590 |
| ± 30 | 73,11 | 0,00166 | 0,00296 | 338 | ± 25,4 | 40,1 | 14,7 | ± 0,087 | 0,1356 |
| ± 31 | — | 0,00182 | 0,00257 | 389 | ± 28,2 | 36,7 | 8,5 | ± 0,0981 | 0,1259 |
| ± 31,35 | 75,29 | 0,00216 | 0,00216 | 464 | ± 32,0 | 32,0 | 0 | ± 0,1120 | 0,1120 |

Schweflige Säure (SO_2). Auch hier ist wie bei der Ammoniaktafel im Sättigungsgebiet ein Rechteck von der Breite 0,5 Entropieeinheiten ausgeschnitten. Im Überhitzergebiet sind die Angaben von Hybl¹⁾ benützt worden.

Wasserdampf. Die große Verschiedenheit im Verhalten des Wasserdampfes als Kältemittel kommt in der Entropietafel deutlich zum Ausdruck. Da die hier auftretenden Pressungen ungemein klein sind, nimmt das spezifische Volumen ungemein stark zu, wie aus Zahlentafel III ersichtlich ist.

Zahlentafel III.

Wasserdampf.

| | | | | | | | | |
|-------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|-----------|
| $t =$ | — 20 | — 19 | — 18 | — 17 | — 16 | — 15 | — 14 | ° C |
| $p =$ | 0,00131 | 0,00142 | 0,00154 | 0,00167 | 0,00182 | 0,00197 | 0,00214 | at absol. |
| $v =$ | 995 | 920 | 848 | 782 | 722 | 667 | 615 | cbm/kg |
| $t =$ | — 13 | — 12 | — 11 | — 10 | — 9 | — 8 | — 7 | ° C |
| $p =$ | 0,00232 | 0,00251 | 0,00271 | 0,00294 | 0,00318 | 0,00343 | 0,00370 | at absol. |
| $v =$ | 568 | 526 | 486 | 451 | 418 | 388 | 359 | cbm/kg |
| $t =$ | — 6 | — 5 | — 4 | — 3 | — 2 | — 1 | 0 | ° C |
| $p =$ | 0,00399 | 0,00430 | 0,00464 | 0,00500 | 0,00538 | 0,00580 | 0,00622 | at absol. |
| $v =$ | 332 | 307 | 282 | 262 | 244 | 227 | 207 | cbm/kg |

Chlormethyl (CH_3Cl). In neuerer Zeit wird dieser Stoff häufig für Kleinkälteanlagen gebraucht, deshalb soll hier die Tabelle für gesättigten Dampf beigelegt werden (nach den Untersuchungen von Holst, s. auch Herter, Refrigerating World, April 1923) (Zahlentafel IV). Der kritische Druck beträgt 65,93 at absol. und die zugehörige Temperatur 143,1° C.

Für überhitzten Dampf ist $R = 16,77$, $k = c_p/c_v = 1,28$, damit wird

$$c_p = 0,18, \quad c_v = 0,14.$$

Das Gas ist farblos, von angenehmem Geruch, im Wasser wenig löslich; Metalle werden nicht angegriffen. Die Luft kann 100mal mehr von diesem Gas aufnehmen als von Ammoniak, bevor sie für das Atmen unbrauchbar wird; daher darf der ganze Inhalt einer Kleinkältemaschine ausströmen, ohne Schaden anzurichten.

¹⁾ Z. ges. Kälteind. 1913.

Zahlentafel IV.

Tabelle für gesättigte Dämpfe des Chlormethyls (CH_3Cl).

| Temp. <i>t</i> ° C | Druck (absol.) kg/cm ² | Rauminhalt | | Wärmeinhalt | | Verdampfungs- Wärme <i>r</i> kcal/kg |
|--------------------------|---|---------------------------------------|---|---|-------------------------------------|---|
| | | d. Flüssig- keit <i>v'</i> l/kg | d. Dampf- pfes <i>v''</i> cbm /kg | der Flüssig- keit <i>i'</i> kcal/kg | d. Dampfes <i>i''</i> kcal/kg | |
| — 40 | 0,489 | 0,976 | 0,7843 | — 18,84 | 82,96 | 101,8 |
| — 35 | 0,621 | 0,983 | 0,6291 | — 16,49 | 84,91 | 101,4 |
| — 30 | 0,780 | 0,992 | 0,5090 | — 14,14 | 86,76 | 100,9 |
| — 25 | 0,971 | 1,001 | 0,4155 | — 11,78 | 88,62 | 100,4 |
| — 20 | 1,199 | 1,010 | 0,3416 | — 9,42 | 90,48 | 99,9 |
| — 15 | 1,468 | 1,019 | 0,2829 | — 7,07 | 92,13 | 99,2 |
| — 10 | 1,782 | 1,029 | 0,2359 | — 4,71 | 93,79 | 98,5 |
| — 5 | 2,152 | 1,038 | 0,1980 | — 2,31 | 95,49 | 97,8 |
| 0 | 2,576 | 1,048 | 0,1671 | 0,00 | 97,0 | 97,0 |
| + 5 | 3,066 | 1,059 | 0,1419 | + 2,35 | 98,45 | 96,6 |
| + 10 | 3,627 | 1,071 | 0,1210 | + 4,71 | 99,81 | 95,1 |
| + 15 | 4,265 | 1,082 | 0,1038 | + 7,07 | 101,17 | 94,1 |
| + 20 | 4,990 | 1,094 | 0,08939 | + 9,42 | 102,42 | 93,0 |
| + 25 | 5,802 | 1,106 | 0,07731 | + 11,78 | 103,58 | 91,8 |
| + 30 | 6,717 | 1,119 | 0,06713 | + 14,14 | 104,64 | 90,5 |
| + 35 | 7,740 | 1,131 | 0,05850 | + 16,49 | 105,69 | 89,2 |
| 40 | 8,874 | 1,144 | 0,05113 | + 18,84 | 106,54 | 87,7 |

H. Der Dampf-Kompressionsprozeß.

7. Nasses Verfahren.

Weitaus die größte Zahl der Kälteanlagen benutzen eine Flüssigkeit, die bei der gewünschten tiefen Temperatur in den dampfförmigen Zustand übergeht und die dazu nötige Wärme von außen in sich aufnimmt.

Der im Verdampfer *V* (Abb. 15) gebildete Dampf wird vom Kompressor *KZ* angesaugt und in den Kühler oder Kondensator *K* gedrückt, wo die

Verflüssigung des Stoffes stattfindet.

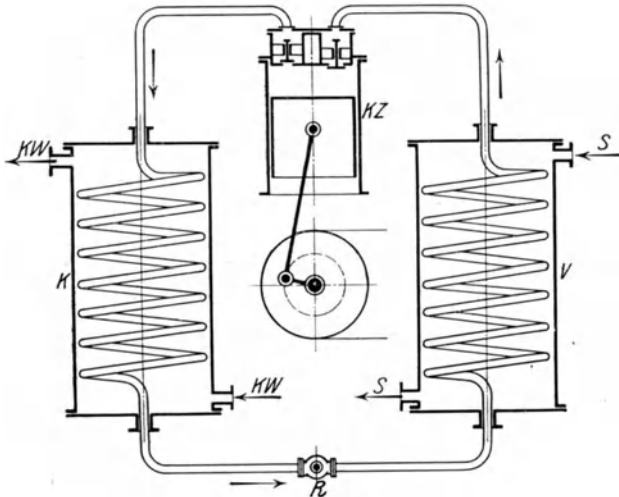


Abb. 15.

Um die Anlage zu vereinfachen, wird wohl immer der zum vollkommenen Prozeß gehörige Expansionszylinder weggelassen und durch ein Reglerventil R ersetzt, das den Druckunterschied zwischen Kondensator und Verdampfer herstellt. Im Verdampfer kühlt sich die umlaufende Sole ab, die als zweiter Kälteträger die Wirkung an entfernte Verbrauchsstellen zu übertragen hat, falls nicht der eigentliche (primäre) Kälteträger selbst im entfernten Verdampfer die Wirkung besorgt. Im Kondensator richten sich Druck und Temperatur des Kälteträgers nach der Menge und der Temperatur des ankommenden Kühlwassers, das die eingenommene Wärme und den Wärmewert der Verdichtungsarbeit wegzuführen hat. Womöglich sollen beide Flüssigkeiten sich

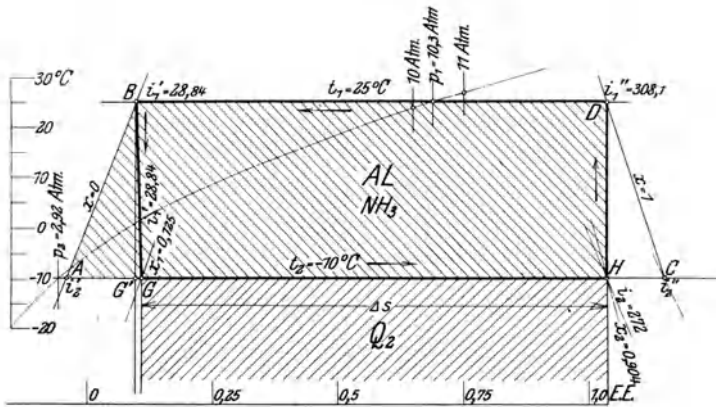


Abb. 16.

gegeneinander bewegen, und zwar sowohl im Kondensator als auch im Verdampfer.

Der Ersatz des Expansionszylinders durch das Drosselventil bedeutet eine bewußte Abweichung vom Carnot-Kreislauf, damit ist eine Verminderung der Leistungsziffer verbunden.

Werden nicht besondere Maßnahmen getroffen und ist die Kälteflüssigkeit im Überfluß in die Anlage eingegeben worden, so gelangt nicht der ganze Stoff zur Verdampfung und der Kompressor saugt feuchten Dampf an. Bei genügend großer Feuchtigkeit wird das Gemisch durch die Verdichtung nur teilweise getrocknet, oder erreicht im Grenzfall den trocken gesättigten Zustand am Ende der Verdichtung.

Dieses sogenannte nasse Verfahren läßt sich im Entropiediagramm mit unübertrefflicher Klarheit verfolgen. Soll die adiabatische Kompression trocken gesättigten Dampf ergeben, so muß der Endpunkt D (Abb. 16) auf der oberen Grenzkurve ($x = 1$) liegen, seine Ordinate

ist die Temperatur t_1 im Kondensator, die dem Enddruck p_1 der Kompression entspricht. Damit ist auch der Anfangspunkt H der Kompression bestimmt als Schnittpunkt der Senkrechten durch D mit der Isothermen t_2 , die der tiefen Temperatur im Verdampfer entspricht.

Während der Verflüssigung des Dampfes (Strecke BD) bleiben Druck und Temperatur unverändert und in B ist der ganze Inhalt zu Flüssigkeit geworden, das Kühlwasser hat die Verdampfungswärme weggeführt. Nehmen wir nun an, das Kühlwasser führe nicht noch mehr Wärme ab, d. h. die Verdichtung sei gerade beim Verlassen des Kondensators beendet, so tritt der Stoff mit dem Zustand B (p_1, t_1) zum Regelventil. Die dort stattfindende Drosselung stellt sich als Linie konstanten Wärmeinhaltes durch den Punkt B dar. Ihr Endpunkt G auf der unteren Isothermie zeigt den Zustand des Stoffes hinter dem Ventil oder beim Eintritt in den Verdampfer an und man erkennt, daß bereits ein Teil der Flüssigkeit in Dampf übergegangen ist ($x = GA/CA$). Zu dieser Verdampfung im Drosselventil ist der Unterschied der Flüssigkeitswärmen in B und in A verwendet worden.

Für die Verdampfung bleibt die Isotherme GH übrig; das Rechteck unter dieser Strecke stellt die Kälteleistung Q_2 auf 1 kg des Stoffes dar. Sie wird als Unterschied der Wärmeinhalte der Punkte H und G gefunden oder kann unmittelbar aus der Zeichnung durch Abstechen der Entropiezunahme (ΔS) zwischen den Punkten H und G ermittelt werden:

$$Q_2 = i_2 - i_1' = (\Delta S) T_2.$$

Bei der zweiten Art der Bestimmung ist zu beachten, daß in einigen Tafeln Rechteckflächen zwischen der unteren und oberen Grenzkurve ausgeschnitten sind (z. B. bei der Ammoniaktafel liegen die Entropiewerte 0,25 und 0,75 aufeinander); die fehlende Breite muß zum abgemessenen Entropiewert zugezählt werden.

Ist der Wärmewert des Punktes H nicht deutlich ablesbar, so läßt er sich genauer durch Entnehmen des Wärmeinhaltes i_2' der Flüssigkeit und der Verdampfungswärme r_2 aus der Dampftabelle bestimmen, nachdem aus dem Diagramm der Dampfgehalt x_2 im Punkt H abgemessen wurde, dann ist

$$i_2 = i_2' + x_2 r_2.$$

Die zum Betrieb nötige Arbeit ist durch die Fläche $AHDBA$ dargestellt, sie wird als Unterschied des Wärmeinhaltes am Ende und am Anfang der Verdichtung erhalten

$$AL = i_1'' - i_2.$$

Nun ist auch die Leistungsziffer bekannt

$$\varepsilon = Q_2/AL,$$

endlich die vom Kondensator abzuführende Wärme bezogen auf 1 kg des Kälteträgers

$$Q_1 = Q_2 + AL = i''_1 - i'_1 = r_1.$$

Aus Abb. 16 ist die Abweichung dieses Vorganges vom Idealprozeß deutlich erkennbar. Würde die tiefe Temperatur durch adiabatische Expansion zustande kommen (Senkrechte BG'), so würde die Kälteleistung um den Flächenstreifen unter GG' vergrößert, der Arbeitsbedarf dagegen um das Dreieck ABG' verkleinert. Dieses dreieckige Flächenstück stellt demnach die Expansionsarbeit dar, die durch die Drosselung verloren geht. Beide Abweichungen bewirken eine Verkleinerung der Leistungsziffer, man nennt deshalb

$$\eta_c = \varepsilon/\varepsilon_0$$

den Wirkungsgrad des ausgeführten Verfahrens gegenüber dem Idealvorgang von Carnot.

Beispiel: Nasse Kompression, Ammoniak.

| | |
|---|---|
| Stündliche Kälteleistung | $Q_0 = 100000 \text{ kcal/h}$ bei $t_2 = -10^\circ \text{ C}$ |
| Temperatur im Kondensator | $t_1 = +25^\circ \text{ C}$ |
| Wärmeinhalt am Ende der Verdampfung | $i_2 = 270,0 \text{ kcal/kg}$ |
| Wärmeinhalt am Anfang der Verdampfung | $i'_1 = 28,1 \text{ ,,}$ |
| Kälteleistung auf 1 kg | $Q_2 = i_2 - i'_1 = 241,9 \text{ ,,}$ |
| Wärmeinhalt am Ende der Kompression | $i''_1 = 306,7 \text{ ,,}$ |
| Wärmeinhalt am Anfang der Kompression | $i_2 = 270,0 \text{ ,,}$ |
| Arbeit auf 1 kg | $AL = i''_1 - i_2 = 36,7 \text{ ,,}$ |
| Wärme vom Kondensator abzuleiten (auf 1 kg) | $Q_1 = Q_2 + AL = 278,6 \text{ ,,}$ |
| Leistungsziffer | $\varepsilon = Q_2/AL = 6,6 \text{ ,,}$ |
| Kälteleistung auf 1 PS/h | $k = 632 \cdot \varepsilon = 4170 \text{ kcal/PS/h}$ |
| Leitungsziffer nach Carnot | $\varepsilon_0 = 7,52$ |
| Wirkungsgrad gegen Carnot | $\eta_c = \varepsilon/\varepsilon_0 = 0,88$ |
| Gewicht des Kälteträgers | $G = Q_0/Q_2 = 100000/241,9 = 413 \text{ kg/h}$ |
| Energiebedarf | $N = Q_0/k = 100000/4170 = 24,0 \text{ PS}$ |
| Spez. Volumen beim Ansaugen | $v_2 = 0,910 \text{ cbm/kg}$ |
| Ansaugvolumen in der Stunde | $V = G v_2 = 157 \text{ cbm/h.}$ |

Wiederholt man dieses Beispiel für andere gebräuchliche Kälte-träger, nämlich für Kohlensäure (CO_2), schweflige Säure (SO_2) und für Wasserdampf, so ergeben sich die in Zahlentafel V enthaltenen Werte, die zum Überblick über die Größenverhältnisse dienen können.

Zahlentafel V.

Nasses Verfahren (nach Abb. 16).

$$t = +25^\circ, \quad t = -10^\circ, \quad Q_0 = 100\,000 \text{ kcal/h}$$

| Kälteträger | H_2O | NH_3 | SO_2 | CO_2 |
|--|----------------------|---------------|---------------|---------------|
| Druck im Kondensator p_1 at abs. | 0,0320 | 10,22 | 3,96 | 65,4 |
| Druck im Verdampfer p_2 ,, | 0,0029 | 2,97 | 1,04 | 27,0 |
| Wärmeinhalt Ende Verdampfung i_2 . kcal/kg | 636,0 | 270,0 | 79,57 | 40,8 |
| Wärmeinhalt Anfang Verdampfung i_1 . ,, | 25,0 | 28,1 | 8,35 | 17,8 |

Fortsetzung: Zahlentafel V.

| Kälteträger | H ₂ O | NH ₂ | SO ₂ | CO ₂ |
|--|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Kälteleistung auf 1 kg Q_2 kcal/k | 511,0 | 241,9 | 71,22 | 23,0 |
| Wärmeinhalt Ende Kompr. i'_1 „ | 606,5 | 306,7 | 90,17 | 46,2 |
| Wärmeinhalt, Anfang Kompr. i_2 „ | 536,0 | 270,0 | 79,57 | 40,8 |
| Arbeit auf 1 kg AL „ | 70,5 | 36,7 | 10,6 | 5,4 |
| Wärme im Kondens. abzuleiten Q_1 „ | 581,5 | 278,6 | 81,82 | 28,4 |
| Leistungsziffer ε | 7,25 | 6,6 | 6,72 | 4,25 |
| Kälteleistung auf 1 PS/h k | 4580 | 4170 | 4247 | 2690 |
| Wirkungsgrad gegen Carnot η_c | 0,964 | 0,88 | 0,89 | 0,57 |
| Gewicht des Kälteträgers G kg/h | 196 | 413 | 1405 | 4350 |
| Energiebedarf N PS | 21,8 | 24,0 | 23,6 | 37,2 |
| Spez. Vol. Beginn Kompr. v_2 cbm/k | 411 | 0,380 | 0,291 | 0,011 |
| Ansaugvolumen V cbm/h | 80 600 | 157 | 407 | 47,8 |

Vergleicht man die in Zahlentafel V enthaltenen Ergebnisse, so ergeben sich für die vier betrachteten Stoffe folgende Bemerkungen:

Dem Idealprozeß kommt der Wasserdampf am nächsten, er eignet sich daher vorzüglich für nassen Vorgang. Im Gegensatz hierzu steht Kohlensäure mit der kleinsten Leistungsziffer. Damit darf man aber keinen Schluß auf die Verwendbarkeit dieses Stoffes im allgemeinen ziehen, sondern es ist nur festgestellt, daß sich CO₂ nicht für nasse Kompression mit der im Beispiel gemachten Voraussetzung (ohne Unterkühlung) eignet. Der Grund dieser Erscheinung liegt darin, daß Kohlensäure eine große Flüssigkeitswärme besitzt, die in den Verdampfer hineingetragen wird und dabei einen großen Teil der Flüssigkeit zur Verdampfung bringt, so daß für die Kältewirkung weniger übrigbleibt.

Die gefundene hohe Leistungsziffer des Wasserdampfes wird bei seiner tatsächlichen Verwendung stark vermindert durch die besonderen Einrichtungen, die zur Förderung der ungemein großen Dampfvolumen nötig werden und die den Wirkungsgrad herabdrücken; auch das Vorhandensein kleiner Mengen Luft wirkt sehr schädlich. Diese Verhältnisse sollen in einem besonderen Abschnitt behandelt werden.

Vergleichen wird die Pressungen untereinander, so zeigt sich, daß Wasserdampf in hohem Vakuum arbeitet, Kohlensäure dagegen mit sehr hohen Drücken. Im Ammoniakzylinder herrschen ungefähr Pressungen wie in einer Dampfmaschine ohne Kondensation. Bei schwefliger Säure sind die Drücke kleiner, wird im Verdampfer eine Temperatur unter — 10°C verlangt, so entsteht in jenem Raum ein kleines Vakuum, dann ist die Anlage vor eintretender Luft sorgfältig zu schützen, da der Wasserdampfgehalt der Luft sich mit dem Kälteträger zu Schwefelsäure verbindet.

In umgekehrter Weise verhalten sich die Volumen der einzelnen Stoffe. Um auch hierin einen greifbaren Überblick zu erhalten, sind in der Zahlentafel die Gewichte und die Ansaugvolumen eingetragen, berechnet für eine Kälteleistung von $Q = 100\,000$ kcal/h, ferner die

Leistungsaufnahme. Diese letztere ist als theoretischer Energiebedarf anzusehen, da vorläufig von Nebeneinflüssen abgesehen werden soll.

8. Trockene Kompression.

Wird im Verlaufe der Verdichtung das Sättigungsgebiet überschritten, so heißt der Vorgang trockene Kompression. Dabei muß die Verdampfung weiter ausgedehnt werden, als dies bei nasser Kompression der Fall ist. Im Grenzfall kann sie so weit geführt werden, bis alle Flüssigkeit verschwunden ist (spezifische Dampfmenge $x = 1$), dann saugt der Kompressor trocken gesättigten Dampf an und bringt ihn sofort bei Beginn der adiabatischen Verdichtung in den überhitzten Zustand.

Im Betrieb läßt sich dieser Vorgang an jeder Anlage durch vermehrte Drosselung am Reglerventil erreichen; dadurch vermindert

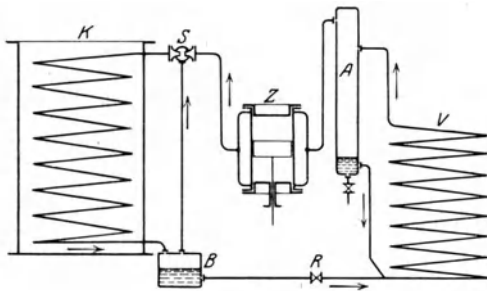


Abb. 17.

sich die umlaufende Flüssigkeitsmenge so weit, bis sie genügt, um die Wärmeaufnahme durch vollständige Verdampfung der ganzen Menge zu besorgen.

Man kann die trockene Kompression durch Anordnung der Betriebs-einrichtung erzwingen. Zu diesem Zweck ist in die Saugleitung ein Flüssig-

keitsabscheider *A* Abb. 17 einzuschalten, damit der Kompressor nur trockenen Dampf empfängt.

Um die Leistungsfähigkeit des Verdampfers zu erhöhen, läßt sich die Anordnung derart treffen, daß der ganze Verdampferinhalt mit überschüssiger Kälteflüssigkeit gefüllt bleibt; durch diese Überflutung seiner Oberfläche wird der Wärmeaustausch erleichtert. Dieser Bedingung genügt die in Abb. 17 dargestellte Anordnung des Abscheiders, dessen Flüssigkeitsspiegel sich in der Höhe der obersten Verdampfer-spirale befindet. Leitet man die abgeschiedene Flüssigkeit in den unteren Teil des Verdampfers zurück, so ist in ihm nur Flüssigkeit enthalten, aus der sich der Dampf in Blasen entwickelt und aufwärts steigt, wie dies beim Dampfkessel der Fall ist.

Im Entropiediagramm (Abb. 18) stellt sich die Kälteleistung Q_2 als Rechteck unter der Breite GC dar, wobei im besten Fall der Endpunkt C auf der oberen Grenzkurve liegt; der Arbeitsbedarf der adiabatischen Verdichtung von C nach P ergibt sich als Unterschied der Wärmehalte der Punkte P und C am Ende und am Anfang der Ver-

dichtung, dargestellt durch die Fläche $PBAC$; die Summe beider Wärmen muß vom Kondensator abgeführt werden, sie ist dargestellt durch den Flächenstreifen unter dem Linienzug PDB

$$Q_1 = Q_2 + AL = i - i'_1.$$

Wie sich aus der Darstellung ergibt, wächst sowohl die Kälteleistung als auch der Arbeitsbedarf; ein Vorteil gegenüber dem nassen Verfahren ist demnach nicht einzusehen. Im Gegenteil bedeutet die Überhitzung eine starke Abweichung vom Idealvorgang und läßt eine Verminderung der Leistungsziffer erwarten. Trotzdem ist der nasse Vorgang in neuerer Zeit weniger häufig in Gebrauch; selbst bei kleinen Anlagen wird wenigstens mit mäßiger Überhitzung gearbeitet, um sicher zu sein, daß der Dampf am Ende der Verdichtung nicht etwa noch feucht ist.

Im Schema Abb. 17 ist ein Dampfabscneider B am Austritt aus dem Kondensator angedeutet, der dafür sorgt, daß dem Regelventil nur Flüssigkeit zufließt. Der in B abgeschiedene Dampf wird

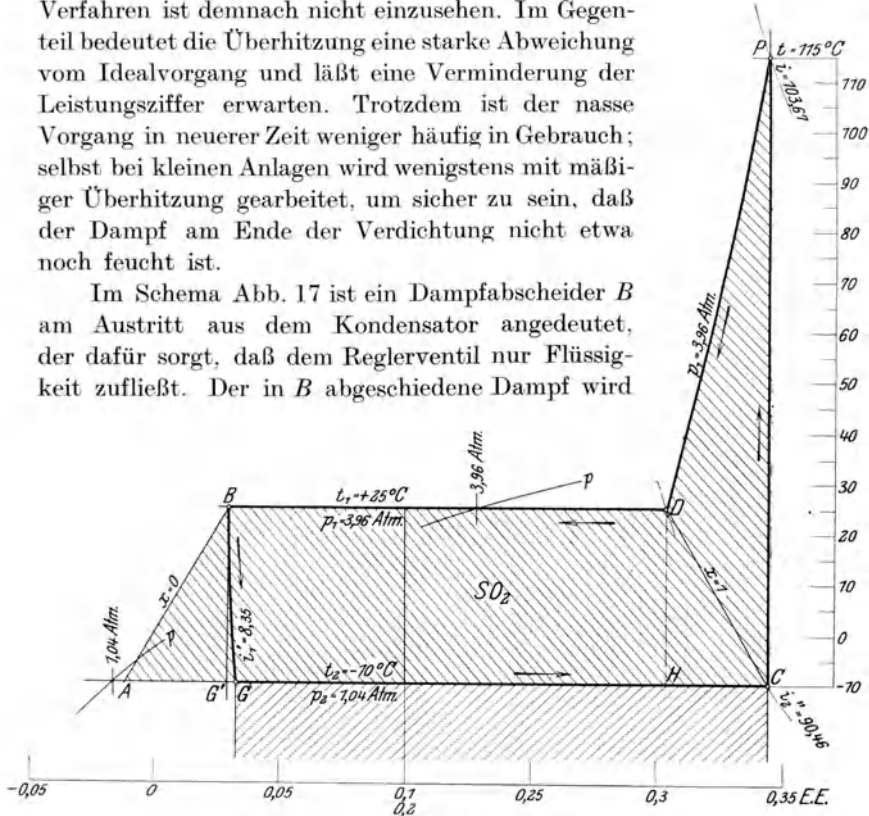


Abb 18.

durch den Strahlapparat S angesogen und dem Kondensator von neuem zugeführt, wobei als Triebmittel das verdichtete Gas benützt wird. Diese besondere Einrichtung ist nur bei stark wechselndem Betrieb zweckmäßig, wenn der vorhandene Kondensator für große Belastungen kaum mehr ausreicht. Vorteilhafter ist es wohl, die Oberfläche reichlich groß auszuführen, damit eine völlige Verflüssigung unter allen Umständen eintreten kann.

Häufig wird der ganze vom Regelventil kommende Kälte Träger in

den Abscheider geleitet (Abb. 19), damit dort der während der Drosselung entstandene Dampf sich ausscheiden kann. Nun empfängt der Verdampfer nur Flüssigkeit. Eine ausschaltbare Verbindungsleitung u kann den Kälteflüssigkeit dem Verdampfer auch unmittelbar zuführen, ohne den Umweg über den Abscheider zu nehmen.

Im Schema Abb. 19 ist eine weitere Verbesserung angedeutet;

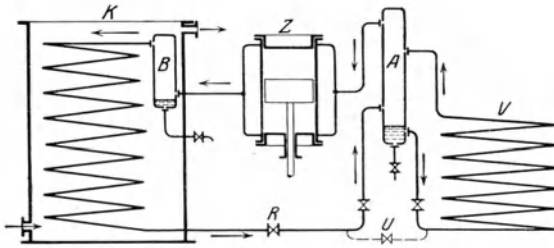


Abb. 19.

in die Druckleitung ist nämlich der gekühlte Ölabscheider B eingesetzt. In ihm schlagen sich die vom überhitzten Dampf mitgerissenen Öldämpfe nieder und die Kondensator-schlangen bleiben frei von Ölnieder-

schlägen. Man kann diesen Abscheider gerade in die Wasserkammer des Kondensators einbringen, er dient zugleich als Vorkühler für den Dampf.

Wird die Kältewirkung für verschiedene Zwecke gleichzeitig verlangt oder soll sie in verschiedenen Räumen zur Anwendung kommen,

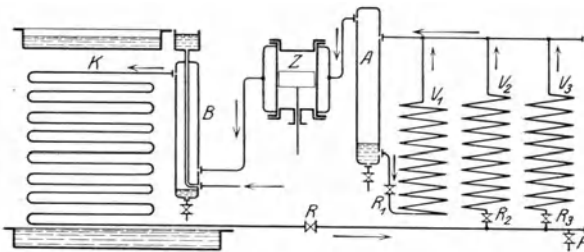


Abb. 20.

so ist der

Verdampfer in mehrere Gruppen $V_1 V_2 V_3$ (Abb. 20) aufzulösen. Für diesen Fall empfiehlt es sich, die Drosselung stufenweise vorzunehmen, und zwar in der Weise, daß

das gemeinsame Ventil R den größeren Teil der Drosselung bei unveränderlicher Stellung übernimmt, damit man an den Ventilen $R_1 R_2 R_3$ die Regelung der Durchflußmenge für jeden Teilverdampfer dem Bedürfnis entsprechend vornehmen kann. Das Sammelrohr erhält ein weiteres Ventil F zum Einfüllen der Kälteflüssigkeit. Dabei kann der eine Verdampfer V_1 vom Abscheider A aus mit Flüssigkeit gespeist werden.

Für das trockene Verfahren muß der Abscheider in der Höhe des höchst gelegenen Verdampfers aufgestellt werden. Um diese Einschränkung der Anordnung zu vermeiden, verwendet die Firma Gebrü-

der Sulzer A.-G. Winterthur bei großen Anlagen eine Flüssigkeitspumpe zur Förderung der abgeschiedenen Menge in die Verteilung hinter dem Hauptregelventil. Diese Verbindung des Abscheiders erleichtert die Verteilung und Regelung der Menge auf die einzelnen Verdampfer.

Beispiel: Trockene Kompression nach Abb. 18 für schweflige Säure.

| | |
|---|--|
| Kälteleistung im ganzen | $Q = 100000$ kcal/h |
| Temperatur im Kondensator | $t_1 = +25^\circ$ |
| Temperatur im Verdampfer | $t_2 = -10^\circ$ |
| Wärmeinhalt am Ende der Verdampfung | $i_2'' = 90,46$ kcal/kg |
| Wärmeinhalt am Anfang der Verdampfung | $i_1' = 8,35$ „ |
| Kälteleistung auf 1 kg | $Q_2 = i_2'' - i_1' = 82,11$ „ |
| Wärmeinhalt am Ende der Kompression | $i = 103,67$ „ |
| Wärmeinhalt am Anfang der Kompression | $i_2'' = 90,46$ „ |
| Arbeitsbedarf auf 1 kg | $AL = i - i_2'' = 13,21$ „ |
| Wärme vom Kondensator abzuführen | $Q_1 = Q_2 + AL = 95,32$ „ |
| Leistungsziffer | $\varepsilon = Q_2/AL = 6,22$ |
| Kälteleistung auf 1 PS | $k = 632 \cdot \varepsilon = 3930$ kcal/PS |
| Wirkungsgrad gegen Carnot | $\eta_c = \varepsilon/\varepsilon_0 = 0,828$ |
| Gewicht des Kälteträgers | $G = Q/Q_2 = 1220$ kg/h |
| Energiebedarf | $N = \frac{Q}{k} = 25,4$ PS |
| Spez. Volumen beim Beginn der Kompression | $v_2' = 0,33$ cbm/kg |
| Ansaugvolumen | $V = G v_2' = 403$ cbm/h. |

Wie der Gang der Rechnung zeigt, ist die ganze Aufgabe durch Ablesen des Wärmeinhaltes i am Ende der Kompression gelöst, da die anderen Werte aus der Dampftabelle entnommen werden können. Die Berechnung der Arbeit erfolgt ohne Benützung der Drücke und ist einfacher als die Bestimmung von Potenzen mit gebrochenen Exponenten.

Die Leistungsziffer ist naturgemäß kleiner ausgefallen als bei unserem Vorgang unter sonst gleichen Umständen. Allein es müssen auch die jetzt behandelten Prozesse als theoretische aufgefaßt werden, von denen der wirkliche bedeutend abweicht, und zwar zugunsten des trockenen Verlaufes.

Die Vorteile des trockenen Verfahrens sollen bei der Besprechung der wirklichen Verhältnisse erklärt werden, die sich aus den Versuchen ergeben haben.

Wiederholt man diese Rechnung mit Wasserdampf, Kohlensäure und Ammoniak, so ergeben sich die in Zahlentafel VI zusammengestellten Zahlen.

Zahlentafel VI.
Trockenes Verfahren.

$$x_2 = 1. \quad t_1 = + 25^\circ \text{C} \quad t_2 = - 10^\circ \text{C}, \quad Q_0 = 100000 \text{ kcal/h.}$$

| Kälteträger | H ₂ O | NH ₃ | SO ₂ | CO ₂ |
|--|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Wärmeinhalt Ende Verdampfung . kcal/kg | 589,0 | 298,7 | 90,46 | 57,3 |
| Wärmeinhalt Anfang „ | 25,0 | 28,1 | 8,35 | 17,8 |
| Kälteleistung auf 1 kg „ | 564,0 | 270,6 | 82,11 | 39,5 |
| Wärmeinhalt Ende Kompression „ | 675,9 | 340,0 | 103,67 | 64,3 |
| Wärmeinhalt, Anfang „ | 589,0 | 298,7 | 90,46 | 57,3 |
| Arbeit auf 1 kg AL „ | 86,9 | 41,3 | 13,21 | 7,0 |
| Wärmeentzug Q_1 „ | 650,9 | 311,9 | 95,32 | 46,5 |
| Leistungsziffer „ | 6,49 | 6,55 | 6,22 | 5,65 |
| Kälteleistung auf 1 PS/h „ | 4100 | 4150 | 3940 | 3570 |
| Wirkungsgrad gegen Carnot „ | 0,863 | 0,871 | 0,828 | 0,754 |
| Gewicht des Stoffes G kg/h | 177,5 | 370 | 1220 | 2531 |
| Energiebedarf N PS | 24,4 | 24,1 | 25,4 | 28,0 |
| Spez. Vol. Anfang Kompression cbm/kg | 451 | 0,418 | 0,33 | 0,0142 |
| Ansaugevolumen V cbm/h | 80000 | 154,8 | 403 | 35,94 |
| Temp. Ende adiab. Kompression °C | 170 | 82,5 | 115 | 58,5 |

Die Zusammenstellung zeigt, daß sich bezüglich Leistungsziffer alle vier Stoffe einander stark genähert haben; gegenüber dem nassen Verfahren zeigt Kohlensäure eine bedeutende Verbesserung. Wie schon betont, kommen aber die Vorteile des trockenen Verfahrens erst bei den wirklichen Betriebsergebnissen recht zur Geltung.

9. Unterkühlung.

Eine wirksame Vergrößerung der Kälteleistung ohne Vermehrung der umlaufenden Stoffmenge kann erzielt werden, wenn der Kälteträger nach Beendigung der Kondensation unter die Temperatur abgekühlt wird, die während der Verflüssigung geherrscht hat. Diese Unterkühlung bringt den flüssigen Stoff auf eine tiefere Temperatur t_u als dem Sättigungsdruck p_1 entspricht, ohne daß sich dabei dieser Druck ändert.

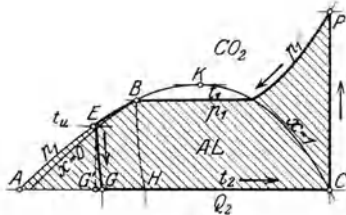


Abb. 21.

Für elastische Flüssigkeiten (z. B. Kohlensäure) liegt die Linie konstanten Druckes BE (Abb. 21) links von

der unteren Grenzkurve, für die meisten anderen Stoffe darf diese p_1 -Linie mit der unteren Grenzkurve zusammenfallend angenommen werden.

Die Drossellinie EG geht nun vom Schnittpunkt E der Isotherme t_u mit der p_1 -Linie aus, trifft nach kurzer Entspannung die untere Grenzkurve (in Abb. 21 für Kohlensäure gezeichnet), wo der Sättigungsdruck p_u erreicht ist, und läuft von da an wie gewohnt in das Gebiet des feuchten Dampfes. Würde die Unterkühlung unterbleiben, so wäre

die Drosselkurve durch *B* zu legen und die Kälteleistung würde um das Rechteck unter *GH* verkleinert; das Diagramm gibt also den Nutzer der Unterkühlung deutlich an, der besonders bei Kohlensäure groß ist. Der Arbeitsbedarf wird durch die Unterkühlung nicht beeinflusst.

In der Ausführung läßt sich die Unterkühlung dadurch erzielen, daß das Kühlwasser im Gegenstrom durch den reichlich bemessenen Kondensator fließt, so daß der Kälteeträger bereits vor dem Ende der Kühlfläche verflüssigt ist und das eintretende kalte Wasser der Flüssigkeit noch Wärme zu entziehen vermag. Bei großen Anlagen werden besondere Flüssigkeitskühler eingeschaltet.

Rechnet man die Werte der Zahlentafel VII für eine Unterkühlung auf $t_u = + 15^\circ \text{C}$ um, so ergibt sich

Zahlentafel VII.

Trockene Kompression, Unterkühlung.

$$x_2 = 1, \quad t_1 = + 25^\circ \text{C}, \quad t_u = + 15^\circ \text{C}, \quad t_2 = - 10^\circ \text{C}.$$

| Kälteeträger | H ₂ O | NH ₃ | SO ₂ | CO ₂ |
|---|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Wärmeinhalt Ende Verdampfung . kcal/kg | 589,0 | 298,7 | 90,46 | 57,3 |
| Wärmeinhalt Anfang „ . „ | 15,0 | 16,7 | 4,92 | 9,2 |
| Kälteleistung auf 1 kg „ | 574,0 | 282,0 | 85,54 | 48,1 |
| Arbeit auf 1 kg „ | 86,9 | 41,3 | 13,21 | 7,0 |
| Leistungsziffer „ | 6,61 | 6,83 | 6,51 | 6,86 |
| Kälteleistung auf 1 PS/h | 4177 | 4317 | 4110 | 4340 |
| Wirkungsgrad gegen Carnot | 0,875 | 0,91 | 0,866 | 0,915 |
| Gewinn an Kälteleistung bei U. k. . v. H. | 1,85 | 4,2 | 4,7 | 21,8 |

Die Zahlentafel zeigt, daß die Leistungsziffer aller vier Stoffe nur noch ganz wenig verschieden ist. Bei Wasserdampf hat die Unterkühlung wenig Wert, auch bei Ammoniak und schwefliger Säure ist der Gewinn mäßig, dagegen bei Kohlensäure so bedeutend, daß dieser Stoff an erste Stelle tritt und mit Ammoniak als gleichwertig angesehen werden kann.

10. Wärmeentzug außerhalb des Sättigungsgebietes.

Benützt man als Kälteeträger einen Stoff, dessen kritische Temperatur verhältnismäßig tief liegt, so kann es vorkommen, daß die Abkühlung des verdichteten Gases nicht mehr imstande ist, eine Kondensation einzuleiten. In Abb. 22 ist dieser Fall für Kohlensäure gezeichnet. Durch die Adiabate *CP* wird das Gas derart zusammengepreßt, daß die im Kühler auftretende Zustandsänderung konstanten Druckes *PE* vollständig außerhalb des Sättigungsgebietes verläuft. Ein hoher Enddruck der Verdichtung ist dann nötig anzuwenden, wenn warmes Kühlwasser zur Verfügung steht und deshalb die Temperatur t_u

vor dem Reglerventil hoch ist. In Abb. 22 ist z. B. $t_u = + 35^\circ \text{C}$ angenommen, also höher als die kritische Temperatur der Kohlensäure. Trotzdem kann eine genügende Kältewirkung erreicht werden, wenn der Enddruck der Verdichtung etwa 120 at abs. gewählt wird.

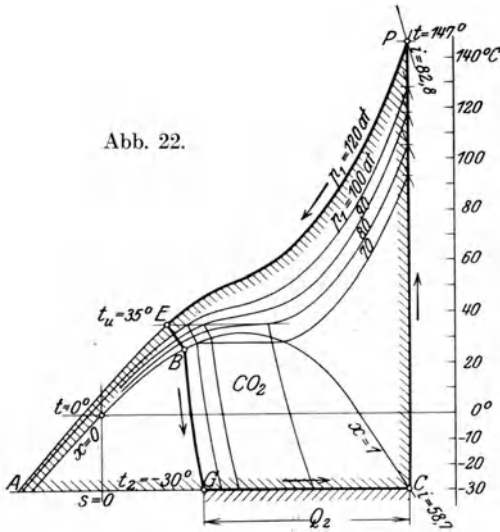


Abb. 22.

Der Arbeitsbedarf ist auch hier als Unterschied der Wärmeinhalte am Ende und am Anfang der Verdichtung gegeben und durch den Inhalt der Fläche $CPAC$ dargestellt. Die Drossellinie EBG ist gebrochen, und zwar stellt EB die Druckverminderung der zusammengepreßten elastischen Flüssigkeit auf denjenigen Sättigungsdruck dar, der zur Temperatur t_u auf der Grenzkurve gehört. Vom Zustand B aus erfolgt die bekannte Drosselung in das Gebiet des feuchten

Dampfes bis zum Druck im Verdampfer. Die Kälteleistung erhält man wie gewohnt als Unterschied der Wärmeinhalte der Punkte C und G bzw. E (Rechteck unter CG).

Will man mit einem kleineren Enddruck p_1 auskommen, so geschieht dies auf Kosten der Kälteleistung; eine besonders große Verminderung entsteht namentlich bei der Abnahme von 90 auf 80 At. Der Arbeitsbedarf nimmt meistens stärker ab als die Kälteleistung, so daß die Leistungsziffer gewöhnlich mit abnehmendem Enddruck steigt, wie dies Zahlentafel VIII zeigt.

Zahlentafel VIII.

Trockenes Verfahren, Kohlensäure, Wärmeentzug außerhalb des Sättigungsgebietes.

$x_2 = 1, \quad t_2 = - 30^\circ \text{C}, \quad t_u = + 35^\circ \text{C}.$

| | at abs. | 70 | 80 | 100 | 120 |
|--|-------------------|------|-------|-------|-------|
| Druck im Kühler | at abs. | 70 | 80 | 100 | 120 |
| Druck im Verdampfer | „ | 14,6 | 14,6 | 14,6 | 14,6 |
| Temperatur Ende Kompression | $^\circ \text{C}$ | 94,0 | 106,5 | 128,0 | 147,0 |
| Wärmeinhalt Ende „ | kcal/kg | 74,9 | 76,7 | 79,7 | 82,8 |
| Wärmeinhalt Anfang „ | „ | 58,7 | 58,7 | 58,7 | 58,7 |
| Arbeit auf 1 kg. | „ | 16,2 | 18,0 | 21,0 | 24,1 |
| Wärmeinhalt Anfang Verdampfung | „ | 22,3 | 18,6 | 15,8 | 13,1 |
| Kälteleistung auf 1 kg | „ | 36,4 | 40,1 | 42,9 | 45,6 |
| Leistungsziffer | | 2,24 | 2,23 | 2,04 | 1,89 |

Die Kälteleistung auf 1 kg ändert sich bei sonst gleichen Umständen nicht (Rechteck unter GC), dagegen nimmt der Arbeitsbedarf AL auf 1 kg zu (Dreieck CC_0P). Eine zweite ungünstige Änderung zeigt das spezifische Volumen für die Ansaugemenge, das im Punkt C_0 größer ist als im Punkt C . Im gleichen Verhältnis wächst das Hubvolumen der zu entwerfenden Maschine, falls dieselbe Kälteleistung zustande kommen soll. Umgekehrt verkleinert sich bei gleich bleibenden Zylinderabmessungen das umlaufende Gewicht und damit die Kälteleistung auf die Stunde, während der Arbeitsbedarf derselbe bleibt.

Dagegen bietet sich der Vorteil, daß die lange Rückleitung gar nicht mit Wärmeschutzmittel umkleidet werden muß, falls das Rohr in die Erde verlegt wird. Die Leitung nimmt alsdann nur an ihrem vordersten Stück soviel Wärme auf, bis die Temperatur des Kältemittels nahezu auf diejenige der Erde gestiegen ist; von da an hört für den Rest der Rohrlänge jeder Wärmeeinfall auf.

Für die Zuleitung der Kälteflüssigkeit zum entfernt aufgestellten Verdampfer ergeben sich ebenfalls keine besondern Nachteile. Selbstverständlich tritt die Rohrreibung als Spannungsabfall auf; dagegen hat es gar keinen Zweck die Leitung mit einem Schutzmittel zu umkleiden. Im Gegenteil kann sogar ein Vorteil entstehen, wenn nämlich die Flüssigkeit auf eine Temperatur unterkühlt wird, die noch höher ist, als diejenige der Erde. Der flüssige Kälte Träger erfährt dann kostenlos eine weitere Unterkühlung in der Zuleitung zum Reglerventil.

Diese Bemerkungen zeigen, daß für große Werke Fernkühlanlagen gebaut werden können in ähnlicher Weise, wie Fernheizwerke mit Erfolg eingeführt worden sind. Man hat sogar noch den Vorteil, daß die Wärmeschutzhüllen nicht die wichtige Rollen spielen, wie bei den Zentralheizungsanlagen; wie gezeigt worden ist, kann die Umhüllung ganz wegfallen, ohne daß die Anlage wesentlich ungünstiger arbeitet.

In Abb. 23 ist außer der adiabatischen Kompression C_0P eine polytropische dargestellt, die sich ungefähr als schräg nach links aufsteigende Gerade C_0P_1 einzeichnet. Eine derartige Annahme ist unter Umständen zulässig, wenn der Zylinder eine ausgiebige Kühlung des Mantels und der Deckel besitzt. Dort muß die Wärme abgeführt werden, die als Flächenstreifen zwischen P und P_1 sichtbar ist und als Unterschied des Wärmehaltes dieser beiden Punkte gewonnen wird. In Abb. 23 ist die Annahme gemacht, P_1 liege senkrecht über C und die Polytrope verlaufe geradlinig von C_0 nach P_1 . Wie aus der Übertragung von Indikatordiagrammen hervorgeht gelten diese Annahmen nur als Annäherungen an die wirklichen Verhältnisse.

Die Arbeit AL vermindert sich gegenüber der adiabatischen Arbeit um das Dreieck C_0P_1P ; sie darf nicht etwa als Unterschied der Wärmehalte zwischen C_0 und P_1 gebildet werden, sondern es muß zum

Unterschied der Wärmeinhalte von P_1 und C die Dreieckfläche $P_1 C C_0$ zugezählt werden.

Beispiel: Überhitzung in der Saugleitung auf die Temperatur der Erde, Unterkühlung in der Druckleitung auf diese Temperatur. Zylinderkühlung (Abb. 23).

| | |
|--|--|
| Temperatur im Kondensator | $t_1 = + 25^{\circ} \text{C}$ |
| „ im Verdampfer | $t_2 = - 20^{\circ} \text{,,}$ |
| „ Ende Druckleitung | $t_u = + 10^{\circ} \text{,,}$ |
| „ Ende Saugleitung | $t' = + 10^{\circ} \text{,,}$ |
| Kälteleistung auf 1 kg (GC) | $Q_2 = i_c - i_e = 295,5 - 11,1 = 284,4 \text{ kcal/kg}$ |
| Arbeit auf 1 kg (adiab.) ($C_0 P$) | $AL = 376,5 - 311,0 = 65,5 \text{ ,,}$ |
| Leistungsziffer | $\varepsilon = 284,4/65,5 = 4,34$ |
| Arbeit (adiab.) ohne Überhitzung im Saugrohr (CP_1) | $AL = 353,0 - 295,5 = 57,5 \text{ kcal/kg}$ |
| Mehrbedarf zufolge Überhitzung | $65,5 - 57,5 = 8,0 \text{ (14 v. H.)}$ |
| Einfluß der Zylinderkühlung: | |
| Mehrbedarf gegenüber der Adiabate CP_1 (Dreieck $CP_1 C_2$) | $0,06 \cdot 0,5 \cdot (105,5 + 20) = 3,75 \text{ kcal/kg}$ |
| Arbeit der Polytrope ($C_0 P_1$) | $AL = 57,5 + 3,75 = 61,25 \text{ ,,}$ |
| Ersparnis gegenüber der Adiabate (CP_1) | $65,5 - 61,25 = 4,25 \text{ (6,5 v. H.)}$ |
| Spez. Volumen zu Beginn der Kompression (Punkt C_2) | $v_0 = 0,71 \text{ cbm/kg}$ |
| Spez. Volumen des normalen Prozesses (Punkt C) | $v_c = 0,624 \text{ ,,}$ |
| Vergrößerung des Zylindervolumens zufolge der Überhitzung | |
| in der Saugleitung | $0,71 - 0,624 = 0,086 \text{ (13,8 v. H.)}$ |
| Wärme in das Saugrohr einfallend | $311,0 - 295,5 = 15,5 \text{ kcal/kg.}$ |

12. Einspritzen von Kälteflüssigkeit in die Saugleitung.

Tritt bei langen Saugleitungen eine starke Überhitzung durch einfallende Wärme ein, so vermindert sich die Leistungsfähigkeit der Anlage. Man kann diesem Übelstand begegnen durch Einspritzen einer kleinen Menge Kälteflüssigkeit in die Saugleitung vor dem Eintritt des Gases in den Kompressor. Dadurch wird allerdings dem Verdampfer etwas Flüssigkeit entzogen, der Arbeitsbedarf vermindert sich aber und die Gesamtkälteleistung wird bei gegebener Anlage größer, weil der Kompressor ein größeres Gewicht ansaugen kann. Das Verfahren ist um so wirksamer, je tiefer die Temperatur im Verdampfer gegenüber derjenigen im Maschinenhaus liegt.

Beispiel: Soll die im vorigen Beispiel vorausgesetzte Überhitzung durch Einspritzen von Ammoniakflüssigkeit beseitigt werden, so ergibt sich unter Annahme adiabatischer Kompression folgendes Bild:

| | |
|---|--|
| Unterschied der Wärmeinhalte (Punkt C_0 u. C) | $311,0 - 295,5 = 15,5 \text{ kcal/kg}$ |
| Unterschied der Wärmeinhalte (Dampf/Flüssigk.) | $295,5 - 11,1 = 284,4 \text{ ,,}$ |
| Gewicht der Einspritzmenge auf 1 kg Gas | $15,5/284,4 = 0,0545 \text{ kg}$ |
| Kälteleistung auf 1 kg der Umlaufmenge | $(1 - 0,0545) 284,4 = 269 \text{ kcal/kg}$ |
| (5,45 v. H. kleiner) | |
| Adiab. Arbeit auf 1 kg (CP_1 , Abb. 23) | $AL = 57,5 \text{ ,,}$ |
| Leistungsziffer | $\varepsilon = 269/57,5 = 4,68$ |
| Zunahme der Leistungsziffer durch Einspritzen | $= 0,34 \text{ (7,8 v. H.)}$ |
| Vergrößerung der Gesamtkälteleistung bei gleichen Zylinder- | |
| abmessungen (wie im vorigen Beispiel) | $0,71 - 0,624 = 0,086 \text{ (13,8 ,,)}$ |

13. Zusatzkompression der Kälteflüssigkeit.

Nach dem Vorschlag von Plank, Danzig¹⁾, läßt sich die Kältewirkung dadurch erhöhen, daß man den Stoff nach dem Austritt aus dem Kondensator einer nochmaligen Kompression unterwirft. Das Verfahren eignet sich hauptsächlich für Kälte-träger, deren kritische Temperatur verhältnismäßig tief liegt (CO_2) und dem ziemlich warmes Kühlwasser zur Verfügung steht.

Wie im Schema Abb. 24 angedeutet, ist die Flüssigkeitspumpe F unmittelbar an den Kompressor K angeschlossen, damit etwa auftretende Undichtheiten am Kolben kein Austrreten von Flüssigkeit nach außen verursachen können. Von der Pumpe F gelangt der Stoff durch den Nachkühler N zum Regulierventil R und von da zum Verdampfer V .

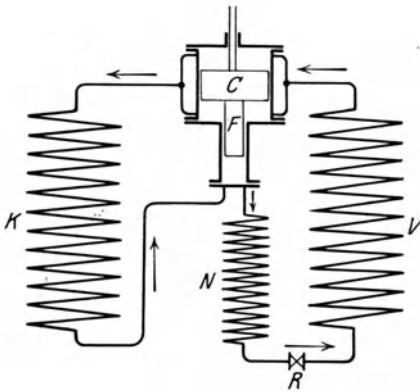


Abb. 24.

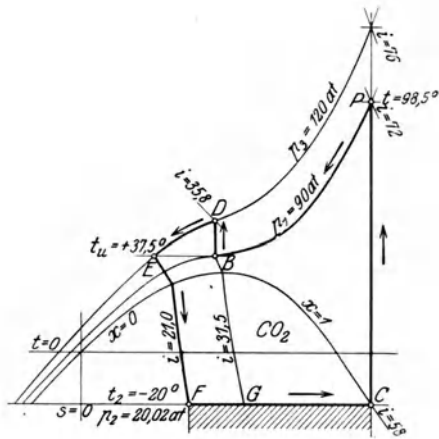


Abb. 25.

Im Entropiediagramm Abb. 25 für Kohlensäure zeigt die Linie PB die Abkühlung bis zur Temperatur t_u an; die Senkrechte BD bedeutet die adiabatische Zusatzkompression auf den hohen Druck p_3 , DE stellt den Wärmeentzug im Nachkühler dar und EF die Drosselkurve, die sich gegenüber dem normalen Verfahren von BG nach EF verschoben hat.

Der Gewinn an Kälteleistung ist durch die Strecke GF sichtbar, dem gegenüber steht der Mehrbedarf an Arbeit, den die Zusatzpumpe benötigt und der durch den Unterschied der Wärmeinhalte in den Punkten D und B gegeben ist. Ein Gewinn an Leistungsziffer ist daher nur unter gewissen Verhältnissen möglich.

¹⁾ Z. ges. Kälteind. 1913 u. 1921.

Beispiel: Im Kompressor werde trocken gesättigte Kohlensäure von 20 Atm. ($t_2 = -20^\circ$) auf 90 Atm. verdichtet, im Kühler auf $t_u = +37,5^\circ$ abgekühlt, alsdann in der Flüssigkeitspumpe auf 120 Atm. verdichtet und im Nachkühler wieder auf $+37,5^\circ$ abgekühlt, bevor der Kälte Träger zum Regulierventil fließt (Abb. 25). Mit diesen Werten ergibt sich:

$$\begin{aligned}
 \text{Kälteleistung} & Q_2 = i_c - i_f = 58,0 - 21,0 = 37,0 \text{ kcal/kg} \\
 \text{Arbeit} & AL = i_p - i_c + i_d - i_b = 72 - 58 + 35,8 - 31,5 = 18,3 \text{ ,,} \\
 \text{Leistungsziffer} & \epsilon = \frac{37,0}{18,3} = 2,02.
 \end{aligned}$$

Der Vergleich mit dem normalen Prozeß ($Q_2 = 26,5$, $AL = 14$) gibt eine Zunahme der Kälteleistung um 40 v. H. und eine solche der Leistungsziffer von 6 v. H.

14. Drosselung mit Zwischendampfentnahme.

Das von Seagers Ltd.¹⁾ in Vorschlag gebrachte Verfahren (Multiple Effect Compression) ändert den gewöhnlichen Kreislauf dadurch, daß zwei Regulierventile hintereinander angewendet werden, zwischen welchen ein Abscheider eingeschaltet ist. Im ersten Ventil wird zunächst nur auf einen Zwischendruck p_0 gedrosselt (Linie BG_0 , Abb. 26); der noch flüssige Teil des Kältemittels geht allein durch

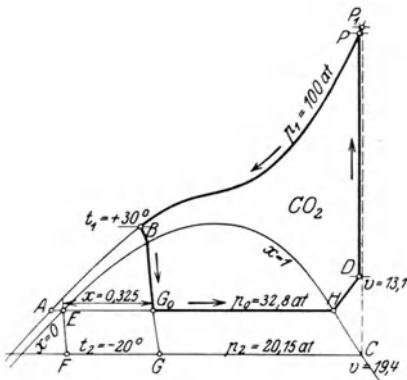


Abb. 26.

den ersten Ventilen, zwischen welchen ein Abscheider eingeschaltet ist. Im ersten Ventil wird zunächst nur auf einen Zwischendruck p_0 gedrosselt (Linie BG_0 , Abb. 26); der noch flüssige Teil des Kältemittels geht allein durch

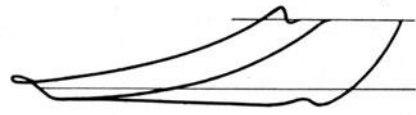


Abb. 27.

das zweite Ventil (Linie EF) und kommt dort auf den Verdampfendruck. Das beim Zwischendruck entstandene Dampfgewicht xG wird am Ende des Saughubes durch Schlitze in den Zylinder gelassen, so daß der Druck p_2 plötzlich auf den Zwischendruck p_0 ansteigt, wie dies am abgenommenen Indikatordiagramm (Abb. 27) ersichtlich ist.

In den Verdampfer kommt die Flüssigkeitsmenge $(1 - x)G$, wird dort in trocken gesättigten Dampf verwandelt (FC) und vom Kompressor angesaugt. Diese Menge erhält nun im Hubende den höheren Druck p_0 , ohne daß sich das Gesamtvolumen ändert, der Dampf überhitzt sich dabei und nimmt das spez. Volumen v_d an, daher ist

$$(1 - x)G \cdot v_c = G \cdot v_d.$$

Damit ist der Punkt D bestimmt als Schnittpunkt der v -Linie mit der p -Linie und die Kompressionslinie DP kann gezeichnet werden.

¹⁾ Engg., Aug. 1918.

Die Kälteleistung erfolgt auf der Strecke FC und ist wie gewohnt $Q_2 = i_c - i_f$. Die Arbeit setzt sich aus zwei Teilen zusammen. Der eine Teil ist im Entropiediagramm als Fläche $DPAH$ sichtbar, bezieht sich aber auf 1 kg des Kältemittels, während nur $(1 - x) G$ kg an der Kältewirkung teilnimmt. Will man letztere auf 1 kg beziehen, so ist die Arbeit im Verhältnis von $(1 - x)$ zu 1 zu vergrößern. Als zweiter Teil ist die Gleichdruckarbeit zu rechnen, die durch das Volumen v_c und den Druckunterschied $p_0 - p_2$ bedingt ist, man erhält daher

$$AL = \frac{i_c - i_d}{1 - x} + A v_c (p_0 - p_2).$$

Diese Arbeit ist beträchtlich und eine Verbesserung der Leistungsziffer ist nur unter günstig gewählten Verhältnissen zu erwarten. Dagegen ist die Zunahme der Kälteleistung recht groß, weshalb die Anordnung da zu empfehlen ist, wo eine Vergrößerung der Anlage mit einfachen Mitteln gewünscht wird.

Beispiel: Für die in Abb. 26 gewählten Verhältnisse ($t_1 = +30^\circ$, $t_2 = -20^\circ$) mit Kohlensäure ergeben sich folgende Werte:

Spezifisches Volumen nach Druckausgleich $v_d = (1 - 0,325) 19,4 = 13,1 \text{ l/kg}_3$
 Kälteleistung $Q_2 = 58,0 + 1,2 = 59,2 \text{ kcal/kg}$

Arbeit $AL = \frac{72,2 - 61,6}{0,675} + \frac{0,0194 \cdot (328000 - 201500)}{427} = 21,4 \text{ kcal/kg}$

Leistungsziffer $\epsilon = 2,77$.

Bei gewöhnlicher Anordnung würde die Kälteleistung 40,8 kcal/kg und die Leistungsziffer 2,69 betragen, erstere steigt also bei dem neuen Verfahren um 45 v. H., letztere nur um 3 v. H.

15. Zweistufige Kompression mit Zwischendampfentnahme.

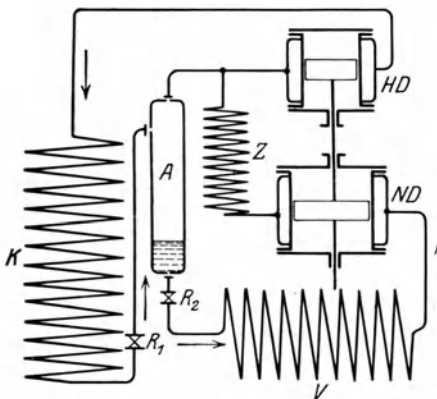


Abb. 28.

Um die Leistungsfähigkeit des Kompressionskältevorganges zu erhöhen, kann man die Kompression in zwei Stufen ausführen nach dem in Abb. 28 dargestellten Schema. Der im Kondensator K flüssig gewordene Kälteflüssigkeit wird im Regulierventil R_1 auf den Zwischen- druck p_0 (t_0) vermindert und in den Ausscheider A geleitet, von wo der im Drosselventil R_1 gebildete Dampf zum Hochdruck- zylinder fließt, während die Flüssigkeit das Regulierventil R_2

durchströmt und von da in den Verdampfer V gelangt. Der Niederdruckzylinder ND fördert den entstandenen Dampf durch den Zwischenkühler Z zum HD -Zylinder.

Die Verbesserung des Prozesses ist namentlich fühlbar bei großen Temperaturgefällen, sowie bei warmem Kühlwasser, das wenig oder gar nicht unterkühlt werden kann.

Dieser Vorgang zeigt sich im Entropiediagramm Abb. 29; hierbei ist vorausgesetzt, daß der Kondensator keine Unterkühlung zustande bringe. Die erste Drosselung ist daher durch die Kurve BG_0 dargestellt; dabei hat sich die Dampfmenge $x = G_0 E$ auf 1 kg gebildet, oder vom ganzen umlaufenden Stoff

$$G' = x (G' + G_n),$$

worin G_n das im Verdampfer arbeitende Nutzgewicht bedeutet. In den Abscheider kommt die Dampfmenge

$$G' = \frac{x}{1-x} G_n.$$

Die zweite Drosselung erfolgt von E nach F ; man erhält damit eine Kälteleistung, die der Strecke FC entspricht statt

nur der Strecke GC . Im ND -Zylinder vollzieht sich die Kompression am Nutzgewicht G_n (Strecke CJ), das im Zwischenkühler auf die Temperatur t_1 abgekühlt wird (JC_0). Durch die Mischung dieser Menge mit dem vom Abscheider kommenden Dampf G' bildet sich eine kleine Temperatursenkung, doch ist sie wegen der Kleinheit der Menge G' gegenüber G_n unbedeutend und darf unberücksichtigt bleiben.

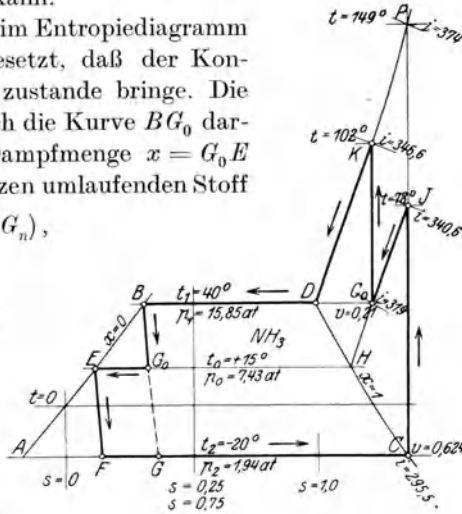


Abb. 29.

Beispiel: Für die Kälteleistung von $Q = 100000$ kcal/h soll eine zweistufige Anlage mit Ammoniak entworfen werden, mit den in Abb. 29 eingeschriebenen Verhältnissen ($t_1 = +40^\circ$, $t_2 = -20^\circ$, $t_0 = +15^\circ$). Sieht man von Nebenverlusten ab, so ergibt sich:

| | |
|--|---|
| Kälteleistung (Strecke FC) | $Q_2 = 295,5 - 16,7 = 278,8$ kcal/kg |
| Nutzgewicht im Verdampfer | $G_n = \frac{100000}{278,8} = 359$ kg/h |
| Dampfmenge im Abscheider ($x = 0,1$) | $G' = \frac{0,1 \cdot 359}{0,9} = 40$ „ |
| Umlaufendes Gesamtgewicht | $G' + G_n = 359 + 40 = 399$ „ |
| Arbeit im ND -Zylinder | $AL_n = 340,6 - 295,5 = 45,1$ kcal/kg |
| Arbeit im HD -Zylinder | $AL_h = 346,6 - 319,0 = 27,6$ „ |
| Energiebedarf | $N = \frac{45,1 \cdot 359 + 27,6 \cdot 399}{632} = 43,0$ PS |

| | |
|--|---|
| Leistungsziffer | $\varepsilon = \frac{100\,000}{43 \cdot 632} = 3,68$ |
| Liefergrad der Zylinder (angenommen) | $\lambda = 0,9$ |
| Hubvolumen im <i>ND</i> -Zylinder | $V_n = \frac{359 \cdot 0,624}{0,9} = 250 \text{ cbm/h}$ |
| Hubvolumen im <i>HD</i> -Zylinder | $V_h = \frac{399 \cdot 0,21}{0,9} = 93,2 \text{ ,,}$ |
| (Zylinder doppelwirkend, Drehzahl $n = 200$, Hub $S = 250$, Durchmesser 150/240 mm) | |
| Wärme vom Kondensator abzuführen | $(346,6 - 45,5) 399 = 120\,000 \text{ kcal/h}$ |
| Wärme vom Zwischenkühler abzuführen | $340,6 - 319,0) 359 = 7\,750 \text{ ,,}$ |
| Kälteleistung des normalen Prozesses | $295,5 - 45,5 = 250 \text{ kcal/kg}$ |
| Arbeit | $374 - 295,5 = 78,5$ |
| Leistungsziffer | $= 3,18$ |
| Gewinn an Kälteleistung des Zweistufenverfahrens | $= 11,5 \text{ v. H.}$ |
| Gewinn an Leistungsziffer | $= 15,7 \text{ ,,}$ |

16. Zweistufige Kompression mit Unterkühlung durch den Kaltdampf.

Um die vom Kondensator kommende Kälteflüssigkeit kräftig unterkühlen zu können, auch wenn warmes Kühlwasser zur Verfügung steht, benützt man dazu den im Verdampfer entstandenen Kaltdampf und leitet ihn durch ein Doppelröhrensystem *U* (Abb. 30) der abzukühlenden Flüssigkeit entlang. Der in diesem Unterkühler stattfindende Wärmeaustausch überhitzt den Kaltdampf und unterkühlt den Kälte Träger vor seinem Eintritt in das Regulierventil. Der Dampf wird vom Niederdruckzylinder *ND* angesaugt und durch den Zwischenkühler *Z* zum Hochdruckzylinder *HD* gedrückt. Diese Anordnung gibt wohl eine Vergrößerung der Kälteleistung, doch wächst auch der Energiebedarf.

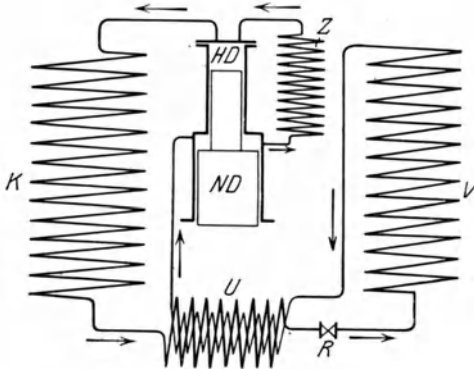


Abb. 30.

Beispiel: Das in Abb. 31 gezeichnete Diagramm gilt für Kohlensäure; im Verdampfer ist $t_2 = -30^\circ$, der Kühler *K* empfängt den Dampf mit 80 Atm. Druck und vermag ihn auf $t_1 = +30^\circ$ abzukühlen (Linie *PB*). Nehmen wir an, der Kaltdampf erwärme sich im Unterkühler auf $+10^\circ$ (Punkt *D*), so empfängt er dabei die Wärme $68,0 - 58,7 = 9,3 \text{ kcal/kg}$, die der Kälteflüssigkeit entzogen wird. Ihr Wärmehalt vermindert sich daher auf $21,2 - 9,3 = 11,9 \text{ kcal/kg}$,

was zur Folge hat, daß die Drosselkurve von BG nach EF rückt und die Temperatur des Kältemittels auf 21°C bringt. Die Kälteleistung beträgt

$$Q_2 = 58,7 - 11,9 = 46,8 \text{ kcal/kg.}$$

Damit der Arbeitsbedarf nicht zu stark steigt, ist zwei-stufige Kompression vorgesehen mit Zwischenkühlung auf die Temperatur im Kühler ($+30^{\circ}$); hierbei kann der Zwischendruck etwa so gewählt werden, daß das Druck-verhältnis in beiden Stufen ungefähr gleich groß ausfällt, in vorliegendem Fall also

$$\sqrt{\frac{80}{14,62}} = 2,34.$$

Damit stellt sich der Zwi-schendruck auf

$$14,62 \cdot 2,34 = 34 \text{ Atm.}$$

Die Arbeit beträgt

$$AL = (78,0 - 68,0) + (76,0 - 66,5) = 19,5 \text{ kcal/kg}$$

und die Leistungsziffer

$$\varepsilon = \frac{46,8}{19,5} = 2,4.$$

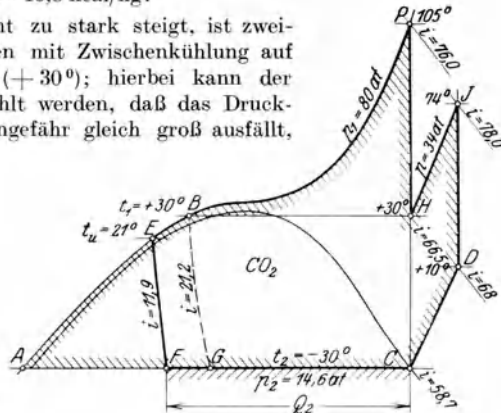


Abb. 31.

Mit dem gewöhnlichen Verfahren würde sich die Kälteleistung auf $37,5 \text{ kcal/kg}$ und die Leistungsziffer auf $2,17$ stellen, die Unterkühlung gibt demnach 25 v.H. mehr an Kälteleistung und $10,6 \text{ v.H.}$ mehr an Leistungsziffer.

17. Zweistufige Verdampfung.

Bei vielen Kälteanlagen sollen an zwei Orten verschieden tiefe Temperaturen dauernd erhalten werden. Im Brauereibetrieb verlangt man eine getrennte Kühlung des Süßwassers und der Sole, für große Eisfabriken ist es zweckmäßig, das Gefrierwasser vorzukühlen, besonders in heißen Gegenden. Auch von Anlagen für Luftkühlung fordert man oft ungleich tiefe Temperaturen in verschiedenen Räumen.

Für diese Zwecke könnte eine gewöhnliche Kälteanlage dienen, nur müßte der ganze umlaufende Kälte-träger auf die tiefste Temperatur abgekühlt werden, die im Betrieb verlangt wird; er wäre also für Orte mit weniger tiefen Temperaturen unnötig stark abgekühlt, d. h. die Anlage hätte eine entsprechende Mehrarbeit zu leisten.

Man kann nun die Wirtschaftlichkeit solcher Betriebe wesentlich erhöhen, wenn zwei getrennte Verdampfer angeordnet werden, falls zwei verschieden tiefe Temperaturen gefordert werden. In Verbindung mit diesen Verdampfern steht ein zweistufiger Kompressor, wie dies das Schema (Abb. 32) zeigt.

Der kältere Dampf strömt aus dem Verdampfer V_n zum Niederdruck-zylinder ND und von da zum Hochdruckzylinder HD . Auf dem Wege

dorthin vereinigt er sich im Zwischenkühler Z mit dem aus dem zweiten Verdampfer V_h kommenden Dampf, dessen Temperatur höher ist als in V_n . Der HD -Zylinder empfängt somit den ganzen umlaufenden Stoff

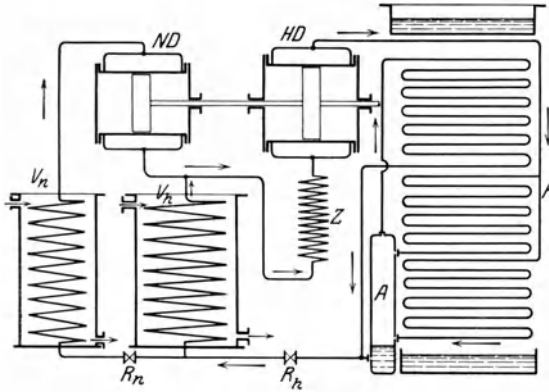


Abb. 32.

und führt ihn in den Kondensator K , von wo er als Flüssigkeit durch die Regulierventile R_h und R_n tritt.

Im Entropiedigramm (Abb. 33) ist eine Unterkühlung im Kondensator vorausgesetzt (Linie BE); die Drosselung im ersten Regulierventil ist durch Linie EG_0 dargestellt und die

Strecke G_0C_0 entspricht der Kälteleistung Q_{2h} im ersten Verdampfer V_h . Das zweite Regulierventil empfängt nur Flüssigkeit (Drossellinie FG) und die Strecke GC entspricht der Kälteleistung Q_{2n} im Verdampfer V_n . Nach der Verdichtung des in V_n gebildeten Dampfes G_n im ND -Zylinder (Adiabate CJ) erfolgt die Mischung mit dem aus V_h kommenden Satttdampf G_h ; da die Temperaturen beider Stoffe verschieden sind, ergibt sich die Mischtemperatur aus

$$t_m = \frac{G_n t_i + G_h t_0}{G_n + G_h}.$$

Wird der Zwischenbehälter mit dem verfügbaren Kühlwasser gespeist, so läßt sich t_m auf die Temperatur t_u am Austritt aus dem Kondensator bringen. Damit ist der Anfangspunkt H der Kompression im HD -Zylinder gegeben (HP), die nun vom gesamten Kältemittel durchlaufen werden muß. Je nach den gegebenen Verhältnissen kann der HD -Zylinder gleiche oder sogar größere Abmessungen erhalten als der ND -Zylinder.

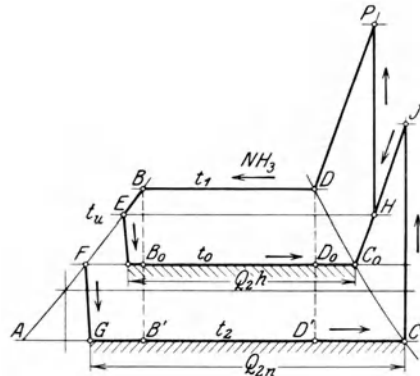


Abb. 33.

Will man diese zweistufige Verdampfung mit dem Carnot-Prozeß vergleichen, so ist zunächst die Leistungsziffer des letzteren zu berechnen. Der Idealprozeß zeichnet sich für die obere Stufe als Rechteck BDD_0B_0 und für die untere Stufe als Rechteck $B_0D_0D'B'$ (Abb. 33), die Höhen entsprechen den Unterschieden $T_1 - T_0$ und $T_0 - T_2$, die Breiten sind gleich groß. Mit den Kälteleistungen Q_{2h} und Q_{2n} sowie den abzuführenden Wärmen Q_{1h} und Q_{1n} ist

$$\Delta S = \frac{Q_{1h}}{T_1} = \frac{Q_{1n}}{T_0} = \frac{Q_{2h}}{T_0} = \frac{Q_{2n}}{T_2}$$

wobei

$$Q_{2h} = Q_{1n},$$

ferner

$$AL_h = Q_{1h} - Q_{2h} = Q_{1h} \frac{T_1 - T_0}{T_1}$$

$$AL_n = Q_{1n} - Q_{2n} = Q_{2h} \frac{T_0 - T_2}{T_0} = Q_{1h} \frac{T_0 - T_2}{T_1}$$

Nun ist die Leistungsziffer nach Carnot

$$\varepsilon_0 = \frac{G_h Q_{2h} + G_n Q_{2n}}{(G_n + G_h) AL_h + G_n AL_n},$$

mit den gefundenen Werten

$$\varepsilon_0 = \frac{G_h T_0 + G_n T_2}{(G_n + G_h)(T_1 - T_0) + G_n(T_0 - T_2)}.$$

Beispiel: Mit Ammoniak und den Verhältnissen der Abb. 33 folgen nachstehende Ergebnisse:

| | |
|---|---|
| Verlangte Kälteleistung | $Q_0 = 500000$ kcal/h |
| Im Verdampfer V_n ($t_2 = -20^\circ$) | $Q_n = 200000$ „ |
| Im Verdampfer V_h ($t_0 = +10^\circ$) | $Q_h = 300000$ „ |
| Kälteleistung auf 1 kg in V_n | $Q_n = 295,5 - 11,1 = 284,4$ kcal/kg |
| Kälteleistung auf 1 kg in V_h | $Q_h = 303,9 - 33,8 = 270,1$ „ |
| Arbeit auf 1 kg im ND -Zylinder | $AL_n = 334,3 - 295,5 = 38,8$ „ |
| Arbeit auf 1 kg im HD -Zylinder | $AL_h = 348,5 - 314,6 = 33,9$ „ |
| NH_3 -Gewicht für V_n | $G_n = \frac{200000}{284,4} = 703$ kg/h |
| NH_3 -Gewicht für V_h | $G_h = \frac{300000}{270,1} = 1111$ „ |
| Gesamtgewicht | $G_n + G_h = 1814$ „ |
| Energiebedarf im ND -Zylinder | $N_n = \frac{38,8 \cdot 703}{632} = 43,1$ PS |
| Energiebedarf im HD -Zylinder | $N_h = \frac{33,9 \cdot 1814}{632} = 97,3$ „ |
| Gesamtbedarf | $N_n + N_h = 140,4$ „ |
| | (ohne Berücksichtigung der Nebenverluste) |
| Leistungsziffer des ganzen Prozesses | $\varepsilon = \frac{500000}{140,4 \cdot 632} = 5,63$ |

Spez. Kälteleistung auf 1 PS/h $k = 632 \cdot \varepsilon = 3560 \text{ kcal/PS/h}$
 Leistungsziffer des einstufigen Prozesses zwischen

$$t_1 = +40^\circ \text{ und } t_2 = -20^\circ \quad \varepsilon' = \frac{295,5 - 33,8}{373,0 - 295,5} = 3,38$$

Gewinn an Leistungsziffer $5,63 - 3,38 = 2,25 (66,5 \text{ v. H.})$

Mischtemperatur in Z $t_m = \frac{103 \cdot 65,5 + 1111 \cdot 10}{1814} = 31,5^\circ \text{ C}$

Eine Wasserzuführung zum Zwischenbehälter hat demnach keinen Zweck.
 Leistungsziffer nach Carnot

$$\varepsilon_0 = \frac{1111 \cdot 283 + 703 \cdot 253}{1814 \cdot 30 + 703 \cdot 30} = 6,52$$

Spez. Volumen im Saugrohr, *ND*-Zylinder $v = 0,624 \text{ cbm/kg}$

Ansaugvolumen im *ND*-Zylinder $V_n = 0,624 \cdot 703 = 439 \text{ cbm/h}$

Spez. Volumen im Saugrohr, *HD*-Zylinder $v = 0,24 \text{ cbm/kg}$

Ansaugvolumen im *HD*-Zylinder $V_n = 0,24 \cdot 1814 = 435 \text{ cbm/h}$

Beide Zylinder können demnach gleich groß ausgeführt werden.

Die mehrstufige Verdampfung ist selbstverständlich nicht an eine mehrstufige Verdichtung gebunden. Man kann z. B. den Dampf aus drei Verdampfern mit je einem einstufigen Kompressor absaugen und dem gemeinsamen Kondensator zuführen, wobei jeder Zylinder mit einem anderen Druckverhältnis arbeitet. Liegt die Temperatur des dritten Verdampfers tief, so kann es sich lohnen, den dort entstandenen Dampf in zwei Stufen zu verdichten, während die Dämpfe der anderen Verdampfer in einstufigen Zylindern auf die obere Druckstufe gelangen.

18. Unterkühlung durch die Kälteflüssigkeit.

Von der im Kondensator *K* (Abb. 34) niedergeschlagenen Flüssigkeit strömt der größte Teil in die Kühlschlange des Unterkühlers *U*

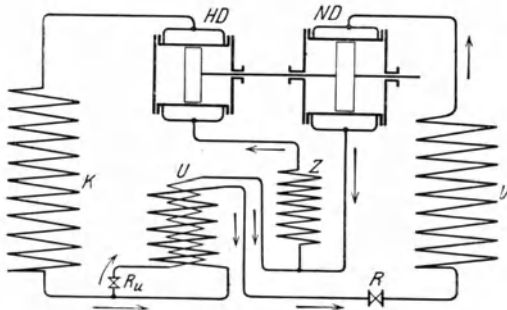


Abb. 34.

und von da wie gewohnt durch das Regulierventil *R* in den Verdampfer *V*; der dort entstandene Dampf wird vom *ND*-Zylinder angesaugt und durch den Zwischenkühler *Z* in den *HD*-Zylinder geleitet.

Ein kleiner Teil der Kälteflüssigkeit zweigt von der Hauptleitung zwischen Kondensator und Unterkühler ab, erfährt im Drosselventil R_u die nötige Temperatursenkung, um als Kältemittel zur Abkühlung des anderen Teiles zu dienen. Dieser kleinere Teil G_u entweicht aus dem Unterkühler als

Dampf und fließt zusammen mit der vom *ND*-Zylinder kommenden Hauptmenge in den Zwischenbehälter *Z*, der mit Wasserkühlung versehen werden kann, oder den man in den kühlen Boden legt.

Der beschriebene Vorgang gibt im Entropiediagramm dasselbe Bild, wie die zweistufige Verdampfung; dabei wird die Kälteleistung Q_u zur Unterkühlung allein benützt und nur im kälteren Verdampfer V_n erfolgt die verlangte Kältewirkung.

Beispiel: Ändert man den im Diagramm Abb. 33 dargestellten Prozeß auf diese Verhältnisse, so ergibt sich folgende Rechnung:

| | |
|--|--|
| Verlangte Kälteleistung bei $t_2 = -20^\circ$ | $Q_0 = 500\,000$ kcal/h |
| Unterkühlung durch NH_3 von $t_u = +30^\circ$ auf $t_0 = +10^\circ$ | |
| Kälteleistung auf 1 kg im Verdampfer | $Q_2 = 295,5 - 11,1 = 284,4$ kcal/kg |
| NH_3 -Gewicht für Kältewirkung | $G_n = \frac{500\,000}{284,4} = 1760$ kg/h |
| Kälteverbrauch im Unterkühler | $Q_u = 33,8 - 11,1 = 22,7$ kcal/kg |
| NH_3 -Gewicht für Unterkühlung | $G_u = \frac{Q_u G_n}{Q_2} = \frac{22,7 \cdot 1760}{284,4} = 141$ kg/h |
| Arbeit auf 1 kg im <i>ND</i> -Zylinder | $AL_n = 334,3 - 295,5 = 38,8$ kcal/kg |
| Arbeit auf 1 kg im <i>HD</i> -Zylinder | $AL_h = 348,5 - 314,6 = 33,9$ „ |
| Gesamtarbeit | $AL_n + AL_h = 72,7$ „ |
| Energiebedarf für Kältewirkung | $N_n = \frac{72,7 \cdot 1760}{632} = 202,45$ PS |
| Energiebedarf für Unterkühlung | $N_h = \frac{33,9 \cdot 141}{632} = 7,55$ „ |
| Gesamer Energiebedarf | $N_n + N_h = 210,0$ „ |
| Leistungsziffer | $\varepsilon = \frac{500\,000}{210 \cdot 632} = 3,77$ |
| Leistungsziffer des einstufig. Prozesses ohne Unterkühler | $\varepsilon' = 3,38$ |
| Gewinn an Leistungsziffer | $3,77 - 3,38 = 0,39$ (11,3 v. H.) |

19. Berechnung des Arbeitsbedarfes ohne Dampfentropietafel.

Die bisher benutzte Methode der Arbeitsbestimmung vollzieht sich ohne Kenntnis der Pressungen; sie vermeidet die Berechnung von Potenzen mit gebrochenen Exponenten und ist daher nicht nur sehr einfach, sondern zufolge des Zusammenhanges mit dem Kreislauf von großer Übersichtlichkeit.

Um die Einführung der Bestimmungsart mit dem Entropiediagramm zu rechtfertigen, soll die Berechnung des Arbeitsbedarfes nach der alten Methode vorgenommen werden. Zu diesem Zwecke ist die Zustandsänderung im Kompressor allein zu betrachten, ohne auf Kondensation und Wiederverdampfung Rücksicht zu nehmen, der Kälte-träger ist dann wie ein anderes Gas zu betrachten.

Wie in jedem Kompressor wird beim Hingang des Kolbens Gas angesaugt, beim Rückgang verdichtet und ausgestoßen. Die Arbeit setzt sich daher aus drei Teilen zusammen

der Ansaugarbeit

$$-p_2 v_2 = -R T_2$$

der eigentlichen Verdichtungsarbeit

$$\frac{c_v}{A} (T_g - T_2)$$

und der Ausstoßarbeit

$$p_1 v_1 = R T_g.$$

Demnach beträgt der Arbeitsbedarf des Kompressors

$$\begin{aligned} AL &= A (p_1 v_1 - p_2 v_2) + c_v (T_g - T_2) \\ &= (AR + c_v) (T_g - T_2) = c_p (T_g - T_2). \end{aligned}$$

Hierin bedeutet T_g die Endtemperatur der adiabatischen Kompression des Gases, die man aus der bekannten Formel berechnet

$$T_g = T_2 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-l}{k}}.$$

Statt dieser Formel läßt sich T_g dadurch bestimmen, daß man ein Entropiediagramm des betreffenden Gases entwirft unter der Annahme, daß ein Sättigungszustand gar nicht vorhanden ist. Dieses Gasdiagramm ist in Abb. 35 gezeichnet in demselben Maßstab für Abzisse und Ordinate, in dem das Dampfentropiediagramm entworfen ist. Der zu dieser Aufgabe nötige Ausdruck für den Entropiezuwachs eines Gases lautet

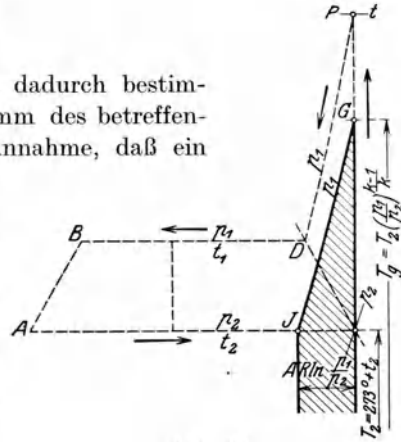


Abb. 35.

$$\Delta S = c_p \ln (T - T_2) - AR \ln \frac{p_1}{p_2},$$

hierin bedeutet das zweite Glied den wagrechten Abstand CJ der beiden p -Linien, die den Pressungen p_2 und p_1 entsprechen. Das erste Glied gibt für wachsende Werte T die zugehörigen Abszissen der Kurve JG , womit sich diese Kurve zeichnen läßt. Der Schnittpunkt der Senkrechten durch C mit der p_1 -Linie gibt den Endpunkt G und damit die gesuchte Temperatur T_g , die mit der Berechnung nach der Gleichung für T_g übereinstimmt.

Der Flächenstreifen unter dem Liniensegment GJ gemessen bis zur absoluten Nulllinie stellt die Arbeit dar

$$AL = c_p (T_g - T_2)$$

und ist inhaltgleich mit der eigentlichen Diagrammfläche $ACPDBA$ des richtigen Dampfentropiediagrammes. Aus der Arbeitsgleichung erhält man durch Einsetzen die bekannte Formel

$$L = \frac{k}{k-l} p_2 v_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-l}{k}} - 1 \right].$$

Diese Betrachtung gibt das wichtige Ergebnis, daß die mit dem Druckverhältnis berechnete Temperatur keineswegs übereinstimmt mit der wirklichen Endtemperatur der adiabatischen Kompression, sondern daß die Temperatur T_g lediglich ein Zwischenwert zur Berechnung der Arbeit ist, dem keine physikalische Bedeutung zukommt.

Die alte eingelebte Methode kann daher leicht zu ganz falscher Auffassung führen, während das Dampfentropiediagramm allein den richtigen Zustand des Kälte-trägers an allen Punkten des Kreislaufes widergibt. Schon aus diesem Grund sollten endlich die Vorurteile fallen, die immer noch gegenüber der neuzeitlichen Darstellungsart ins Feld geführt werden. Sobald man sich an das Arbeiten mit der Entropietafel gewöhnt hat, wird man die große Vereinfachung und die Übersichtlichkeit schätzen lernen.

Rechnet man für das im Abschnitt 8 behandelte Beispiel (SO_2) die Temperatur aus und setzt als Mittelwert

$$c_p = 0,16 \quad \text{und} \quad k = 1,25,$$

so folgt

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-l}{k}} = \left(\frac{3,96}{1,04}\right)^{0,25} = 1,315 \quad T_2 = 263^\circ \text{C}$$

$$T_g = 263 \cdot 1,315 = 345^\circ$$

$$t_g = 345 - 273 = 72^\circ \text{C},$$

damit wird

$$AL = 0,16 (72 + 10) = 13,15 \text{ cal/kg.}$$

Der Unterschied gegenüber der Bestimmung nach der Dampfentropietafel ist belanglos. Für die Entfernung der beiden p -Linien im Gasdiagramm ergibt sich

$$CJ = \Delta S = AR \ln \frac{p_1}{p_2} = \frac{13,2}{427} \cdot 2,303 \log \frac{3,96}{1,04} = 0,0423.$$

Zieht man die neue p_1 -Linie in der wagrechten Entfernung von der p_2 -Linie durch C , so liefert ihr Schnitt mit der Senkrechten den Endpunkt G mit der Ordinate $t_g = 72^\circ \text{C}$, wie berechnet.

20. Das Wesen der Wärmepumpe.

Jede Kälteanlage kann als eine Einrichtung angesehen werden, um Wärme von einer tiefen Temperatur auf eine höhere zu bringen, die für industrielle Zwecke verwertbar ist. Diese von Lord Kelvin 1852 ausgesprochene Verwendbarkeit der Anlage wird als Wärmepumpe bezeichnet. Ihr Hauptzweck besteht in der Erzeugung einer genügend hohen Temperatur der abzuführenden Wärme; als solche ergibt sich nicht nur die im Kompressor in Wärme umgewandelte

Arbeit, sondern auch noch die Kälteleistung. Man erhält demnach nicht nur 632 kcal/h von jeder PS/h, sondern zudem noch die entsprechende Kälteleistung.

Für eine derartige Heizanlage sind die Gesteungskosten groß, sobald aber auch die Kältewirkung nutzbar gemacht werden kann, ergibt sich die Heizwirkung kostenlos. Als Kältemittel eignen sich vorzugsweise solche Stoffe, die bei höheren Temperaturen nicht sehr hohe Drücke aufweisen.

Beispiel: Eine SO_2 -Anlage soll aus dem Grundwasser Wärme entnehmen und auf 40°C hochpumpen; das Grundwasser kühle sich dabei von $+8^\circ$ auf $+1^\circ$ ab. Dem Entropiediagramm für trockenen Gang entnehmen wir folgende Werte:

| | | | |
|---------------------------|-------------------|---------------------------------------|-------------------------------|
| Anfang Kompression | $t_2 = 0^\circ$ | $p_2 = 1,58 \text{ at}$ | $i'_2 = 90,8 \text{ kcal/kg}$ |
| Ende | $t_1 = +40^\circ$ | $p_1 = 6,35 \text{ at}$ | $i = 106,8 \text{ ,,}$ |
| Unterkühlung | $t_u = +30^\circ$ | | $i_u = 10,1 \text{ ,,}$ |
| Spezifische Kälteleistung | | $Q_2 = 90,8 - 10,1 = 80,7 \text{ ,,}$ | |
| Arbeit | | $AL = 106,8 - 90,8 = 16,0 \text{ ,,}$ | |
| Im Kondensator | | $Q_1 = 80,7 + 16,0 = 96,7 \text{ ,,}$ | |

Mit einer umlaufenden Menge von $G = 10 \text{ kg/min}$ und einem Wirkungsgrad von 70 v. H. ergibt sich ein Energiebedarf von

$$N = \frac{16,0 \cdot 10 \cdot 427}{60 \cdot 75 \cdot 0,7} = 21,6 \text{ PS.}$$

Das Kühlwasser führt demnach die Wärme $10 \cdot 96,7 \cdot 60 = 58000 \text{ kcal/h}$ ab oder 2960 kcal auf 1 PS/h, das ist etwa das Vierfache der Wärme, die aus 1 PS/h allein erhältlich ist.

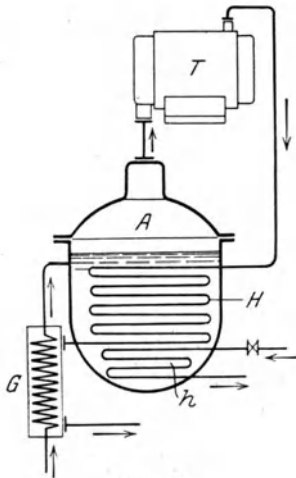


Abb. 36.

Eine Wärmepumpe anderer Art ist in chemischen Fabriken mit Erfolg eingeführt worden zum Eindampfen von Laugen¹⁾. Die Wärme des im Kocher freiwerdenden Wasserdampfes reicht — abgesehen von Verlusten — gerade aus, um die gleiche Menge Dampf aus der Salzlösung zu erzeugen. Da aber zum Wärmefluß ein Temperaturgefälle nötig ist, ebenso ein Druckgefälle zur Überwindung der Widerstände, so muß der entstehende Wasserdampf verdichtet werden.

Wie das Schema Abb. 36 zeigt, saugt der Kompressor K den Dampf aus dem Kocher A und drückt ihn durch die Heizschlangen H , wo die Kondensation stattfindet. Schließlich kann das heiße Kondensat die ankommende Lauge im Gegen-

¹⁾ Siehe Schweiz. Bauzg. 1920, 4. Sept.

stromkessel G anwärmen. Das Anwärmen mit Frischdampf geschieht durch Heizschlangen h .

Beispiel: Arbeitet dieser Kreislauf zwischen den Druckgrenzen 2,0 und 7,0 at abs., so ergibt sich aus der Entropietafel des Wasserdampfes:

Anfang der Kompression $p_2 = 2$ at. $t_2 = 120^\circ$ $v_2 = 0,9$ $i_2' = 647$ kcal/kg
 Ende „ „ $p_1 = 7$ at. $t_1 = 250^\circ$ $v_1 = 0,35$ $i_1 = 707$ „

Bei Beginn der Kondensation beträgt die Sättigungstemperatur 164° ($i'' = 667$), am Ende ist noch die Wärme $i_1' = 166$ kcal/kg in der Flüssigkeit enthalten, die im untersten Teil der Heizschlange auf 144° unterkühlt werde ($i_u = 146$). Demnach ergibt sich:

In der Heizschlange nutzbar $Q_1 = 707 - 146 = 561$ kcal/kg
 Aus Kompressionsarbeit $AL = 707 - 647 = 60$ „
 Mit $G = 10$ kg/min und $\eta = 0,7$ ist

Energiebedarf $N = \frac{60 \cdot 10 \cdot 427}{60 \cdot 75 \cdot 0,7} = 81,5$ PS

Leistung der Heizschlange $Q_0 = 561 \cdot 10 \cdot 60 = 336600$ kcal/h.

Die Leistung auf 1 PS/h beträgt demnach 4130 kcal/h.

Dieses Ergebnis fällt noch bedeutend günstiger aus, wenn die Drucksteigerung kleiner angenommen wird, was aber größere Heizflächen bedingt.

21. Zweistufige Kompression mit Zwischenkondensation.

Bei gleichzeitiger Ausnützung einer Kälteanlage zu Wärmezwecken muß eine genügend hohe Temperatur des abfließenden Kühlwassers verlangt werden, um die Einrichtung als Wärmepumpe wirksam zu machen. Dadurch sinkt aber die Leistungsziffer der Kälteanlage.

Um das Kühlwasser hoch genug zu erwärmen, kann man die Kondensatoren zweier Kältemaschinen in Kaskade hintereinander schalten. Die von Altenkirch¹⁾ vorgeschlagene Anordnung ist in Abb. 37 ersichtlich. Der Kompressor ND saugt trockenen Dampf aus dem Verdampfer V und drückt

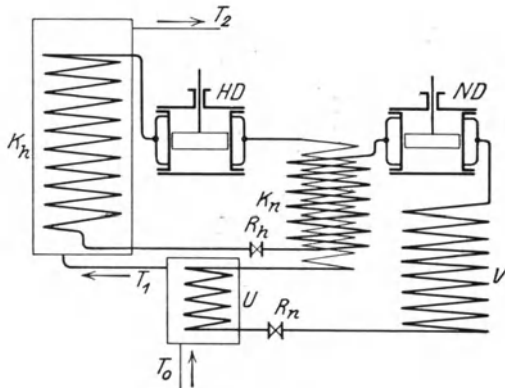


Abb. 37.

ihn durch den Kondensator K_n in den Unterkühler U , von wo er durch das Ventil R_n dem Verdampfer V als Flüssigkeit wieder zufließt. Der Hochdruckteil besitzt einen Verdampfer, der mit dem Kondensator K_n

¹⁾ Z. ges. Kälteind. 1921, S. 96.

durch ein Doppelrohrsystem im Wärmeaustausch steht. Der dort gebildete Dampf wird vom Kompressor HD angesaugt und nach dem Kondensator K_h gedrückt. Im Unterkühler U findet die Vorwärmung des Kühlwassers statt, das in Kondensator K_h bis auf 50° erwärmt werden soll.

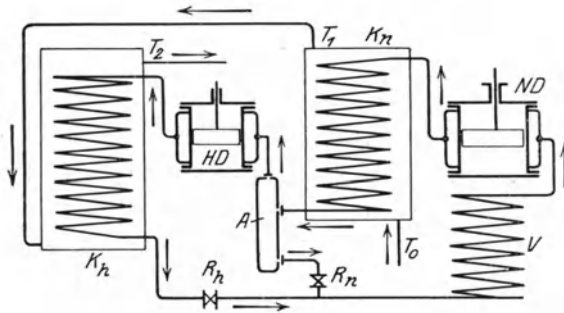


Abb. 38.

Ein ähnliches Verfahren zeigt Schema Abb. 38, das nur einen Verdampfer V enthält. Im Kondensator K_n wird das Kühlwasser stark vorgewärmt und in K_h erhält es seine Endtemperatur. Der im Zylinder ND verdichtete Kälte­träger

verflüssigt sich zum größeren Teil in K_n und gibt im Abscheider A den Restdampf an den Hochdruckzylinder ND ab, so daß dort nur noch ein Bruchteil der ganzen Menge auf die hohe Temperaturstufe verdichtet werden muß.

Eine der Firma Escher, Wyss & Cie. geschützte Anordnung fördert die Wärme einer Kälteanlage auf verschieden hohe Temperaturen an

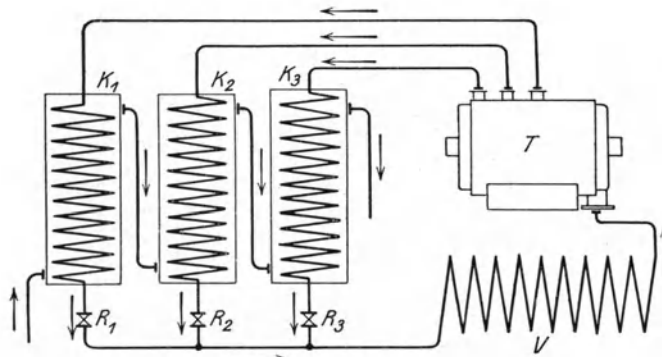


Abb. 39.

mehrere Heizstellen und führt den Wärmeträger nach der Entspannung in eine gemeinsame Leitung zur Wärmeaufnahme bei niedriger Temperatur. Das Verfahren ist in Abb. 39 für eine Kühlanlage dargestellt, bei der z. B. Ammoniak vom Kreisverdichter T aus dem Verdampfer V angesaugt und verdichtet wird. Diese Maschine besitzt drei Druckstufen an hintereinander liegenden Stufen, so daß der Stoff in drei

Teilen mit verschiedenen hohen Drücken und Temperaturen zu den Kondensatoren K_1 , K_2 , K_3 abfließt. Die in den drei Regulierventilen R_1 , R_2 , R_3 auf gemeinsamen Saugdruck entspannten Flüssigkeiten fließen in der gemeinsamen Leitung zum Verdampfer V . Den Behältern K_1 , K_2 , K_3 wird das Kühlwasser in Hintereinanderschaltung zugeführt. Dadurch ist es möglich, mit einer verhältnismäßig geringen Wassermenge eine große Wärmemenge abzuführen. Ferner vermindert sich der Arbeitsbedarf gegenüber dem gewöhnlichen Verfahren, da nur ein Teil des Wärmeträgers auf den Enddruck zu verdichten ist.

Für gewisse Stoffe kann es zweckmäßig sein, das Kühlwasser in Parallelschaltung durch die Kondensatoren zu leiten (Äthylchlorid).

In Abb. 40 ist dieses Verfahren auf die eigentliche Wärmepumpe angewendet, und zwar soll z. B. das im Kanal A fließende Wasser

von 20 auf 65° erwärmt werden unter Benützung von schwefliger Säure. Der Kreisverdichter T saugt die Dämpfe aus den Schlangen V , die in fließendem Meerwasser liegen, und drückt sie in drei Teilen in die Heizspiralen K_1 , K_2 , K_3 . Die erste Spirale erhält Dampf mit der kleinsten Druck-
erhöhung und vermag das Wasser von 20 auf 40° zu erwärmen; die zweite Spirale

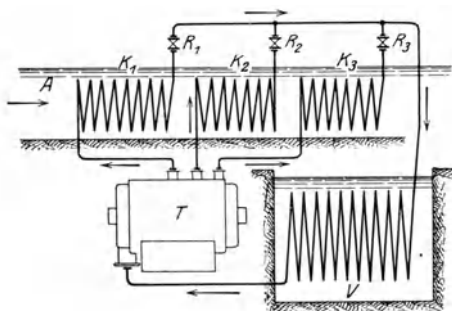


Abb. 40.

bringt das Wasser mit dem heißeren Dampf auf 55° und die dritte Spirale mit dem heißesten Dampf erwärmt das Wasser auf 65° . Nach der Entspannung in den Ventilen R_1 , R_2 , R_3 strömen alle Teile des Wärmeträgers in gemeinsamer Leitung zur Verdampferspirale V . Da die Heizschlangen in bezug auf die Wasserführung hintereinander geschaltet sind, kann diese beträchtliche Temperaturerhöhung erreicht werden, obwohl nur ein Teil des Trägers auf die hohe Temperatur gebracht werden muß. Das Verfahren läßt sich in gleicher Weise auch für Lufterwärmung benützen.

Beispiel: Für trockenen Betrieb mit Ammoniak nach Abb. 37 ergeben sich mit -10° im Verdampfer, $+25^\circ$ Zwischentemperatur und $+50^\circ$ im Kondensator K_h unter Vernachlässigung der Temperaturgefälle zwischen Ammoniak und Kühlwasser:

$$\begin{aligned}
 N\text{-Druck} \quad t_2 &= -10^\circ, & t_1 &= +25^\circ, & t_u &= +10^\circ \\
 Q_{2n} &= 298,7 - 11,1 = 287,6 \text{ kcal/kg} \\
 AL_n &= 340,7 - 298,7 = 42,0 \quad ,, \\
 Q_{1n} &= 287,6 + 42 = 329,6 \quad ,,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 H\text{-Druck} \quad t_2' &= +25^{\circ}, & t_1 &= +50^{\circ}, & t_u' &= +25^{\circ} \\
 Q_{2h} &= 306,7 - 28,1 = 278,6 \text{ kcal/kg} \\
 AL_h &= 332,0 - 306,7 = 25,3 \quad ,, \\
 Q_{1h} &= 278,6 + 25,3 = 303,9 \quad ,,
 \end{aligned}$$

Im Kondensator K_h wird die Wassermenge W (kg/min) von T_1 auf T_2 erwärmt und dazu die Menge G_h des Kältemittels benötigt, daher ist

$$Q_{1h} \cdot G_h = W (T_2 - T_1).$$

Im Kondensator K_n dient die Menge G_n zur Erwärmung des Wassers von T_0 auf T_1 und zur Kältewirkung der Niederdruckstufe, folglich ist

$$Q_{1n} \cdot G_n = W (T_1 - T_0) + Q_{2h} G_h.$$

Nehmen wir $G_n = 10$ kg/min an, so wird aus der ersten Gleichung

$$W/G_h = 303,9/25 = 12,16$$

und aus der zweiten

$$278,6 G_h + 12,16 G_h \cdot 15 = 10 \cdot 329,6$$

$$G_h = 7,14 \text{ kg/min}, \quad W = 87 \text{ kg/min.}$$

Damit ergibt sich der Energiebedarf

$$N = \frac{42 \cdot 10 \cdot 60}{632} + \frac{25,3 \cdot 7,14 \cdot 60}{632} = 57,2 \text{ PS.}$$

Das Wasser hat an Wärme aufgenommen

$$87 (50 - 10) = 3480 \text{ kcal/min}$$

oder auf 1 PS/h

$$\frac{3480 \cdot 60}{57,2} = 3650 \text{ kcal/PS/h.}$$

Will man den Niederdruckteil allein benutzen, um mit dieser einfachen Anlage dieselbe Wassermenge von 10° auf 50° zu erwärmen, so ergibt sich bei einer angenommenen Unterkühlungstemperatur von 25° für die Ammoniakflüssigkeit

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= 298,7 - 28,1 = 270,6 \text{ kcal/kg} \\
 AL &= 374 - 299 = 75 \quad ,, \\
 Q_1 &= 270,6 + 75 = 345,6 \quad ,, \\
 G &= 3480/345,6 = 10 \text{ kg/min} \\
 N &= \frac{75 \cdot 10 \cdot 60}{632} = 71,3 \text{ PS.}
 \end{aligned}$$

Der einfache Vorgang braucht demnach etwa 20 v. H. mehr Arbeit, um dieselbe Wärme in das Kühlwasser zu bringen.

22. Der wirkliche Verlauf des Dampfkompressionsprozesses.

Die bisher durchgeführten Rechnungen nehmen keine Rücksicht auf Nebenerscheinungen, die ungünstig auf den Kältevorgang wirken. Die berechnete Kälteleistung wird durch folgende Einflüsse vermindert:

a) **Einfallende Wärme.** Verdampfer und Saugleitung sind nicht wärmedicht, sondern nehmen von außen Wärme auf, wodurch die eigentliche Kälteleistung beeinträchtigt wird. Für den Entwurf ist deshalb diese (Netto-) Kälteleistung um einen durch Erfahrung zu

bemessenden Wert zu vergrößern und die Anlage auf die Brutto-Kälteleistung zu berechnen. Letztere wird gewährleistet und bei den Abnahmeversuchen gemessen.

b) Einfluß der Zylinderwandungen. Im Verlauf der Kompression steigt mit der Temperatur des arbeitenden Stoffes auch diejenige der Zylinderwandung; die Wandungen geben daher während des Ansaughubes und im unteren Teil der Kompression Wärme an den Dampf ab. Ein solcher Übergang verursacht einen Verlust.

Bei „nassem“ Vorgang bewirkt die von der Zylinderwand einfallende Wärme eine Trocknung des Dampfes, d. h. eine schädliche Dampfentwicklung aus dem Flüssigkeitsrest heraus, der sich im Zylinder befindet. Diese Wirkung wird verstärkt durch den Umstand, daß der Flüssigkeitsgehalt der Mischung nicht gleichmäßig im Dampf verteilt ist, sondern sich während des Ansaugens an den Wandungen niederschlägt. Die nassen Wandungen bilden daher gute Wärmeleiter für diese schädlichen Übergänge.

Der „trockene“ Vorgang zeigt zwar größere Temperaturunterschiede während der Verdichtung; trotzdem ist der Wärmeübergang von den Wandungen an den Dampf geringer als beim nassen Verfahren.

c) Einfluß des schädlichen Raumes. Der Zylinderraum zwischen Deckel und Kolben in seiner Totstellung ruft im allgemeinen dieselben Abweichungen hervor, wie bei den Kolbenkompressoren für Luft oder sonstige Gase. Sie bestehen der Hauptsache nach darin, daß das vom Kolben beschriebene Volumen nicht vollständig zum Ansaugen verwendet wird. Das Verhältnis des Ansaugvolumens zum entsprechenden Kolbenvolumen nennt man Liefergrad λ , der stets kleiner als 1 ist und im übrigen von der Größe des schädlichen Raumes sowie vom Druckverhältnis abhängt.

Bei nassem Vorgang bleibt am Ende des Ausstoßens noch etwas Flüssigkeit im schädlichen Raum zurück; während der darauffolgenden Expansion beim Vorwärtsgang des Kolbens verdampft diese Flüssigkeit und vergrößert das Endvolumen der Expansion ganz bedeutend, so daß für das nun beginnende Ansaugen wenig Raum mehr übrigbleibt. Dadurch wird der Liefergrad empfindlich herabgesetzt, es kann sogar bei genügend nassem Vorgang das Ansaugen ganz aufhören.

Bei trockenem Vorgang befindet sich am Ende des Ausstoßens im schädlichen Raum nur Gas, das durch seine nahezu adiabatische Expansion den Liefergrad nur wenig verkleinert, namentlich wenn der Zylinder einen kleinen schädlichen Raum aufweist. Der trockene Vorgang ist daher auch in Hinsicht auf den schädlichen Raum ganz wesentlich im Vorteil.

Zur Bestimmung des Liefergrades für trockenen Vorgang darf mit genügender Genauigkeit angenommen werden, die Zylinderräume

seien proportional den entsprechenden spezifischen Volumen in denselben. Ist nun s_0 das Volumen des schädlichen Raumes und s'' das Expansionsvolumen (Abb. 44), ferner v_a und v_f die am Ende des Ausstoßens (Punkt D) und am Ende der Expansion (Punkt F) herrschenden Volumen auf 1 kg, so folgt

$$\frac{s_0 + s''}{s_0} = \frac{v_f}{v_a} \quad \text{oder} \quad s'' = \left(\frac{v_f}{v_a} - 1 \right) s_0.$$

Der Liefergrad als Verhältnis des Ansaugvolumens zum Hubvolumen darf aus dem Indikatorgramm entnommen werden und beträgt

$$\lambda = \frac{s'}{s} = \frac{s - s''}{s}$$

(volumetrischer Wirkungsgrad), woraus

$$\lambda = 1 - \left(\frac{s_0}{s} \right) \left(\frac{v_f}{v_a} - 1 \right).$$

Die Werte v_a und v_f lassen sich aus der Entropietafel ablesen, wenn die Expansionslinie eingezeichnet ist, oder aus der Zustandsgleichung berechnen.

Bei Beginn der Expansion herrscht derselbe Druck wie am Ende der Kompression; da auch die Temperatur nahezu dieselbe ist, darf meistens das Volumen am Ende des Ausstoßens gleich dem am Ende der Kompression v_1 gesetzt werden:

$$v_a = v_1.$$

Wird für die Expansion dieselbe Zustandsänderung vorausgesetzt wie für die Kompression, so ist mit hinreichender Genauigkeit das Volumen am Ende der Expansion gleich dem Volumen am Anfang der Kompression:

$$v_f = v_2.$$

Mit diesen Annahmen ist die Bestimmung von λ vereinfacht.

d) Ventil- und Leitungswiderstände. Diese Verluste können Berücksichtigung finden mit Hilfe der Zahlenwerte, die aus der Hydraulik bekannt sind. Einfacher ist die Benutzung des Indikatorgramms des Kompressors, das die Pressungen im Zylinder aufschreibt. Die Unterschiede gegenüber den Pressungen im Verdampfer und im Kondensator, die den abgelesenen Dampftemperaturen entsprechen, sind die Druckverluste.

23. Bestimmung der Hauptabmessungen.

Für die Berechnung einer Kälteanlage ist als Hauptgröße die Gesamtkälteleistung (brutto) Q_0 gegeben, d. h. die in den Verdampfer in der Stunde einfallende Wärme. Häufig muß aber die Nettoleistung

gewährleistet werden, d. h. die von der Sole aus der Umgebung aufzunehmende Wärme oder den zur Eiszerzeugung notwendigen Wärmeentzug. Da sie um den Betrag der Einstrahlungswärme in die Leitungen kleiner ist als die Gesamtkälteleistung, so muß dieser Verlust zur Nettoleistung zugezählt werden, um Q_0 zu erhalten.

Als zweite gegebene Größe ist die verlangte tiefe Temperatur zu nennen, und zwar gilt für die Berechnung die Temperatur t_2 im Verdampfer. Ist eine mittlere Soletemperatur vorgeschrieben, so muß ein Temperaturabfall von etwa 5° zur Wärmeübertragung verfügbar sein; im Verdampfer muß also eine um diesen Betrag tiefere Temperatur angenommen werden. Wird z. B. in einem Kühlraum die Temperatur -5° vorgeschrieben, so ist die Sole mit -10° zu versehen und im Verdampfer muß auf -15° abgekühlt werden. Man erkennt daraus, daß die mittelbare Übertragung der Kälte durch die Sole als zweiten Träger den Nachteil mit sich bringt, daß zweimal Temperaturabsenkungen zufolge Wärmeleitung stattfinden, wodurch die Leistungsziffer sinkt.

Als dritte Größe ist die Temperatur des ankommenden Kühlwassers gegeben, das die Kondensation und Unterkühlung zu besorgen hat. Für normale Verhältnisse nimmt man die Temperatur im Kondensator um 10° bis 15° höher als die des einströmenden Wassers, damit noch für die Unterkühlung etwas übrig bleibt. In unseren Gegenden wird häufig mit $+10^\circ$ für das eintretende Wasser, mit $+25^\circ$ im Kondensator und mit $+12^\circ$ am Ende der Unterkühlung gerechnet. In tropischen Gegenden sind diese Zahlen bedeutend höher einzuschätzen.

Die hiermit festgestellten Temperaturen t_1 , t_2 und t_u tragen wir in das Entropiediagramm ein und erhalten damit die Diagrammkälteleistung Q_2 und die zugehörige Arbeit AL auf 1 kg des Kälte-trägers. Bei trockenem Gang darf dabei vorausgesetzt werden, die Kältewirkung erstrecke sich bis zum trocken gesättigten Zustand, der mit dem Kompressionsbeginn zusammenfalle.

Nun ist aber die wirkliche Kälteleistung

$$Q'_2 = \varphi Q_2$$

kleiner als die aus dem Diagramm abgelesene theoretische Kälteleistung, und zwar berücksichtigt das Verhältnis φ die Änderung des Dampfzustandes durch den Einfluß der Zylinderwandung (Wandungswert) während des Ansaugens, sowie die Durchlässigkeit der Ventile, der Kolbenringe und der Stopfbüchse. Alle diese Nebeneinflüsse wirken ungünstig auf die Kälteleistung Q_2 . Bei guten Anlagen kann für den Entwurf

$$\varphi = 0,8 \text{ bis } 0,9$$

geschätzt werden.

Mit dem schädlichen Raum $\varepsilon_0 = s_0/s$ berechnet sich der volumetrische Wirkungsgrad λ_0 , der sich an der betriebsfähigen Maschine durch Indizieren ergibt. Damit ist der Liefergrad des Kompressors $\lambda = \varphi \lambda_0$, wobei der Unterschied $\lambda_0 - \lambda$ als Verlust durch die Wandungseinflüsse anzusehen ist.

Fischer¹⁾ führt statt φ den Wert $w = 1 - (\lambda_0 - \lambda)$ ein, um die Wirkung des Wärmeaustausches zahlenmäßig anzugeben. Mit der Gesamtkälteleistung Q_0 (kcal/h) und Q'_2 (kcal/kg) folgt das umlaufende Gewicht des Kälträuers

$$G = Q_0/Q'_2 \text{ kg/h}$$

und sein Volumen am Eintritt in den Kompressor

$$V = G v''_2,$$

wenn v''_2 das spezifische Volumen des Kaltdampfes in der Saugleitung bezeichnet. Nun erhalten wir das Hubvolumen aus

$$V_h = V/\lambda.$$

Wählt man die Drehzahl n in der Minute, so ist Kolbenfläche F und Hub S des doppelwirkenden Zylinders in der Gleichung

$$V_h = 2 \cdot 60 \cdot F \cdot S \cdot n$$

enthalten. Nimmt man endlich die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = Sn/30$ an oder das Verhältnis von Hub zum Durchmesser, so sind diese beiden Größen bestimmt und der Zylinder kann aufgezeichnet werden.

Das Entropiediagramm gibt die theoretische Arbeit AL der adiabatischen Kompression, bezogen auf die Zustände im Verdampfer und im Kondensator. Nun ist aber der Druck im Zylinder während des Ansaugens kleiner als im Verdampfer und der Enddruck der Verdichtung größer als im Kondensator; daher ist die tatsächliche Arbeit AL' — wie sie das Indikatorgramm angibt — größer als die aus dem Entropiediagramm bestimmte. Man setzt deshalb

$$\psi = \frac{AL}{AL'} = \frac{N}{N_i}$$

und schätzt zum Entwurf

$$\psi = 0,85 \text{ bis } 0,9.$$

Mit diesen Berichtigungen vermindert sich die aus dem Entropiediagramm ermittelte Leistungsziffer

$$\varepsilon = Q_2/AL$$

¹⁾ Z. ges. Kälteind. 1920.

auf den wirklichen Wert

$$\varepsilon' = Q'_2 / AL = \varphi \psi \cdot \varepsilon.$$

Mit der Kälteleistung auf 1 PS

$$K' = \varepsilon' \cdot 632 = \varphi \psi K$$

ergibt sich der Energiebedarf

$$N_i = Q_0 / K'$$

und mit dem mechanischen Wirkungsgrad

$$\eta_m = 0,8 \text{ bis } 0,9$$

wird die einzuführende Leistung

$$N_e = N_i / \eta_m.$$

In neuzzeitlichen Ausführungen besteht überall das Bestreben, die Drehzahl zu erhöhen. Dadurch verbilligt sich nicht nur der Kompressor, sondern er paßt sich der Gangart der Antriebsmaschine besser an, so daß in vielen Fällen ein unmittelbarer Antrieb oder eine einfache Riemenübersetzung möglich ist, wo früher Vorgelege verwendet werden mußten. Naturgemäß richtet sich die Drehzahl nach der Größe der Maschine, d. h. nach dem Hub, da über eine gewisse Kolbengeschwindigkeit nicht hinausgegangen werden darf. Für große Volumina wird man kurzhubige Zylinder mit verhältnismäßig großer Bohrung vorziehen, um Drehzahlen von 100 bis 200 in der Minute anwenden zu können.

Die Sicherheit des Betriebes ist auch bei großen Kolbengeschwindigkeiten nicht gefährdet, wenn das trockene Verfahren bevorzugt wird, da hierbei keine Flüssigkeitsschläge zu befürchten sind. Bereits hat man mit Erfolg Kolbengeschwindigkeiten angewendet, wie sie bisher nur bei großen Dampfmaschinen üblich waren.

Bei den bisherigen Rechnungen ist der Energiebedarf ohne Kenntnis der Zylinderabmessungen bestimmt worden, sondern aus dem Wärmewert AL der Verdichtungsarbeit, die das Entropiediagramm gibt. Da der Wert AL/ψ der indizierten Leistungsaufnahme entspricht, kann der mittlere Überdruck p_i des Indikatordiagrammes berechnet werden, ohne das Diagramm aufzeichnen zu müssen. Es ist nämlich für den doppelwirkenden Zylinder

$$N_i = \frac{(AL) G \cdot 427}{\psi \cdot 3600 \cdot 75} = \frac{2 F S n p_i}{60 \cdot 75}.$$

Setzt man

$$G = 2 \cdot 60 \cdot \lambda F S n / v_2''$$

in diese Gleichung ein, so folgt

$$p_i = 427 \frac{\lambda \cdot AL}{v_2'' \cdot \psi}.$$

Zu den Hauptabmessungen gehören die Oberflächen für den Kondensator und für den Verdampfer. Man kann hier ungefähr die gleichen Wärmedurchgangsziffern verwenden, wie bei den Oberflächenkondensatoren der Dampfmaschinen. Häufig wird einfach das Verhältnis der stündlich abzuführenden Wärme zur Kühlfläche aus der Erfahrung angenommen, um die Fläche zu berechnen.

Eine genauere Behandlung dieser Übergänge ist in Abschnitt 31 gegeben, ferner kann auf die nachfolgenden Beispiele verwiesen werden.

Beispiel: Entwurf einer SO_2 -Kälteanlage (von A. Borsig, Berlin, ausgeführt). Für eine Kälteleistung von $Q_0 = 200000$ kcal/h soll ein SO_2 -Kompressor berechnet werden, der nach dem trockenen Verfahren arbeitet. Die Temperatur im Kondensator betrage $t_1 = +35^\circ$, im Verdampfer $t_2 = -10^\circ$ und vor dem Drosselventil $t_u = +20^\circ$.

Damit ergibt sich folgender Rechnungsgang:

| | | |
|---|---|-------------------------|
| Wärmeinhalt Ende Verdampfung (Dampftabelle) | | $i''_2 = 90,46$ kcal/kg |
| „ Anfang „ | | $i'_1 = 6,62$ „ |
| Theoretische Kälteleistung | $Q_2 = i''_2 - i'_1 = 83,84$ | „ |
| Wärmeinhalt Ende Kompression (Entropiediagr.) | | $i = 108,1$ „ |
| Arbeit auf 1 kg (theoretisch) | $AL = i - i''_2 = 17,6$ | „ |
| Verhältnis φ (gewählt) | | $\varphi = 0,86$ |
| Gesamtkälteleistung (theoret.) | $Q = 200000/0,86$ | $= 232600$ kcal/h |
| Umlaufendes Gewicht | $G = 232600/83,48$ | $= 2775$ kg/h |
| Ansaugevolumen | $V = G \cdot v''_2 = 2775 \cdot 0,33$ | $= 915$ cbm/h |
| Liefergrad (angenommen) | | $\lambda = 0,9$ |
| Umlaufzahl | | $n = 90$ |
| Mittlere Kolbengeschwindigkeit (angenommen) | | $c_m = 1,5$ m/sec |
| Kolbenhub | $S = 30 \cdot c_m/n = 30 \cdot 1,5/90$ | $= 0,5$ m |
| Kolbenquerschnitt (2 doppelwirk. Zylinder, Zuschlag für | | |
| Kolbenstange 2 v. H.) | $F = 4 \cdot \lambda \cdot S \cdot n \cdot V$ | $= 0,096$ qm |
| Zylinderdurchmesser | | $D = 0,350$ m |
| Verhältnis ψ (angenommen) | | $\psi = 0,9$ |
| Energiebedarf (indiziert) $N_i = \frac{AL \cdot G}{\psi \cdot 632}$ | $= \frac{17,6 \cdot 2775}{0,9 \cdot 632}$ | $= 85,5$ PS |
| Leistungsbedarf (mech. Wirkungsgrad 0,8) | | $N_e = 100$ PS |
| Wärme der ind. Leistung entsprechend | $Q' = 85,5 \cdot 632$ | $= 54000$ kcal/h |
| Wärme in Kond. abzuführen | $Q_k = Q' + Q_0$ | $= 254000$ „ |
| Kühlfläche des Kondensators (ausgeführt) | | $F = 200$ qm |
| Mittl. Temp.-Unterschied ($k = 200$) | $\Delta t = Q_k/kF$ | $= 6,35^\circ$ |
| Wärmedurchgang auf 1 qm (Kondensator) | | $Q_k/F = 1270$ kcal/h |
| „ „ 1 „ (Verdampfer) | | $Q_0/F = 1000$ „ |

Beispiel: Entwurf einer CO_2 -Anlage. Für eine Netto-Kälteleistung von 10000 kcal/h stehe Kühlwasser mit einer Temperatur von $+30^\circ C$ zur Verfügung, die am Austritt aus dem Kühler auf 36° ansteigen soll. Da die Anlage für die Tropen bestimmt ist, ist zur Erreichung der Wirkung ein Zuschlag von 25 v. H. zu machen, um die Brutto-Kälteleistung zu erhalten, sie beträgt $Q_0 = 12500$ kcal/h. Für die Sole wird -5° verlangt, daher ist die Temperatur im Verdampfer auf $t_2 = -10^\circ$ anzusetzen (27,0 at abs.). Das Kühlwasser vermag

den Kälteträger auf höchstens $t_u = 32^\circ$ abzukühlen. Wählt man in Rücksicht auf diese hohe Temperatur den Enddruck der Verdichtung zu $p_1 = 90$ at abs., so erfolgt die ganze Abkühlung außerhalb des Sättigungsgebietes. Man erhält:

| | |
|---|--|
| Wärmeinhalt Ende Verdampfung (Dampftabelle) | $i''_2 = 57,3$ kcal/kg |
| „ Anfang „ (Entropiediagramm) | $i' = 24,3$ „ |
| Theoretische Kälteleistung | $Q_2 = i''_2 - i' = 33,0$ „ |
| Wärmeinhalt Ende Kompr. (Entropiediagramm) | $i = 66,4$ „ |
| Arbeit auf 1 kg (theoretisch) | $AL = i - i''_2 = 9,1$ „ |
| Umlaufendes Gewicht ($\varphi = 0,8$) | $G = 12500/0,8 \cdot 33 = 473$ kg/h |
| Ansaugevolumen ($v''_2 = 0,0142$) | $V = 0,0142 \cdot 473 = 6,71$ cbm/h |
| Gewählt $\lambda = 0,85,$ | $n = 120,$ $S/D = 2$ |
| (Einfach wirkend) Hubvolumen | $FS = \frac{6,71}{60 \cdot 120 \cdot 0,85} = \frac{\pi}{4} D^3 \left(\frac{S}{D} \right)$ |
| Abmessungen | $D = 90$ mm, $S = 180$ mm |
| Indizierte Leistung ($\psi = 0,80$) | $Ni = \frac{9,1 \cdot 473}{632 \cdot 0,80} = 8,5$ PS |
| Leistung eingeleitet ($\eta_m = 0,85$) | $N_e = 10$ PS |
| Verdampferfläche ($k = 180, \Delta t = 5^\circ$) | $F = \frac{12500}{180 \cdot 5} = 13,9$ qm |
| Kondensatorfläche ($k = 180, \Delta t = 5^\circ$) | $F = \frac{17900}{180 \cdot 5} = 20$ „ |

Beispiel: Entwurf eines rasch laufenden NH_3 -Kompressors mit doppelwirkendem Zylinder (von Gebr. Sulzer A.-G., Winterthur, ausgeführt).

| | | | | |
|----------|------------------------|--------------------|--------------------|------------------------|
| Gegeben: | $Q_0 = 400000$ kcal/h, | $t_2 = -10^\circ,$ | $t_1 = +25^\circ,$ | $t_u = +15^\circ$ |
| gewählt: | $\varphi = 0,85,$ | $\psi = 0,9,$ | $\lambda = 0,9,$ | $(F \cdot f)/F = 0,98$ |
| | $n = 220,$ | $c_m = 3$ m/sec, | $v''_2 = 0,418$ | |

Damit ist:

| | | |
|------------------------|---|-------------------|
| Kälteleistung auf 1 kg | $Q_2 = 298,7 - 16,7$ | $= 282,0$ kcal/kg |
| Arbeit auf 1 kg | $AL = 340,0 - 298,7$ | $= 41,3$ „ |
| Umlaufendes Gewicht | $G = \frac{400000}{0,85 \cdot 282}$ | $= 1670$ kg/h |
| Ansaugevolumen | $V = 1670 \cdot 0,418$ | $= 698$ cbm/h |
| Hub des Kolbens | $S = 30 \cdot 3/220$ | $= 0,4$ m |
| Kolbenquerschnitt | $F = \frac{698}{0,9 \cdot 2 \cdot 0,4 \cdot 220 \cdot 60 \cdot 0,98}$ | $= 0,075$ qm |
| Zylinderdurchmesser | $D = 0,31$ m | |
| Verhältnis | $S/D = 1,29$ | |

Beispiel: Entwurf eines zweistufigen Kompressors für NH_3 . Die Anlage soll im Winter 750000 kcal/h bei -20° aus dem Verdampfer entnehmen, im Sommer dagegen 1240000 kcal/h, und zwar hiervon die Hälfte bei -20° und die andere Hälfte bei -5° . Die Aufgabe ist lösbar unter Annahme einer zweistufigen Verdichtung, wobei der Hochdruckzylinder allein den Winterbetrieb zu übernehmen hat. (Von Gebr. Sulzer, Winterthur, ausgeführt.)

a) Winterbetrieb: Einstufiger, doppelwirkender Kompressor.

| | | | | |
|----------|------------------------|--------------------|--------------------|---------------------------------------|
| Gegeben: | $Q_0 = 750000$ kcal/h, | $t_2 = -20^\circ,$ | $t_1 = +25^\circ,$ | $t_u = +20^\circ$ |
| Gewählt: | $\varphi = 0,9,$ | $\psi = 0,92,$ | $\lambda = 0,92,$ | $(F \cdot f)/F = 0,96$ (Kolbenstange) |
| | $n = 150,$ | $c_m = 3,2$ m/sec, | $v''_2 = 0,624.$ | |

Damit:

| | | |
|------------------------|---|-----------------|
| Kälteleistung auf 1 kg | $Q_2 = 295,5 - 22,4$ | = 273,1 kcal/kg |
| Arbeit auf 1 kg | $AL = 354,5 - 295,5$ | = 59,0 „ |
| Umlaufendes Gewicht | $G = \frac{750000}{0,9 \cdot 273,1}$ | = 3050 kg/h |
| Kolbenhub | $S = 3,2 \cdot 30/150$ | = 0,64 m |
| Ansaugevolumen | $V = 3050 \cdot 0,624$ | = 1900 cbm/h |
| Kolbenquerschnitt | $F = \frac{1900}{0,92 \cdot 3,2 \cdot 3600 \cdot 0,96}$ | = 0,188 qm |
| Kolbendurchmesser | | $D = 0,490$ „ |

$$p_i = 427 \frac{0,92 \cdot 59}{0,92 \cdot 0,624} = 40500 \text{ kg/qm (4,05 at),}$$

$$N_i = \frac{59 \cdot 3050}{0,92 \cdot 632} = 310 \text{ PSi.}$$

b) Sommerbetrieb: Vorhanden: Hochdruckzylinder $V = 1900$ cbm/h.Gegeben: Hochdruck $t_0 = -5^\circ$, $t_1 = +35^\circ$, $t_u = +25^\circ$.Beginn der Kompression mit $+25^\circ$ (überhitzt) und $v = 0,40$

| | | |
|------------------|---|-------------------------|
| Damit: Hochdruck | $G = 1900/0,4$ | = 4750 kg/h |
| | $Q_2 = 304 - 28$ | = 276 kcal/kg |
| | $AL = 367,5 - 315,5$ | = 52,0 kcal/kg |
| | $Q_0 = 276 \cdot 0,9 \cdot 2460$ | = 620000 kcal/h |
| | $p_i = 427 \cdot 0,92 \cdot 52/0,9 \cdot 0,4$ | = 56600 kg/qm (5,66 at) |

Niederdruck: Vorgeschrieben: $Q_0 = 1240000/2$ = 620000 kcal/h $t_2 = -20^\circ$, $Q_2 = 295,5 - (-5,5)$ = 301 kcal/kg $AL = 315,5 - 295,5$ = 20,0 „ $G = 620000/301 \cdot 0,9$ = 2290 kg/h $V = 2290 \cdot 0,624$ = 1430 cbm/h $F = \frac{1430}{0,92 \cdot 3,2 \cdot 3600 \cdot 0,98}$ = 0,138 qm $D = 0,42$ m, $S/D = 1,52$ $p_i = 427 \cdot 0,92 \cdot 20/0,624 \cdot 0,9$ = 14000 kg/qmGesamtgewicht $2460 + 2290 = 4750$ kg/hIndiz. Leistung: Hochdruck $N_i = 52 \cdot 4750/0,9 \cdot 632$ = 435 PSNiederdr. $N_i = 20 \cdot 2290/0,9 \cdot 632$ = 81 „insgesamt 516 PS.

24. Messung des umlaufenden Kältestoffes.

Eine wertvolle Kontrolle der Wärmemessungen gibt die Bestimmung der umlaufenden Menge des Kälte-trägers durch den unmittelbaren Versuch. Hierzu eignet sich am besten die Erzeugung eines Druckunterschiedes in der Flüssigkeitsleitung durch eine Blende mit scharfen Kanten oder durch eine Düse mit guter Abrundung. Man mißt diesen Druckunterschied mit einem Differentialmanometer; für genaue Beobachtungen dient hierzu das U-förmig gekrümmte Rohr mit Quecksilberinhalt.

Der Durchmesser der Verengung muß derart berechnet werden, daß der Druck nach der Düse immer noch über dem Sättigungsdruck steht, der zur Temperatur des Kälte-trägers vor dem Regulierventil gehört. In diesem Fall ist man sicher, daß in der Düse keine Verdampfung eintritt; man darf nun das spezifische Gewicht des flüssigen Kälte-trägers in die Rechnung setzen und die Durchflußziffer benutzen, die durch Eichung der Düse mit Wasser gefunden worden ist.

Beim Einbau des Quecksilbermanometers ist Vorsicht nötig; beide absperrbare Schenkel sind an den höchsten Stellen mit Entlüftung zu versehen. Eine zweckmäßige Anordnung zeigt Abb. 41. Jede Zuleitung erhält einen Dampf-abscheider; stellt man die Hähne so, daß das Manometer außer Betrieb gesetzt ist, so sind die Abscheider durch das Entlüftungsgefäß miteinander verbunden, um einen Druckausgleich herzustellen. Das Manometer ist durch einfallende Wärme zu schützen, da sonst der Druck in den abgesperrten Schenkeln steigen würde und das Rohr zerstören könnte.

Mit dem spezifischen Gewicht γ_2 des Quecksilbers und γ_1 der Flüssigkeit kann für Gleichgewicht geschrieben werden

$$p_2 - h_2 \gamma_1 = p_1 - (h_1 \gamma_1 - \Delta h \gamma_2)$$

oder

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \Delta h \gamma_2 - (h_1 - h_2) \gamma_1 = \Delta h (\gamma_2 - \gamma_1).$$

Da der Druckunterschied die Geschwindigkeit in der Düse hervorbringt, gilt

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{\Delta p}{\gamma_1},$$

woraus

$$w = \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma_1}} = \sqrt{2g \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{\gamma_1} \Delta h}.$$

Mit dem Querschnitt f und der Durchflußziffer μ folgt als stündliche Durchflußmenge

$$G = 3600 f w \gamma_1 = 3600 \mu f \sqrt{2g \gamma_1 (\gamma_2 - \gamma_1) \Delta h}.$$

Setzt man zur bequemen Handhabung f in qcm, Δh in mm $Q \cdot S$ und γ in Liter/kg ein, so schreibt sich die Formel

$$G = 36 \mu f \sqrt{2g \gamma_1 (\gamma_2 - \gamma_1)} \sqrt{\Delta h}.$$

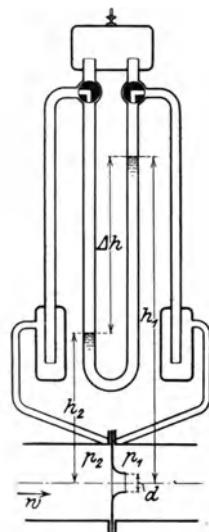


Abb. 41.

Den Faktor mit den spezifischen Gewichten kann man aus Zahlentafel X ablesen.

Zahlentafel X.

| Temperatur ° C | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 |
|--|--------|--------|--------|--------|--------|
| Spez. Gewicht $\gamma_2 \cdot \cdot QS$ | 13,596 | 13,571 | 13,546 | 13,522 | 13,497 |
| „ „ $\gamma_1 \cdot \cdot NH_3$ | 0,639 | 0,625 | 0,610 | 0,595 | 0,579 |
| „ „ $\gamma_1 \cdot \cdot H_2O$ | 0,9999 | 0,9997 | 0,9982 | 0,9957 | 0,9922 |
| $\sqrt{\gamma_1(\gamma_2 - \gamma_1)/10} \cdot \cdot \cdot NH_3$ | 0,910 | 0,899 | 0,888 | 0,877 | 0,865 |
| „ „ „ H_2O | 1,1224 | 1,121 | 1,119 | 1,116 | 1,114 |

Beispiel: Eine gut abgerundete Mündung von 9,545 mm Dmtr. ($f = 0,7155$ qcm) wurde in die Flüssigkeitsleitung eingebaut und mit Wasser geeicht. Die Durchflußziffer hat sich zu $\mu = 0,9637$ ergeben. Im Betrieb mit Ammoniak betrug die Manometerablesung $\Delta h = 390$ mm bei $t = 14^\circ C$, somit

$$\text{ist } \sqrt{\frac{\gamma_1(\gamma_2 - \gamma_1)}{10}} = 0,895 \text{ und}$$

$$G = 36 \cdot 0,9637 \cdot 0,7155 \cdot 4,43 \cdot 0,895 \cdot \sqrt{\Delta h}$$

$$= 98,64 \sqrt{390} = 1945 \text{ kg/h.}$$

Beispiel: Zur Kühlwassermessung wurde eine Blende mit scharfen Kanten in die Zuleitung zum Kondensator eingesetzt (80 mm Dmtr. $f = 50,27$ qcm), deren Eichung $\varphi = 0,655$ ergeben hatte. Mit der Temperatur des Wassers von $13,4^\circ C$ folgt für

$$\sqrt{\frac{\gamma_1 \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)}{10}} = 1,12.$$

Im Betrieb zeigte das Quecksilbermanometer einen Höhenunterschied von $\Delta h = 314$ mm, daher ist die Durchflußmenge

$$W = 36 \cdot 0,655 \cdot 50,27 \cdot 1,12 \cdot 4,43 \sqrt{314} = 104400 \text{ l/h.}$$

25. Messung der Abweichungen vom theoretischen Prozeß.

Sehr einfach gestaltet sich die Untersuchung einer Anlage im Betrieb, wenn darin eine umlaufende Sole abzukühlen ist; aus der mittels Düse (Poncelet-Mündung) gemessenen Solemenge und der Temperatur-senkung ergibt sich die Netto-Kälteleistung. Um die Bruttogleistung zu erhalten, muß die Wärme addiert werden, die in alle Teile der Anlage einfällt.

Diesen Verlust kann man besonders bestimmen, und zwar unmittelbar nach dem Abstellen des Kompressors, indem die allmähliche Temperaturzunahme an mehreren Punkten des Verdampfers festgestellt wird. Dadurch ergibt sich der Wärmeübergang als Funktion des Temperaturunterschiedes.

Die Menge des im Verdampfer abgekühlten Wassers mißt man am einfachsten durch den Ausflußversuch aus einer geeichten Mündung, die im Boden eines Gefäßes eingesetzt ist (Danaide). Bei gleichem Zu- und Abfluß stellt sich im Beharrungszustand ein bestimmter Wasserspiegel im Gefäß ein, dessen Höhe über der Mündung die Wassermenge gibt. Durch gelochte Zwischenwände kann der Spiegel genügend ruhig für die Ablesung gehalten werden.

Beispiel: An einer Ammoniakanlage wurde eine Solemenge von 22928 kg/h durch den Verdampfer geschickt und ein konstanter Temperaturunterschied zwischen Zulauf und Ablauf von $-1,93^{\circ}$ auf -5° C erzeugt.

Mit der spezifischen Wärme $c = 0,854$ für die Sole betrug demnach die Kälteleistung

$$Q_n = 22928 \cdot 0,854 \cdot (5 - 1,93) = 60237 \text{ kcal/h.}$$

Die Wärmeeinstrahlung wurde zu 730 kcal/h bestimmt (1,2 v. H.), so daß die eigentliche (Brutto-)Kälteleistung auf

$$Q' = 60967 \text{ kcal/h}$$

ansteigt.

Der Energiebedarf wurde durch Indizieren des doppelwirkenden Kompressors ermittelt ($D = 260$ mm, $S = 400$ mm), und zwar ergab sich

Deckelseite: Hubvolumen 0,02062 cbm, mittl. Druck $p_i = 3,9$ kg/qcm

Kurbelseite: „ „ 0,01962 „ „ „ „ $p_i = 3,914$ „

Umlauf $n = 45,5$.

Indizierte Energie

$$N_i = (0,02062 \cdot 39000 + 0,01962 \cdot 39140) \cdot \frac{45,5}{60 \cdot 75} = 15,9 \text{ PS}_i$$

Tatsächliche Kälteleistung auf 1 PS_i $k' = \frac{60967}{15,9} = 3834 \text{ kcal/PS}$

„ Leistungsziffer $\varepsilon' = \frac{3834}{632} = 6,06$

Wärme der indizierten Arbeit entsprechend $Q_i = 632 \cdot 15,9 = 10050 \text{ kcal/h}$

Wärme im Kondensator abzuführen $Q_1 = Q_i + Q' = 71017$ „

Beobachtete Temperaturen:

im Verdampfer (entspr. Manometerdruck) $t_2 = -9,13^{\circ}$ C

im Kondensator „ „ „ $t_1 = +21,00^{\circ}$ C

vor Reg.-Ventil „ „ „ $t' = 17,65^{\circ}$ C.

Aus der Entropietafel:

Wärmeinhalt Ende Verdampfung $i'_2 = 302,0 \text{ kcal/kg}$

„ Anfang „ „ $i' = 20,0$ „

Theoretische Kälteleistung $Q_2 = 282,0$ „

Wärmeinhalt Ende Kompression $i = 338,2$ „

„ Anfang „ „ $i'_2 = 302,0$ „

Kompressionsarbeit auf 1 kg $AL = 36,2$ „

Theoretische Leistungsziffer $\varepsilon = \frac{282}{36,2} = 7,79$

„ Kälteleistung auf 1 kg $k = 7,79 \cdot 632 = 4923 \text{ kcal/PS}$

Verhältnis der wirklichen zur theoretischen Leistungsziffer

$$\eta_i = \varphi \cdot \psi = \frac{6,06}{7,79} = 0,778.$$

Zur Bestimmung der Verhältnisse φ und ψ ist das stündliche Gewicht des arbeitenden Kälteträgers zu berechnen. Aus dem Indikatorgramm läßt sich der Lieferungsgrad ablesen

$$\lambda = 0,97.$$

Man erhält ihn auch unter Annahme eines schädlichen Raumes von $s_0/s = 0,02$ aus

$$\lambda = 1 - \left(\frac{s_0}{s}\right) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right);$$

hierin ist für das Ende der Expansion oder für den Anfang der Kompression ($t_2 = -9,13^\circ \text{C}$) $v_2 = 0,425 \text{ cbm/kg}$ und für das Ende der Kompression $p_1 = 9,1 \text{ kg/qcm}$, $T = 273 + 76 = 349$

$$v_1 = \frac{RT}{p_1} = \frac{48 \cdot 349}{91000} = 0,184 \text{ cbm/kg};$$

damit ist

$$\lambda = 1 - 0,02 \left(\frac{0,425}{0,184} - 1\right) = \sim 0,97.$$

Hieraus folgt:

| | |
|---|---|
| Hubvolumen in der Stunde | $V_h = 0,04024 \cdot 45,5 \cdot 60 = 110 \text{ cbm/h}$ |
| Ansaugevolumen i. d. Stunde | $V = 0,97 \cdot 110 = 106,7 \text{ „}$ |
| Gewicht in der Stunde | $G = 106,7/0,425 = 251 \text{ kg/h}$ |
| Theoretische Kälteleistung i. d. Stunde | $Q = 282 \cdot 251 = 70780 \text{ kcal/h}$ |

$$\text{Verhältnis der tatsächl. zur theor. Kälteleistung } \varphi = \frac{60967}{70780} = 0,861$$

$$\text{Theoretischer Energiebedarf } N = \frac{AL \cdot G}{632} = \frac{36,2 \cdot 251}{632} = 14,35 \text{ PS}$$

$$\text{Verhältnis des theor. zum tatsächl. Energiebedarf } \psi = \frac{14,35}{15,9} = 0,903$$

$$\text{Leistungsziffer des Carnot-Prozesses } \varepsilon_0 = \frac{263,87}{30,13} = 8,76$$

Gesamtwirkungsgrad gegen Carnot (bezogen auf indiz. Leistung)

$$\eta_\varphi = \frac{6,06}{8,76} = 0,691$$

Kühlfläche für Verdampfer und Kondensator $F = 66,5 \text{ qm}$

Sole: Zulauftemperatur $-1,93^\circ$, Ablauftemperatur $-5,00^\circ$,

mittlere Temperatur $\vartheta = -3,47^\circ \text{C}$,

Temperaturunterschied gegen innen $t_2 - \vartheta = 9,13 - 3,47 = 5,66^\circ$,

$$\text{Wärmeleitungszahl für den Verdampfer } k = \frac{60967}{5,66 \cdot 66,5} = 162.$$

Kühlwasser: Zulauftemperatur $12,68^\circ$, Ablauftemperatur $19,89^\circ$,

mittlere Temperatur $\vartheta = 16,29^\circ$,

Temperaturunterschied gegen innen $t_1 - \vartheta = 21,0 - 16,29 = 4,71^\circ$,

$$\text{Wärmeleitungszahl für den Kondensator } k_0 = \frac{71017}{66,5 \cdot 4,71} = 227.$$

26. Umrechnung der Versuchswerte auf Normalverhältnisse.

Um Abnahmeversuche an verschiedenen Anlagen miteinander vergleichen zu können, müssen die Hauptwerte auf die gleichen Tem-

peraturgrenzen umgerechnet werden. Eine solche Umrechnung ist häufig auch bezüglich der Umlaufzahl nötig, da diejenige während der Messung gewöhnlich nicht ganz übereinstimmt mit der vorgesehenen.

Beispiel: Es sollen die Versuchswerte des vorigen Beispiels umgerechnet werden auf eine Umlaufzahl von $n = 50$ und auf folgende Temperaturen

| | |
|-----------------|-----------------------------------|
| Kondensator | $t_{10} = 25^{\circ} \text{C}$, |
| Verdampfer | $t_{20} = -10^{\circ} \text{C}$, |
| Vor Reg.-Ventil | $t'_0 = 15^{\circ} \text{C}$. |

Für diese Verhältnisse folgt aus der Entropietafel (siehe Zahlentafel I):
 Theoretische Kälteleistung auf 1 kg $Q_{20} = 282,0 \text{ kcal/kg}$
 „ Kompressionsarbeit auf 1 kg $(AL)_0 = 42,2$ „
 Das Hubvolumen ist zufolge der größeren Umlaufzahl angewachsen auf

$$V_h = 110 \cdot \frac{50}{45,5} = 121 \text{ cbm/h.}$$

Da sich der Liefergrad nicht ändert, beträgt das Ansaugvolumen

$$V = 0,97 \cdot 121 = 117,4 \text{ cbm/h.}$$

Der gesättigte Dampf hat bei -10°C ein spez. Volumen von

$$v''_2 = 0,4184 \text{ cbm/kg,}$$

daher ist das Gewicht des Kälte-trägers

$$G_0 = \frac{117,4}{0,4184} = 280,5 \text{ kg/h.}$$

Unter Benutzung der gefundenen Verhältnisse zwischen den theoretischen Werten und den gemessenen folgt:

Tatsächliche Kälteleistung (umgerechnet)

$$Q'_0 = \varphi \cdot Q_{20} \cdot G_0 = 0,861 \cdot 284,77 \cdot 280,5 = 68800 \text{ kcal/h,}$$

tatsächlicher indizierter Energiebedarf

$$(N_i)_0 = \frac{42,2 \cdot 280,5}{0,903 \cdot 632} = 20,7 \text{ PS}_1,$$

Kälteleistung auf 1 PS_i

$$k'_0 = \frac{68800}{20,7} = 3320 \text{ kcal/PS}_i.$$

27. Versuchsergebnisse an einer Eisanlage und deren Umrechnung.

Zur weiteren Aufklärung über die Verwendung der Entropietafel bei der Auswertung von Versuchen soll über Abnahmeversuche berichtet werden, die im März 1923 an einer Eisanlage unter der Kontrolle des Verfassers stattgefunden haben.

Der doppelwirkende und gekühlte Ammoniakkompressor wird von der Hauptwelle aus durch eine neben ihm liegende Gleichstrom-Dampfmaschine unmittelbar angetrieben; die Luftpumpe des Einspritzkondensators für den Wasserdampf befindet sich unterhalb der Kurbel der Dampfmaschine und erhält ihren Antrieb in bekannter Weise durch Schwinghebel. Das Kühlwasser strömt zuerst durch den Tauchkondensator der Kälteanlage, von da fließt der größere Teil in den

Einspritzkondensator, während der Rest den Ölabscheider zu kühlen hat, der in der Ammoniakdruckleitung eingeschaltet ist.

Vom Regulierventil strömt die ganze Menge des umlaufenden Kälte-trägers in den hochgestellten Abscheider und von da durch die Schlangen des Eisgenerators.

Die Firma Gebr. Sulzer A.-G. Winterthur als Erbauerin hat folgende Werte gewährleistet:

| | |
|--|-----------|
| Eiserzeugung in der Stunde | 4000 kg/h |
| Dampfverbrauch (12 Atm., 300° vor Maschine) . . . | 968 „ |
| Temp. d. Gefrier- u. Kühlwassers a. Eintritt | 15° C |
| Temperatur des Kühlwassers am Einspritzkondensator . | 15° „ |
| Kühlwassermenge | 85 cbm/h |

Der Hauptversuch dauerte ohne Unterbruch 30 Stunden und wurde begonnen, nachdem die Anlage bereits mehr als einen Tag im gewöhnlichen Betrieb gestanden hatte. Innerhalb der ganzen Versuchszeit ergab sich ein Abschnitt von 12 Stunden mit ganz unveränderlicher Soletemperatur und unveränderlicher Umlaufmenge; deshalb ist für die Auswertung der Zahlen vorerst die Zeit des vollständigen Beharrungszustandes benützt worden. Nur die Berechnung der Vorgänge im Eisgenerator müssen sich auf die gesamte Versuchszeit beziehen. Abgesehen von der möglichst großen Genauigkeit ist der Versuch bemerkenswert wegen der Messung der umlaufenden Ammoniakmenge mittels Düse vor dem Regulierventil (siehe Abschnitt 24). Diese Drosselstelle wurde als gut abgerundete Mündung ausgeführt, damit sich der Durchmesser mit aller Genauigkeit messen läßt. Dieselbe Methode ist zur Bestimmung der gesamten Kühlwassermenge sowie derjenigen zur Kondensation des Wasserdampfes benützt worden unter Verwendung von Blenden mit scharfen Kanten. Alle drei Drosselöffnungen wurden unter Betriebsbedingungen genau geeicht, ebenso die Manometer und die Thermometer.

Aus den Aufzeichnungen während der engeren Versuchszeit von 12 Stunden haben sich folgende Mittelwerte ergeben:

| | |
|--|--------------------------------|
| Kompressor: Spannung im Druckstutzen | $p_1 = 9,30$ at abs. (21,5° C) |
| Spannung d. Ausstoßlinie, Ind.-Diagr. | $p'_1 = 10,5$ „ „ |
| Spannung im Saugstutzen | $p_2 = 2,45$ „ „ |
| Temperatur im Saugstutzen | $t_2 = -11,7$ ° C |
| Temperatur am Druckstutzen | $t = 90,2$ ° C |
| Regulierstation: Spannung in Druckleitg. | = 9,3 at abs. |
| Spannung in der Saugleitung | = 2,54 „ „ |
| Druck vor Meßdüse | = 9,0 „ „ |
| Druck im Öltopf | = 2,56 „ „ |
| Temperatur nach Ölabscheider | = 66,7 ° C. |

Mit diesen Werten läßt sich das Entropiediagramm Abb. 42 zeichnen. Der dampfförmige Kälte­träger tritt etwas überhitzt zum Zylinder (Punkt *F*). Bei adiabatischer Verdichtung (*F—P*) wird der mittlere Druck *p* der Ausstoßlinie erreicht. Vom Zylinderinnern zum Druckstutzen erfolgt eine Drosselung längs der Linie *i = 349* auf den Druck *p*₁ (*P—M*), wobei die Kühlung im Mantel die Temperatur auf den Wert *t = 90,2°* bringt (Punkt *H*). Eine weitere Kühlung erfolgt im Ölabscheider (Punkt *K*, *t = 66,7°*); der Kondensator hat demnach die unter dem Linienzug *K—D—B—E* liegende Wärme­fläche abzuleiten.

Aus dem Entropiediagramm folgt:

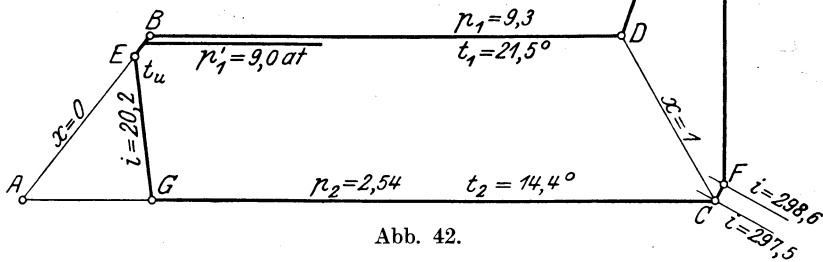


Abb. 42.

- Kälteleistung auf 1 kg, im Verdampfer aufgenommen . . $Q_2 = 297,3 - 20,2 = 277,1$ kcal/kg
- Umlaufende Menge nach Düsenmessung (s. Abschn. 24) . . $G = 1945$ kg/h
- Gesamtkälteleistung $Q_0 = 1945 \cdot 277,1 = 539000$ kcal/h
- Ad. Arbeit auf 1 kg (Linie *F—P*) $AL = 349 - 298,6 = 50,4$ kcal/kg
- Leistungsaufnahme n. E.-Diagr. $N_i = \frac{50,4 \cdot 1945}{632} = 155$ PS
- Leistungsaufnahme durch Indizieren (Kompressor $D = 380$ mm, $S = 500$ mm, Kolbenstange Kurbelseite 90 mm)
- Mittlere Drehzahl. $n = 166,0$
- Mittl. Druck-Ind.-Diagr. Kurbelseite = 3,93 Atm.
- Mittl. Druck-Ind.-Diagr. Deckelseite = 3,91 Atm.
- Ind. Leistungsaufnahme . . . $N_i = 77,6 + 81,8 = 159,4$ PS

Der kleine Unterschied (2,8 v.H.) in den beiden Methoden der Leistungsbestimmung ist auf eine gewisse Unsicherheit in der Fest-

setzung des Endpunktes P im Entropiediagramm zurückzuführen, ferner auf den Umstand, daß die wirkliche Kompressionslinie etwas von der Adiabate abweicht.

Soll das Ergebnis mit den üblichen Entwurfsrechnungen verglichen werden, so ist die adiabatische Kompression nur bis zum Druck im Kondensator zu berücksichtigen ($F - J$). Man erhält:

$$\text{Arbeit auf 1 kg} \dots\dots\dots AL = 345 - 298,6 = 46,4 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Leistungsaufnahme} \dots\dots\dots N = \frac{1945 \cdot 46,4}{632} = 143 \text{ PS}$$

$$\text{Verhältnis (innerer Wirkungsgrad)} \quad \psi = 143/159,4 = 0,897$$

Ferner ist

$$\text{Hubvolumen auf 1 Umdrehung} \quad V_n = 0,11023 \text{ cbm}$$

$$\text{Spez. Volumen im Saugstutzen} \quad v = 0,50 \text{ cbm/kg}$$

$$\text{Liefergrad des Kompressors.} \quad \lambda = \frac{1945 \cdot 0,5}{60 \cdot 0,11023 \cdot 166} = 0,886$$

b) Kondensator der Kälteanlage. Die Bestimmung der Wärmeübergänge im Kondensator kann in doppelter Art durchgeführt werden und gibt mit den übrigen Messungen eine willkommene Kontrolle der ganzen Untersuchung.

Zur Berechnung der Kondensatorleistung kann am einfachsten das Entropiediagramm benützt werden. Daraus ist für den Wärmezug

$$1945 (333,6 - 20,2) = 609560 \text{ kcal/h.}$$

Zwischen Druckstutzen und Kondensator wird abgeführt

$$1945 (347,0 - 333,6) = 26100 \text{ kcal/h}$$

oder im ganzen 635660 kcal/h. Hiervon führt der Ölabscheider 24000 kcal/h ab.

Zur unmittelbaren Bestimmung der Kondensatorleistung ist der Wasserverbrauch mittels Blende in der Zuleitung gemessen worden zu $W = 104000$ l/h. Mit der Temperaturzunahme von $13,4^\circ$ auf $18,8^\circ$ C ergibt sich als Wärme $(18,8 - 13,4) 104000 = 561600$ kcal/h. Hierzu kommt noch die im Ölabscheider fortgeführte Wärme von 24000 sowie der kleine Betrag von 3000 kcal/h als Zylinderkühlung. Vergleicht man die Summe dieser abgeleiteten Wärmen mit der Summe der eingenommenen Beträge, so ergibt sich folgende Bilanz:

| | eingeführt | | abgeleitet |
|---------------|--------------------------|-------------------|----------------------|
| Kompressor | $160 \cdot 632 = 101120$ | im Kühlwasser | 561600 kcal/h |
| Kälteleistung | 539000 „ | im Ölabscheider | 24000 „ |
| | | Zylinderkühlung | 3000 „ |
| | | in Leitungen usw. | 51520 „ |
| Gesamtwärme | <u>640120 kcal/h</u> | | <u>640120 kcal/h</u> |

c) **Eisgenerator.** Die Anlage besteht aus 2 Generatoren mit je 96 Zellenreihen zu 16 Zellen. Für einmaliges Abtauen jeder Zellenreihe wurde eine Zeit von 25,5 Stunden benötigt. In dieser Zeit wurde eine Eismenge von 62130 kg im Generator I und von 62645 kg im Generator II erzeugt, also 124775 kg im ganzen oder 4893 kg/h. In bestimmten Zeitabschnitten wurden Blöcke angebohrt und eine mittlere Temperatur von $-4,56^{\circ}$ gemessen (spez. Wärme 0,5). Das zufließende Kühlwasser zeigte $+9,35^{\circ}$, daher muß jedem Kilogramm Eis die Wärme $9,35 + 80 + 4,56 \cdot 0,5 = 91,63$ kcal/kg entzogen werden. Die Eismasse benötigt damit eine Kälte von $91,63 \cdot 4893 = 448000$ kcal/h.

Die Soletemperaturen wurden bei der ersten und der letzten Zellenreihe gemessen, und zwar sind als Mittelwerte gefunden worden bei der ersten Zellenreihe $-6,40^{\circ}$ und $-6,80^{\circ}$
 „ „ letzten „ $-7,01^{\circ}$ „ $-7,44^{\circ}$
 Mit der spezifischen Wärme von 0,735 folgt für die umlaufende Sole

$$\begin{array}{l} \text{im Generator I } \frac{223000}{0,61 \cdot 0,735} = 500000 \text{ kg/h} \\ \text{„ „ II } \frac{225000}{0,64 \cdot 0,735} = 478000 \text{ „} \end{array}$$

Während der Versuchszeit von 25,5 Stunden zeigten sich zwei Abweichungen vom Beharrungszustand. Die eine bestand darin, daß die Temperatur des Solebades etwas sank und zwar im Generator I um $0,55^{\circ}$, im Generator II um $0,42^{\circ}$. Mit dem Wasserwert der beiden Generatoren von 211250 kcal/1 $^{\circ}$ ergibt sich die entsprechende Wärme zu $211250 (0,55 + 0,42)/25,5 = 8000$ kcal/h.

Eine zweite Abweichung vom Beharrungszustand bestand darin, daß in dem ersten Teil der Versuchszeit die Eiszellen nicht genügend angefüllt wurden. Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, berechnet man die Kälteinhalte der Eiszellen am Anfang und am Ende des Versuches, ihr Unterschied ist als Zuschlag zur Kälteleistung zu buchen. Hierbei kann der Zustand des zufließenden Süßwassers als Nullpunkt angesehen werden, ferner ist der Abtauverlust von 25 kg auf je 16 Zellen zum Eisgewicht zu addieren, um die Verteilung der Zellenfüllungen am Anfang der Messungen zu erhalten. Zu diesem Zeitpunkt war Reihe 96 eben eingetaucht worden (Kälteinhalt Null), während Reihe 1 zum Ziehen bereit ist (Kälteinhalt 91,63 kcal/kg). Für die übrigen Zellenreihen verteilt sich der Kälteinhalt nach einer parabelförmigen Kurve, da der Wärmeübergang mit zunehmender Dicke der Eisschicht langsamer erfolgt. Zur Berechnung des Kälteinhaltes am Ende des Versuches wurde unter Berücksichtigung des Verlaufes der Eiserzeugungskurve angenommen, die mittlere Füllung aller Zellen falle zusammen mit der mittleren Füllung der letzten 36 Zellenreihen

am Anfang; man erhält auf diese Weise als Unterschied der Kälteinhalte zwischen Anfang und Ende des Versuchs im ganzen 313 100 kcal oder 12 300 kcal/h.

Mit diesen beiden Abweichungen vom Beharrungszustand stellt sich die Netto-Kälteleistung auf

$$Q'_0 = 448\,000 + 8\,000 + 12\,300 = 468\,300 \text{ kcal/h,}$$

was eine Eiszerzeugung von $\frac{468\,300}{91,63} = 5110 \text{ kg/h}$

ergeben hätte bei völligem Beharrungszustand während der ganzen Versuchszeit. Auch die umlaufende Menge des Kälte-trägers ist eine andere, wenn das Mittel der Manometerablesungen an der Düse auf die ganze Zeit ausgedehnt wird. Man erhält dann $G = 1870 \text{ kg/h}$ und die Gesamtkälteleistung des Kompressors

$$Q_0 = 1870 \cdot 277,1 = 518\,000 \text{ kcal/h.}$$

Der Vergleich der im Generator bei Beharrungszustand benötigten Kälte gibt

$$\varphi = 468\,300/518\,000 = 0,905.$$

In diesem Gesamtverlust von 9,5 v. H. ist der Abtauverlust mit 25 kg auf jede Reihe enthalten, was einer Wärme von

$$2 \cdot 25 \cdot 96 \cdot 91,63/25,5 = 17\,250 \text{ kcal/h}$$

entspricht, wozu noch die zum Abkühlen der Zellen nötige Wärme von 5450 kcal/h hinzukommt, also im ganzen 22 700. Mit der Wärmeentwicklung des Rühr- und Schüttelwerkes (8,3 PS) und der einfallenden Restwärme ergibt sich folgende Verteilung:

| | | |
|---------------------------------|--------------------------|------------------|
| Eisbildung im Beharrungszustand | . 468 300 kcal/h | oder 90,5 v. H. |
| Auftauverlust insgesamt | 22 700 | „ „ 4,3 „ |
| Rühr- u. Schüttelwerk 8,3 · 632 | 5 250 | „ „ 1,0 „ |
| Restbetrag (einfallende Wärme) | 21 750 | „ „ 4,2 „ |
| Kälteleistung des Kompressors | 518 000 kcal/h | oder 100,0 v. H. |

Die zur Ergänzung der Bilanz eingesetzte Wärme beträgt somit nur 4,2 v. H. der Kälteleistung.

d) Dampfmaschine. Indiz. Leistung (Zyl.-

Dmt. 500, Hub 600 mm) $N_i = 197,2 \text{ PS}$

Mech. Wirkungsgrad der ganzen Gruppe . . . $\eta_m = 0,812$

Adiab. Wärmegefälle (13 at abs. 300°, 94 v. H.

Vac.) $H_0 = 212 \text{ kcal/kg}$

Thermo-dyn. Wirkungsgrad bei Normallast . . $\eta_{th} = 0,65$

Dampfverbrauch auf 1 PS_i/h $d = 4,58 \text{ kg}$

Dieser gemessene Dampfverbrauch verlangt eine mehrfache Umrechnung, wenn er mit den vertraglich festgesetzten Zahlen verglichen werden soll. Die Eiszerzeugung ist mit Süßwasser von 9,35° vor sich

gegangen, mit Wasser von 15° vermindert sich die Erzeugung auf

$$\frac{9,35 + 80 + 0,5 \cdot 4,56}{15 + 80 + 0,5 \cdot 4,56} \cdot 5110 = 4810 \text{ kg/h.}$$

Die zweite Umrechnung bezieht sich auf das Kühlwasser. Der Kondensator der Kälteanlage hat $104,4 \text{ cbm/h}$ gebraucht und das Wasser von $13,4$ auf $18,8^{\circ}$ erwärmt, wobei das Ammoniak bei $21,5^{\circ}$ verflüssigte. Diese letztere Temperatur würde sich mit Wasser von 15° auf $21,5 + (15 - 13,4) = 23,1^{\circ}$ erhöhen. Eine weitere Steigerung ergibt sich zufolge der Wassermenge von $104,4 \text{ cbm}$ statt von 85 cbm/h , nämlich auf $23,1 + (18,8 - 13,4) \frac{(104,4 - 85)}{85} = 24,33^{\circ}$. Damit wächst

die adiabatische Kompressionsarbeit von $46,4$ auf $49,4 \text{ kcal/kg}$ und die indiz. Leistung steigt auf $160 \cdot 49,4/46,4 = 170,2 \text{ PS}_i$.

Bei der vorgesehenen Eiserzeugung von 4000 kg/h vermindert sich diese Kompressorleistung auf $170,2 \cdot 4000/4810 = 142 \text{ PS}_i$ und die Dampfmaschinenleistung auf $142/0,81 = 175 \text{ PS}_i$. Dieser verkleinerten Leistung entspricht aber auch ein kleinerer thermo-dynamischer Wirkungsgrad, er sinkt von $0,65$ auf $0,644$, so daß der spezifische Dampfverbrauch auf $632/0,644 \cdot 212 = 4,62 \text{ kg/PS/h}$ steigt. Der gesamte Dampfverbrauch bei der Eiserzeugung von 4000 kg/h stellt sich unter den vertraglich festgesetzten Bedingungen somit auf $4,62 \cdot 175 = 810 \text{ kg/h}$, d. h. um **16,3 v. H. niedriger** als gewährleistet.

28. Aufzeichnung des Druck-Volumendiagramms.

Für die Berechnung des Kurbeltriebes und des Schwungrades wird das p - v -Diagramm verlangt. Zu seiner Aufzeichnung kann in einfachster Weise die geradlinige Adiabate des Entropiediagramms benutzt werden. Das Verfahren ist weitaus genauer als die bekannte Konstruktion nach Brauer, bei der sich eine kleine anfängliche Ungenauigkeit mit dem Fortschreiten der Punktbestimmung stets vergrößert.

Man legt auf die Entropietafel durchsichtiges Papier und trägt darauf die Schnittpunkte einer Anzahl p -Linien mit der Adiabate ein. Am besten wählt man dazu die in der Tafel schon gezeichneten p -Linien, die den Sättigungstemperaturen von 5 zu 5 Grad entsprechen. Die Ordinaten dieser Schnittpunkte sind die zu den Drücken gehörigen Temperaturen, ihre absoluten Werte führen mit der Zustandsgleichung zu den spezifischen Volumen. Damit sind für das neue Diagramm die Abszissen v zu den gewählten Ordinaten p bestimmt, beide lassen sich in einem beliebigen Maßstab aufzeichnen.

Fällt der Schnittpunkt einer p -Linie und einer v -Linie des Entropiediagramms zufällig auf die Adiabate, so sind diese beiden Werte un-

mittelbar zu benutzen ohne die Zustandsgleichung verwenden zu müssen. Da aber die Schnitte der beiden Linien schief sind, ist es immerhin genauer, wenn in der Entropietafel nur die Temperaturen abgelesen werden. Die Schnittpunkte der p -Linien mit den wagerechten Temperaturlinien sind sehr deutlich erkennbar.

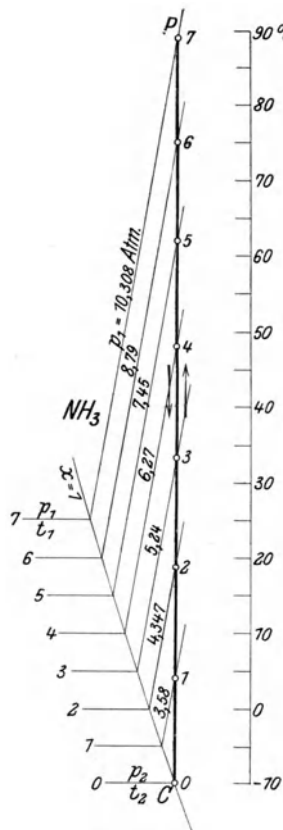


Abb. 43.

Für die adiabatische Kompression CP (Abb. 43) erhält man auf die angegebene Weise das p - v -Diagramm $CPBAC$ (Abb. 44), worin vorerst der schädliche Raum als nicht vorhanden angenommen ist. Die Strecke AC bedeutet das Ansaugvolumen, sie ist bei dem angenommenen trockenem Vorgang proportional dem spezifischen Volumen v_2'' des gesättigten Dampfes, entsprechend dem Verdampfendruck p_2 .

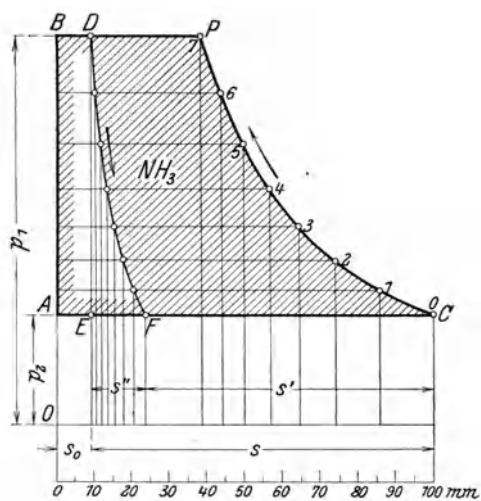


Abb. 44.

Der mittlere Überdruck des p - v -Diagramms ergibt sich mit dem Planimeter; er läßt sich auch unmittelbar aus dem Entropiediagramm berechnen, wie dies in Abschnitt 23 gezeigt worden ist. Für den theoretischen Vorgang ist dabei $\lambda = 1$ und $\psi = 1$ zu setzen.

In derselben Abb. 44 ist der Einfluß des schädlichen Raumes sichtbar gemacht. Wird für die Expansion der Restgase dieselbe Adiabate PC im Entropiediagramm vorausgesetzt, so sind nur noch zu den bereits gewählten Pressungen die neuen Abszissen zu berechnen. Im p - v -Diagramm trägt man den gegebenen schädlichen Raum s_0

ein, Strecke AE , dann ist nicht mehr AC , sondern EC das Hubvolumen s . Zu Beginn der Expansion im Punkt D (Abb. 44) ist $BD = s_0$ das Volumen, wobei aber zu D und zu P dieselben spezifischen Volumen zugehören. Die Abszissen der Kompressionslinien sind also mit dem Verhältnis BD/BP zu multiplizieren, um die Abszissen der Expansionslinie für dieselben Ordinaten zu erhalten.

Auf diese Weise kann die Expansionslinie rasch und genau eingezeichnet werden, während gerade hier die anderen Methoden zu ungenau sind, um Verwendung zu finden.

In der Strecke $s' = FC$ erhält man schließlich den Liefergrad des Diagrammes

$$\lambda = \frac{s'}{s}$$

Zur Berechnung des mittleren Überdruckes ist zu berücksichtigen, daß das Ansaugen jetzt durch die Strecke s' dargestellt ist; es fließt daher im Verhältnis λ weniger Gewicht zum Kompressor, wodurch sich der Arbeitsbedarf verkleinert; folglich ist

$$p_i = \frac{(AL) 427 \cdot \lambda}{v_2''}$$

Dieser Wert dient zur Kontrolle des ausgemessenen Druckes.

Beispiel: Führt man diese Darstellung für Ammoniak in der beschriebenen Weise durch, so ergeben sich unter Annahme eines Mittelwertes von $R = 47$ die in Zahlentafel XI aufgeführten Werte. Dabei ist als ursprüngliche Länge der Strecke AC

$$(AC) = 100 \text{ mm}$$

angenommen.

Zahlentafel XI.

| Punkte | p Atm. | t °C | T | v cbm/kg | Kompr. x mm | Expans. x' mm |
|--------|-------------|-----------|-------|---------------|---------------------|-----------------------|
| 0 | 2,923 | — 10 | 263,0 | 0,425 | 100,0 | 23,5 |
| 1 | 3,58 | + 4 | 277,0 | 0,364 | 85,8 | 20,2 |
| 2 | 4,347 | 18,5 | 291,5 | 0,315 | 74,0 | 17,4 |
| 3 | 5,24 | 33,4 | 306,4 | 0,275 | 64,6 | 15,2 |
| 4 | 6,27 | 48,0 | 321,0 | 0,240 | 56,5 | 13,3 |
| 5 | 7,45 | 62,0 | 335,0 | 0,211 | 49,6 | 11,7 |
| 6 | 8,79 | 75,0 | 348,0 | 0,186 | 43,75 | 10,3 |
| 7 | 10,308 | 89,5 | 362,5 | 0,164 | 38,6 | 9,1 |

Man findet z. B. für die Abszisse des Punktes 1 mit dem spezifischen Volumen $v_1 = 0,364$ cbm/kg

$$x_1 = \frac{0,364}{0,4247} \cdot 100 = 85,8 \text{ mm usw.}$$

Der mittlere Druck des Diagramms ohne Vorhandensein des schädlichen Raumes ist

$$p_i = \frac{42,2 \cdot 427}{0,4247} = 42500 \text{ kg/qm} = 4,25 \text{ Atm. abs.}$$

Die Zahlentafel XI enthält ferner die Abszissen x' der Expansionslinie. Um die Abweichung recht deutlich hervortreten zu lassen, ist als schädlicher Raum der außergewöhnlich große Wert von $s_0/s = 10$ v. H. gewählt worden.

Nun ist für diesen Fall EC das Hubvolumen

$$\text{folglich} \quad \begin{array}{l} s_0 + s = 100,0 \text{ mm}, \\ s = 90,9 \text{ mm}, \end{array} \quad \begin{array}{l} s_0 = 0,1 \cdot s, \\ s_0 = 9,1 \text{ mm}. \end{array}$$

Mit diesen Beträgen ergeben sich die eingeschriebenen Werte, und zwar ist vom höchsten Punkt 7 an zu beginnen. Für Punkt 6 ist z. B.

$$x'_6 = \frac{0,186}{0,164} \cdot 9,1 = 10,3 \text{ mm usw.}$$

Aus dem p - v -Diagramm folgt als Lieferungsgrad

$$\lambda = \frac{100 - 23,5}{90,9} = 0,842,$$

damit wird der mittlere Überdruck

$$p_t = \frac{42,2 \cdot 427 \cdot 0,842}{0,4247} = 35800 \text{ kg/qm} = 3,58 \text{ Atm.},$$

was mit der Ablesung des Planimeters übereinstimmt.

29. Übertragung des Indikatordiagramms in das Entropiediagramm.

Die im vorigen Abschnitt erklärte Methode kann in umgekehrter Reihenfolge verwendet werden, um die vom Indikator aufgezeichnete

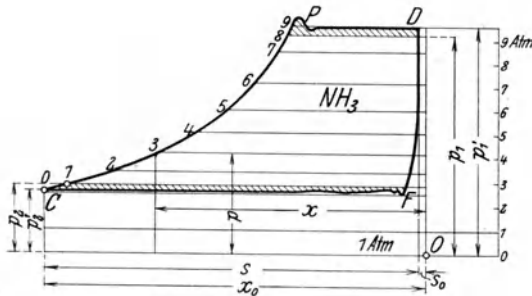


Abb. 45.

tatsächliche Kompressionslinie in das Entropiediagramm zu übertragen.

Im Indikatordiagramm Abb. 45 ist zunächst das Volumen des schädlichen Raumes im richtigen Verhältnis zum

Hubvolumen einzuzeichnen. Alsdann sticht man zu einer Anzahl

Ordinaten p die Abszissen x der Kompressionslinie ab, deren Anfangswert x_0 proportional dem bekannten Volumen v_0 des Dampfes ist.

Ein anderes Volumen v findet sich aus $v = v_0 \cdot \frac{x}{x_0}$. Zu diesen Werten p

und v gibt die Zustandsgleichung die Temperaturen T bzw. t , womit die Punkte in das Entropiediagramm eingetragen werden können.

Für das in Abb. 45 gezeichnete Indikatordiagramm mit einem schädlichen Raum von 2 v. H. und $x_0 = 102$ mm hat die Rechnung folgende Beträge ergeben:

Zahlentafel XII.

| Punkt | p Atm. | x mm | v cbm/kg | T | t °C |
|-------|-------------|-----------|---------------|-------|-----------|
| 0 | 2,63 | 102,0 | 0,475 | 260,5 | - 12,5 |
| 1 | 2,923 | 95,8 | 0,446 | 272 | - 1 |
| 2 | 3,579 | 84,5 | 0,393 | 293 | + 16 |
| 3 | 4,347 | 72,0 | 0,335 | 303 | 30 |
| 4 | 5,242 | 62,0 | 0,288 | 315 | 42 |
| 5 | 6,271 | 53,8 | 0,250 | 328 | 55 |
| 6 | 7,45 | 47,0 | 0,219 | 340 | 64 |
| 7 | 8,792 | 40,6 | 0,189 | 346 | 73 |
| 8 | 9,43 | 38,0 | 0,177 | 348 | 75 |
| 9 | 9,81 | 37,0 | 0,172 | 352 | 79 |

Das zugehörige Entropiediagramm (Abb. 46) zeigt eine Kompressionslinie 0 bis 9, die anfänglich etwas rechts von der Adiabaten $O \rightarrow P$ ansteigt; diese Erscheinung hat ihre Ursache in der Ausstrahlung vom warmen Kolben aus. Im weiteren Verlauf der Kompression macht sich die steigende Temperatur im Innern des Zylinders geltend; es fließt Wärme nach außen ab, so daß die Kompressionslinie nach links umbiegt.

In beiden Diagrammen sind die den Grenztemperaturen entsprechenden Drucke p_1 und p_2 eingetragen, wie sie die Druckmesser am Kondensator und am Verdampfer anzeigen. Man erkennt damit die Druckverluste zwischen den beiden Räumen und dem Kompressor. Die entsprechenden Energieverluste gegenüber der Adiabate $A \rightarrow P$ der verlustfreien Kompression sind in Abb. 46 schraffiert; dadurch ist die Verteilung des Verlustes sichtbar gemacht; ferner kann das Verhältnis ψ des theoretischen zum indizierten Energieverbrauch bestimmt werden.

Diese Übertragung läßt sich wiederholen für die Expansionslinie DF aus dem schädlichen Raum. Aller-

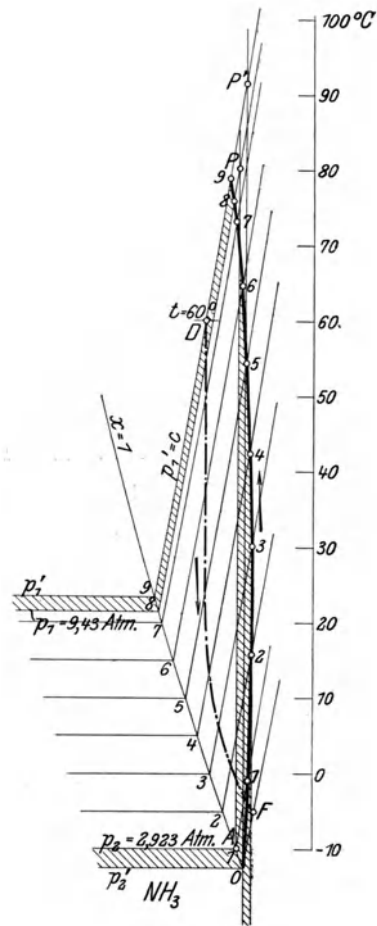


Abb. 46.

dings ist es bei den kleinen Beträgen der Abszissen x schwierig, das Verfahren für eine größere Zahl von Punkten durchzuführen. Bei der vorliegenden Aufgabe genügt es aber meistens, den Anfangs- und Endpunkt zu übertragen.

Der Anfangspunkt D im Entropiediagramm ist durch den Ausstoßdruck p_1' und die zu messende Temperatur t' im Druckventilgehäuse gegeben. Diese Temperatur ist naturgemäß etwas kleiner als diejenige am Ende der Kompression. In Abb. 46 ist sie mit $t' = 60^\circ$ eingezeichnet, damit ist $v' = 0,163$ cbm/kg, entsprechend dem schädlichen Raum $s_0 = 2$ mm. Für den Endpunkt F zeigt das Indikator-diagramm $x = 6$ mm. Damit folgt

$$v = \frac{6}{2} \cdot 0,163 = 0,49 \text{ cbm/kg}$$

und die Ordinate des Endpunktes F aus der Zustandsgleichung

$$t = -5^\circ \text{ C.}$$

Nun kann nach Eintragen der beiden Punkte die Expansionslinie DF gezeichnet werden. Sie verläuft anfänglich adiabatisch, wird aber bei tieferen Temperaturen nach rechts abgelenkt infolge der Wärmeaufnahme von den Wandungen. Der Restdampf bleibt am Ende der Expansion noch etwas überhitzt, der Unterschied seines Zustandes gegenüber dem Ansaugvolumen ist aber unbedeutend. Damit sind die Wärmevergänge sichtbar gemacht, und die Aufgabe kann in derselben Weise weiter verfolgt werden wie bei den Luftkompressoren¹⁾.

III. Wärmedurchgang.

30. Allgemeine Gesetze.

Beim Entwurf von Kälteanlagen ist die Wärmeübertragung von dem einen zum andern flüssigen oder gasförmigen Wärmeträger zu berechnen, die durch eine feste Wand voneinander getrennt sind. Die Gesetze des Wärmedurchgangs lassen sich zur Lösung von zwei Fragen verwenden, einmal zur Berechnung der Kälteleistung, wenn die im gegebenen Kühlraum dauernd zu erhaltende Temperatur vorgeschrieben ist; in diesem Fall soll möglichst wenig Wärme durch die isolierten Wandungen einfließen. Die zweite Verwendung dieser Gesetze findet statt zur Berechnung der Oberflächen der Kondensatoren und der Verdampfer; als Wandungen sind hier die zylindrischen Oberflächen der Rohrschlangen zu verstehen, sie sollen möglichst viel Wärme durchlassen; diese Wandung kann aus einigen Schichten zusammen-

¹⁾ Ostertag, P.: Kolben- und Turbokompressoren. 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923.

gesetzt sein, wenn z. B. die schmiedeisernen Rohre eine Schicht von Kesselstein oder Farbe tragen.

a) **Ebene Wandung.** Durch die ebene Wandfläche F (qm) soll die Wärme Q von einem warmen (t_1) zu einer kalten (t_2) Flüssigkeit fließen; die trennende Wand besteht aus zwei Materialien mit den Dicken δ_1 und δ_2 (Abb. 47).

Diese Wärmeströmung hat verschiedene Widerstände zu überwinden, wodurch sich die Temperatur von t_1 auf $\vartheta_1, \vartheta, \vartheta_2$ und t_2 absenkt. Beim Übergang von der warmen Flüssigkeit an die Wand ergibt sich die Beziehung

$$Q = \alpha_1 F (t_1 - \vartheta_1) \dots \dots \dots 1)$$

worin α_1 die Übergangszahl genannt wird, ferner folgt aus dem Leitungswiderstand in der ersten Wandschicht:

$$Q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} F (\vartheta_1 - \vartheta) \dots \dots \dots 2)$$

aus dem Leitungswiderstand in der zweiten Schicht:

$$Q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} F (\vartheta - \vartheta_2) \dots \dots \dots 3)$$

beim Übergang von der festen Wand an die kalte Flüssigkeit

$$Q = \alpha_2 F (\vartheta_2 - t_2).$$

Durch Addition dieser Gleichungen erhält man

$$Q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = F (t_1 - t_2)$$

oder zur Abkürzung

$$Q = k F (t_1 - t_2) \dots \dots \dots 5)$$

worin

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \dots \dots \dots 6)$$

Die derart zusammengesetzte Durchgangszahl k ist aus Gleichung 6 für jede Wandfläche besonders zu berechnen, nachdem die Zahlenwerte $\alpha_1, \alpha_2, \lambda_1, \lambda_2$ usw. bekannt sind (s. Hütte 1919, S. 385).

Mit k können nun die Wandungstemperaturen berechnet werden unter Benutzung der Gl. 1 und 4:

$$\vartheta_1 = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 F} = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} (t_1 - t_2) \dots \dots \dots 7)$$

$$\vartheta_2 = t_2 + \frac{Q}{\alpha_2 F} = t_2 + \frac{k}{\alpha_2} (t_1 - t_2) \dots \dots \dots 8)$$

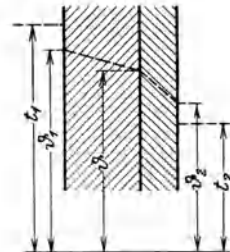


Abb. 47.

Bei der Entwicklung der Formel 5 wurde vorausgesetzt, die Temperaturen t_1 und t_2 bleiben auf der ganzen Fläche F unverändert. Nun strömen aber die Flüssigkeiten der Fläche entlang und verändern ihre Temperaturen. Die warme Flüssigkeit G_1 kühlt sich um $t'_1 - t''_1$ ab, die kalte G_2 erwärmt sich um $t''_2 - t'_2$ im Gegenstrom oder von t''_2 auf t'_2 im Gleichstrom. Die in der Stunde abgegebene und aufgenommene Wärme beträgt daher

$$Q = -G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) \quad \dots \dots \dots 9)$$

$$Q = \pm G_2 c_2 (t'_2 - t''_2) \quad \dots \dots \dots 10)$$

worin das Positive Zeichen für Gleichstrom gilt.

Für die kleinen Temperaturänderungen dt_1 bzw. dt_2 schreiben sich diese Gleichungen

$$\begin{aligned} dQ &= -G_1 c_1 dt_1 \\ dQ &= \pm G_2 c_2 dt_2, \end{aligned}$$

damit wird der Unterschied

$$d\tau = dt_1 - dt_2 = -\frac{dQ}{G_1 c_1} \pm \frac{dQ}{G_2 c_2}.$$

Durch Integration ergibt sich

$$\tau_a - \tau_e = Q \left(-\frac{1}{G_1 c_1} \pm \frac{1}{G_2 c_2} \right),$$

worin der Temperaturunterschied der Flüssigkeiten am Anfang der Fläche $\tau_a = t'_1 - t'_2$ und am Ende der Fläche $\tau_e = t''_1 - t''_2$. An irgendeiner Stelle verursacht der Temperaturunterschied $\tau = t_1 - t_2$ einen Austausch dQ auf die kleine Fläche dF

$$dQ = k dF \tau,$$

in die Gleichung für $d\tau$ eingesetzt

$$\frac{d\tau}{\tau} = \frac{k dF}{-G_1 c_1 \pm G_2 c_2},$$

damit folgt

$$\begin{aligned} \ln \frac{\tau_a}{\tau_e} &= k F \left(\frac{1}{-G_1 c_1 \pm G_2 c_2} \right) \\ &= \frac{k F (\tau_a - \tau_e)}{Q}, \end{aligned}$$

damit ergibt sich die Schlußgleichung

$$Q = k F \tau_m \quad \dots \dots \dots 11)$$

worin

$$\tau_m = \frac{\tau_a - \tau_e}{\ln \frac{\tau_a}{\tau_e}} \quad \dots \dots \dots 12)$$

Die allgemeine gültige Gleichung 11 geht in die Form Gleichung 5 über, wenn statt der Funktion τ_m der Unterschied der Temperaturen beider Flüssigkeiten eingesetzt wird.

Ist die Erwärmung bzw. die Abkühlung der Flüssigkeiten nicht groß, so darf statt der logarithmischen Funktion τ_m einfach gesetzt werden

$$\tau'_m = \frac{t'_1 + t''_1}{2} - \frac{t'_2 + t''_2}{2} \dots \dots \dots 13)$$

um die Rechnung zu vereinfachen. Der dadurch entstehende Fehler beträgt:

| | | | | | |
|--------------------------|---------|-------|-------|-------|--------|
| $\frac{\tau_a}{\tau_e}$ | = 0,66 | 0,50 | 0,33 | 0,25 | 0,20 |
| $\frac{\tau'_m}{\tau_m}$ | = 1,014 | 1,038 | 1,099 | 1,154 | 1,210. |

Zylindrische Durchgangsfläche. Nehmen wir an, das dickwandige Rohr (innerer Radius r_1 , äußerer Radius r_2) bestehe aus zwei Schichten, so können für den Eintritt und für den Austritt der Wärme die Gleichungen 1 und 4 unmittelbar angewendet werden und lauten für die Rohrlänge l

$$Q = 2 \pi l r_1 a_1 (t_1 - \vartheta_1)$$

$$Q = 2 \pi l r_2 a_2 (\vartheta_2 - t_2)$$

Für die Wärmeleitung durch eine beliebige dünne Schicht von der Dicke dr ist nach Gleichung 2

$$Q = 2 \pi l r \frac{\lambda_1}{dr} dt$$

oder

$$dt = \frac{Q}{2 \pi l \lambda_1} \frac{dr}{r}$$

durch Integration erhält man

$$\vartheta_1 - \vartheta = \frac{Q}{2 \pi l \lambda_1} \ln \frac{r_1}{r}$$

oder

$$Q = 2 \pi l \lambda_1 (\vartheta_1 - \vartheta) \ln \frac{r_1}{r}$$

ebenso ist für die zweite Schicht

$$Q = 2 \pi l \lambda_2 (\vartheta - \vartheta_2) \ln \frac{r}{r_2}$$

Addiert man diese Gleichungen, so ergibt sich eine Formel von der Form

$$Q = 2 \pi l k (t_1 - t_2) \dots \dots \dots 14)$$

worin

$$k = \frac{1}{a_1 r_1} + \frac{1}{a_2 r_2} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r}{r_2} \dots \dots \dots 15)$$

Häufig tritt die Leitungsfähigkeit λ_1 bzw. λ_2 ganz in den Hintergrund gegenüber der Übergangszahl a_1 , z. B. zwischen Gasen und eisernen Röhren, dann darf die einfache Formel für ebene Wände (Gleichung 6) genommen werden. Dabei ist diejenige Oberfläche einzusetzen, an der die kleinere Übergangszahl zu erwarten ist. Weichen die beiden Übergangszahlen a_1 und a_2 wenig voneinander ab, so kann der mittlere Durchmesser $\frac{d_1 + d_2}{2}$ eingesetzt werden.

31. Wärmeübergangszahlen für Rohre.

Beim Entwurf des Kondensators und des Verdampfers von Kälteanlagen ist es vor allem nötig, die Wärmeübergangszahlen durch Rohre zu kennen. Der Übertritt von einer Flüssigkeit in die Rohrwand oder umgekehrt ist abhängig von einer ganzen Anzahl von Faktoren, in erster Linie von der Geschwindigkeit w (m/sek) der Flüssigkeit (oder des Gases), vom Durchmesser d (m) der zylindrischen Eintritts- oder Austrittsfläche, von der Wandungstemperatur t und von der Art der Flüssigkeit.

Für den Übergang von Wasser an die Rohrwand berechnet sich die Übergangszahl aus der Formel von Soenecken

$$\left. \begin{array}{ll} \text{bei glatten Wänden} & a = \frac{2020 w^{0,8}}{d^{0,1}} (1 + 0,014 t) \dots \dots \dots \\ \text{„ rauhen „} & a = \frac{735 w^{0,6}}{d^{0,3}} (1 + 0,014 t) \dots \dots \dots \end{array} \right\} 16)$$

Man erhält z. B. für $d = 0,040$ m, $w = 1$ m/sek und $t = 0^\circ \text{C}$, bei glatten Rohren $a = 2800$, bei rauhen Rohren $a = 1940$. Die Gleichung 16 gibt allerdings für sehr kleine Geschwindigkeiten zu kleine Werte; erfahrungsgemäß ist bei $w = 0$ der Wert $a = 70$; dieser Betrag ist demnach als unterer Grenzwert einzusetzen.

Für den Übergang von flüssigem Ammoniak kann Formel 16 ebenfalls benutzt werden, wenn die Vorzahl auf die Hälfte vermindert wird; bei flüssiger Kohlensäure ist das Ergebnis für Wasser mit etwa 0,56 bis 0,6 zu multiplizieren¹⁾.

Dient die Rohrfläche zur Kondensation von feuchtem Wasserdampf, der die Wärme sehr gut überträgt, so darf mit

$$a = 10000$$

¹⁾ Genaueren Aufschluß gibt: ten Bosch: Die Wärmeübertragung. Berlin: Julius Springer 1922.

gerechnet werden, dieser Wert sinkt auf $\alpha = 8000$ bei kondensierendem Ammoniakdampf. Hierbei ist zu bemerken, daß schon sehr kleine Luftmengen die Übergangszahl stark herabmindern.

Der Wärmeübergang eines Gases an die Rohrwand ist außer den genannten Einflüssen abhängig von der spezifischen Wärme, vom spezifischen Gewicht und von der Wärmeleitungsfähigkeit des Gases. Nach Nusselt lautet der Zusammenhang:

$$\alpha = 18,1 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w d \gamma c_p}{\lambda} \right)^{0,8} \dots \dots \dots 17)$$

Die Leitfähigkeit λ ist beeinflußt vom Mittelwert t der Temperatur zwischen Gas und Wandung

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \mu t) \dots \dots \dots 18)$$

Bei Entwurfsrechnungen kann die Wandungstemperatur geschätzt werden, sie liegt nur wenig über der mittleren Wassertemperatur. Für die in Frage kommenden Gase gelten folgende Festwerte:

| Stoff | Luft | CO ₂ | NH ₂ | SO ₂ |
|-------------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|
| λ_0 | 0,020 | 0,0121 | 0,0165 | 0,012 |
| μ | 0,0023 | 0,00385 | 0,0054 | 0,0038 |
| c_p | 0,24 | — | 0,56 | 0,154 |
| R | 29,3 | 19,27 | 49,8 | 13,24 |

Kohlensäure zeigt eine große Veränderlichkeit der spezifischen Wärme, in der Nähe des Sättigungszustandes kann man für verschiedene Pressungen folgende Werte benutzen:

| | | | | | | | | | | |
|-----------------|---------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|
| p Atm. abs. = | 24 | 28 | 32 | 45 | 54 | 62 | 68 | 76 | 82 | 87 |
| c_p | = 0,254 | 0,257 | 0,26 | 0,27 | 0,275 | 0,33 | 0,39 | 0,745 | 0,57 | 0,64 |

Will man in Gleichung 17 das unveränderliche Gewicht des durchfließenden Gases einsetzen, so ist mit $G = F w \gamma = \frac{\pi}{4} d^2 w \gamma$ kg/sec

$$\alpha = 18,1 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{4 G c_p}{\pi d \lambda} \right)^{0,8} \dots \dots \dots 19)$$

Ist der Durchgangsquerschnitt nicht kreisförmig, so hat man nur in Gleichung statt πd den Umfang u und statt d den Wert $\frac{4 F}{u}$ einzusetzen und erhält

$$\alpha = 18,1 \frac{\lambda u}{F} \left(\frac{4 G c_p}{u \lambda} \right)^{0,8} \dots \dots \dots 20)$$

Die einzelnen Größen üben einen bedeutenden Einfluß auf die Wärmeübergangszahl aus, besonders die Art des Stoffes und seine Durchfließgeschwindigkeit. Um diese Verhältnisse zu erkennen, be-

rechnen wir den Wärmedurchgang für ein schmiedeisernes Rohr von 25 mm l. W. und 2 mm Wandstärke. Die eintretenden überhitzten Dämpfe (NH_3 , CO_2 , SO_2) sollen sich von 115° auf 25° abkühlen, wobei die letztere Zahl als Sättigungstemperatur zu gelten hat.

Fließt Ammoniakgas mit $w = 20$ m/sec durch die Leitung, so ergibt sich folgende Berechnung:

$$p_m = 10,3 \text{ at abs.}, \quad t_m = \frac{115 + 25}{2} = 70^\circ, \quad c_p = 0,56, \quad \gamma = 6,0$$

damit ist die Leitungsziffer des Gases

$$\lambda = 0,0165 (1 + 0,0054 \cdot 70) = 0,0227$$

und die Übergangszahl des Gases

$$\alpha = 18,1 \cdot \frac{0,0227}{0,025} \left(\frac{20 \cdot 0,025 \cdot 6,0 \cdot 0,56}{0,0227} \right)^{0,8} = 513.$$

Für den Leitungswiderstand des Eisens ist

$$\frac{\delta}{\lambda_1} = \frac{0,002}{56} = \frac{1}{28000}.$$

Das auf der Außenseite des Rohres fließende Wasser kann nach Gleichung 16 mit einer mittleren Temperatur $t = 15^\circ$ berechnet werden und gibt mit $w = 2$ m/sec Wassergeschwindigkeit

$$\alpha = \frac{735 \cdot 2^{0,8}}{0,029^{0,3}} (1 + 0,014 \cdot 15) = 4500$$

damit folgt für die Durchgangszahl

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{513} + \frac{1}{28000} + \frac{1}{4500} = 0,00223$$

$$k = 450.$$

Die Wandstärke und der Übergang an das Wasser spielen demnach eine untergeordnete Rolle.

Weit günstiger verhält sich Kohlensäure unter denselben Bedingungen. Bei einer Sättigungstemperatur von 25°C beträgt der Druck $p = 65,4$ at abs., damit wird bei Heißdampf von 70°

$$\gamma = 128 \text{ kg/cbm}, \quad c_p = 0,33, \quad \lambda = 0,0154.$$

Mit $w = 20$ m/sec wird für dasselbe Rohr

$$\alpha = 3600.$$

Die Leitungszahl des Eisens und die Übergangszahl an das Wasser sind nun von starkem Einfluß, man erhält nämlich

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{3600} + \frac{1}{28000} + \frac{1}{4500} = 0,000536$$

$$k = 1870.$$

Rechnet man die Werte a und k für verschiedene Gas- und Wassergeschwindigkeiten, so ergeben sich die in Zahlentafel X erkennbaren Werte.

Zahlentafel XIII.

| Ammoniak (NH ₃). | | | | | | | |
|------------------------------|--------------------|------------------|----------------|----------------------|------|----------|--|
| $p_m = 10,3$ at abs., | $t_m = 70^\circ$, | $\gamma = 6,0$, | $c_p = 0,56$, | $\lambda = 0,0227$. | | | |
| $w = 5$ | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 m/sec | |
| $\alpha = 168$ | 298 | 513 | 715 | 890 | 1070 | 1270 | |

| Wasser-(H ₂ O-) Ammoniak. | | | | | | | |
|--------------------------------------|------|------|------|------|------|------|---------|
| w | 0,5 | 1,0 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 m/sec |
| α | 1475 | 2570 | 4500 | 6200 | 7800 | 9350 | 11200 |
| k | 150 | 264 | 450 | 626 | 775 | 930 | 1095 |

| Kohlensäure-(CO ₂ -) Wasser. | | | | | | | |
|---|--------------------|------------------|----------------|----------------------|------|----------|------|
| $p_m = 65,4$ at abs., | $t_m = 70^\circ$, | $\gamma = 128$, | $c_p = 0,33$, | $\lambda = 0,0154$. | | | |
| $w = 5$ | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 m/sec | |
| α | 1185 | 2060 | 3600 | 4960 | 6260 | 7470 | 8660 |
| k | 640 | 1100 | 1870 | 2500 | 3080 | 3600 | 4160 |

| Schweflige Säure. (SO ₂ -) Wasser. | | | | | | | |
|---|--------------------|------------------|-----------------|----------------------|-----|-----|-----|
| $p_m = 3,96$ at abs., | $t_m = 70^\circ$, | $\gamma = 8,7$, | $c_p = 0,154$, | $\lambda = 0,0154$. | | | |
| α | 92,5 | 132 | 229 | 316 | 397 | 475 | 550 |
| k | 86 | 125 | 217 | 298 | 362 | 445 | 514 |

Bei allen Kälteträgern ist der Vorteil erkennbar, der in der Verwendung großer Gasgeschwindigkeiten liegt. Ein lebhafter Wasserrücklauf fördert den Wärmedurchgang ebenfalls. Es sind dies die wirksamsten Mittel, um an Kühlfläche zu sparen; der damit verbundene größere Spannungsverlust zufolge vermehrter Rohrreibung darf wohl in Kauf genommen werden, da er den gewonnenen Vorteil nur unwesentlich zu vermindern vermag.

32. Berechnung des Doppelröhrenkondensators.

Für Kompressions-Kältemaschinen eignet sich der Doppelröhrenkondensator besonders gut, nicht nur weil mit ihm die Gegenstromwirkung scharf zur Ausführung gelangt, sondern weil beide Flüssigkeiten mit genügend großer Geschwindigkeit der Übertragungsfläche entlang fließen, um einen kräftigen Wärmedurchgang zu bewirken. Eine gegebene Leistungsfähigkeit des Kondensators braucht deshalb eine viel kleinere Kühlfläche, als der entsprechende Tauchkondensator. Dazu kommt als weiterer Vorteil der kleine Raumbedarf, denn die

beiden ineinander gesteckten Rohrschlangen bilden eine aufrecht stehende Wand, die äußerst wenig Bodenfläche verlangt.

Die Schlangen erhalten an den Umbiegungen Verschraubungen, um die geraden Innenrohre reinigen zu können. Eine zweckmäßige Konstruktion der Firma Gebrüder Sulzer, Winterthur, besteht darin, daß die äußere Schlange je zur Hälfte in eine Blechplatte eingepreßt wird; beide Bleche umfassen die innere Schlange und sind mit Schrauben zu einem dicht abschließenden Körper vereinigt. Das hochgespannte Kältemittel fließt in der Kernschlange, das Wasser im äußeren Ringquerschnitt. Durch Zerlegen der beiden Platten ist eine Reinigung leicht möglich.

Für die Berechnung der gesamten Kondensatorfläche F ist zu berücksichtigen, daß der Kälte­träger im allgemeinen drei Zustandsformen annimmt; für jede treten andere Durchgangszahlen und andere mittlere Temperaturunterschiede zwischen den beiden Flüssigkeiten auf. Man erhält

$$\begin{aligned} \text{für das Überhitzergebiet} & \dots \dots \dots Q' = k' F' \tau' \\ \text{für das Sättigungsgebiet} & \dots \dots \dots Q'' = k' F'' \tau'' \\ \text{für die Unterkühlung} & \dots \dots \dots Q''' = k''' F''' \tau''' \\ \text{insgesamt beträgt die Kondensatorleistung} & \dots Q_k = Q' + Q'' + Q''' \end{aligned}$$

und kann in seinen Einzelbeträgen aus dem Entropiediagramm als Unterschiede der Wärmeinhalte an den betreffenden Ecken abgelesen werden.

Beispiel: Es soll ein Doppelröhrenkondensator berechnet werden, der die umlaufende Ammoniakmenge $G = 250 \text{ kg/h}$ bei der Sättigungstemperatur $t_1 = 25^\circ$ zu verflüssigen und auf 15° zu unterkühlen hat. Der trocken gesättigte Kälte­träger gelange vom Verdampfer (-10°) zum Kompressor und werde dort adiabatisch auf 83° überhitzt. Die Temperatur des Kühlwassers erhalte eine Erhöhung von 13° auf 22° C .

Aus dem Entropiediagramm ergeben sich die fraglichen Wärmen:

| | | |
|------------------------|--|----------------|
| im Überhitzer | $Q' = 250 (340,5 - 306,7) = 8450 \text{ kcal/h}$ | (10,45 v. H.) |
| im Sättigungsgebiet | $Q'' = 250 \cdot 278,7 = 69670$ | „ (86,03 „) |
| für Unterkühlung | $Q''' = 250 (28,1 - 16,7) = 2850$ | „ (3,52 „) |
| Kondensatorleistung | $Q_k = Q' + Q'' + Q''' = 80970 \text{ kcal/h}$ | (100,00 v. H.) |
| Kälteleistung | $Q_0 = 250 (303,9 - 16,7) = 71800$ | „ |
| Energiebedarf (theor.) | $N = \frac{250 (340,5 - 303,9)}{632} = 14,5 \text{ PS.}$ | |

Die vorgesehene Temperaturerhöhung des Wassers ist möglich, wenn die Menge

$$W = \frac{80970}{22 - 13} = \sim 9000 \text{ kg/h (9,0 cbm/h)}$$

zur Verfügung steht.

Nun läßt sich die Temperaturverteilung auf der Wasserseite des Kondensators berechnen mit der Gleichung $Q = W (t'_w - t''_w)$. Am Übertritt von der Überhitzung zum Sattedampfungszustand entsteht

$$t = 22 - \frac{8450}{9000} = 21,06^\circ \text{C},$$

am Ende der Kondensation

$$t = 21,06 - \frac{69670}{9000} = 13,32^\circ \text{C},$$

am Ende der Unterkühlung bleibt (zur Kontrolle)

$$t = 13,32 - \frac{2850}{9000} = 13,0^\circ \text{C}$$

wie angenommen.

Zur Bestimmung der Durchgangszahlen müssen die Rohrabmessungen gewählt werden. Das Ammoniak (Druck 10,3 at abs.) fließe im Kernrohr von 25/30 mm Durchmesser und das Wasser im Ringquerschnitt (l. W. 50 mm); damit folgt für die drei Zustände:

a) Überhitzergebiet:

Spezifisches Volumen

$$v = 0,15 \text{ cbm/kg}$$

Geschwindigkeit im Rohr

$$w = \frac{250 \cdot 0,15 \cdot 10000}{3600 \cdot 4,9} = 21,4 \text{ m/sec}$$

mittlere Temp. d. Ammoniaks

$$\frac{83 + 23}{2} = 53^\circ$$

mittlere Wassertemperatur

$$= 21,5^\circ$$

Wandungstemperatur 23° geschätzt,

Mittelwert

$$t_m = \frac{53 + 23}{2} = 38^\circ$$

damit wird laut Gleichung 18

$$\lambda_1 = 0,0165 (1 + 0,0054 \cdot 38) = 0,0199, \quad \gamma = \frac{1}{0,15} = 6,7$$

$$\alpha_1 = 18,1 \frac{0,0199}{0,025} \left(\frac{21,4 \cdot 0,025 \cdot 0,56 \cdot 6,7}{0,0199} \right)^{0,8}$$

$$\alpha_1 = 573, \quad \frac{1}{\alpha_1} = 0,00175.$$

Zur Berechnung der Durchgangszahl für das Kühlwasser ist der Ringquerschnitt zu berücksichtigen und für d einzusetzen

$$d = \frac{4f}{u} = \frac{4 \cdot 0,00125}{3,14 \cdot 0,03} = 0,053$$

$$w_2 = \frac{9,0 \cdot 10000}{12,6 \cdot 3600} = 2,0 \text{ m/sec}$$

$$t_m = 21,0^\circ \text{C}$$

damit ist

$$\alpha_2 = 735 \frac{2,0^{0,8}}{0,053^{0,3}} (1 + 0,014 \cdot 21) = 4030$$

$$\frac{1}{\alpha_2} = 0,00025.$$

Die Wärmeleitung in der Eisenwandung (Dicke 2,5 mm) beträgt $\frac{\delta}{\lambda_e} = \frac{0,0025}{50}$,
damit ist die Durchgangsziffer

$$\frac{1}{k'} = 0,00175 + 0,00025 + 0,00005 = 0,00205$$

$$k' = 488,$$

also nur wenig kleiner als die Übergangszahl α_1 für Ammoniak. Nun kann die zur Abkühlung des überhitzten Dampfes nötige Fläche berechnet werden. Am Anfang der Fläche entsteht der Unterschied $\tau_a = 83 - 22 = 61^\circ$, am Ende $\tau_e = 25 - 21 = 4,0^\circ$, damit ist

$$\tau' = \frac{\tau_a - \tau_e}{\ln \frac{\tau_a}{\tau_e}} = \frac{61 - 4}{2,303 \cdot 1,184} = 20,9$$

und die Fläche

$$F' = \frac{8450}{488 \cdot 20,9} = 0,84 \text{ qm.}$$

b) Sättigungsgebiet: Für die Übergangszahl des nassen Ammoniaks, das sich an den Wandungen niederschlägt, kann $\frac{4}{5}$ der Übergangszahl des Wassers

gesetzt werden, d. h.
und auf der Wasserseite
damit ist

$$\alpha_1 = 8000$$

$$\alpha_2 = 5000$$

$$k'' = 2700$$

und die Fläche

$$F'' = \frac{69670}{2700 \cdot (25 - 17,2)} = 3,32 \text{ qm.}$$

c) Unterkühlung: Der Wärmedurchgang von flüssigem Ammoniak ist etwa halb so groß als der für Wasser. Mit $\gamma = 600 \text{ kg/cbm}$ und

$$w_1 = \frac{250 \cdot 10000}{600 \cdot 3600 \cdot 4,9} = 0,24 \text{ m/sec,} \quad t_m = 15^\circ$$

ist

$$\alpha_1 = 0,5 \cdot 735 \cdot \frac{0,24^{0,8}}{0,025^{0,3}} (1 + 0,014 \cdot 15) = 430,$$

als nur wenig größer als bei überhitztem Dampf, was auf die kleine Geschwindigkeit der Flüssigkeit zurückzuführen ist. Hieraus folgt

$$\frac{1}{k'''} = \frac{1}{430} + \frac{1}{5000} + \frac{0,0025}{50},$$

$$k''' = 390.$$

Mit den mittleren Temperaturen im Ammoniak 20° , im Wasser $13,15^\circ$ ergibt sich die Fläche

$$F''' = \frac{2850}{390 \cdot (20 - 13,15)} = 1,07 \text{ qm.}$$

Die Gesamtfläche des Kondensators beträgt somit

$$F = 0,84 + 3,32 + 1,07 = 5,23 \text{ qm.}$$

Die Beseitigung der Überhitzung braucht demnach 16 v. H. der ganzen Fläche, die Verflüssigung 63,5 und die Unterkühlung 20,5 v. H.; der letzte Betrag ist verhältnismäßig sehr groß, da bei der Unterkühlung nur 4 v. H. der Wärme abgeführt wird. Die berechnete Fläche zeigt eine mittlere Beanspruchung für

Wärmedurchgang von $\frac{80970}{5,23} = 1550 \text{ kcal/h/qm}$. Diese hohe Leistungsfähigkeit ist hauptsächlich der großen Durchflußgeschwindigkeit zu verdanken.

IV. Die Wasserdampf-Kältemaschine.

33. Wirkungsweise der Kälteanlage.

Die Verwendung von Wasser als Kälteträger zeigt eine bemerkenswerte Eigenart, so daß es gerechtfertigt erscheint, diese Kältemaschine gesondert zu betrachten.

Um eine Kälteleistung hervorzubringen, muß Wasser bei Temperaturen zum Sieden gebracht werden, die unter 0°C liegen; dies ist nur möglich, wenn im Verdampfer sehr kleine Drücke auftreten, wenn also die Spannung bis in die Nähe der absoluten Luftleere gesunken ist. Soll z. B. Wasser bei 0°C verdampfen, so geschieht dies unter dem Druck von 0,00622 at abs. (4,579 mm QS); bei -20° sinkt der Druck sogar auf 0,00131 at (0,96 mm QS). Die ganze Einrichtung mit ihren Rohrleitungen ist daher sorgfältig gegen Eindringen von Luft abzudichten.

Durch die Verdampfung des Kälteträgers bei diesen tiefen Drücken entstehen naturgemäß ganz außergewöhnlich große Volumen, so daß die Förderung des Dampfes aus dem Innern des Raumes besondere Vorkehrungen verlangt und die Hauptschwierigkeit dieses Systems bildet. Bei 0°C nimmt z. B. 1 kg Wasserdampf einen Raum ein von 211 cbm, bei -20° sogar von 995 cbm.

Früher wurde die Förderung derart großer Volumen in die freie Atmosphäre dadurch ermöglicht, das man Wasserdampf nach Art der Absorptionsmaschinen in Schwefelsäure verschlucken ließ; dann konnte die verdünnte Säure mit einer gewöhnlichen Pumpe aus dem Verdampfer entfernt werden. Diese Einrichtung hat sich nicht erhalten.

Kolbenpumpen (Vakuumpumpen) sind zur Förderung ganz ungeeignet, da die großen Abmessungen unzulässig hohe Eigenreibung zur Folge hätten und die Kosten der Anlage in keinem Verhältnis stehen würden zu dem erreichten Zweck. Ein Durchbrechen der Wände mit beweglichen Stangen ist zu vermeiden, da es bei den niedrigen Pressungen äußerst schwierig sein würde, z. B. Kolbenstangen gegen Eindringen von Luft nach innen genügend abzudichten.

Soll die Förderung großer Dampfvolumen mit Einrichtungen geschehen, die eine gedrängte Bauart mit mäßiger Raumbeanspruchung aufweisen, so können nur große Geschwindigkeiten für die zu bewegenden Stoffe in Betracht kommen. Derartige Anlagen sind in neuerer Zeit namentlich von Westinghouse-Leblanc und von Josse-Gensecke vorgeschlagen worden unter Benutzung von Dampfstrahl-ejektoren. Der Arbeitsdampf strömt mit großer Geschwindigkeit aus Düsen, reißt den Kaltdampf aus dem Verdampfer an und preßt ihn in den Kondensator, wo sich beide Dampfarten niederschlagen. Zu-

folge der großen Durchflußgeschwindigkeit erhält der Strahlapparat verhältnismäßig kleine Abmessungen. Gegenüber dem hohen Vakuum im Verdampfer zeigt der Kondensatorraum ein kleineres Vakuum, das immerhin mit Vorteil so hoch als möglich gehalten werden soll, damit das vom Ejektor zu überwindende Druckverhältnis in mäßigen Grenzen bleibt.

Die Einrichtung ist in Abb. 48 in ihrer einfachsten Gestalt gezeichnet. Der als stehender Kessel ausgebildete Verdampfer V empfängt

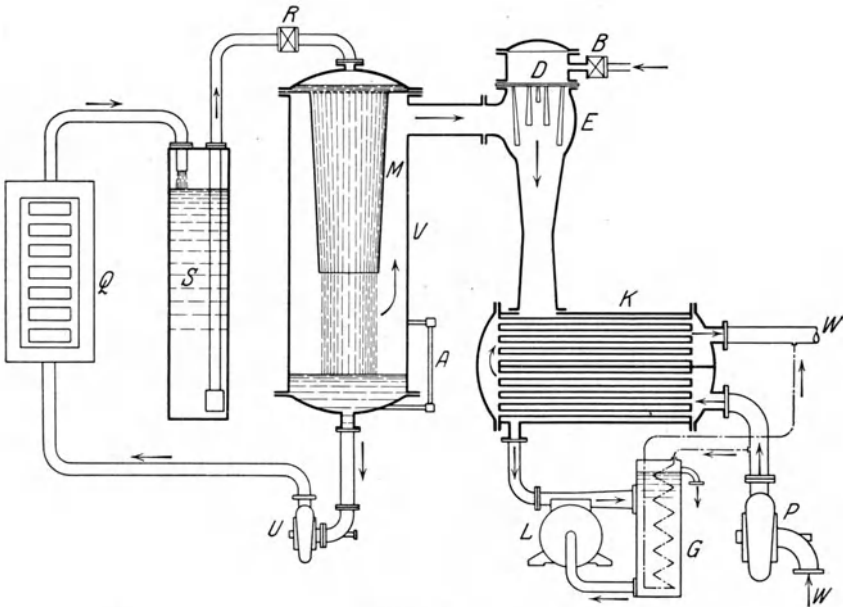


Abb. 48.

die warm gewordene Sole von oben; sie verteilt sich auf dem wagrechten Sieb und fällt als feiner Regen mit kleiner Geschwindigkeit abwärts, so daß eine große Wasseroberfläche entsteht, die zur raschen Dampfbildung Anlaß gibt. Durch den Entzug der Verdampfungswärme kühlt sich der flüssig bleibende Teil des Regens auf die gewünschte Temperatur ab und sammelt sich im unteren Teil des Kessels.

Die abgekühlte Sole ist nun befähigt, am Orte der Kälteerzeugung Q (z. B. Eisgenerator) von neuem Wärme aufzunehmen und dem Verdampfer V wieder zuzuführen. Den Umlauf besorgt die Pumpe U , die stets durch eine Flüssigkeitssäule vom Dampfraum des Kessels V getrennt gehalten werden muß; deshalb erhält der untere Teil des Kessels einen Wasserstandsanzeiger A , um die Höhenlage des Flüssigkeitsspiegels sichtbar zu machen. Die im Generator Q angewärmte

Sole ergießt sich frei in das Soleausgleichsgefäß *S*, ein Unterdruck in der Kühlleitung ist damit vermieden und kleine Unregelmäßigkeiten in der Pumpenlieferung sind unschädlich. Im Gefäß *S* stellt sich ein bestimmter Solespiegel ein und der äußere Luftdruck hebt den Soleinhalt durch die eintauchende Steigleitung in den Verdampfer, wobei die umlaufende Menge durch das Regulierventil *R* eingestellt wird.

Die übrige Einrichtung bezweckt die Fortschaffung des gebildeten Dampfes. Zunächst soll ein Mitreißen von Wasser aus dem Verdampfer möglichst vermieden werden, wozu der Mantel *M* dient, der den aufsteigenden Dampf vom abfließenden Regen trennt. Der Mantel versteht also die Rolle eines Wasserabscheiders. Zur Förderung des Dampfes aus dem Kessel *V* in den Kondensator *K* ist der Dampfstrahlejektor *E* angeordnet. Der Betriebsdampf strömt durch das Ventil *B* in ein Bündel Düsen *D* und setzt dort seinen Wärmeinhalt in Strö-



Abb. 49.

mungsenergie um. Diese Düsen besitzen eine engste Stelle mit nachfolgender Erweiterung; sie zeigen demnach eine Bauart, wie sie sich aus der Anwendung der Ausflußgesetze ergibt und zuerst von de Laval für die Dampfturbinen eingeführt worden ist.

Zur Erreichung einer günstigen Strahlwirkung ist eine größere Anzahl enger Düsen in den Boden des Ejektors eingesetzt; sie bilden Gruppen, die in konzentrischen Kreisen liegen. Die äußere Düsengruppe reicht bedeutend weiter in den Diffusor hinein als die innere, damit sich das Mitreißen des Kaltdampfes auf verschiedene Stellen des seitlich einmündenden Rohres verteilt. Die äußere Gestalt der Düsenkränze ist in Abb. 49 wiedergegeben, und in Abb. 50 das Äußere des Ejektors.

Nach dem Verlassen der Düsen gleitet der Betriebsdampf mit großer Geschwindigkeit an dem zu fördernden Kaltdampf vorbei und reißt ihn durch Reibung mit sich. Im engsten Querschnitt des Diffusorrohres fließen beide Dampfarten mit gemeinsamer Geschwindigkeit; der Betriebsdampf hat nun Strömungsenergie an den Kaltdampf abgegeben, soweit sie nicht durch die Reibung wieder in Wärme um-

gesetzt wurde. Im Diffusorrohr verwandelt sich die Geschwindigkeit in Druck um, bis am Ausfluß in den Kondensator der Druckunterschied zwischen ihm und dem Verdampfer überwunden ist.

Als Kondensator kann jede Bauart benutzt werden, wie sie bei Dampfmaschinen und Dampfturbinen in Gebrauch sind. Darin ist der Kaltdampf sowohl als der Betriebsdampf niederzuschlagen und

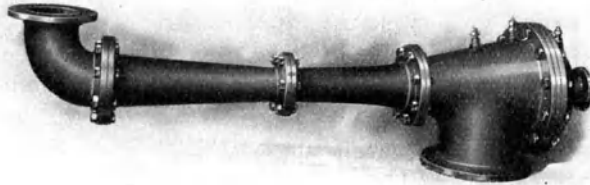


Abb. 50.

das Kondensat in die freie Atmosphäre zu schaffen. Im Gegensatz zu den früheren Prozessen wird hier der verflüssigte Kälteträger aus dem Kreislauf entfernt und muß stets wieder ersetzt werden, um der Sole dieselbe Konzentration zu erhalten. Dies geschieht einfach durch Zusetzen von soviel Wasser in das Soleausgleichsgefäß, als durch die Verdampfung entzogen worden ist.

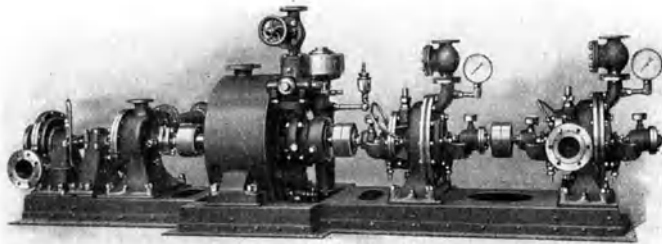


Abb. 51.

In Abb. 48 ist ein Oberflächenkondensator angedeutet, er eignet sich zur Erreichung eines hohen Vakuums besser als der Mischkondensator, in den mit dem Einspritzwasser viel Luft eintritt.

Das Kondensat und die trotz aller Vorsicht eingefallene Luft kann wohl am zweckmäßigsten mittels einer umlaufenden Naßluftpumpe *L* ins Freie gefördert werden. Als Hilfsflüssigkeit wirkt hier das Kondensat; es hat sich aber als nötig gezeigt, etwa kaltes Wasser zuzusetzen, um ein Nachverdampfen des Kondensates zu vermeiden.

Die Naßluftpumpe fördert deshalb das Gemisch in ein Kondensatgefäß G , das eine Kühlwasserschlange enthält.

Den Umlauf des Kühlwassers im Oberflächenkondensator besorgt die Kreiselpumpe P ; dabei läßt sich die Anordnung leicht so treffen,

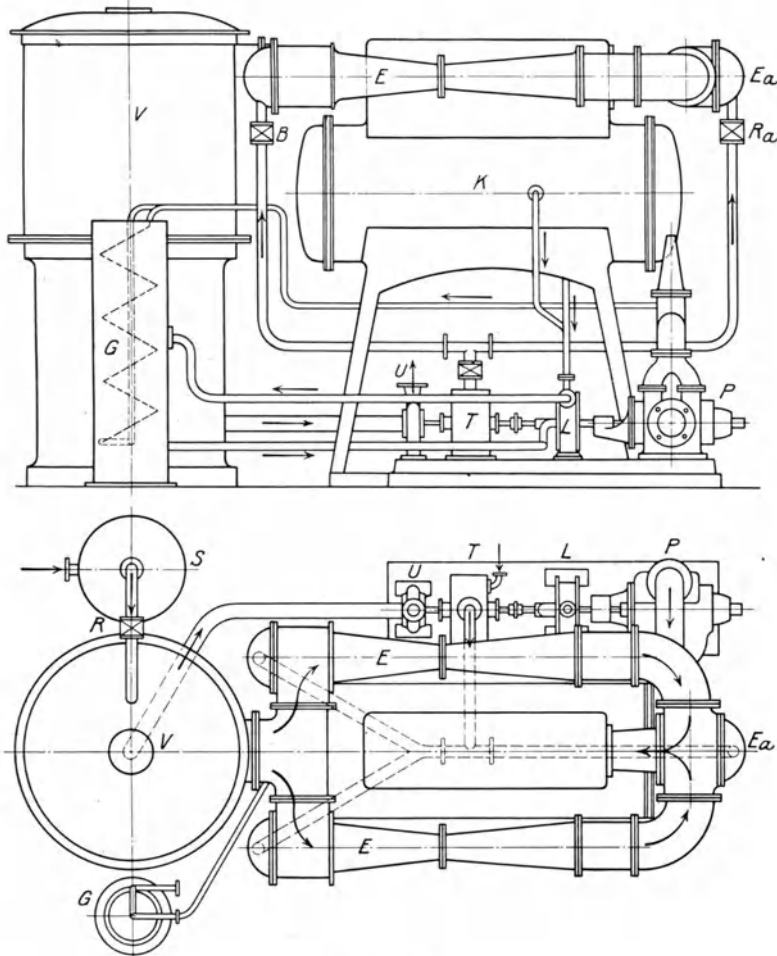


Abb. 52.

daß alle drei Pumpen von einer gemeinsamen Welle aus angetrieben werden können. In Abb. 51 ist die ganze Pumpengruppe mit der Antriebsdampfturbine sichtbar.

Von besonderem Vorteil zeigt sich bei der Wasserdampf-Kältemaschine der Umstand, daß nicht etwa nur Kesseldampf von hoher Spannung verwendet werden darf, sondern daß auch Dampf von

1 bis 3 at abs. zum Betrieb genügt. Man hat damit eine neue Verwertung des in vielen Werken in großen Mengen vorhandenen Abdampfes gefunden. Dieses Betriebsmittel läßt sich auch in denselben Niederdruck-Dampfkesseln herstellen, die im Winter für die Zentralheizungsanlagen im Betrieb stehen. Sehr einfach und vorteilhaft gestaltet sich die Anlage, wenn zum Antrieb der drei Pumpen eine kleine Hochdruck-Dampfturbine benutzt wird, deren Abdampf den Betrieb des Ejektors übernimmt.

Allerdings verlangt der Kondensator recht bedeutende Abmessungen, da nicht nur der Kälte-träger, sondern auch der Betriebsdampf niederschlagen ist. Demgemäß ist auch der Kühlwasserbedarf groß,

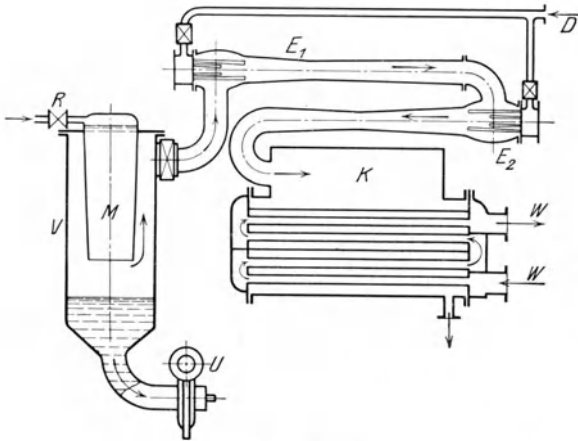


Abb. 53.

was zwar nicht als Nachteil empfunden wird, wenn die Mengen in derselben Höhenlage zur Verfügung stehen, in der sich die Anlage befindet. Eine Hebung dieser Wassermengen aus tiefen oder entfernten Lagen könnte allerdings die Wirtschaftlichkeit gefährden.

Aus diesen Gründen eignet sich

die beschriebene Kältemaschine besonders gut für Schiffe, wo das Seewasser zur Kühlung Verwendung findet, das im Sommer eine Temperatur bis zu 32° C aufweist und in diesem Zustand für andere Kälte-träger weniger geeignet ist. Auch die Ungefährlichkeit des Kältemittels und seine einfache Beschaffung, ferner der kleine Raumbedarf und das kleine Gewicht sind für viele Verwendungsgebiete von Wichtigkeit.

Bei größeren Maschinensätzen werden der Handlichkeit wegen zwei oder mehrere Ejektoren parallel geschaltet, so daß jeder Strahlapparat nur einen Teil der Gesamtmenge fördert. Diese Anordnung ist in Abb. 52 dargestellt, die eine Anlage der Firma L. A. Riedinger & Cie. in Augsburg zeigt. Für den Antrieb der Pumpen ist eine Dampfturbine T vorgesehen, deren Abdampf zu den beiden Ejektoren führt. Eine dritte Dampfleitung mit dem Regulierventil R_a speist den Hilfejektors E_a , der zur Unterstützung der Hauptejektoren beim Anlassen dient.

Steht der Anlage warmes Kühlwasser zur Verfügung, so steigert sich die Temperatur und damit die Spannung im Kondensator beträchtlich; der Ejektor hat alsdann ein großes Kompressionsverhältnis zu überwinden. Dadurch sind Betriebsstörungen nicht ausgeschlossen, die sich im sogenannten Abschnappen zeigen. In diesem Fall empfiehlt es sich, zwei Ejektoren E_1 und E_2 hintereinander zu schalten, wie dies das Schema Abb. 53 und Ansicht 54 andeutet.

Soll beispielsweise im Verdampfer Sole von -10°C entsprechend einer Spannung von 2,159 mm QS (0,00294 at) hergestellt werden und es stehe Kühlwasser von $+30^\circ\text{C}$ zur Verfügung, so kann die Austrittstemperatur auf $+35^\circ$ und die Temperatur im Innern des Kondensators zu $+38^\circ$ veranschlagt werden. Diesem Wert entspricht eine Spannung von 49,7 mm QS (0,067 at), somit beträgt das ganze

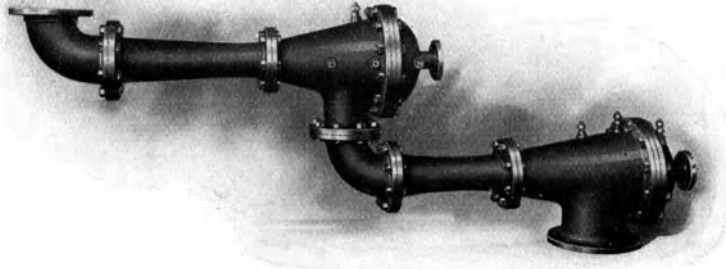


Abb. 54.

Kompressionsverhältnis 1 : 23, was für einen einzigen Ejektor etwas hoch erscheint. Man wird deshalb mit Vorteil zwei Strahlapparate hintereinander schalten und die Druckverteilung etwa derart durchführen, daß die erste Druckstufe von 2,159 mm QS (-10°) auf 12,79 ($+15^\circ$) und die zweite von 12,79 auf 49,7 mm QS verdichtet; das Druckverhältnis beträgt nun $1 : 5,92 : 3,88 = 1 : 23$.

34. Versuchsergebnisse.

Die Firma L. A. Riedinger & Cie., Augsburg, hat nachfolgende Versuchsergebnisse zur Verfügung gestellt, die an einer von ihr gebauten Wasserdampf-Kältemaschine auf dem Probestand des genannten Werkes vorgenommen wurden. Zur Messung der Kälteleistung wurde wie üblich die Temperatursenkung der umlaufenden Sole bestimmt, sowie Durchflußmenge und spezifische Wärme. Durch eine Heizvorrichtung konnte die Wärme wieder ersetzt werden, die von der Maschine als Kälteleistung in den Kondensator gefördert wurde.

Der im Kondensator niedergeschlagene Dampf wurde durch die

Wie Versuch I zeigt, kann bei verhältnismäßig warmem Kühlwasser doch eine Soletemperatur von $-7,28^{\circ}\text{C}$ erreicht werden, allerdings auf Kosten des Dampfverbrauchs. Bei normalem Betrieb und einer Soletemperatur von -2°C (Versuch II) ist die stündliche Kälteleistung ungefähr doppelt so groß. Als Maß der Ausnutzung des Arbeitsdampfes ist die Kälteleistung auf 1 kg Dampf anzusehen. Die Messung ergibt mit 139 Kal. einen Wert, wie er auch bei anderen mit Dampfmaschinen angetriebenen Anlagen gefunden worden ist. Für mäßig tiefe Verdampfertemperaturen eignet sich daher das noch in der Entwicklung stehende System auch bezüglich seiner Wirtschaftlichkeit.

Der III. Versuch wurde ausgeführt unter Verwendung beider Ejektoren und aller Düsen mit normalen Soletemperaturen (zwischen -2° und $+2^{\circ}\text{C}$). Die Messung ergab eine stündliche Kälteleistung von 40300 Kal. bei Soletemperaturen von $+0,48^{\circ}$ und $-2,6^{\circ}$, bzw. $+0,71^{\circ}$ und $-2,27^{\circ}\text{C}$, unter sonst ähnlichen Arbeitsbedingungen, wie bei Versuch II. Dabei betragen die mittleren Kühlwassertemperaturen am Eintritt $26,42^{\circ}\text{C}$ und am Austritt $31,36^{\circ}\text{C}$.

Der Versuch IV bezweckte, die tiefste überhaupt erreichbare Temperatur zu bestimmen. Im Verdampfer I wurden Soletemperaturen von $-7,9^{\circ}$ am Eintritt und $-8,9^{\circ}\text{C}$ am Austritt erreicht; im Verdampfer II $-6,8^{\circ}$ und $-8,3^{\circ}\text{C}$. Das Kühlwasser erwärmte sich im Kondensator von $26,2^{\circ}$ auf $30,6^{\circ}\text{C}$.

Schließlich wurde noch die Wirkungsweise der umlaufenden Luftpumpe (Bauart Westinghouse-Leblanc) untersucht und zu diesem Zweck der Kondensator von der arbeitenden Pumpe leer gesaugt. Die Luftleere stieg auf den höchsten Wert von 701 mm QS. Das Wasser als Hilfsflüssigkeit hatte $18,5^{\circ}\text{C}$, was einem Teildruck des Dampfes von 15,9 mm QS entspricht. Bei dem gleichzeitig gemessenen Barometerstand von 725 mm ist das erreichte Vakuum 98,75 v. H. des überhaupt Möglichen.

35. Berechnung der Wasserdampf-Kältemaschine mit Dampfstrahlejektor.

Die Energieumsetzung in der Wasserdampf-Kältemaschine läßt sich wie die übrigen Kompressionsverfahren an Hand des Entropiediagrammes erkennen, besonders da dieses Hilfsmittel für die Darstellung der Strömungsvorgänge des Dampfes allgemein Eingang gefunden hat. Für die hier vorliegenden Verhältnisse benutzt man eine Tafel, in der die Entropiewerte als Abszissen und die absoluten Temperaturen als Ordinaten aufgetragen sind. Hierfür sind genügend große Maßstäbe zu wählen und das Gebiet hat sich unter 0°C zu erstrecken. Auf dem Versuchsstand werden die kleinen Drücke in Millimeter Quecksilber-

säule (QS) gemessen. Statt der Umrechnung kann man die Zahlentafel XV benutzen, die zugleich die (spezifischen) Volumen von 1 kg Wasserdampf enthält¹⁾.

Zahlentafel XV.

| Temp. ° C | Druck p | | Sp. Vol. cbm/kg | Temp. ° C | Druck p | | Sp. Vol. cbm/kg | Temp. ° C | Druck p | | Sp. Vol. cbm/kg |
|--------------|---------|---------|--------------------|--------------|---------|---------|--------------------|--------------|---------|--------|--------------------|
| | mm/QS | kg/qcm | | | mm/QS | kg/qcm | | | mm/QS | kg/qcm | |
| —20 | 0,960 | 0,00131 | 995 | 0 | 4,579 | 0,00622 | 211 | 20 | 17,5 | 0,0238 | 57,8 |
| —19 | 1,044 | 0,00142 | 920 | +1 | 4,921 | 0,00669 | 198 | 21 | 18,6 | 0,0254 | 54,5 |
| —18 | 1,135 | 0,00154 | 848 | 2 | 5,286 | 0,00718 | 185 | 22 | 19,8 | 0,0270 | 51,4 |
| —17 | 1,233 | 0,00167 | 782 | 3 | 5,675 | 0,00773 | 175 | 23 | 21,1 | 0,0287 | 48,6 |
| —16 | 1,338 | 0,00182 | 722 | 4 | 6,088 | 0,00827 | 161 | 24 | 22,4 | 0,0305 | 45,9 |
| —15 | 1,451 | 0,00197 | 667 | 5 | 6,528 | 0,00887 | 150 | 25 | 23,8 | 0,0324 | 43,4 |
| —14 | 1,573 | 0,00214 | 615 | 6 | 6,997 | 0,00950 | 141 | 26 | 25,2 | 0,0343 | 41,0 |
| —13 | 1,705 | 0,00232 | 568 | 7 | 7,494 | 0,01018 | 132 | 27 | 26,7 | 0,0363 | 38,8 |
| —12 | 1,846 | 0,00251 | 526 | 8 | 8,023 | 0,01090 | 123 | 28 | 28,3 | 0,0386 | 36,8 |
| —11 | 1,997 | 0,00271 | 486 | 9 | 8,584 | 0,01167 | 116 | 29 | 30,0 | 0,0408 | 34,8 |
| —10 | 2,159 | 0,00294 | 451 | 10 | 9,21 | 0,0125 | 106,4 | 30 | 31,8 | 0,0432 | 32,9 |
| —9 | 2,335 | 0,00318 | 418 | 11 | 9,84 | 0,0134 | 99,7 | 31 | 33,7 | 0,0458 | 31,2 |
| —8 | 2,521 | 0,00343 | 388 | 12 | 10,52 | 0,0143 | 93,7 | 32 | 35,7 | 0,0486 | 29,6 |
| —7 | 2,722 | 0,00370 | 359 | 13 | 11,23 | 0,0153 | 87,9 | 33 | 37,7 | 0,0513 | 28,0 |
| —6 | 2,937 | 0,00399 | 332 | 14 | 11,99 | 0,0163 | 83,0 | 34 | 39,9 | 0,0543 | 26,6 |
| —5 | 3,167 | 0,00430 | 307 | 15 | 12,79 | 0,0174 | 77,9 | 35 | 42,2 | 0,0573 | 25,2 |
| —4 | 3,413 | 0,00464 | 282 | 16 | 13,64 | 0,0186 | 73,2 | 36 | 44,6 | 0,0606 | 23,9 |
| —3 | 3,677 | 0,0050 | 262 | 17 | 14,5 | 0,0197 | 69,0 | 37 | 47,1 | 0,0641 | 22,7 |
| —2 | 3,958 | 0,00538 | 244 | 18 | 15,5 | 0,0211 | 65,1 | 38 | 49,7 | 0,0676 | 21,6 |
| —1 | 4,258 | 0,00580 | 227 | 19 | 16,5 | 0,0224 | 61,4 | 39 | 52,5 | 0,0715 | 20,5 |

Die Tafel zeigt die ungemein kleinen Sättigungsdrücke, ferner die mit abnehmenden Verdampfertemperaturen stark zunehmenden Volumina.

Für die Aufzeichnung des Prozesses im Entropiediagramm sind wie üblich die Temperaturen t_1 im Kondensator und t_2 im Verdampfer gegeben, mit welchen die wagrechten Begrenzungslinien $B-D$ und $A-H$ (Abb. 55) bestimmt sind. Nun ist aber schon hier eine Abweichung gegenüber den bisherigen Prozessen zu beobachten, die sich durch das Auftreten der Luft im Kreislauf ergibt. Wenn auch durch sorgfältige Abdichtung aller Fugen nur geringe Gewichtsmengen Luft in das Innere eindringen werden, so kann ihr Einfluß wegen des ungemein stark anwachsenden Volumens doch recht groß ausfallen und ist unter allen Umständen zu berücksichtigen.

Die Drücke im Kondensator sowohl als im Verdampfer setzen sich zusammen aus den Teilpressungen der Luft und des Dampfes, den jeder einzelne Stoff für sich in demselben Raum einnehmen würde.

¹⁾ Schüle, S.: Technische Thermodynamik, Bd. 1, S. 530.

inneren Düsenkranz ablesen kann. Mit diesem Wert ist der Zustandspunkt P_i in der Nähe der oberen Grenzkurve bestimmt (Abb. 55). Nimmt man an, der zum äußeren Düsenkranz führende Dampf werde auf den Druck p_a gedrosselt, so findet sich der entsprechende Zustandspunkt P_a auf der Drosselkurve $i = \text{konst.}$, die durch den ersten Punkt P_i geht.

Bei verlustfreier Strömung durch die Düsen bedeutet die Senkrechte $P_i F_i$ bzw. $P_a F_a$ bis zur Drucklinie p_{2a} die adiabatische Expansion des Dampfes. Am Ende derselben ist der Dampf stark feucht geworden, und zwar lassen sich aus der Lage der Fußpunkte F_i bzw. F_a die spezifischen Dampfmengen ablesen, ferner der Wärmehalt i'_i bzw. i'_a . Das theoretische Wärmegefälle als Unterschied der Wärmehalte zwischen Anfangs- und Endpunkt beträgt

$$H_i = i - i'_i, \quad H_a = i - i'_a.$$

Mit diesen Gefällen folgt für die theoretische Ausflußgeschwindigkeit der inneren Düsen

$$H_i = A \frac{c_o^2}{2g}$$

oder

$$c_o = \sqrt{2 \cdot g \cdot 427 \cdot H_i} = 91,5 \sqrt{H_i}.$$

Sind zwei Dampfarten für die beiden Düsenkränze vorausgesetzt mit den Gewichtsmengen G_i und G_a , so ist das mittlere theoretische Wärmegefälle

$$H_o = \frac{G_i H_i + G_a H_a}{G_i + G_a}.$$

Zufolge der unvermeidlichen Verluste wird nur ein Teil H des theoretischen Gefälles in Geschwindigkeit umgesetzt

$$H = \eta_o H_o.$$

Der Wirkungsgrad η_o der Düsen ist durch zahlreiche Versuche an Dampfturbinen genügend bekannt; er läßt sich übrigens durch Eichung der ausgeführten Düsen unmittelbar messen. Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit beträgt daher

$$c = 91,5 \sqrt{H}.$$

Der nicht in Geschwindigkeit umgesetzte Teil $(1 - \eta_o)H_o$ des Wärmegefälles trägt zur Trocknung des ausströmenden Dampfes bei, er vergrößert die spezifische Dampfmenge x am Ende der adiabatischen Expansion auf x' . Man kann diesen Wert aus

$$(1 - \eta_o)H_o = r_2 (x' - x)$$

berechnen, wo r_2 die Verdampfungswärme bedeutet, die zur Tempera-

tur t_{2a} gehört. Nun tragen wir den entsprechenden Zustandspunkt F' ein; der wirkliche Verlauf der Expansionslinie ist durch $P_i F'_i$ bzw. $P_a F'_a$ gegeben.

Nach dem Verlassen der Düsen gelangt der Arbeitsdampf mit dem Kaltdampf in Berührung und reißt ihn durch Reibung mit sich, dem Diffusor zu. Beide Stoffe haben nun eine gemeinsame Geschwindigkeit erlangt, besitzen aber nur noch einen Teil $\eta' H$ der Strömungsenergie in Form von Geschwindigkeit, während der Rest $(1 - \eta') H$ als Reibungswärme eine weitere Trocknung des Dampfes hervorbringt. Dadurch steigert sich die spezifische Dampfmenge auf x'' , und zwar ist

$$(1 - \eta') H = r_2 (x'' - x').$$

Eine nochmalige Entfeuchtung erfolgt durch die Mischung beider Dampfarten in der meist zutreffenden Voraussetzung, daß der Betriebsdampf immer noch etwas mehr Feuchtigkeit zeigt, als der Kaltdampf. Der Einfluß der Mischung kann nicht mehr groß sein und läßt sich vorerst nur schätzen; man wählt deshalb die spezifische Dampfmenge x_c am Eintritt in den Diffusor etwas größer als x'' und hat damit den Anfangszustand der Kompression (Punkt C , Abb. 55).

Sobald die Gewichte G und G_b des Kaltdampfes und des Betriebsdampfes bestimmt sind, kann x_c berechnet werden aus

$$x_c = \frac{x'' G_b + x_2 G}{G_b + G}.$$

Hierin bedeutet x_2 die spezifische Dampfmenge des ankommenden Kaltdampfes, die man stets etwas kleiner als 1 zu wählen hat, um dem unvermeidlichen Mitreißen kleiner Wasserteilchen in den Ejektor Rechnung zu tragen.

Nun kann die Kompression des Gemisches von $G + G_b$ kg Dampf und G_l kg Luft im Diffusor behandelt werden. Man setzt zunächst verlustfreie adiabatische Kompression voraus und berücksichtigt die Verluste durch Einführen eines Wirkungsgrades η'' des Diffusors.

Für den Wasserdampf erhalten wir wie gewohnt aus dem Entropiediagramm die Arbeit AL_a der adiabatischen Kompression als Unterschied der Wärmeinhalte der Punkte C und D auf der Senkrechten durch C

$$AL_a = i_a - i_c,$$

wobei

$$i_a = i'_1 + x_a r_1, \quad i_c = i'_2 + x_c r_2,$$

wenn i'_1 den Wärmeinhalt der Flüssigkeit im Punkt B und i'_2 denjenigen im Punkt A bedeutet.

Die Arbeit AL_l für 1 kg Luft läßt sich aus der Entropietafel bestimmen, die für Luft entworfen ist. Mit t_2 und p_2 findet sich die wag-

rechte Temperaturlinie und die schräg ansteigende Drucklinie (Abb. 56); ihr Schnittpunkt A_2 bedeutet den Anfangspunkt der senkrechten Kompressionslinie A_2A_1 , die bis zur Drucklinie für den Kondensatordruck p_1 zu ziehen ist, um A_1 zu erhalten. Damit die normale Tafel benutzbar ist, die für viel größere Pressungen gilt, darf man die Zahlenwerte für p_{2i} und p_{1i} mit 100 vervielfältigt denken, ohne daß ein Fehler entsteht, da für die Bestimmung der Arbeit das Druckverhältnis maßgebend ist. Durch Ablesen der Ordinate t_1 des Endpunktes A_1 findet sich der Wärmewert der Kompressionsarbeit

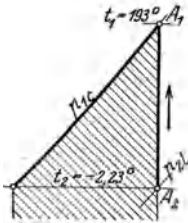


Abb. 56.

$$AL_i = c_p (t_1 - t_2),$$

worin für die spezifische Wärme bei konstantem Druck $c_p = 0,24$ gesetzt werden kann.

Jetzt läßt sich die Energiegleichung aufstellen. Nach vollzogenem Mitreißen des Kaltdampfes steht am Anfang des Diffusors eine Leistung von $\eta' H G_b \frac{427}{3600 \cdot 75}$ PS zur Verfügung, falls wir die Gewichte von Dampf und Luft auf die Stunde beziehen. Es besteht daher die Gleichung

$$\eta' H G_b = \frac{1}{\eta''} [AL_d (G + G_b) + AL_i \cdot G_i],$$

worin η'' den Wirkungsgrad gegenüber adiabatischer Kompression bedeutet.

Setzt man zur Abkürzung

$$\mu = \frac{G_i}{G},$$

so folgt für das Verhältnis λ des Betriebsdampfes zum Gewicht des Kälteträgers

$$\lambda = \frac{G_b}{G} = \frac{AL_d + \mu AL_i}{H \eta' \eta'' - AL_d}.$$

An ausgeführten Anlagen kann das Verhältnis μ der Luftmenge zum Kaltdampfgewicht aus den Messungen von Druck und Temperatur berechnet werden. Man erhält nämlich mit Benutzung der Zustandsgleichung für die Einzelgase, die bei den Teildrücken dasselbe Volumen bei derselben Temperatur einnehmen würden

$$\text{Dampf} \quad p_d V = G R_d T$$

$$\text{Luft} \quad p_e V = G_i \cdot R_i \cdot T$$

$$\text{hieraus} \quad \mu = \frac{G_i}{G} = \frac{p_l}{p_d} \cdot \frac{R_d}{R_i}.$$

Als Gaskonstante ist zu nehmen

$$\text{für Dampf } R_d = 47, \quad \text{für Luft } R_e = 29,27.$$

Für neue Entwürfe ist μ gemäß den bei Versuchen gemachten Erfahrungen zu schätzen. Die Kälteleistung Q_2 auf 1 kg des Kälteträgers berechnet sich wie bisher als Unterschied der Wärmehalte am Ende und am Anfang der Verdampfung (Rechteck unter GH Abb. 55)

$$Q_2 = \Delta S \cdot T_2 = i_H - i_u,$$

wobei

$$i_H = i_2' + x_H \cdot r_2.$$

Mit der vorgeschriebenen stündlichen Gesamtleistung Q_0 erhält man das stündlich umlaufende Gewicht des Kälteträgers aus

$$Q_0 = G Q_2,$$

womit auch G_b und G_l bestimmt sind.

Den Gütegrad der ganzen Energieumsetzung kennzeichnet die Kälteleistung auf 1 kg Betriebsdampf

$$K = \frac{Q_0}{G_b} = \frac{G}{G_b} Q_2.$$

Aus obigen Beziehungen folgt

$$K = \frac{H \eta' \eta'' - A L_d}{A L_d + \mu A L_l} Q_2.$$

Man erkennt, daß die Kälteleistung in hohem Grad beeinflußt wird von den Verlusten beim Ansaugen und Fördern des Kaltdampfes. In der berechneten Leistungszahl ist die Betriebsarbeit der Kondensationsanlage nicht mit berücksichtigt.

Zur Vervollständigung des Diagrammes ist noch der Einfluß der Verlustwärmern sichtbar zu machen. Vermindert man die wirklich geleistete Kompressionsarbeit um den Betrag der adiabatischen Arbeit, so erhält man die im Betriebsdampf noch vorhandene Wärme Q_v , die zur Arbeitsleistung nicht verwendet werden konnte:

$$G_b Q_v = \frac{A L_d (G + G_b)}{\eta''} - A L_d (G + G_b).$$

Die Verlustwärme auf 1 kg des Betriebsmittels ist damit für den Dampf allein

$$Q_v = \frac{(1 - \eta'')(1 + \lambda)}{\eta'' \lambda} A L_d.$$

Zählt man die verschiedenen Verlustwärmern zusammen und stellt damit die Wärmebilanz auf, so erhält man eine willkommene Kontrolle dieser Rechnung.

Von der Verlustwärme Q_v fließt ein Teil durch die Wandungen des Diffusors nach außen ab, der größere Teil verursacht aber ein völliges

Trocknen und Überhitzen des Dampfes im Verlauf der Kompression. Der Endpunkt K der wirklichen Kompressionslinie liegt auf der Drucklinie p_{1a} des Dampfdruckes im Kondensator; seine Höhenlage ist dadurch bestimmt, daß der Wärmeinhalt dieses Punktes K um den Betrag Q_o größer sein muß, als der Wärmeinhalt des Punktes D .

Als Leistungsziffer kann das Verhältnis der Kälteleistung zur Arbeitsfähigkeit des Betriebsdampfes eingeführt werden, unter Annahme verlustfreier adiabatischer Expansion für das Betriebsmittel. Beide Größen sind auf die gleiche Zeit (Stunde) zu beziehen, daher ist

$$\varepsilon = \frac{G Q_2}{G_b H_o}.$$

Bei der Wasserdampf-Kältemaschine darf zweifellos als Idealvorgang der Prozeß von Carnot angenommen werden, dessen Leistungsziffer mit der erreichten Zahl ε zu vergleichen ist, um den Wirkungsgrad zu erhalten

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_o} = \frac{T_1 - T_2}{T_2} \cdot \varepsilon.$$

Damit ist die Wirkungsweise dieser eigenartigen Maschine rechnermäßig festgelegt; es kann sich nun nur noch um die Behandlung einiger Größenverhältnisse handeln.

Die Berechnung der Summe der Düsenquerschnitte f_o an der engsten Stelle erfolgt nach der bekannten Gleichung für gesättigten Wasserdampf

$$G_b = 3600 \cdot 1,99 \cdot f_o \sqrt{\frac{p}{v}},$$

worin p der Druck in kg/qm und v das spezifische Volumen in cbm/kg vor den Düsen bezeichnen.

Die Summe der Endquerschnitte erhält man nach der Kontinuitätsgleichung

$$f = \frac{G_b \cdot v'}{3600 \cdot c},$$

wenn c die bereits berechnete Endgeschwindigkeit an der Düsenmündung und v' das dort auftretende spezifische Volumen bedeutet, das aus dem Entropiediagramm abzulesen ist und dem Punkt F' (F'_i bzw. F'_a) zugehört. Man kann auch v' aus

$$v' = x' \cdot v''_2$$

erhalten, wo v''_2 das spezifische Volumen des trocken gesättigten Dampfes für den Druck p_{2a} bedeutet.

In derselben Weise lassen sich beliebig andere Querschnitte zwischen Ein- und Austritt berechnen.

Nun sind noch die Querschnitte des Diffusors zu bestimmen. An der Eintrittsstelle ist auf 1 kg des Betriebsdampfes die Strömungsenergie $\eta'H$ verfügbar, um der Menge $G + G_b + G_l$ die Geschwindigkeit w_e zu erteilen, daher ist

$$\eta'HG_b = (G + G_b + G_l) A \frac{w_e^2}{2g}$$

woraus

$$w_e = 91,5 \sqrt{\frac{\lambda}{1 + \lambda + \mu} \eta'H}.$$

Dieser Eintrittsstelle entspricht der Anfangspunkt C der Kompressionslinie im Entropiediagramm, dort besitzt der Dampf ein spezifisches Volumen

$$v_c = x_c \cdot v_2''.$$

Das spezifische Volumen der Luft v_l ergibt sich aus der Zustandsgleichung

$$p_2 v_l = R_l T_2,$$

damit folgt für den Eintrittsquerschnitt des Diffusors

$$f_e = \frac{(G + G_b) v_a + G_l v_l}{3600 w_e}.$$

Die Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck im Diffusor ist ein hydraulischer Vorgang, bei dem aber die starke Veränderlichkeit des spezifischen Gewichtes γ (bzw. $v = \frac{1}{\gamma}$) zu berücksichtigen ist. Wählt man einen Teil Δp der ganzen Druckzunahme so klein, daß für ihn das spezifische Volumen v als unveränderlich angesehen werden darf, so ergibt sich die zugehörige Abnahme der Geschwindigkeit w vom Anfangswert w_e auf den Betrag w aus der Gleichung

$$\frac{\Delta p}{\gamma \eta''} = \frac{\Delta p}{\eta''} v = \frac{w_e^2 - w^2}{2g}$$

oder

$$w = \sqrt{w_e^2 - \frac{2g}{\eta''} \cdot \Delta p \cdot v}.$$

Diese Aufgabe löst sich am besten dadurch, daß man die Kompressionslinie im Entropiediagramm in eine Anzahl Punkte einteilt und auf ihnen die Werte p und v abliest, die man nun als Abzissen und Ordinaten einer Kurve darstellt. Alsdann können für zweckmäßig gewählte Zunahmen die mittleren Werte v durch Ausmessen der entsprechenden Flächen ermittelt werden, um die Geschwindigkeit w am Ende dieser Druckzunahme zu erhalten. Dabei ist jedesmal für w_e die Geschwindigkeit am Anfang der Druckzunahme einzusetzen. Mit dem letzten Druckabfall muß eine Endgeschwindigkeit erhalten werden, die für das

Rohr an der Einmündungsstelle in den Kondensator noch zulässig ist. Hierbei genügt es, die Zustandspunkte im Sättigungsgebiet allein zu berücksichtigen, da der Druck im Überhitzergebiet keine nennenswerte Änderung mehr erfährt.

Für die Bestimmung der Durchflußgeschwindigkeit darf der Einfluß des Luftgehaltes vernachlässigt werden, da sich das mittlere spezifische Volumen der Mischung nur wenig von demjenigen des Dampfanteiles unterscheidet. Bei der Berechnung der Durchgangsquer-schnitte ist dagegen die Luft mitzuzählen. Der Querschnitt an einer beliebigen Stelle findet sich aus

$$F = \frac{(G + G_b) v_a + G_l v_l}{3600 \cdot w}$$

Die Verfolgung der Aufgabe soll an einem Beispiel erläutert werden.

Beispiel: Es soll eine Wasserdampf-Kältemaschine berechnet werden für eine stündliche Kälteleistung von 21000 Kal. unter Benutzung der auf Seite 96 mitgeteilten Versuchsergebnisse (Versuch II).

Druckverhältnisse: Im Verdampfer ist der Druck angegeben zu

$$p_2 = 722,25 - 717,00 = 5,25 \text{ mm QS} = 0,00715 \text{ Atm.}$$

Die Temperatur der austretenden Sole beträgt

$$t_2 = -2,23^\circ \text{ C,}$$

sie entspricht einem Dampfdruck von

$$p_{2a} = 3,864 \text{ mm QS} = 0,0053 \text{ Atm.,}$$

folglich ist der Teildruck der Luft

$$p_{2l} = 5,25 - 3,864 = 1,386 \text{ mm QS} = 0,00187 \text{ Atm.}$$

Damit stellt sich das Verhältnis der Luftmenge zum Gewicht an Kaltdampf

$$\mu = \frac{G_l}{G} = \frac{p_{2l}}{p_{2a}} \frac{R_a}{R_l} = \frac{1,386}{3,864} \cdot \frac{47}{29,3} = 0,573.$$

Das zu fördernde Luftgewicht stellt sich bei den gemessenen Werten auf 57,5 v. H. des eigentlichen Kälteträgers.

Im Kondensator ist der Druck angegeben zu

$$p_1 = 722,25 - 684,0 = 38,25 \text{ mm QS} = 0,052 \text{ Atm.}$$

Nun ist dort das Verhältnis μ ungefähr dasselbe geblieben, so daß man aus der Gleichung für μ das Druckverhältnis des Luftanteils zum Dampfanteil im Kondensator berechnen kann, und zwar ist

$$\frac{p_{1l}}{p_{1a}} = \frac{R_l}{R_a} \mu = \frac{29,3}{47} \cdot 0,573 = 0,358.$$

Aus der Summe

$$p_{1e} + p_{1a} = 0,052 \text{ Atm.}$$

folgt

$$p_{1a} = 0,0383 \text{ Atm.;} \quad p_{1l} = 0,0137 \text{ Atm.}$$

Zu p_{1a} gehört die Temperatur $t_2 = 28^\circ \text{ C}$; das mit $26,95^\circ$ eintretende Kühlwasser verdichtet den Dampf bei einer Temperatur von 28° und erwärmt sich gegen den Austritt zu auf $29,5^\circ$ an dem mit Überhitzung eintretenden Dampf.

Da die Sole am Orte ihrer Verwendung eine Erwärmung auf $+0,81^\circ\text{C}$ erfahren hat, so könnte dieser Wert für den Anfangspunkt E , Abb. 55, der Drosselkurve gewählt werden. Nun ist aber zu berücksichtigen, daß das zusätzliche Wasser eine höhere Temperatur besitzt und daß das Ausgleichsgefäß mit dem Rohr etwas Wärme aufnimmt. Wir schätzen daher die Temperatur der Sole am Drosselventil auf $t_u = +6^\circ\text{C}$ und erhalten durch Eintragen dieses Wertes in Abb. 55 die Drosselkurve EG .

Kälteleistung: Die Kältewirkung beginnt im Diagrammpunkt G und endet im Punkt H , dem eine gewählte spezifische Dampfmenge von etwa $x_H = 0,95$ entspricht, womit die nicht ganz vollkommene Abscheidung von Wasser berücksichtigt ist. Aus dem Diagramm kann für die Strecke GH abgelesen werden

$$\Delta S = 2,057$$

und

$$T_2 = 273 - 2,2 = 270,8,$$

damit folgt für die Kälteleistung auf 1 kg

$$Q_2 = 2,057 \cdot 270,8 = 556 \text{ kcal/kg.}$$

Der Versuch II zeigt als gemessene stündliche Kälteleistung

$$Q = 7320 \cdot 1,1763 \cdot 0,761 \cdot 3,04 = 20\,200 \text{ kcal/h.}$$

Mit der umlaufenden Menge

$$G = 37,9 \text{ kg/h}$$

ergibt sich die gemessene Kälteleistung auf 1 kg

$$Q'_2 = \frac{20\,200}{37,9} = 533 \text{ kcal/kg.}$$

Das Verhältnis des gemessenen zum Diagrammwert ist

$$\varphi = \frac{533}{556} = 0,958.$$

Der berechnete Kältewert ist also nur um 4,2 v. H. größer als der gemessene, durch eine kleine Verminderung von x_H könnte genaue Übereinstimmung erzielt werden.

Betriebsdampf: Nun sind die Expansionslinien für den Betriebsdampf einzutragen, wobei am inneren Düsenkranz $x = 0,98$ gewählt wurde, um für die Anfangspunkte P_i und P_a die Kurve $i = \text{konst.}$ zu legen. Man erhält aus dem Diagramm folgende Werte:

| | | innerer Kranz | äußerer Kranz |
|-------------------------------|-----------------------|-------------------------|----------------------|
| Anfangsdruck | at abs. | $p_i = 9,75$ | $p_a = 5,27$ |
| Spez. Volumen am Anfang | cbm/kg | $v_i = 0,204$ | $v_a = 0,364$ |
| Wärmeinhalt | cal/kg | $i = 658$ | $i = 658$ |
| „ Ende ad. Exp. | „ | $i'_i = 421$ | $i'_a = 444$ |
| Theor. Wärmegefälle | „ | $H_i = 237$ | $H_a = 214$ |
| Theor. Ausflußgeschw. | m/sec | $c_o = 1410$ | $c_o = 1340$ |
| Wirl. | ($\eta_0 = 0,85$) „ | $c_i = 1300$ | $c_a = 1235$ |
| Spez. Dampfmenge, Ende Adiab. | „ | $x_i = 0,709$ | $x_a = 0,745$ |
| Verlustwärme | cal/kg | $0,15 \cdot H_i = 35,6$ | $0,15 H_a = 32,1$ |
| Zunahme der spez. Dampfmenge | „ | $x'_i - x_i = 0,06$ | $x'_a - x_a = 0,054$ |
| Spez. Dampfmenge, Ende Exp. | „ | $x'_i = 0,769$ | $x'_a = 0,799$ |
| Ausdruck | $\sqrt{\frac{p}{v}}$ | 690 | 380 |

Die durch jeden Düsenkranz vom engsten Querschnitt f_i bzw. f_a strömende Dampfmenge berechnet sich nach der Formel

$$G = 3600 \cdot 1,99 \cdot f \sqrt{\frac{p}{v}}$$

Unter Anwendung auf G_i und G_a folgt

$$\frac{G_a}{G_i} = \frac{f_a}{f_i} \sqrt{\frac{p_i}{v_i} \cdot \frac{v_a}{p_a}} = \frac{f_a}{f_i} \cdot \frac{6,9}{3,8}$$

Nimmt man für unser Beispiel an, es solle durch den äußeren Kranz viermal so viel Dampf fließen, als durch den inneren, so muß mit $\frac{G_a}{G_i} = 4$

$$\frac{f_a}{f_i} = \frac{380}{690} \cdot 4 = 2,2$$

ausgeführt werden. Dann ist das mittlere Wärmegefälle

$$H_o = \frac{H_i G_i + H_a G_a}{G_i + G_a} = \frac{237 + 214 \cdot 4}{1 + 4} = 218,6 \text{ cal/kg}$$

und die tatsächlich in Strömungsenergie umgesetzte Dampfwärme beträgt bei einem Wirkungsgrad von $\eta_o = 0,85$

$$H = \eta_o H_o = 0,85 \cdot 218,6 = 185,8 \text{ cal/kg.}$$

Ferner findet sich die mittlere spezifische Dampfmenge

$$x' = \frac{x'_i G_i + x'_a G_a}{G_i + G_a} = \frac{0,769 + 0,799 \cdot 4}{1 + 4} = 0,793.$$

Mit diesen Werten ist die Rechnung weiter zu verfolgen, als ob nur eine Art Betriebsdampf angewendet worden wäre. Wählt man den Wirkungsgrad der Energieübertragung vom Arbeitsdampf an den Kaltdampf $\eta' = 0,65$, so werden von der Strömungsenergie $0,35 \cdot 185,8 = 65,0$ kcal. wieder als Reibungswärme zurückgebildet und zur Trocknung verwendet:

$$x'' = x' + \frac{(1 - \eta') H}{r_2} = 0,793 + \frac{65,0}{595,8} = 0,902.$$

Rundet man diesen Wert wegen der Mischung mit dem weniger feuchten Kaltdampf auf $x_c = 0,91$, so entspricht diesem Wert der Anfangspunkt C der Kompression.

Kompression: Aus dem Diagramm ist abzulesen:

| | |
|------------------------------|------------------------------|
| Wärmeinhalt Ende Kompression | $i_D = 599,0$ |
| ,, Anfang „ | $i_C = 540,5$ |
| Unterschied | $AL_d = 58,5 \text{ cal/kg}$ |

Zur Bestimmung der adiabatischen Kompressionsarbeit der Luft ist zu berücksichtigen, daß die Luft aus dem Verdampfer in den Kondensator zu fördern ist und dabei das Druckverhältnis

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{0,052}{0,00714} = \frac{5,2}{0,714}$$

zu überwinden hat. Sucht man in der Entropietafel für Luft die entsprechenden p -Linien auf Abb. 56, so findet man als Endtemperatur der adiabatischen Kompression $t_a = 193^\circ$ und damit

$$AL_i = 0,242 (193 + 2,2) = 47,2 \text{ cal/kg.}$$

Kälteleistung auf 1 kg Betriebsdampf: Nach Erfahrung kann der Wirkungsgrad des Diffusors etwa zu $\eta'' = 0,67$ angenommen werden, damit folgt als Verhältnis

$$\lambda = \frac{G_b}{G} = \frac{AL_d + \mu AL_e}{H\eta'\eta'' - AL_d} = \frac{58,5 + 0,573 \cdot 47,2}{185,8 \cdot 0,65 \cdot 0,67 - 58,5} = 3,81.$$

Im erwähnten Versuch II ist gemessen worden

$$G_b = 187 - 4,3 - 37,9 - 144,8 \text{ kg/h}$$

und
$$\lambda = \frac{144,8}{37,9} = 3,82.$$

Der berechnete Wert ist hiervon nur unwesentlich verschieden, folglich können die gewählten Wirkungsgrade als richtig eingeschätzt gelten.

Die Kälteleistung auf 1 kg des Kälteträgers beträgt

$$K = \frac{G Q_2}{G_b} = \frac{556}{3,82} = 145,5.$$

Nun kann die spezifische Dampfmenge zu Beginn der Kompression nachgerechnet werden. Sie ist

$$x_c = \frac{x'' G_b + x_H G}{G_b + G} = \frac{0,902 \cdot 3,81 + 0,95}{3,82 + 1} = 0,912,$$

was mit der Schätzung von 0,91 genügend übereinstimmt.

Die Gleichung für den Betriebsdampf zeigt deutlich die schädliche Wirkung des Luftgehaltes. Könnte keine Luft eintreten, so erhielte man

$$\lambda = \frac{58,5}{185,8 \cdot 0,65 \cdot 0,67 - 58,5} = 2,6,$$

die Kälteleistung würde sich somit um $\sim 46,5$ v. H. erhöhen.

Die Verlustwärme im Diffusor beträgt mit Einführung der Gewichtsverhältnisse in die Gleichung

$$Q_o = \frac{1 - 0,67}{0,67} \cdot \frac{1 + 3,86}{3,86} \cdot 58,5 = 36,3 \text{ kcal/kg.}$$

Rechnet man hiervon etwa 24 v. H. = 8,7 kcal. durch die Wandungen des Diffusors abfließend, so bleibt eine Wärme von 27,6 Kal., die zur völligen Trocknung und Überhitzung führt. Der Wärmehalt am Ende der Kompression steigt auf $599 + 27,6 = 626,6$ kcal. Sucht man auf der p -Linie im Überhitzergebiet, die dem Druck P_{1d} entspricht, die Linie $i = 626,6$ Kal. auf, so ist der Endpunkt K der Kompression bestimmt und seine Ordinate beträgt $t = 67^\circ \text{C}$.

Leistungsziffer: Die ideale Leistungsziffer nach Carnot beträgt:

$$\epsilon_0 = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{270,8}{28 + 2,2} = 8,96$$

und die wirkliche Leistungsziffer

$$\epsilon = \frac{G Q_2}{G_b H_o} = \frac{556}{3,81 \cdot 218,6} = 0,668.$$

Der Wirkungsgrad des Prozesses gegen Carnot stellt sich somit auf

$$\eta = \frac{0,668}{8,96} = 0,075 \text{ (7,5 v. H.),}$$

wobei wohl zu beachten ist, daß die Verluste der Antriebsmaschine mit enthalten sind und nur der Energiebedarf der Kondensation fehlt.

Wärmebilanz: Mit der verlangten Kälteleistung $Q = 21000$ cal/h ergeben sich folgende Gewichtsmengen:

$$\begin{aligned} \text{Kaldampf} & G = \frac{21000}{556} = 37,7 \text{ kg/h} \\ \text{Arbeitsdampf} & G_b = 3,81 \cdot 37,7 = 144,0 \text{ kg/h} \\ \text{Luft} & G_l = 0,575 \cdot 37,7 = 21,7 \text{ „} \end{aligned}$$

Damit stellt sich die Wärmebilanz:

$$\text{Im Betriebsdampf verfügbar} \quad H_0 \cdot G_b = 218,6 \cdot 144 = 31480$$

| | | |
|--------------------------|---|-------------|
| Düsenverlust | $0,15 \cdot 218,6 \cdot 144 = 4730$ | 15,0 v. H. |
| Reibung des Dampfes | $0,35 \cdot 185,8 \cdot 144 = 9350$ | 29,7 „ |
| Adiabatische Kompression | | |
| des Kaldampfes | $58,5 \cdot 37,7 = 2210$ | 7,0 „ |
| des Betriebsdampfes | $58,5 \cdot 144 = 8425$ | 26,8 „ |
| der Luft | $47,2 \cdot 21,7 = 1025$ | 3,3 „ |
| Verlust im Diffusor | $\frac{0,33}{0,67} (2210 + 8425 + 1025) = 5740$ | 18,2 „ |
| Verfügbar | 31480 | 100,0 v. H. |

Die Zusammenstellung gewährt einen Einblick in die Verteilung der eingeführten Energie.

Dampfdüsen: Durch den äußeren Düsenkranz fließt die Dampfmenge

$$G_a = \frac{4}{5} G_b = 115 \text{ kg/h,}$$

damit berechnet sich der Querschnitt an der engsten Stelle

$$f_a = \frac{115 (10000)}{3600 \cdot 1,99 \cdot 380} = 0,423 \text{ qcm.}$$

Diese Fläche erfordert 6 Düsen mit 3 mm Durchmesser. Am Austritt ist der Zustand des Dampfes gegeben durch Punkt F'_a (Abb. 55) mit

$$v'_2 = 250 \text{ cbm/kg}$$

und

$$v = 0,799 \cdot 250 = 200 \text{ cbm/kg,}$$

daher folgt

$$f = \frac{115 \cdot 200 (10000)}{3600 \cdot 1235} = 51,7 \text{ qcm,}$$

was einen Durchmesser von 33 mm am Ende der 6 Düsen erfordert. Dieselbe Rechnung wiederholt sich für den inneren Düsenkranz und gibt 3 Düsen mit 2,9 auf 22,5 mm Durchmesser.

Diffusor: Die Geschwindigkeit des Dampf Luftgemisches am Eintritt in den Diffusor beträgt

$$W_e = 91,5 \sqrt{\frac{\lambda}{1 + \lambda + \mu} \eta' H} = 91,5 \sqrt{\frac{3,81}{1 + 3,81 + 0,575} \cdot 0,65 \cdot 185,8} = 845 \text{ m/s.}$$

Da jener Stelle der Punkt C mit $x = 0,91$ im Entropiediagramm entspricht, ist das spezifische Volumen des Dampfes

$$v = 0,91 \cdot 250 = 227 \text{ cbm/kg.}$$

Für das spezifische Volumen der Luft erhält man

$$v_l = \frac{29,3 \cdot 270,8}{71,5} = 111 \text{ cbm/kg,}$$

damit folgt für den Querschnitt am Eintritt

$$F_e = \frac{181,7 \cdot 227 + 21,7 \cdot 111}{3600 \cdot 845} \cdot 10000 = 143,5 \text{ qcm}$$

entsprechend einer Bohrung von 135 mm.

Zur Bestimmung der übrigen Verhältnisse ist die Druckvolumenkurve des Dampfes in Funktion des Druckes aufzuzeichnen. In den eingetragenen Abschnitten ergeben sich die Mittelwerte der spezifischen Volumen zur Berechnung der Geschwindigkeit nach der Formel

$$w = \sqrt{w_e^2 \frac{2g \Delta p}{\eta''} v_m}$$

Damit eine Endgeschwindigkeit von 100 m/sec übrigbleibt, ist als Wirkungsgrad $\eta'' = 0,68$ eingesetzt worden; der zur früheren Annahme noch fehlende Betrag von 1 v.H. geht mit der Endgeschwindigkeit verloren, mit der das Gemisch in den Kondensator eintritt. Die gefundenen Werte sind in Zahlentafel XVI zusammengestellt.

Zahlentafel XVI.
Kompression im Diffusor.

| Punkt | Dampf | | Luft-Druck kg/qm | Ges.-Druck kg/qm | Temp °C | Sp.Vol. Luft v_l cbm/kg | Δp kg/qm | v_m cbm/kg | $\frac{2g \Delta p v_m}{\eta''}$ | Geschw. \bar{W} m/sek | Quer- schn. F qcm | Durch- schnitt mm |
|-------|----------------|------------------------|---------------------|---------------------|------------|---------------------------------|---------------------|-----------------|----------------------------------|-------------------------------|------------------------------|-------------------------|
| | Druck kg/qm | Sp. V. v_d cbm/kg | | | | | | | | | | |
| 0 | 53 | 227 | 18,5 | 71,5 | -2,2 | 111 | — | — | — | 845 | 143,5 | 135 |
| 1 | 60 | 192 | 20 | 81 | 0 | 99 | 7 | 206 | 41 500 | 820 | 125,5 | 126,5 |
| 2 | 80 | 146 | 28 | 108 | +3 | 74 | 20 | 164 | 94 300 | 760 | 102,8 | 114,5 |
| 3 | 100 | 122 | 36 | 136 | +9 | 61 | 20 | 134 | 78 100 | 707 | 92,4 | 108,5 |
| 4 | 140 | 94 | 51 | 191 | 13 | 43,8 | 40 | 107 | 105 000 | 629 | 82,0 | 102,2 |
| 5 | 180 | 74 | 65 | 245 | 18 | 34,8 | 40 | 83 | 95 800 | 547 | 76,8 | 99,0 |
| 6 | 220 | 60 | 80 | 300 | 21 | 29,9 | 40 | 65 | 75 000 | 473 | 67,8 | 93,0 |
| 7 | 260 | 51 | 96 | 356 | 23 | 24,4 | 40 | 55 | 63 400 | 400 | 68,0 | 93,2 |
| 8 | 320 | 42 | 120 | 440 | 27 | 20,0 | 60 | 46 | 79 500 | 285 | 78,7 | 100,0 |
| 9 | 383 | 37 | 137 | 520 | 28 | 17,0 | 63 | 40 | 71 400 | 100 | 197,2 | 158,5 |

Der letzte Punkt der Zahlentafel entspricht gesättigtem Dampf, der auf den Kondensatordruck verdichtet worden ist. Die Kompressionslinie geht aber noch auf der p -Linie weiter in das Überhitzungsgebiet bis zum Punkt K . Die Linie ist in der Abbildung der Deutlichkeit halber etwas nach rechts verschoben gezeichnet.

Für den Endquerschnitt des Diffusors (Punkt K) ist bei einer Geschwindigkeit von $w_a = 100$ m/sec

$$v_d = 42 \text{ cbm/kg,}$$

$$v_l = \frac{29,3 \cdot 340}{520} = 19,1 \text{ cbm/kg,}$$

$$F_a = \frac{181,7 \cdot 42 + 21,7 \cdot 19,1}{3600 \cdot 100} \cdot 10000 = 223 \text{ qcm.}$$

Das Diffusorrohr erhält damit eine l. W. von 164 mm am Anschluß an den Kondensator.

V. Kälteerzeugung unter Verwendung von Gasen.

36. Wirkungsweise der Kälteanlage.

Das Wesen der Kälteerzeugung unter Verwendung von Gasen als Kälteeträger beruht auf der Tatsache, daß durch Expansion von Preßluft eine Arbeit nach außen abgegeben wird, die durch Umwandlung des inneren Wärmeverrates des Stoffes hervorgeht. Mit dem Druck sinkt daher auch die Temperatur. Hat das gespannte Gas vor Beginn der Ausdehnung die Temperatur der Umgebung angenommen, so ist die Abkühlung gegen das Ende der Expansion derart vorgeschritten, daß das Gas zur kräftigen Kältewirkung befähigt ist.

Als Einrichtung kann das in Abb. 5 (S. 7) für den idealen Kältevorgang gezeichnete Schema unmittelbar verwendet werden; eine Abweichung ist einzig im Wärmefahrer V möglich.

Für den Kreisprozeß wird als Kälteeträger wohl ausschließlich atmosphärische Luft verwendet, die kostenlos in beliebiger Menge vorhanden ist.

Die Luft wird im Kompressor KZ (Abb. 5) vom Druck p_0 auf p_1 verdichtet und erwärmt sich dabei. Im Kühlgefäß K findet die Ableitung der Wärme statt, so daß die Druckluft womöglich wieder die Anfangstemperatur annimmt. Sie strömt nun in den Expansionszylinder EZ , wo die Ausdehnung auf den Außendruck ohne Wärmezufuhr stattfindet und die gewünschte Temperatursenkung erreicht wird.

Für die Verwendung der aus dem Expansionszylinder ausfließenden Luft sind zwei Fälle denkbar. Läßt man die Luft den Kühlschlangen einer Soleleitung entlang streichen, so entnimmt die Kaltluft Wärme aus der Sole und führt sie dem Kompressor zu. Dieses Verfahren wird selten angewendet.

Eine zweite Verwendung besteht darin, daß die kalte Luft unmittelbar in den Kühlraum V ausgestoßen wird. In diesem Falle ist die in Abb. 5 im Raum V gezeichnete Kühlschlange wegzudenken. Die Luft fließt nach ihrer Erwärmung ins Freie ab und der Raum erhält stets neue Luft, so daß mit der Kühleinrichtung zugleich eine Lüftung verbunden ist. In dieser Zusammensetzung liegt der Vorteil dieses Kälteverfahrens.

Für die Kälteanlage an sich betrachtet ist es allerdings vorteilhafter, wenn der Kompressor dieselbe Luftmenge von neuem ansaugt, da dies meist bei einer tieferen Temperatur stattfinden kann als die Außenluft zeigt.

37. Der ideale Luft-Expansionsprozeß.

Die in Frage kommenden Zustandsänderungen lassen sich besonders deutlich im Entropiediagramm verfolgen, wozu sich die Entropietafel für Luft eignet¹⁾.

¹⁾ Siehe Ostertag: Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbokompressoren. II. Aufl. Berlin: Julius Springer, 1917.

peratur der Umgebung gebrachten Druckluft wird durch E_1 dargestellt.

In diesem Zustand tritt die Preßluft in den Expansionszylinder, wo sie sich nach der adiabatischen Linie $E_1 A_2$ ausdehnt und dabei die Arbeit

$$A L_e = c_p (T_0 - T_2)$$

verrichtet; von da fließt die zum Kälteträger gewordene Luft in den Kühlraum. Die gewonnene Arbeit wird in Abb. 57 dargestellt durch den Flächenstreifen unter der Strecke $E_1 E_2$ der denselben Inhalt wie der Streifen unter der Strecke $A_2 A_0$ aufweist. Man kann also die Fläche unter $E_1 E_2$ nach rechts verschieben bis sie sich mit der Fläche unter $A_0 A_2$ deckt und erhält damit das Bild des geschlossenen Kreisprozesses $A_0 A_1 E_1 A_2 A_0$. Die durch diesen Linienzug umschlossene Fläche ist der Überschuß der Kompressionsarbeit über die Expansionsarbeit, dieser Betrag wird demnach vom Kälteprozeß verbraucht.

Im Kühlraum kann sich die Kaltluft von T_2 auf T_0 erwärmen bei konstant bleibendem Druck p_0 ; die hierbei aufgenommene Wärme oder die Kälteleistung (senkrecht schraffiert) beträgt

$$Q_2 = A L_e = c_p (T_0 - T_2).$$

Der Wärmewert des Arbeitsbedarfes ergibt sich als Unterschied der Kompressionsarbeit über der Expansionsarbeit

$$A L = A L_c - A L_e = c_p (T_1 - T_0) - c_p (T_0 - T_2).$$

Nun ist bei gleichem Druckverhältnis für Kompression und Expansion

$$\frac{T_1}{T_0} = \frac{T_0}{T_2}.$$

Durch Einsetzen folgt

$$A L = c_p \left(\frac{T_1}{T_0} - 1 \right) (T_0 - T_2).$$

Das Leistungsverhältnis beträgt daher

$$r = \frac{Q_2}{A L} = \frac{T_0}{T_1 - T_0}.$$

Man ersieht hieraus, daß auch bei diesem Prozeß von der zugeführten Arbeitseinheit eine um so größere Kälteleistung erzielt wird, je kleiner die Temperaturerhöhung und die entsprechende Druckerhöhung im Kompressor ist.

Das Hubvolumen des Kompressorzylinders ist durch das spezifische Volumen v_c im Punkt A_0 dargestellt; das Hubvolumen des Expansionszylinders entspricht dem spezifischen Volumen v_2 im Punkt A_2 . Das Verhältnis der beiden spezifischen Volumen gibt uns das Größenverhältnis beider Zylinder; bei gleichem Hub und gleicher

zug $A_0 A_1 E_1 A_2 A_0$ umschlossene Fläche dargestellt, sondern es sind die Arbeiten beider Zylinder gesondert zu berechnen.

Die Arbeit des Kompressors setzt sich aus zwei Stücken zusammen; das eine entspricht der Fläche unterhalb der Linie $A_1 E_0$ und beträgt $c_p (T_1 - T_0)$; das andere Stück ist der Streifen zwischen der Senkrechten durch A_0 und der zu ihr parallelen Tangente an die Kompressionslinie. Bestimmt man mit dem Planimeter die mittlere Ordinate und multipliziert sie mit der Breite des Streifens, d. h. mit dem Entropieunterschied, so erhält man den Flächenstreifen im Wärmemaß.

Die Kälteleistung für 1 kg Luft (senkrecht schraffierte Fläche) beträgt

$$Q_2 = c_p (T'_0 - T_2).$$

Ein einfaches Mittel zur Erhöhung der Leistungsziffer besteht darin, den Enddruck der Kompression klein zu wählen. Dadurch sinkt aber die Kälteleistung auf 1 kg Luft, und man ist zur Erzielung einer bestimmten Kältewirkung gezwungen, große Zylinder anzuwenden, wodurch die Anlagekosten wachsen.

Zur Verbesserung des Prozesses führt ferner die Anwendung eines zweistufigen Kompressors; die Kompressionsarbeit wird kleiner und der Einfluß des schädlichen Raumes vermindert.

Eine unangenehme Wirkung auf den Gang des Expansionszylinders hat die Feuchtigkeit der Luft.

Saugt der Kompressor aus dem Kühlraum an, so ist diese Luft gewöhnlich mit Feuchtigkeit gesättigt. Während der Kompression wird sie wohl überhitzt, bei der Abkühlung scheidet sich aber Wasser aus dem kleiner gewordenen Luftvolumen aus, das mit Feuchtigkeit gesättigt bleibt. Daher tritt während der nun folgenden Expansion eine Übersättigung ein, d. h. die Feuchtigkeit scheidet sich als Schnee aus.

Zur Vermeidung dieses Niederschlages sind verschiedene Vorschläge entstanden. Die Expansion kann in zwei Zylindern vor sich gehen; im ersten kühlt sich die Luft nur bis etwa 0°C ab und scheidet Wasser aus, das nun entfernt wird, bevor die Luft im zweiten Zylinder arbeitet.

Häufig genügt auch eine mechanische Trennung der Wasserpartikelchen von der Luft beim Verlassen des Kühlers. Allerdings bleibt die als Dampf aufgelöste Feuchtigkeit in der Luft und bildet etwas Schnee, der aber für den Betrieb nicht mehr nachteilig ist.

Ein anderes Mittel besteht in der weiteren Abkühlung der aus dem Kühler tretenden Preßluft bis gegen 0°C . Dazu benutzt man die aus dem Kühlraum kommende Luft; sie wird um Trocknungsröhren geleitet, in denen die Preßluft fließt. Durch diesen schon von

William Siemens vorgeschlagenen Temperaturwechsler scheidet sich die Feuchtigkeit vor Beginn der Expansion als Wasser aus.

Beispiel: Kaltluftanlage.

Es soll eine Einrichtung zur Erzeugung kalter Luft erstellt werden mit einer Kälteleistung von

$$Q = 10000 \text{ kcal/h.}$$

Für die Druck- und Temperaturverhältnisse liegen die in Abb. 58 eingeschriebenen Annahmen zugrunde. Der Kompressor saugt die Luft aus dem Kühlraum an, und zwar beträgt die Temperatur an der Entnahmestelle $t'_0 = -5^\circ \text{C}$ (A'_0), bei Beginn der Kompression sei sie auf 0°C gestiegen (A_0). Die Verdichtung erfolge nach der Kurve A_0A_1 auf 5 at abs. Der Kühler kann die Druckluft von 125° auf 20° abkühlen; durch Widerstände gehen 0,5 at verloren, bis die Luft im Expansionszylinder arbeiten kann. Damit ist der Anfangspunkt E_1 der Expansionslinie E_1A_2 bestimmt, durch die eine Endtemperatur von $t_2 = -65^\circ \text{C}$ erreicht wird. Von A_2 nach A'_0 vollzieht sich die Kältewirkung.

Für die Arbeit im Kompressionszylinder ist aus der Abbildung

$$AL_c = 0,239 (125 - 0) + 0,0216 \cdot 373 = 37,9 \text{ kcal/kg.}$$

Für die Arbeit des Expansionszylinders (Fläche unter dem Linienzug $A_2E_1E_2$)

$$AL_c = 0,239 (20 + 65) + 0,0224 \cdot 227 = 25,4 \text{ kcal/kg.}$$

Der Arbeitsbedarf beträgt daher

$$AL = 37,9 - 25,4 = 12,5 \text{ kcal/kg.}$$

Ferner ist die Kälteleistung auf 1 kg Luft

$$Q_2 = 0,239 (65 - 5) = 14,34 \text{ kcal/kg,}$$

womit sich die Leistungsziffer auf $\varepsilon = \frac{14,34}{12,5} = 1,15$ stellt. Die Kälteleistung auf 1 PS beträgt damit

$$\frac{Q_2}{N} = 632 \cdot 1,15 = 727 \text{ kcal/PS.}$$

Die in der Stunde umlaufende Luftmenge ist

$$G = \frac{10000}{14,34} = 697 \text{ kg/h}$$

und der induzierte Arbeitsbedarf

$$N_i = \frac{10000}{727} = 13,8 \text{ PS.}$$

Bei einem mechanischen Wirkungsgrad von $\eta_m = 0,9$ wird der gesamte Energiebedarf

$$N_r = \frac{13,8}{0,9} = 15,3 \text{ PS.}$$

Sieht man vom Nachteil des verhältnismäßig großen Energiebedarfes ab, so zeigt die Kaltluftmaschine als Vorteil große Einfachheit und Betriebssicherheit. Ihre Verwendung ist berechtigt für kleinere Ausführungen, wenn lediglich kalte Luft herzustellen ist; die Wärmeübertragung durch Rohrschlangen an den Kälte-träger kommt dabei in Wegfall.

Verlag von Julius Springer in Berlin W 9

Kolben- und Turbo-Kompressoren

Theorie und Konstruktion

Von

P. Ostertag

Dipl.-Ing., Professor am kantonalen Technikum Winterthur

Dritte, verbesserte Auflage

Mit 358 Textabbildungen. 1923

Gebunden 20 Goldmark / Gebunden 4.80 Dollar

Die Entropietafel für Luft

und ihre Verwendung

zur Berechnung der Kolben- und Turbo-Kompressoren

Von

Dipl.-Ing. P. Ostertag

Winterthur

Zweite, verbesserte Auflage

Mit 18 Textfiguren und 2 Diagrammtafeln

Unveränderter Neudruck. 1922. 2 Goldmark / 0.60 Dollar

Die Kältemaschine. Grundlagen, Berechnung, Ausführung, Betrieb und Untersuchung von Kälteanlagen. Von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, beratender Ingenieur V. B. I. Mit 261 Abbildungen im Text.

Erscheint im Februar 1924.

Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Von Dr. **R. Mollier**, Professor an der Technischen Hochschule Dresden. Mit 2 Diagrammtafeln. Unveränderter Neudruck. 1922. 2 Goldmark / 0.45 Dollar

JS-Diagramm für Wasserdampf. Von Dr. **R. Mollier**, Professor an der Technischen Hochschule Dresden. (Aus Mollier, Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Unveränderter Neudruck.) 1921.
1 Goldmark / 0.25 Dollar

JS-Tafel für Wasserdampf. Nach den neuen Dampftabellen von Knoblauch-Raisch-Hausen berechnet und aufgezeichnet von Prof. **A. Bantlin**, Stuttgart. Erscheint im Februar 1924.

Technische Thermodynamik. Von Prof. Dipl.-Ing. **W. Schüle**.
Erster Band: **Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen.** Vierte, neubearbeitete Auflage. Berichtiger Neudruck. Mit 225 Textfiguren und 7 Tafeln. 1923.
Gebunden 15 Goldmark / Gebunden 3.60 Dollar
Zweiter Band: **Höhere Thermodynamik** mit Einschluß der chemischen Zustandsänderungen nebst ausgewählten Abschnitten aus dem Gesamtgebiet der technischen Anwendungen. Vierte, erweiterte Auflage. Mit 228 Textfiguren und 5 Tafeln. 1923.
Gebunden 15 Goldmark / Gebunden 3.60 Dollar

Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges. Ein Lehrbuch für Praxis und technische Forschung. Von

Oberingenieur Dr.-Ing. **Heinrich Gröber**. Mit 78 Textfiguren. 1921.

7 Goldmark / 1.65 Dollar

Die Wärme-Übertragung. Auf Grund der neuesten Versuche für den praktischen Gebrauch zusammengestellt von Dipl.-Ing. **M. ten Bosch**, Zürich. Mit 46 Textabbildungen. 1922.

4 Goldmark / 1 Dollar

Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkessel-

betriebes mit einem Anhang über allgemeine Wärmetechnik. Von Dr.-Ing. **Georg Herberz**, Vorstandsmitglied der Ingenieurgesellschaft für Wärmewirtschaft A.-G., Stuttgart. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 62 Textabbildungen, 91 Zahlentafeln sowie 48 Rechnungsbeispielen. 1922.

Gebunden 9 Goldmark / Gebunden 2.15 Dollar

Amerikanische und deutsche Großdampfkessel. Eine

Untersuchung über den Stand und die neueren Bestrebungen des amerikanischen und deutschen Großdampfkesselwesens und über die Speicherung von Arbeit mittels heißen Wassers. Von Dr.-Ing. **Friedrich Münzinger**. Mit 181 Textabbildungen. 1923.

6 Goldmark; gebunden 7 Goldmark / 1.50 Dollar; gebunden 1.75 Dollar

Ruths-Wärmespeicher in Kraftwerken. Von Dr.-Ing. **Friedrich Münzinger**. Mit 38 Abbildungen. (Sonderabdruck aus den Mitteilungen Nr. 319 der Vereinigung der Elektrizitätswerke E. V.) 1922.

0.70 Goldmark / 0.15 Dollar

Hochleistungskessel. Studien und Versuche über Wärmeübergang,

Zugbedarf und die wirtschaftlichen und praktischen Grenzen einer Leistungssteigerung bei Großdampfkesseln nebst einem Überblick über Betriebsverfahren. Von Dr.-Ing. **Hans Thoma**, München. Mit 65 Textfiguren. 1921.

Gebunden 6.50 Goldmark / Gebunden 1.55 Dollar

F. Tetzner, Die Dampfkessel. Lehr- und Handbuch für Studierende

Technischer Hochschulen, Schüler Höherer Maschinenbauschulen und Techniken sowie für Ingenieure und Techniker. Siebente, erweiterte Auflage von **O. Heinrich**, Studienrat an der Beuthschule zu Berlin. Mit 467 Textabbildungen und 14 Tafeln. 1923.

Gebunden 8.40 Goldmark / Gebunden 2 Dollar

Die Dampfkessel nebst ihren Zubehörteilen und Hilfseinrichtungen.

Ein Hand- und Lehrbuch zum praktischen Gebrauch für Ingenieure, Kesselbesitzer und Studierende. Von **R. Spalkhaver**, Regierungsbaumeister, Professor in Altona a. E. und **Fr. Schneiders** †, Ingenieur in M.-Gladbach (Rhld.). Zweite, verbesserte Auflage. Unter Mitarbeit von Dipl.-Ing. **A. Rüster**, Oberingenieur und stellvertr. Direktor des Bayerischen Revisionsvereins. Mit 810 Abbildungen im Text. 1924. Geb. 40.50 Goldmark / Geb. 9.70 Dollar

Thermosbau. Konstruktionsgrundlagen und Anwendungen. Von Zivilingenieur **H. Pohlmann**. Mit 91 Textfiguren. 1921.

3 Goldmark; gebunden 4 Goldmark / 0.75 Dollar; gebunden 1 Dollar

H. Rietschels Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik.

Ein Hand- und Lehrbuch für Architekten und Ingenieure. Sechste, völlig neubearbeitete Auflage. Von Prof. Dr. techn. **K. Brabbée**, Berlin.

Erster Band: Mit 257 Textabbildungen.

Zweiter Band: Mit 42 Textabbildungen, 30 Zahlentafeln und den Hilfstafeln I—X. 1922. In zwei Bänden geb. 28 Goldmark / Geb. 6.75 Dollar