

# FLÄCHEN- ODER NASSLUFTKÜHLER BEI KLIMAAANLAGEN?

Von

Á. MACSKÁSY und L. HALÁSZ

Lehrstuhl für Heizung und Lüftung bzw. für Dampf- und Kältemaschinen der Technischen  
Universität, Budapest

(Eingegangen am 30. Juni 1958)

## I. Einleitung

Wir möchten im nachstehenden die Frage beantworten, ob bei Klimaanlage die Luftkühlung durch trockenen oder nassen Wärmeaustausch, d. h. durch Flächenkühler oder Luftwäscher auszuführen ist, bzw. wann diese oder jene Methode zweckmäßiger erscheint. Bei den Vergleichen haben wir folgende Gesichtspunkte berücksichtigt:

den Energiebedarf und

die Investitionskosten der Klimaanlage, sowie

die Investitionskosten und die Betriebssicherheit der Regeleinrichtung.

Die Flächenkühlung (Variante *A*) wird in zwei anwendbaren Ausführungen geprüft, nämlich:

mit direkter Verdampfung (bezeichnet mit *a*)

mit indirekter Kühlung durch Süßwasser o. Sole (*β*).

Beim nassen Wärmeaustausch (Variante *B*) wird nur die Zerstäubung mit Süßwasser behandelt.

Um unseren Untersuchungen eine weitere Basis und damit auch einen weiteren Geltungsbereich zu verleihen, wollen wir zwei Klimaanlagen von ganz verschiedener Bestimmung zum Gegenstand des Studiums machen.

Der eine Typ der Klimaanlagen dient laboratorischen (oder ähnlichen) Zwecken (und soll des weiteren mit *L* bezeichnet werden). Dieser muß bekanntlich im Laufe des ganzen Jahres — unabhängig von der Außentemperatur — einen gleichmäßigen Luftzustand des Raumes sichern. Gehen wir von den folgenden, normalen, korrespondierenden Werten aus:

$$t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\varphi_i = 50\%$$

$$i_i = 9,35 \text{ kcal/kg}$$

$$x_i = 7,4 \text{ g/kg}$$

$$t_{ni} = 13,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Als zweiten Typ wollen wir eine Klimaanlage (des weiteren mit *K* bezeichnet) untersuchen, die den Raumluftzustand je nach der gegebenen

Witterung der Behaglichkeit anpassen soll. Diese Luftzustände liegen zwischen den folgenden Grenzen :

im Winter :	im Sommer :
$t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	$25 \text{ }^\circ\text{C}$
$\varphi_i = 60\%$	$60\%$
$i_i = 10,25 \text{ kcal/kg}$	$13,45 \text{ kcal/kg}$
$x_i = 9,0 \text{ g/kg}$	$12,3 \text{ g/kg}$
$t_{ni} = 15,1 \text{ }^\circ\text{C}$	$19,45 \text{ }^\circ\text{C}$

Im weiteren setzen wir voraus, daß man die Anlagen — ohne Rücksicht auf die Jahreszeit — in einem Fall (des weiteren *a*) ausschließlich mit Frischluft, im anderen Fall (des weiteren *b*) mit einem minimalen Frischluftanteil von 33% betreibt, den man stets überschreiten soll, wenn dies die energetischen Gesichtspunkte gestatten.

Weiters nehmen wir an, daß :

die zu vergleichenden Anlagen auf Grund eines häufig auftretenden Außenluftzustandes, u. z.

$$i_a = 15,2 \text{ kcal/kg Wärmeinhalt}$$

und

$$\varphi_a = 65\% \text{ rel. Feuchtigkeit}$$

dimensioniert werden,

die Feuchtigkeitsbelastung im klimatisierten Raum praktisch unveränderlich ( $W = \text{konst}$ ) ist,

die innere Wärmebelastung praktisch ebenfalls konstant ist und im extremen Sommerzustand der Hälfte der zu entziehenden Wärme entspricht,

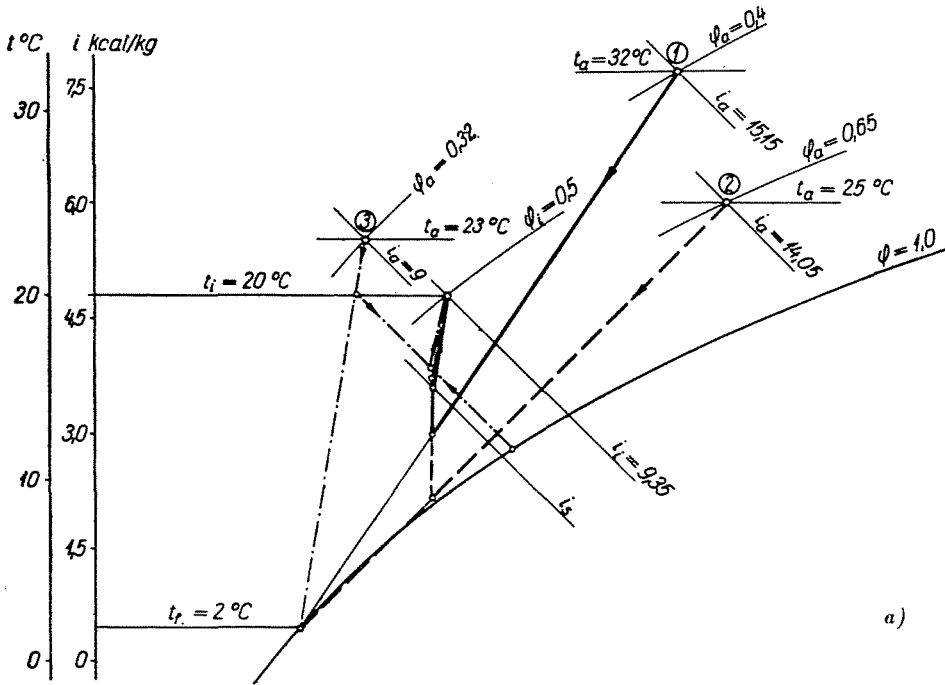
die äußerliche Wärmebelastung (durch Strahlung, Transmission usw.) dem Wärmeinhalt der Außenluft ungefähr proportional ist,

die Zustandsänderung der eingeführten Luft sich im sommerlichen Grenzfall längs der im  $i - x$  Diagramm mit  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = 5000$  bezeichneten Zustandsgerade abspielt,

die Temperatur der eingeführten Luft höchstens um  $5^\circ\text{C}$  unter der Innentemperatur liegt, und endlich

die Menge der Zuluft bei der Klimaanlage *L* in einem Fall  $L_s = 2000 \text{ kg/h}$ , im anderen  $L_s = 10\,000 \text{ kg/h}$  und bei der Klimaanlage *K*  $L_s = 10\,000 \text{ kg/h}$  bzw.  $L_s = 50\,000 \text{ kg/h}$  beträgt. Diese letztere Annahme ermöglicht es die Investitions- und Energiekosten im breiten Rahmen zu überprüfen.

Die Abbildungen 1—4 zeigen die Zustandsänderungen der Luft im  $i - x$  Diagramm in folgenden Fällen :



a)

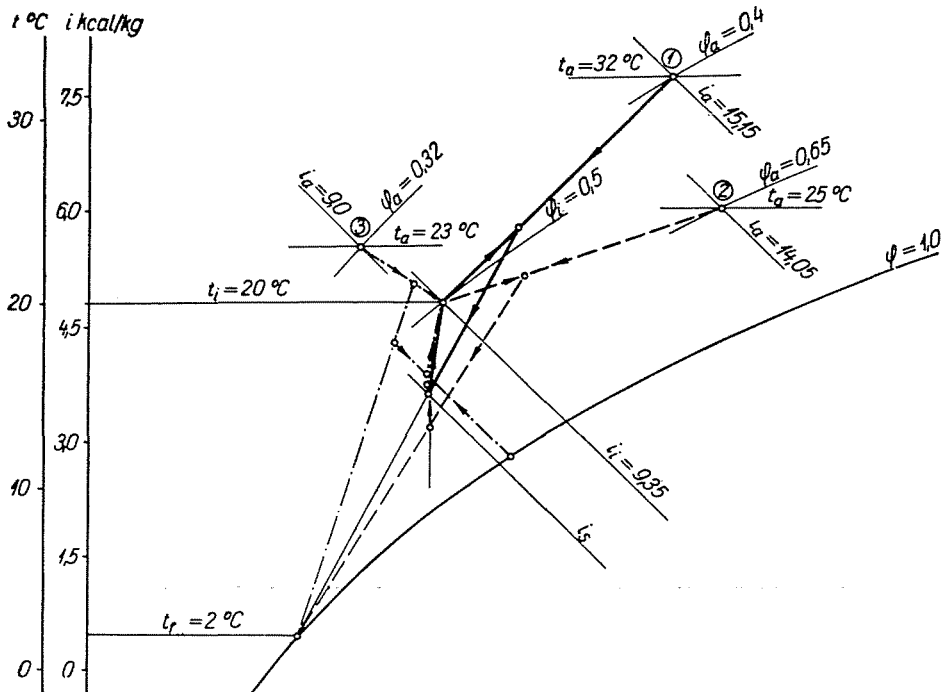


Abb. 1. a) Laboratoriumsklima (L), trockener Wärmeaustausch (A), nur mit Frischluft (a), Bezeichnung: LAa b) ähnlich, jedoch mit dem vorgeschriebenen 1/3 an Frischluft (LAb)

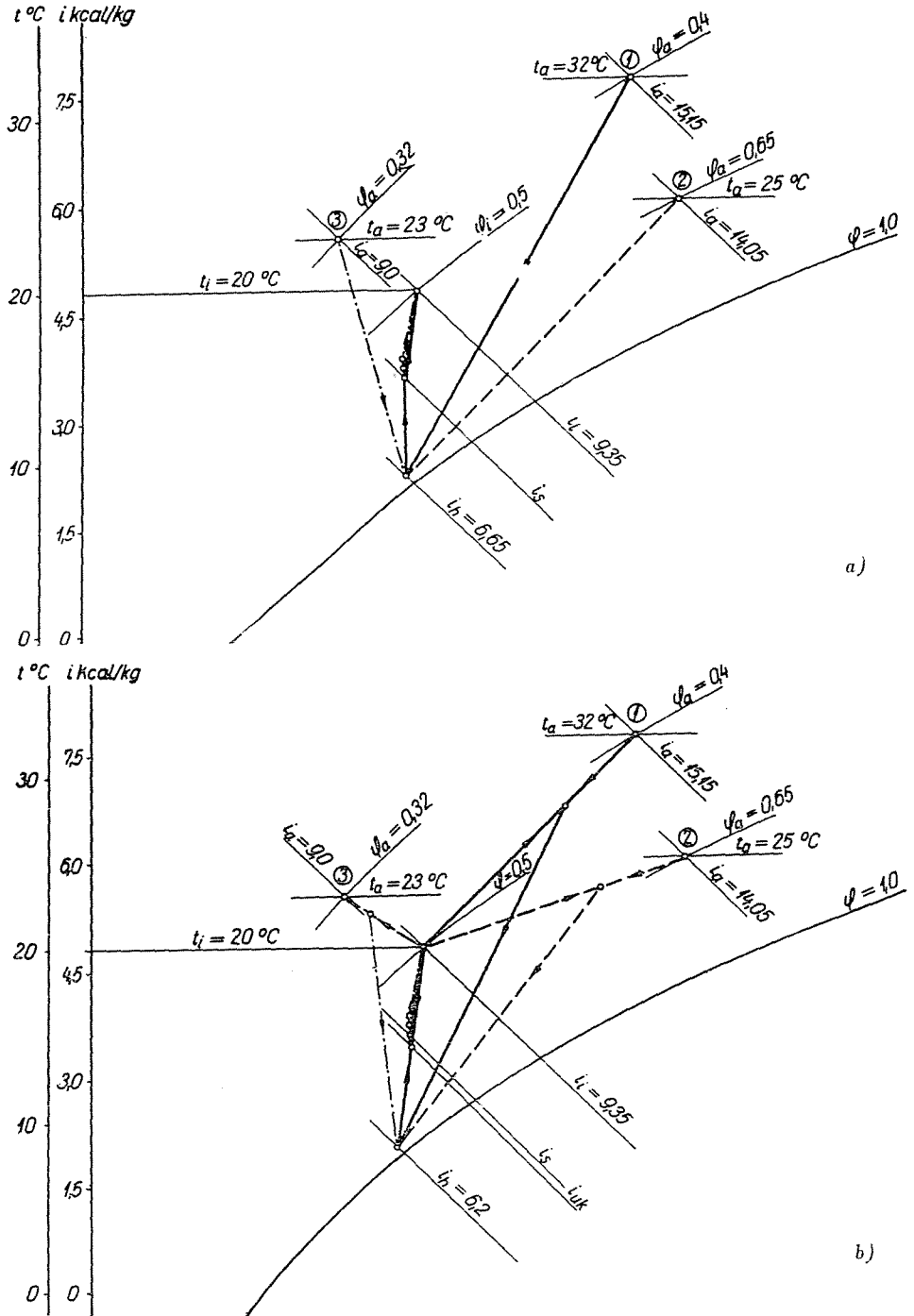
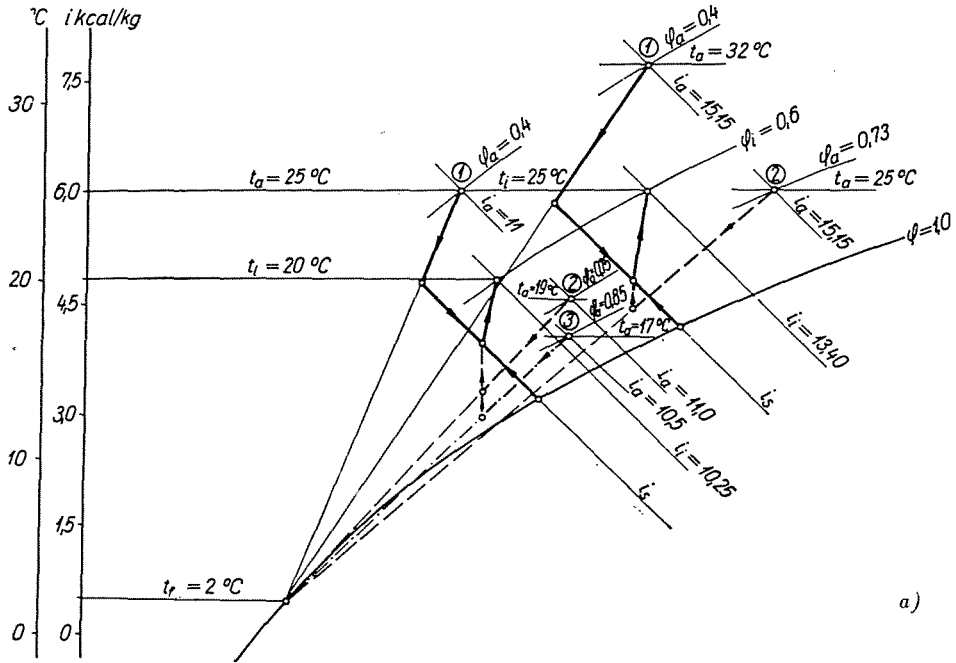
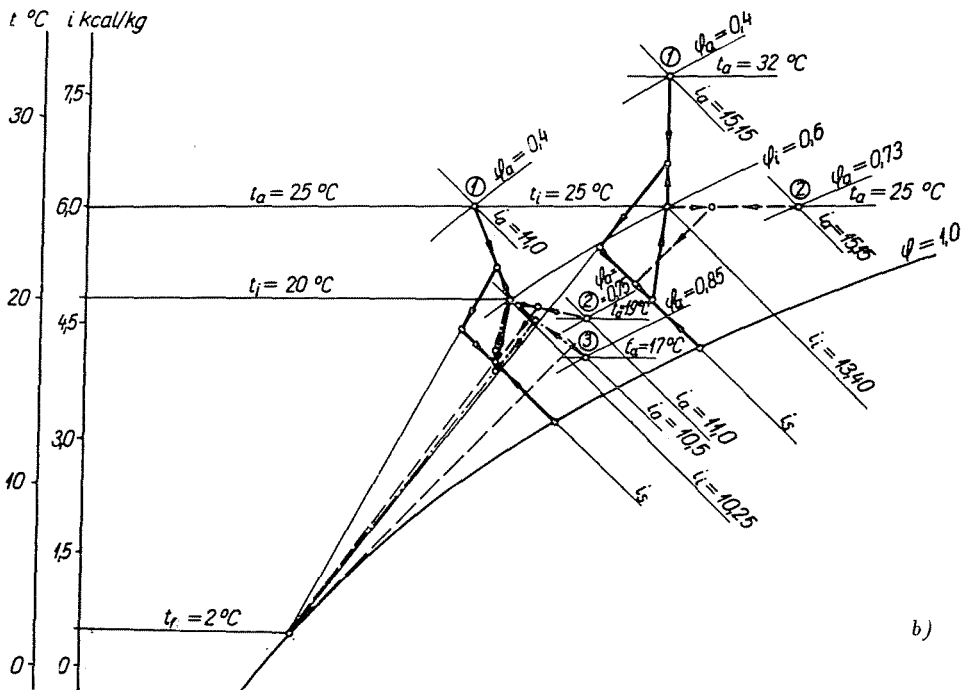


Abb. 2. a) Laboratoriumsklima (L), nasser Wärmeaustausch (B), nur mit Frischluft (a), (LBa), b) ähnlich jedoch nur 1/3 Frischluft, (LBb)



a)



b)

Abb. 3. a) Komfortklima (K), trockener Wärmeaustausch (A), nur mit Frischluft (a), (KAc)  
 b) ähnlich, jedoch nur 1/3 Frischluft (b), (KAb)

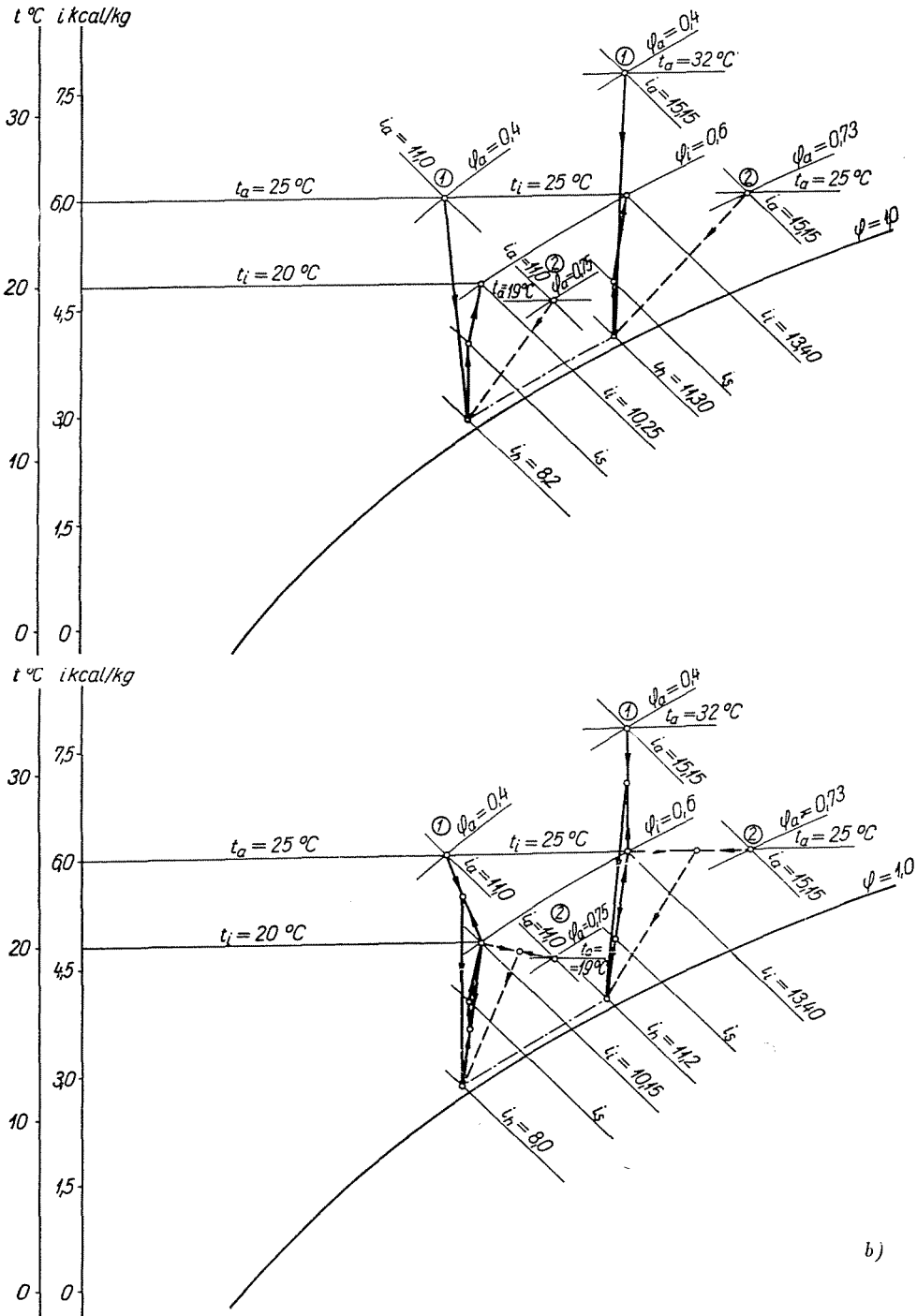


Abb. 4. a) Komfortklima (K), nasser Wärmeaustausch (B), nur mit Frischluft (a), (KBa),  
 b) ähnlich jedoch nur 1/3 Frischluft (b), (KBb)

Bei der Konstruktion der Diagramme für den trockenen Wärmeaustausch haben wir die Mitteltemperatur der Kühlflächen mit  $t_f = 2^\circ \text{C}$  angenommen. Im späteren werden die wirtschaftlich optimalen Temperaturen der Oberflächen festgestellt und den Vergleichen diese zugrunde gelegt.

Bei der Konstruktion der einzelnen Diagramme haben wir mehrere charakteristische Außenluftzustände in Betracht gezogen, und zwar einer-

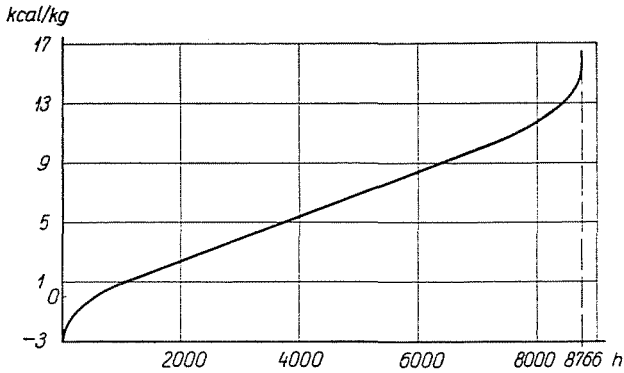


Abb. 5/a

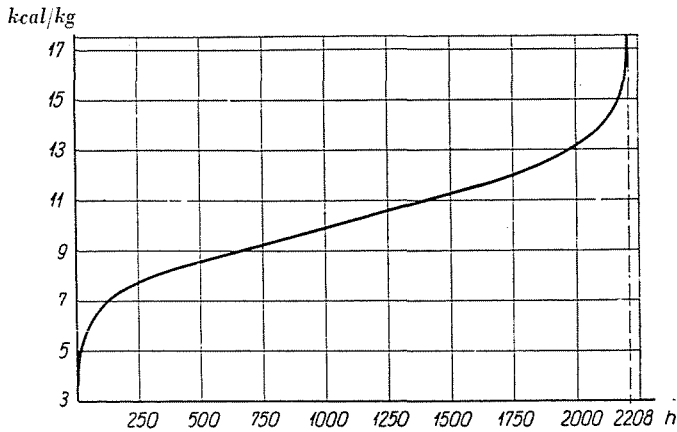


Abb. 5/b

seits jene, die für die Dimensionierung der Anlage maßgebend waren, andererseits solche vorübergehende Zustände, die für die Gestaltung des Kältebedarfes kennzeichnend sind.

Zur Aufstellung einer jährlichen Energiebilanz war es nötig, die Häufigkeit der Außenluftenthalpie festzustellen. Die diesbezüglichen Diagramme (Abb. 5) wurden auf Grund der Tabelle 1 aufgestellt [1]. Die Tabelle zeigt die

Häufigkeit der einzelnen — nach 1 kcal/kg abgestuften — Wärmehalte der Außenluft im Laufe des Jahres während der drei Sommermonate.

Die Auswertung dieser Tabelle bzw. der Diagramme wird durch die Daten der Tabelle 2 sehr erleichtert. Aus diesen geht hervor [2], welche Wertepaare der relativen Feuchtigkeit und der Temperatur der Außenluft gleichzeitig auftreten können.

Die Daten dieser Tabelle sind auch zur Konstruktion der Regeleinrichtung von Bedeutung.

Tabelle 1

Die Häufigkeit der einzelnen Wärmehaltsstufen der Außenluft in Budapest auf Grundlage der Daten von 35 Jahren

Wärmehalt $t_a$ kcal/kg	Jährliche Häufigkeit		Sommerliche Häufigkeit	
	Stunden	%	Stunden	%
Unter —2	44	0,5		
Zwischen —2 und —1	93	1,6		
„ —1 und 0	195	2,2		
„ 0 und 1	329	3,8		
„ 1 und 2	557	6,4		
„ 2 und 3	811	9,3		
„ 3 und 4	813	9,3	0,3	0,01
„ 4 und 5	682	7,8	1	0,05
„ 5 und 6	701	8,0	12	0,6
„ 6 und 7	603	6,9	47	2,1
„ 7 und 8	607	6,9	128	5,8
„ 8 und 9	675	7,7	248	11,3
„ 9 und 10	706	8,0	358	16,3
„ 10 und 11	613	7,0	385	17,5
„ 11 und 12	574	6,5	384	17,5
„ 12 und 13	377	4,3	307	14,0
„ 13 und 14	229	2,6	192	8,7
„ 14 und 15	102	1,2	96	4,4
„ 15 und 16	41	0,5	37	1,7
„ 16 und 17	11	0,1	12	0,6
Über 17	3	—	—	—
	8766	100,6	2207,3	100,5



Tabelle 2

Häufigkeit des gemeinsamen Auftretens der einzelnen Wertepaare der Temperatur und relativen Feuchtigkeit der Außenluft in Stufen von 5 °C bzw. 5%

Relative Feuchtigkeit φ <sub>a</sub> %	Temperatur °C									
	0—4	5—9	10—14	15—19	20—24	25—29	30—34	35—39	40	
—14					1			1	2	
15—19				2	1	5	20	17	45	
20—24			2	6	15	71	188	95	377	
25—29			2	28	121	540	647	119	1457	
30—34			3	54	527	1462	1061	42	1	3150
35—39			4	127	1310	2278	991	8	4718	
40—44			11	378	1951	2650	612	4	5606	
45—49		1	56	774	2390	2243	277	—	5741	
50—54		7	129	1305	2826	1789	69	—	6125	
55—59		11	241	1908	3011	1081	10	—	6262	
60—64		13	561	2644	3071	573	1	—	6863	
65—69	2	31	799	3388	2763	237	1	—	7221	
70—74	2	42	1207	3872	2181	72	1	—	7377	
75—79	1	49	1438	4176	1496	20	1	—	7181	
80—84	—	55	1499	4006	882	6	—	—	6448	
85—89		43	1431	3344	356	7	—	—	5181	
90—94		22	873	2146	99	1	—	—	3141	
95—99		3	87	273	11	1	—	—	375	
100		5	3						8	
	5	282	8346	28431	23012	13036	3879	286	1	77278

In Anbetracht der angeführten Annahmen bzw. Daten und Tabellen ergeben sich auf die einleitenden Fragen die folgenden Antworten :

## 2. Energiebedarf der verschiedenen Klimaanlage zur Kühlung und Nachwärmung während der Kühlsaison

### 21. Die dem Raume zu entziehende Wärme

Nach Feststellung der inneren Luftverhältnisse haben wir in Abb. 6—11, unter Berücksichtigung der inneren und äußeren Wärme- und Feuchtigkeitsbelastung, die Häufigkeitskurve des Zuluftzustandes konstruiert. (Auf den Abbildungen ist die Linie des Raumluftzustandes mit  $i_i$ , jene des Zuluftzustandes mit  $i_s$  bezeichnet). Der Bereich innerhalb der Linien  $i_i$  und  $i_s$  bezeichnet jene Wärmemenge, die man dem Raum mit 1 kg Zuluft entziehen muß, solange die Notwendigkeit einer künstlichen Kühlung wegen des Wärmehaltes der Außenluft ( $i_a$ ) oder ihres Feuchtigkeitsgehaltes ( $x_a$ ) besteht.

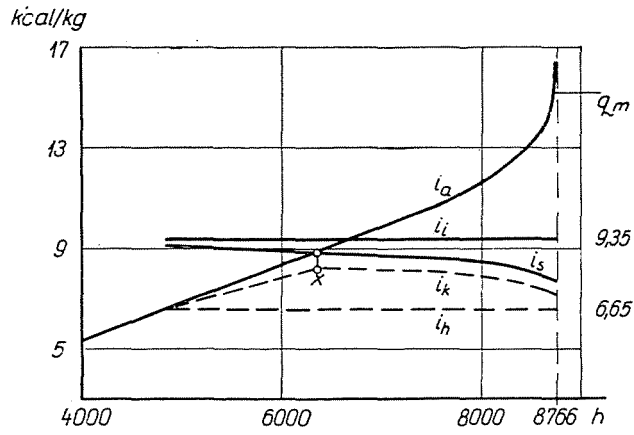


Abb. 6. LAa und LBa

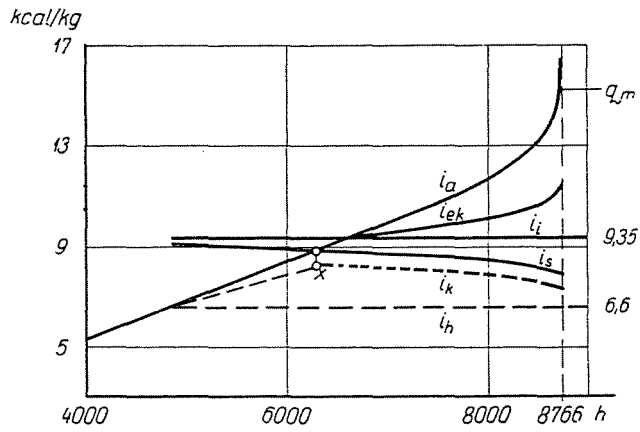


Abb. 7. LAb

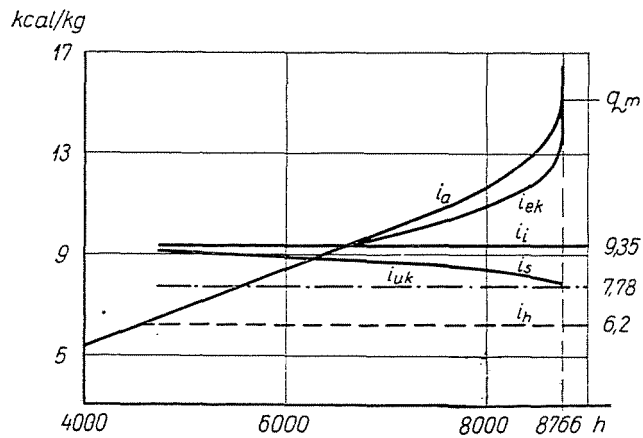


Abb. 8. LBb

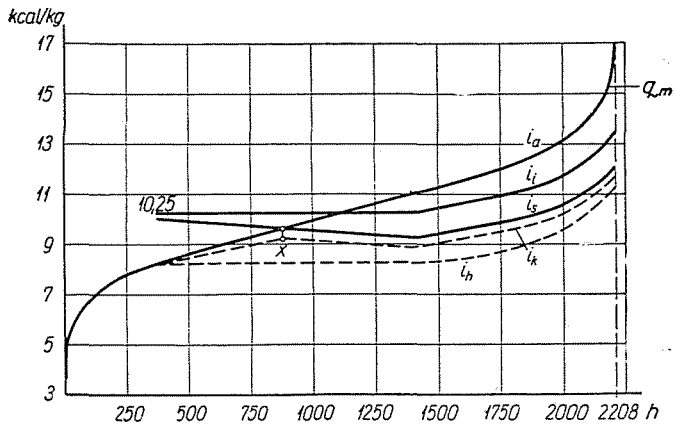


Abb. 9. K.Aa und K.Ba

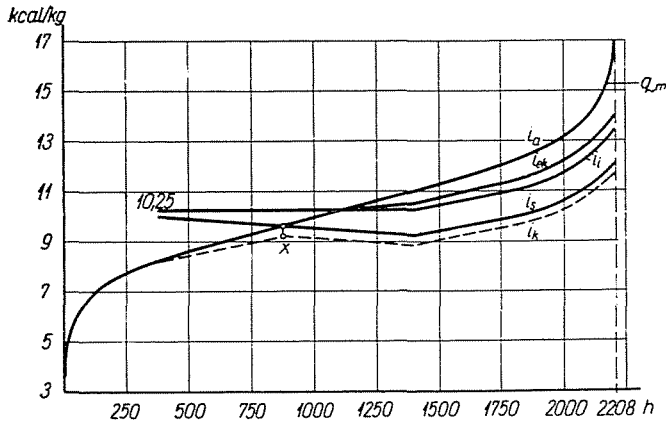


Abb. 10. K.Ab

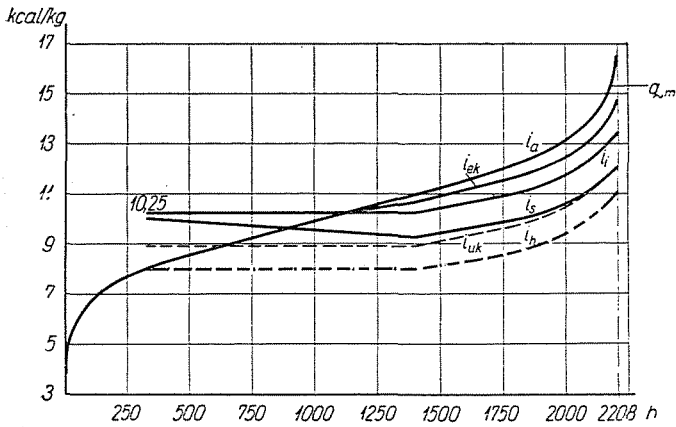


Abb. 11. K.Bb



Aus der Lage der Geraden  $F_1 - a$  bzw.  $F_2 - a$  ist deutlich zu ersehen, daß eine Erhöhung der Mitteltemperatur der Kühlfläche eine Steigerung der durch die Klimaanlage zu entziehenden Wärme zur Folge hat.

(Siehe die Linien  $F_1 - a$  und  $F_2 - a$ , bzw. die Strecke  $\Delta i_{1t}$  bzw.  $\Delta i_{2t}$  zur Bezeichnung der zusätzlichen Kälteleistung in Abb. 12).

Auf Grund dieser Angaben konstruierten wir — bei Annahme einer Mitteltemperatur der Kühlfläche  $t_f = 2^\circ \text{C}$  — die Linien  $i_k$  in den Abbildungen 6, 7, 9 und 10, die somit die Häufigkeit jener Luftzustände darstellen, die die Klimaanlage durch Kühlung, je nach dem Zustand der Außenluft, herzustellen hat. Der Wendepunkt der Linie  $i_k$  liegt bei jenem Wärmeinhalt der Außenluft  $i_a$ , von dem an, bei trockenem Wärmeaustausch, die Kühlung nur mehr wegen des Feuchtigkeitsgehaltes der Außenluft benötigt wird, so folgt also die Linie  $i_k$  der Linie  $i_a$ . Daher ist der Bereich zwischen dieser Linie  $i_k$  und der Häufigkeitskurve des Wärmeinhaltes der Außenluft ( $i_a$ ) proportional jener Wärmemenge, die die Klimaanlage durch trockenen Wärmeaustausch von 1 kg Zuluft pro Saison zu entziehen hat. Demgegenüber bezeichnet der Bereich zwischen den Linien  $i_k$  und  $i_s$  die zur Nachwärmung benötigte Wärmemenge.

Abb. 6 zeigt den Bedarf an Kühlung und Nachwärmung einer Klimaanlage »Typ Laboratorium« ( $L A a$ ), die nur mit Frischluft in Betrieb gehalten wird und Winter und Sommer einen unveränderten Raumluftzustand zu sichern hat. Bei der Konstruktion der Abb. 7 dagegen setzten wir voraus, daß im Falle die Feuchtkugeltemperatur der Außenluft ( $t_{n\alpha}$ ) jene der Raumluft ( $t_{ni}$ ) erreicht oder übersteigt, nur die vorgeschriebene Frischluft eingeführt wird ( $L_i : L_a = 2 : 1$ ). Diesfalls ist die zu entziehende Wärmemenge von der Linie  $i_{ek}$  an zu rechnen, die die Abschnitte zwischen den Linien  $i_a$  und  $i_i$  im Verhältnis 2 : 1 teilt.

Jener Teil der Abb. 9 und 10, der sich auf den Wärmeinhalt des Raumluftzustandes bezieht, weicht von den vorher Gesagten insofern ab, daß sich der Raumluftzustand — in Funktion des Außenluftzustandes — an der Linie  $q_i = 60\%$  von jenem Zeitpunkt an ändert, als dieser den Wärmeinhalt von  $i_a = 11 \text{ kcal/kg}$  erreicht. Im Falle  $A$  wird auch diese Klimaanlage nur mit Frischluft betrieben, während im Falle  $B$  auf die Frischluftmenge der vorgeschriebene Anteil von 33% erst dann herabgemindert wird, wenn der Wärmeinhalt der Außenluft jenen der Raumluft erreicht oder überschreitet, d. h. laut Abb. 10 ( $K A b$ ) vom Wärmeinhalt  $i_a = 10,25 \text{ kcal/kg}$  angefangen.

Wir haben auch gesondert berechnet, wie sich, in den verschiedenen Fällen des trockenen Wärmeaustausches (Variante  $A$ ) bei der Erhöhung der Mitteltemperatur der Kühlfläche, die der Zuluft zu entziehende Wärme verändert. Die Berechnung machten wir auf Grund der Abb. 12, Tabelle 2 und auf Grund der statistischen Daten über die durchschnittlichen Luftzustände der Kühlsaison. Die Resultate sind auf Abb. 13 dargestellt.

Diese Abbildung veranschaulicht, welche Kälteleistung in den verschiedenen Fällen von der Klimaanlage gefordert wird, um aus einem Laboratorium  $q_L = 2770$  kcal/kg, Saison und aus dem Komfortraum  $q_K = 2090$  kcal/kg, Saison Wärmemenge zu entziehen.

Den Wärmebedarf der Nachwärmung in den einzelnen Fällen gibt Abb. 14.

### 222. Nasser Wärmeaustausch (B)

Im Fall des nassen Wärmeaustausches muß im Luftwäscher die ganze Luftmenge auf den Taupunkt der Zuluft abgekühlt werden.

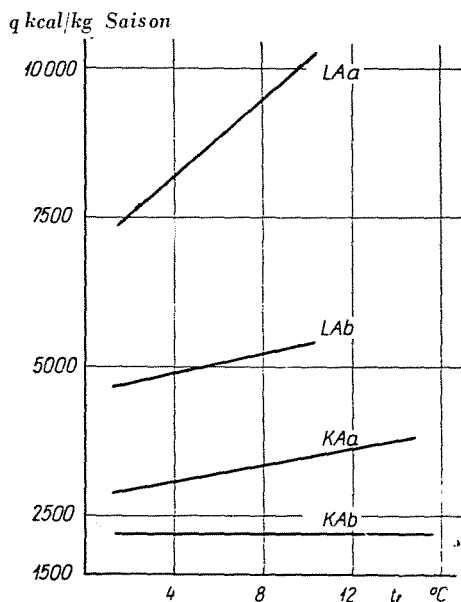


Abb. 13

Im folgenden ist unter Taupunkt jener — der Sättigung nahestehender — Luftzustand zu verstehen, der sich im Luftwäscher praktisch erreichen läßt, d. h. jener Luftzustand, den der Schnittpunkt der Linie  $x_s = \text{konst.}$  der Zuluft und der Linie der relativen Feuchtigkeit  $\varphi = 95 \sim 97\%$  wiedergibt. Bei der K-(Komfort-)Anlage bewegt sich der Taupunkt in Abhängigkeit des Raumluftzustandes auf der Linie  $\varphi = 95-97\%$ .

Die Kälteleistung ist durch den Bereich zwischen den Linien  $i_k$  und  $i_a$  gegeben. Deren Werte betragen

$$q_{LBa} = 12080 \text{ kcal/kg, Saison}$$

$$q_{KBa} = 4100 \text{ kcal/kg, Saison}$$

während der Bedarf an Nachwärmung

$$m_{LBa} = 7940 \text{ kcal/kg, Saison}$$

$$m_{KBa} = 2300 \text{ kcal/kg, Saison ausmacht.}$$

Wird die Klimaanlage mit dem vorgeschriebenen  $\frac{1}{3}$  Frischluft betrieben, so läßt sich ein Teil der Raumluft zweckdienlich zur Nachmischung verwenden. Bei richtiger Bemessung derselben kann man in der wärmsten Saison die Nachwärmung ganz ersparen. Würde das aber die Nachmischung in unerwünschtem Maße steigern, so läßt sich natürlich auch verminderte Nachmischung anwenden. Die Nachmischung vermindert nicht nur das Ausmaß

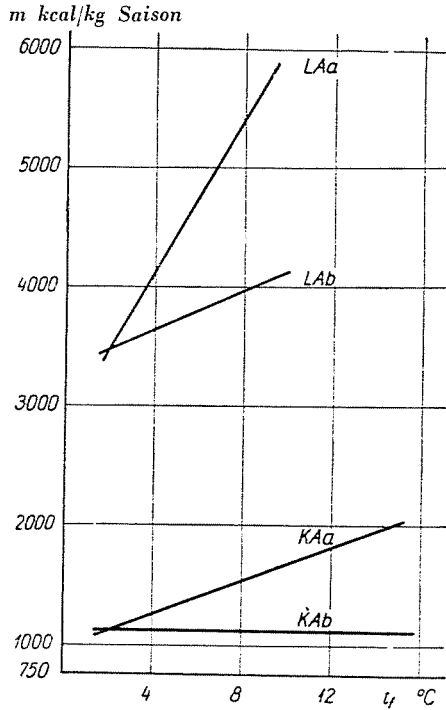


Abb. 14

der Nachheizung, sondern auch die Menge der abzukühlenden Luft und damit auch jene Wärmemenge, die man mittels der Kühlung zu entziehen hat. In allen Fällen aber, wenn  $\Delta x \neq 0$  ist, wird der Taupunkt, den man als Funktion der zu entziehenden Feuchtigkeit  $\Delta x$  im Waschraum einzustellen hat, niedriger liegen, als im vorigen Beispiel (Klima a mit Frischluft). Der Taupunkt muß nämlich auf jener Linie liegen, die sich ergibt, wenn man die Punkte zur Bezeichnung des Raumluftzustandes mit jenen des Zuluftzustandes verbindet (siehe Abb. 2a, b). Wir nahmen im Falle L eine Nachmischung im Verhältnis  $L_h : L_i = 1 : 1$ , im Falle K  $L_h : L_i = 3 : 2$  zur Grundlage; die Linien  $i_{uk}$  in den Diagrammen bezeichnen dabei den Luftzustand nach der Nachmischung. Die Wärme, die die Klimaanlage zu entziehen hat, muß von jener Linie aus berechnet werden, die sich aus der Vermengung zweier

Luftmengen ergibt, nämlich der nach Abzug der Fortluft und der für die Nachmischung bestimmten Abluft verbliebenen Luftmenge  $L_s - (L_{uk} + L_a)$  kg/h (Wärmeinhalt  $i_i$ ) mit der Frischluft, die  $\frac{1}{3}$  der gesamten Zuluftmenge beträgt. Diese Linie bezeichnen wir auf den Abbildungen 8 und 11 mit  $i_{ek}$ .

Daher gestaltet sich die durch die Klimaanlage zu entziehende Wärme (auf den Abbildungen das Gebiet zwischen  $i_{ek}$  und  $i_{uk}$ ) in den besagten Fällen wie folgt :

$$q_{LBb} = 6160 \text{ kcal/kg, Saison,}$$

$$q_{KBb} = 2000 \text{ kcal/kg, Saison,}$$

und der Wärmebedarf der Nachwärmung :

$$m_{LBb} = 3530 \text{ kcal/kg, Saison,}$$

$$m_{KBb} = 910 \text{ kcal/kg, Saison.}$$

### 3. Die Gestaltung der abweichenden Kosten der behandelten Anlagen

In diesem Kapitel wollen wir die Kühlanlagen, die Hauptdimensionen der Einrichtung, den Energieverbrauch der Kühlung und Nachwärmung, die Annuität der Investitionskosten bei 10jähriger Abschreibung, die zusätzlichen Energie- und Investitionskosten, endlich die Gestaltung der optimalen Gesamtkosten behandeln, die zu den eingangs erwähnten Klimaanlage erforderlich sind.

Nachdem sich bei uns der Preis des elektrischen Stromes — je nach Menge und Zweck des Verbrauchs — in einem sehr großen Spielraum bewegt, haben wir die Vergleiche auf der Grundlage von zwei verschiedenen Preisen berechnet. Der ersten Berechnung legten wir einen Strompreis von 0,20 Ft/kWh zugrunde und verglichen auf dieser Basis sämtliche Kosten der verschiedenen Typen. Der zweiten Berechnung nahmen wir jenen Einheitspreis zugrunde, der den hiesigen Tarifen entspricht. Diese kennzeichnen sich dadurch, daß der Einheitspreis bis zu einer nominellen Leistung von 20 kW linear 1,40 Ft/kWh beträgt, während bei einer höheren Leistung neben einer Grundgebühr, die unabhängig vom Verbrauch zu entrichten ist, der tatsächliche Verbrauch mit 0,21 Ft/kWh berechnet wird.

Auf Grund des voraussichtlichen Verbrauchs haben wir für die einzelnen Typen die zu gewärtigenden Strompreise in Rechnung gestellt.

Abgesehen von den sonstigen Ergebnissen unserer Vergleiche, zeigt sich dabei die besondere Erscheinung, daß sich eine technisch vollkommenere und an sich wirtschaftlichere Anlage, bei uns wenigstens, aus tarifalen Gründen finanziell ungünstiger auswirken kann.

31. *Flächenkühlung mit direkter Verdampfung*

311. *Beschreibung der Kälteanlage*



Unter Berücksichtigung der Sicherheitsvorschriften [3] der hiesigen Normen haben wir im Fall der direkten Verdampfung als Kühlmittel Freon-12, im Fall der indirekten Flächenkühlung und des nassen Wärmeaustausches Ammoniak gewählt.

Um den ökonomischen Anforderungen der Leistungsregelung womöglich gerecht zu werden, haben wir bei der Anlage mit direkter Verdampfung — auch in dem Fall eines geringen Energiebedarfes — zwei Kompressoren eingestellt.

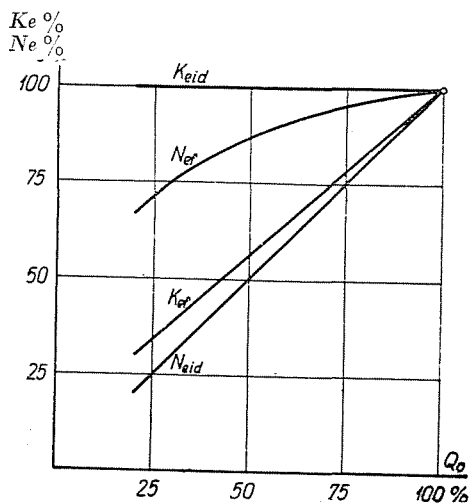


Abb. 15

Nachdem die verschiedenen — zwar meist recht komplizierten — Arten der Leistungsregelung die bei diesen Anlagen in Frage kommen, den Energieverbrauch in fühlbarer Weise beeinflussen, haben wir bei unseren Vergleichen zwei Varianten in Betracht gezogen, und zwar: eine ideale Lösung, wo der effektive Leistungsbedarf des Kältekompressors zur jeweiligen Kälteleistung stets proportional ist, welche also unveränderlich die günstigste spezifische Kälteleistung sichert, bzw. die praktisch verbreitete Lösung, bei der das Kältemittel in der Saugleitung gedrosselt wird. Diese Lösung bedeutet eine einfachere Konstruktion, ist aber energetisch gesehen ungünstiger als die andere.

Die Abb. 15 dient zum Vergleichen der beiden Lösungen aus energetischem Gesichtspunkt. Wir haben dort die spezifische Kälteleistung ( $K_{eid}$ ) und den effektiven Leistungsbedarf ( $N_{eid}$ ) der idealen Lösung in Funktion der Kälteleistung ( $Q_0$ ) dargestellt, während sich die gleichen Bezeichnungen mit dem Index  $f$  auf die Lösung mittels Drosselung beziehen.

Um einen äquivalenten Vergleich zu ermöglichen, haben wir zu jedem System Kondensatoren gleichen Typs mit einer konstanten Kondensations-temperatur von  $30^\circ \text{C}$  in Betracht gezogen. Die Temperatur des Kühlwassers

steigt, während es den Kondensator durchströmt, um  $10^{\circ}\text{C}$ , u. zw. von  $15^{\circ}\text{C}$  auf  $25^{\circ}\text{C}$ . (Dies entspricht auch im allgemeinen den Betriebsverhältnissen der in der Praxis benützten Anlagen.)

Das Schema der Anlage zeigt Abb. 16, sie betätigt sich folgendermaßen:

Aus dem Verdampfer — der als Luftkühler der Klimaanlage dient — saugen die zwei Kompressoren ( $K_I$  und  $K_{II}$ ) das Kältemittel und fördern dasselbe nach Verdichten in den Kondensator, wo es dann unter Einwirkung

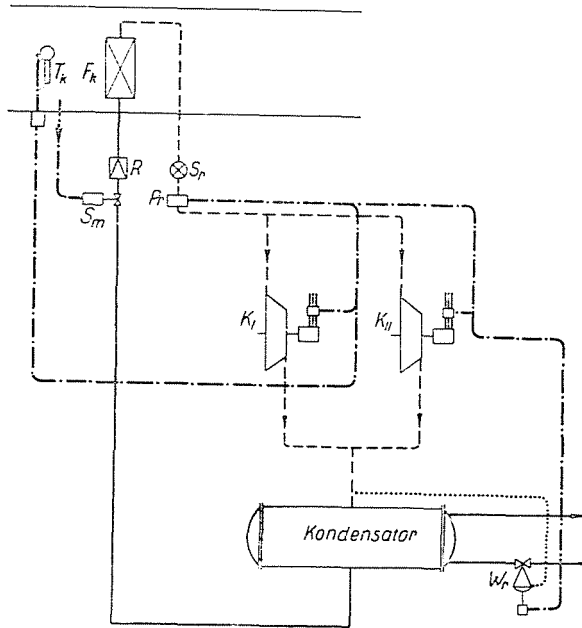


Abb. 16

des — durch den Wasserregulator  $W_r$  geregelten — Kühlwassers kondensiert. Das flüssige Kältemittel gelangt dann durch das Regulierventil  $R$  wieder in den Verdampfer zurück.

Das magnetische Ventil  $S_m$  sperrt, sobald die Kühlung nicht mehr nötig wird (siehe später in Punkt 4). In diesem Falle saugen die Kompressoren den Verdampfer so weit aus, daß wenn der Druck an der Saugseite unter das eingestellte Maß fällt, der Pressostat  $P_r$  die Kompressoren abstellt. Der Pressostat beginnt seine Tätigkeit nach der Sperre des magnetischen Ventils  $S_m$  erst etwas verspätet, wodurch das allzuhäufige Ein- und Ausschalten der Kompressoren vermieden wird. Die Leistungsregelung der Kompressoren erfolgt durch das Drosselventil  $S_r$  (Zweitemperaturventil), das die Verdampfungstemperatur stabilisiert. Dies erreicht es dadurch, daß es den unmittelbar vor ihm herrschenden Druck, d. h. den Verdampfungsdruck (und damit die Verdampfungstemperatur) ständig auf dem eingestellten Wert hält.

Nachdem die spezifische Kälteleistung ( $K_{ef}$ , siehe Abb. 15) bei einer Drosselung in der Saugleitung, im Maße der Drosselung rapid sinkt, nehmen wir zwei Kompressoren in Betracht. Sinkt der Kältebedarf auf etwa 50%, so schaltet der feuchte Thermostat  $T_n$  den einen Kompressor aus. (Bei ganz geringem Kältebedarf kann man der allzugroßen Kompressionsendtemperatur dadurch vorbeugen, daß man in die Saugleitung flüssiges Kältemittel einspritzt.)

Der Wasserregulator  $W_r$  ist der üblichen Ausführung entsprechend auch mit einem Überdruckschalter versehen, der bei unzulässiger Steigerung des Kondensationsdruckes (z. B. bei Ausbleiben des Kühlwassers) die Maschinen abstellt.

Außer der Leistungsregelung der Kälteanlage beeinflusst den Energiebedarf sehr maßgeblich auch die Konstruktion des Verdampfers (Luftkühlkörpers), da bei gegebener Oberflächentemperatur dessen Wärmeströmungsverhältnisse die Verdampfungstemperatur und somit auch den Energiebedarf der Kompressoren bestimmen.

Für die Mitteltemperatur ( $t_f$ ) der Kühlflächen — die wir später in Rechnung stellen — bestimmt die untere Grenze die Reifbildung, die Obergrenze der Taupunkt der Zuluft.

Wenn auch bekanntlich die Wärmedurchgangszahl des Wärmeaustauschers mit durchgebrochenen Rippen die vorteilhafteste ist und somit auch diese die günstigste Verdampfungstemperatur sichern könnten, mußten wir bei unseren Untersuchungen diesen Kühlkörper außer acht lassen, da uns die nötigen praktischen Erfahrungen fehlen (z. B. der Einfluß des Kondensationwassers).

Bei der Gestaltung eines entsprechenden Luftkühlkörpers sind wir mit Rücksicht auf das Gesagte mit besonderer Umsicht vorgegangen und haben einen solchen Lamellenrohr-Wärmeaustauscher in Betracht gezogen, dessen Rippenwirkungsgrad [4] und Wärmedurchgangszahl besonders günstig ist. Seine Daten sind die Folgenden :

16 × 1 mm Kupferröhren 38 mm entfernt, mit Aluminiumrippen auf je 3 mm. Die Luftgeschwindigkeit beträgt auf Ansichtsfläche bezogen 2,5 m/sec, im freien Querschnitt zwischen den Röhren und den Rippen 4,75 m/sec. Die Wärmedurchgangszahlen im Falle eines niederschlagsfreien Wärmeaustausches sind — in Funktion der Wärmeübergangszahl  $a_i$  an der Innenseite des Rohres — aus der Kurve  $b = 1$  in Abb. 17 ersichtlich. Die Ziffer  $b$  gibt die Proportion der in trockenem und nassem Wege insgesamt entzogenen Wärmemenge zu jener, die in trockenem Wege allein entzogen wird, d. h.:

$$b = \frac{q_{sz} + q_n}{q_{sz}}$$

Der Rippenwirkungsgrad beträgt  $\vartheta = 0,885$ . Die Abb. 17 enthält auch die Wärmedurchgangszahlen bei verschiedenen  $b$ -Werten.

(Den Kühlkörper nahmen wir aus einem Fachkatalog. Die Daten des Katalogs bezüglich der Wärmeleistung des Kühlkörpers zeigen eine gute Übereinstimmung mit jenen der Abb. 17, die wir auf Grund des »VDI Wärmeatlas« gezeichnet haben.)

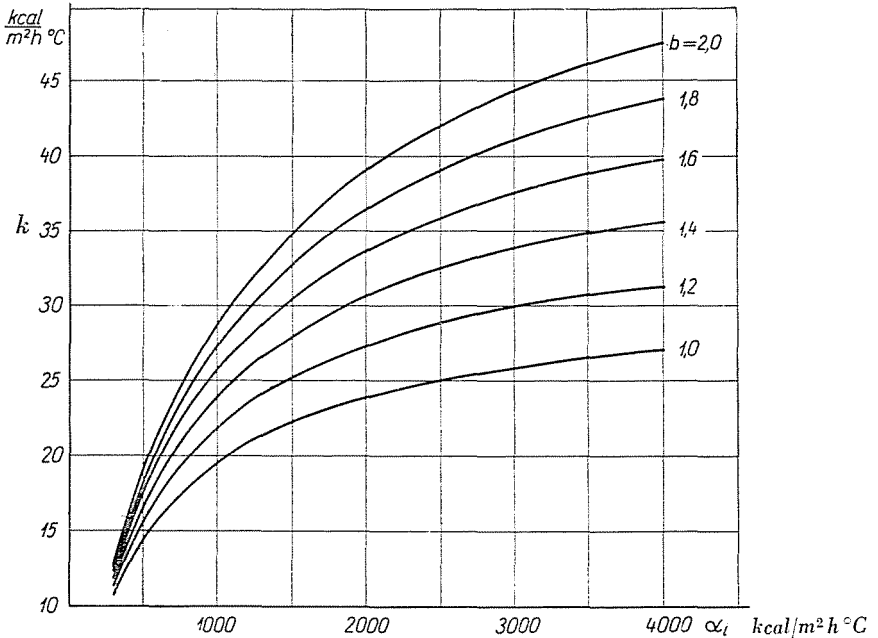


Abb. 17

### 312. Feststellung der Hauptdimensionen der Kälteanlage

Die Dimensionierung des Verdampfers erfolgte auf Grund der bekannten Formel :

$$Q_0 = L_s q_m = Fk \Delta t_k \quad \text{kcal/h.}$$

Hier bedeutet :

$Q_0$  die durch die Kühlfläche zu entziehende Wärmemenge in kcal/h,  
 $q_m$  jene Wärmemenge, die mit 1 kg Zuluft zu entziehen ist, falls der Wärmeinhalt der Außenluft den als Berechnungsgrundlage dienenden 15,2 kcal/kg entspricht in kcal/kg,

$L_s$  die Menge der Zuluft in kg/h,

$\Delta t_k$  die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen der abzukühlenden Luft und der Verdampfungstemperatur in  $^\circ\text{C}$ ,

(Den Zustand der Außenluft haben wir an der Wärmeinhaltslinie von 15,2 kcal/kg mit  $26,4^\circ\text{C}$  festgestellt.)

$k$  die Wärmedurchgangszahl, deren Wert aus Abb. 17 hervorgeht, in kcal/m<sup>2</sup>, h, °C.

Nachdem der Wert  $k$  eine Funktion von  $\alpha_i$  darstellt, und  $\alpha_i$  seinerseits von der Flächenbelastung abhängt, haben wir diesen Umstand bei der Berechnung jedesmal berücksichtigt [5].

Bei dem verwendeten Wärmeaustauscher haben wir die Werte der Verdampfungstemperatur ( $t_0$ ), die den einzelnen mittleren Oberflächentemperaturen ( $t_f$ ) zugehören, auf Grund der folgenden Gleichung berechnet :

$$t_0 = t_{lk} - \frac{t_{lk} - t_f}{\vartheta} - Q_0 \left( \frac{\delta_R}{\lambda_R F_i} + \frac{1}{F_i \alpha_i} \right) \text{ } ^\circ\text{C}$$

hier bedeutet :

$t_{lk}$  die Mitteltemperatur der zu kühlenden Luft in °C,

$\delta_R$  die Wanddicke des Rohres in m,

$\lambda_R$  die Wärmeleitzahl des Rohrmaterials in kcal/m, h, °C,

$F_i$  die Innenfläche des Rohres in m<sup>2</sup>.

Die obige Gleichung ergibt sich aus der Voraussetzung, daß die aus der Luft an die Außenfläche des Kühlkörpers übergebene Wärmemenge jener Wärmemenge gleichkommt, die dem Kältemittel übergeben wird (abgesehen von der geringen Flüssigkeitswärme des Niederschlagwassers). Bei unserer Berechnung gingen wir auch von der Annäherung aus, daß die Temperatur an der äußeren Fläche des Rohres konstant sei [4], weiters von der unbedingten Gültigkeit des Lewis-schen Gesetzes :

$$\left( \frac{\sigma}{\alpha c_p} = 1 \right).$$

Die Größe der Oberfläche des Verdampfers bei den einzelnen Typen der Klimaanlage sowie die zugehörigen Verdampfungstemperaturen — in Funktion von  $t_f$  — gehen aus den Abbildungen 18 hervor.

In Kenntnis der Verdampfungstemperaturen erhalten wir das stündliche Hubvolumen der Kompressoren aus folgender Gleichung :

$$V_k = \frac{Q_0}{q_{0v} \lambda} = \frac{Q_0}{(q_{0v})_v} \quad \text{m}^3/\text{h}$$

hier bedeutet :

$q_{0v}$  die volumetrische Kälteleistung des Kältemittels in kcal/m<sup>3</sup>,

$(q_{0v})_v$  die mit 1 m<sup>3</sup> Hubvolumen erreichbare Kälteleistung, die tatsächliche volumetrische Kälteleistung des Kompressors in kcal/m<sup>3</sup>,

$\lambda$  den Liefergrad des Kompressors, dessen Wert wir auf Grund von [6] in Rechnung gestellt haben.

Abb. 19 bringt die Werte des  $(q_{cv})_v$  bei  $\text{NH}_3$  in Funktion der Verdampfungstemperatur. Im Falle des Freonkompressors haben wir die Daten der Abbildung im Verhältnis der  $q_{cv}$  Werte umgerechnet.

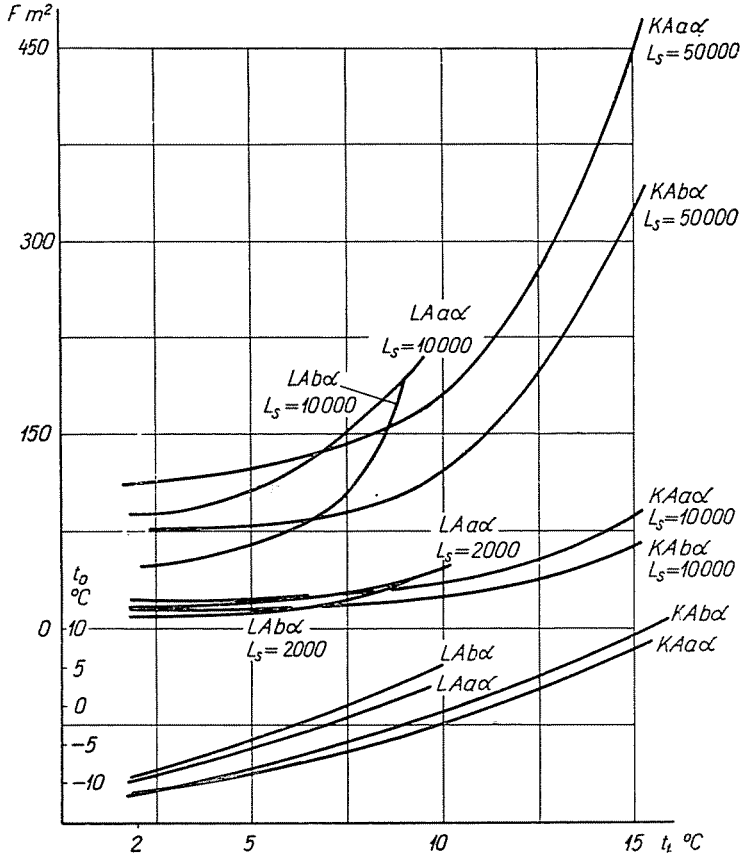


Abb. 18

Der effektive Leistungsbedarf des Kompressors beträgt :

$$N_e = \frac{Q_0}{K_0 \eta_e} = \frac{Q_0}{K_e} \quad \text{kW.}$$

Es bedeutet hier :

$K_0$  den theoretischen Wert der spezifischen Kälteleistung, der stark von der Verdampfungstemperatur abhängt in kcal/kWh,

$\eta_e$  den effektiven Wirkungsgrad des Kompressors, dessen Werte wir auf Grund von [6] eingestellt haben,

$K_e$  die effektive spezifische Kälteleistung (ihre Werte finden sich, in Funktion der Verdampfungstemperatur, in Abb.19) in kcal/kWh.

Nachdem die Wirkungsgrade des Kompressors ( $\lambda$  und  $\eta_e$ ) von der Größe der Maschine abhängen, haben wir auf Grund von [6] die entsprechenden Korrekturen vorgenommen.

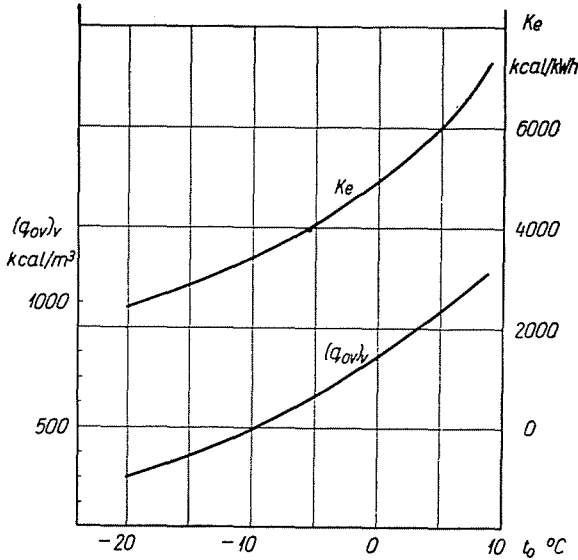


Abb. 19

Bei der Dimensionierung des Kondensators haben wir die Wärmedurchgangszahl bei  $\text{NH}_3$  mit 700, bei F-12 mit 400 kcal/m<sup>2</sup>, h, °C angenommen.

### 313. Der Energiebedarf der Kälteanlage

Den aus dem Stromnetz entnommenen Energieverbrauch der Motoren der Kompressoren haben wir auf Grund der Daten des Punktes 221 bestimmt :

In diesem Punkt haben wir — in Funktion der mittleren Oberflächen-temperatur des Kühlkörpers  $t_f$  — die Gestaltung jener Wärme angegeben, die in den Klimaanlagen diverser Konstruktion durch 1 kg Luft pro Saison zu entziehen ist (siehe Abb. 13).

Aus den Abbildungen 6—11 lassen sich die Häufigkeitsdiagramme der durch die Kühlanlage aus 1 kg Zuluft zu entziehenden Wärme pro Saison leicht konstruieren. Abb. 20 zeigt diese Häufigkeitskurve der Anlage *L A a* (bei einer Temperatur des Kühlkörpers von  $t_f = 2^\circ \text{C}$ ). Auch in dieser Abbildung haben wir den Wert des Kältebedarfes  $q_m$ , der als Grundlage für die

Dimensionierung der Kälteanlage dient, sowie auch den Wert des  $\frac{q_m}{2}$  an-  
merkt.

Aus der Abbildung ist zu ersehen, daß in unserem Fall (*LAA*) in der  
Dauer von 3243 Stunden 1 Kompressor genügt, während man für 657 Stunden  
2 Kompressoren benötigt.

Laut der Abbildung ist die durchschnittliche Kapazitäts-Ausnützung  
der Kompressoren :

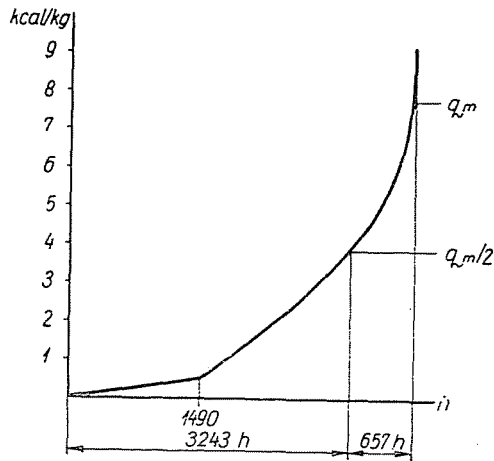


Abb. 20

während des Betriebes einer Maschine ..... 32,3%  
während des Betriebes zweier Maschinen ..... 68,5%  
in den übrigen Fällen gestaltet sich die Ausnützungszahl — gleichfalls bei  
 $t_f = 2^\circ \text{C}$  — wie folgt :

	1 Maschine	2 Maschinen
im Falle <i>LAb</i> .....	39,4%	66,9%
im Falle <i>KAA</i> .....	33,0%	69,5%
im Falle <i>KAb</i> .....	36,9%	75,1%

Die geringe Ausnützung der Maschinen rechtfertigt die Einstellung von  
zwei Kompressoren, beweist aber auch die Bedeutung der Leistungsregelung  
im Hinblick auf den Energieverbrauch.

Eine ideale Regelung vorausgesetzt, d. h. bei einer konstanten spezifi-  
schen Kälteleistung des Kompressors, wenn der Bedarf an effektiver Leistung  
( $N_e$ ) mit der Kälteleistung ( $Q_0$ ) proportional ist, spiegeln sich die Änderungen  
des Energiebedarfes in Funktion der Mitteltemperatur der Kühlfläche auf  
Abb. 21 wider.



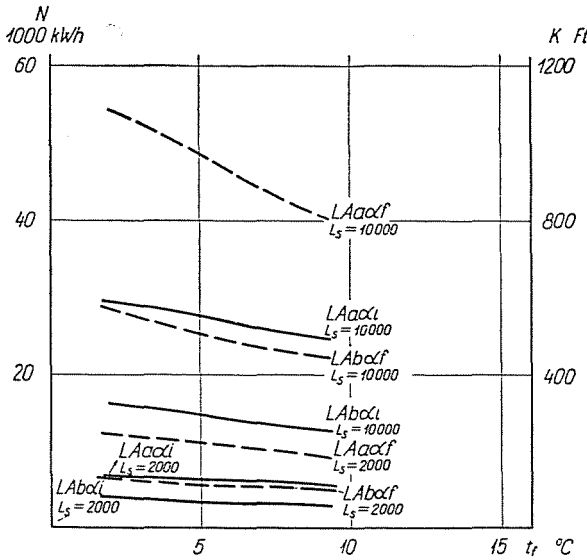


Abb. 21a

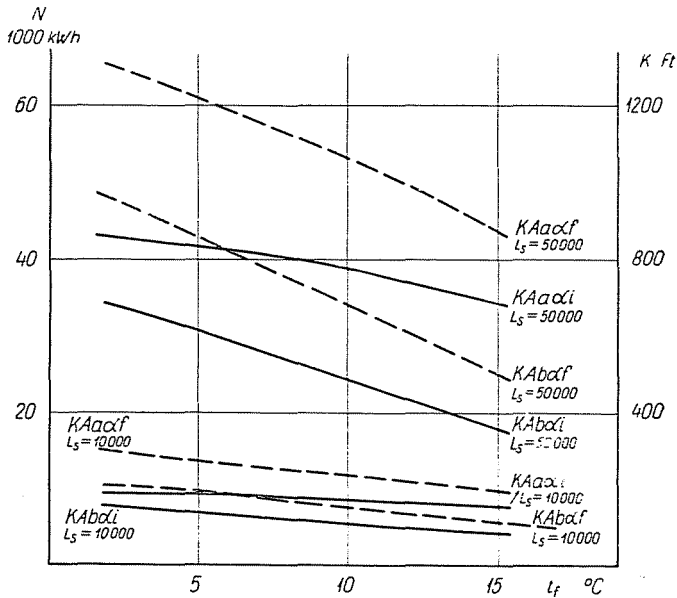


Abb. 21b

Bei der Feststellung des Energiebedarfes haben wir immer jenen Wirkungsgrad des Motors in Betracht gezogen, der seiner wechselnden Belastung entspricht.

Diese ideale Regelung ließe sich durch eine Regulierung der Drehzahl verwirklichen, da man aber zum Antrieb der Kältekompressoren im allgemeinen Asynchronmotoren verwendet, ist diese Art der Regelung schwer durchführbar.

Die gebräuchliche und verhältnismäßig einfach lösbare Saugdruckdrossel-Regulierung ist aus Abb. 16 ersichtlich. Bei sinkender Kälteleistung

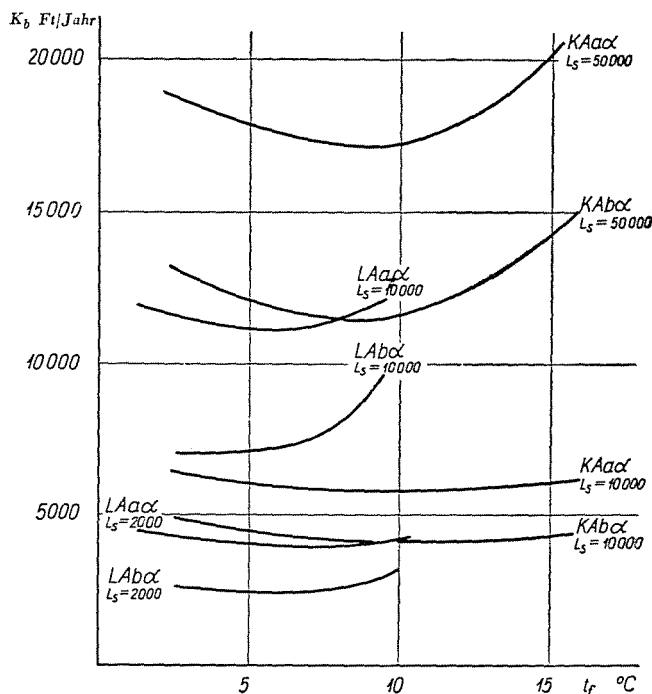


Abb. 22

verschlechtert sich die spezifische Kälteleistung der Anlage durch diese Lösung zusehends, wie wir darauf übrigens schon im Zusammenhange mit Abb. 15 hingewiesen haben.

Auf Grund der Daten dieser Abbildung haben wir den Energiebedarf der beiden Regelungsarten berechnet; Abb. 21 gibt diese als Funktion der Mitteltemperatur der Kühlfläche.

Man kennt sehr viele Arten der Leistungsregelung, doch wird der Energieverbrauch immer zwischen diese zwei Werte fallen.

Auch aus diesen Diagrammen ergibt sich, daß der Energieverbrauch mit dem Steigen der Mitteltemperatur der Oberfläche (was auch das Steigen der Verdampfungstemperatur im Gefolge hat) zusehends sinkt.

314. Die Investitionskosten der Kälteanlage

Die Investitionskosten haben wir auf Grund der im Punkt 312 behandelten Dimensionen und der in Ungarn derzeit gültigen Preise berechnet.

Abb. 22 zeigt die Gestaltung der Investitionskosten in Funktion der Mitteltemperatur der Kühlfläche.

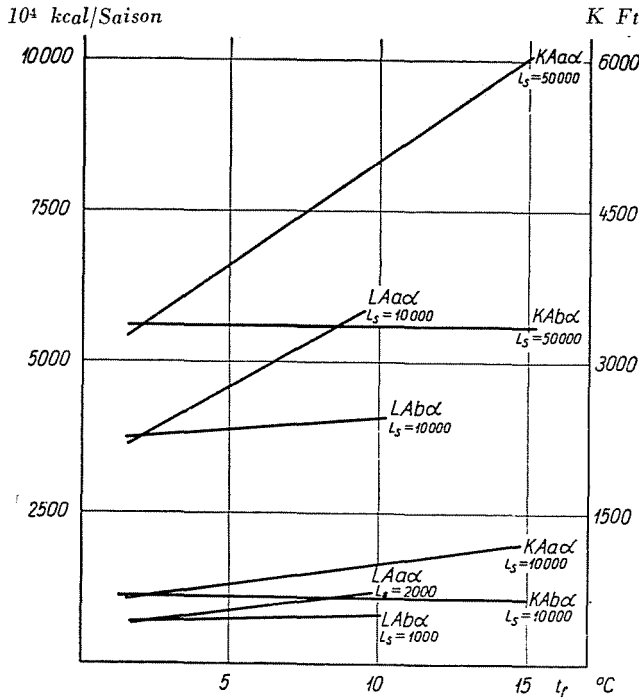


Abb. 23

Aus der Abbildung ist die interessante Tatsache zu ersehen, daß die Investitionskosten in Funktion der Kühlflächentemperatur eine untere Grenze haben. Dies erklärt sich dadurch, daß sich — in Funktion der Kühlflächentemperatur und somit auch der Verdampfungstemperatur — die Dimensionen des Kompressors bzw. des Kühlkörpers und damit auch ihre Preise in verkehrter Richtung bewegen.

315. Der Energiebedarf der Nachwärmung

Die zur Nachwärmung von 1 kg Zuluft erforderliche Wärmemenge haben wir auf Grund der im Punkt 22 berechneten Angaben festgestellt. Auch diese verändert sich in Funktion der mittleren Kühlflächentemperatur, wie dies aus Abb. 14 hervorgeht. Abb. 23 gibt die Änderungen des Wärmebedarfes der Nachwärmung in den Anlagen LA und KA in Funktion der Mitteltemperatur der Kühlflächen.

## 316. Die zusätzlichen Investitions- und Energiekosten

## 3161. Investitions- und Energiekosten der Luftbefeuchtung

Im Falle des trockenen Wärmeaustausches geht die Befeuchtung bei konstanter Feuchtkugeltemperatur vor sich. Die Größe und der Leistungsbedarf der Pumpe hängt von der Luftmenge und vom Wirkungsgrad der Befeuchtung ab. Wenn wir den letzteren mit 80% annehmen (in Hinblick darauf,

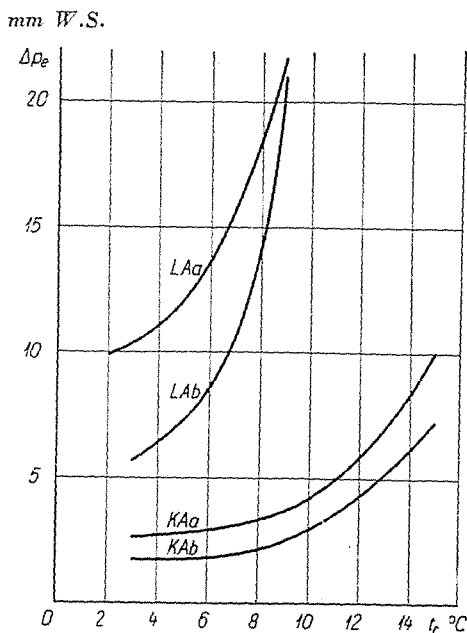


Abb. 24

daß im allgemeinen nicht die ganze Zuluft durch den Luftwäscher strömt), so entspricht die Wassermenge pro 1 kg Zuluft dem Werte  $\varepsilon = 0,6 \text{ kg/kg}$ . Die Förderhöhe der Pumpe  $h_{sz}$  nehmen wir wie gewöhnlich 30 m.

Den Leistungsbedarf haben wir auf Grund der folgenden bekannten Gleichung berechnet :

$$N_{sz} = \frac{L_s \varepsilon h_{sz}}{3600 \cdot \eta_g \cdot 102} \text{ kW}$$

wobei :

$L_s$  die Menge der Zuluft in kg/h,

$\eta_g$  den Gesamtwirkungsgrad der Pumpeinrichtung bedeutet.

Bei der Auswahl der Pumpen und Wasserzerstäubungseinrichtungen hat man jedoch dafür zu sorgen, daß sie auch im Winter den bedeutend erhöh

ten Ansprüchen der Befeuchtung genügen. Dementsprechend stellen wir bei der Ermittlung der Investitionskosten solche Pumpen beziehungsweise Zerstäubungseinrichtungen in Rechnung, die dem Zerstäubungskoeffizienten  $\varepsilon = 1 \text{ kg/kg}$  entsprechen.

Tabelle 3 enthält den ermittelten Leistungsbedarf, den Energieverbrauch und die Annuität der Investitionskosten. Die Tabelle enthält auch den Gesamtwirkungsgrad der Pumpeinrichtung, von dem wir ausgegangen sind.

Tabelle 3

	$L_g$ kg/h	$\varepsilon$ —	$G$ kg/h	$h_{sz}$ m	$\eta_g$ —	$N$ kW	$\frac{Z}{h}$ Sais.
LA <sub>1</sub> a	2000	0,6	1200	30	0,40	0,25	1930
	10000	0,6	6000	30	0,50	1,00	1930
KA <sub>1</sub> a	10000	0,6	6000	30	0,50	1,0	920
	50000	0,6	30000	30	0,55	4,5	920

	$\frac{A}{\text{kWh}}$ Sais.	$\frac{K_b}{\text{Ft}}$ Jahr	$\frac{K_1}{\text{Ft}}$ Sais.	$\frac{K_b + K_1}{\text{Ft}}$ Sais.	$\frac{v}{\text{kWh}}$ Ft	$\frac{K_2}{\text{Ft}}$ Sais.	$\frac{K_b + K_2}{\text{Ft}}$ Sais.
LA <sub>1</sub> a	483	360	97	457	1,40	697	1039
	1930	940	386	1326	1,40	2702	3642
KA <sub>1</sub> a	920	940	184	1124	1,40	1388	2328
	4150	2800	830	3630	0,50	2075	4875

Zur Erklärung der Tabelle :

$A$  Energieverbrauch der Befeuchtung in der Kühlsaison,

$K_b$  Annuität der Investitionskosten der Anlage,

$K_1$  die Kosten des Energieverbrauches während der Kühlsaison, bei einem Strompreis von 0,20 Ft/kWh,

$K_2$  dieselben Kosten mit dem höchsten Strompreis des Tarifs gerechnet ( $v$  Ft/kWh).

### 3162. *Energiemehrbedarf des Ventilators zufolge des Strömungswiderstandes des Kühlkörpers und Luftwäschers*

Hier muß man bei der Berechnung den ganzjährigen Energieverbrauch während sämtlicher Betriebsstunden zugrunde legen, da der Energieverbrauch des Ventilators ungefähr der gleiche bleibt, wenn die Luft durch den Kühlkörper oder wenn sie durch die Umgehungsclappe des Kühlkörpers strömt. Der jährliche Energiebedarf beträgt demnach :

$$N_j = \frac{L_S \Delta p Z_{\text{jährl.}}}{\gamma \cdot \eta_g} \quad \text{kWh}$$

wobei :

$\Delta p$  die Summe der Druckabfälle darstellt, die beim Durchströmen des Kühlkörpers und des Luftwäschers entstehen in  $\text{kg/m}^2$ .

Bei den einzelnen Typen der Anlagen ändert sich laut Abb. 24 der Druckabfall des Kühlkörpers in Abhängigkeit der Temperatur  $t_f$ , die die Größe des

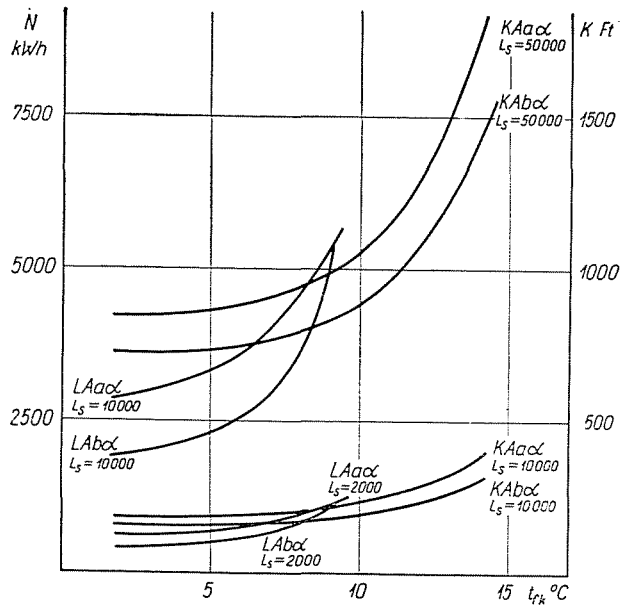


Abb. 25

Kühlkörpers bestimmt. Das Diagramm konstruierten wir auf Grund der Daten des unter 311 erwähnten Fachkatalogs. Den Druckabfall der im Luftwäscher entsteht, haben wir von  $\varepsilon = 0,6$  ausgehend, mit  $\Delta p_M = 4 \text{ mm W. S.}$  bewertet. Abb. 25 zeigt den Energieverbrauch einer Anlage LA bei  $Z_{\text{jährl}} = 6000$  und einer Anlage K bei  $Z_{\text{jährl}} = 4000$  Betriebsstunden.

### 3163. Die Kosten des Kühlwassers für den Kondensator der Kälteanlage

Die Wärmemenge, die das Kühlwasser dem Kondensator zu entziehen hat, setzt sich aus der Kälteleistung ( $Q_0$ ) und dem Wärmeäquivalent der indizierten Kompressionsarbeit ( $860 N_i$ ) zusammen. Nachdem die durch die Kälteanlage zu entziehende Wärmemenge ( $Q_0$ ) fallweise verschieden ist und auch die Kompressoren — teils darum, teils wegen der unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen — verschiedene Arbeit zu leisten haben, erstellen

sich auch die Kosten des Kühlwassers verschieden. Die Kühlwassermenge haben wir auf Grund der im Punkte 311 erwähnten Angaben berechnet. Die rechnerischen Ergebnisse finden sich, in Funktion der Mitteltemperatur der Kühlflächen  $t_f$  in Abb. 26. Die Kosten des Kühlwassers haben wir ebenfalls nach den hierzulande vorkommenden zwei Grenzwerten berechnet u. zw.

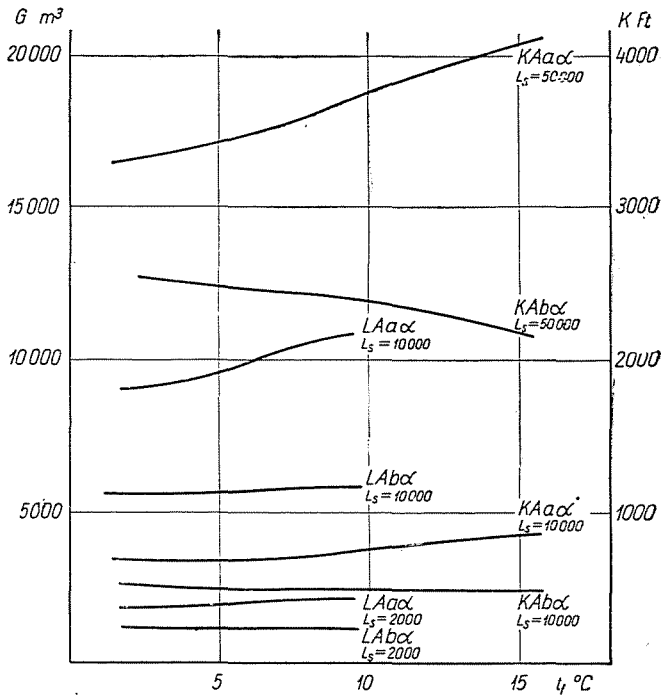


Abb. 26

nach dem Einheitspreis der Kommunalwerke von 1,46 Ft/m<sup>3</sup> bzw. nach dem günstigsten Selbstkostenpreis von 0,20 Ft/m<sup>3</sup>.

### 317. Feststellung der optimalen Kosten

Zwecks Feststellung der günstigsten Kühlflächentemperatur muß man die Kühl-, Heiz- und Zusatzkosten sowie die Investitionskosten in ihrer Gesamtheit berücksichtigen. Abb. 27 zeigt die gesamten Energie- und Investitionskosten in Abhängigkeit der Mitteltemperatur der Kühlfläche, für den Fall des kleinsten Energie- und Wasserpreises.

In den Tabellen 4a und 4b haben wir jene Kühlflächen- und Verdampfungstemperaturen zusammengestellt, bei denen sich für die einzelnen Anlagen die geringsten Kosten ergeben, bzw. die zugehörigen Jahreskosten angeführt.

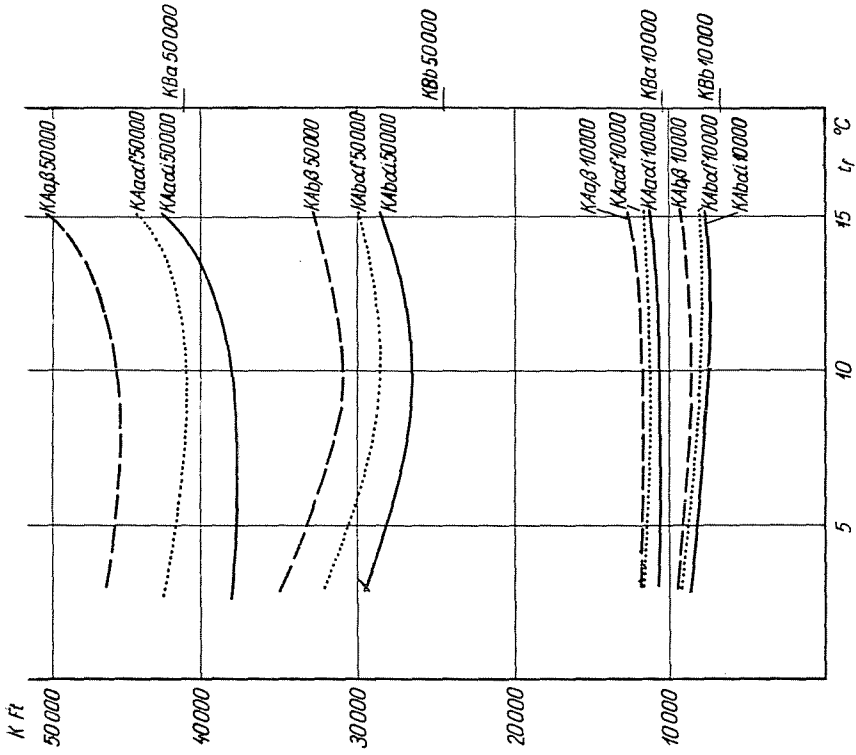


Abb. 27/b

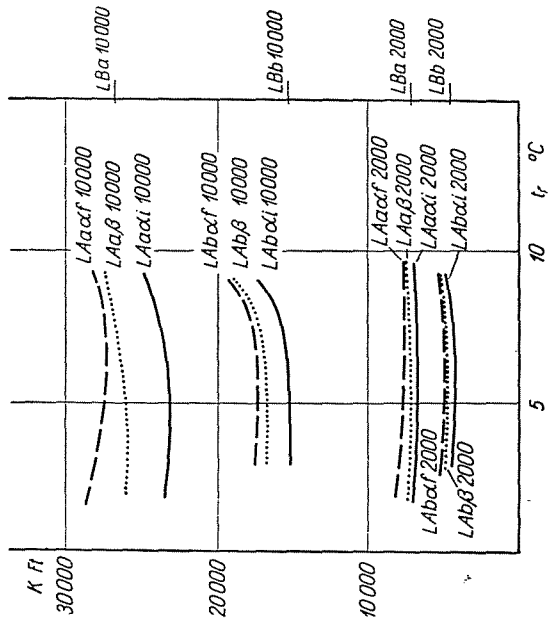


Abb. 27/a



Tabelle 4a

Mindestkosten der Klimaanlage mit direkter Verdampfung, sowie zugehörige Verdampfungs- und Kühlflächentemperaturen bei idealer Leistungsregelung der Kältemaschine

	A n l a g e							
	LAaa		LAbα		KAaa		KAbα	
$L_S$ kg/h	2000	10 000	2000	10 000	10 000	50 000	10 000	50 000
Mindestkosten Ft/Jahr	6820	23 390	4380	15 300	10 650	38 240	7 600	26 800
$t_0$ °C	-4,1	-6,5	-3,6	-7,5	-5,7	-6,3	2,3	0,9
$t_f$ °C	5,5	4,0	5,5	3,0	7,5	7,0	12,0	10,0

Tabelle 4b

Mindestkosten der Klimaanlage mit direkter Verdampfung sowie die zugehörigen Verdampfungs- und Kühlflächentemperaturen  $t_0$  und  $t_f$ , bei Leistungsregelung der Kältemaschine durch Saugdruckdrosselung

	A n l a g e							
	LAaa		LAbα		KAaa		KAbα	
$L_S$ kg/h	2000	10 000	2000	10 000	10 000	50 000	10 000	50 000
Mindestkosten Ft/Jahr	7690	27 490	4850	17 500	11 370	41 480	8 070	28 800
$t_0$ °C	-2,0	-2,6	-1,9	-4,4	-5,1	-3,0	-8,2	0,0
$t_f$ °C	7,0	6,5	6,5	5,0	8,0	9,5	15,0	10,5

32. Indirekte Flächenkühlung

321. Beschreibung der Kälteanlage

Abb. 28 zeigt die Skizze der Kälteanlage zu dieser Klimaanlage. Sie weicht von der bisher behandelten Kälteanlage insofern ab, daß hier Ammoniak als Kühlmittel dient. Der Verdampfer  $V$  kühlt den im Behälter  $G$  befindlichen Kälte-träger, wofür unter  $0^\circ\text{C}$  Salzwasser, über  $0^\circ\text{C}$  Süßwasser verwendet wird. Den Zusammenhang der Kälte- und Klimaanlage geben die Abbildungen 35 und 38 wieder.

Die Regelung erfolgt durch periodischen Betrieb. Der Thermostat  $T$ , schaltet den Motor des Kompressors je nach der Temperatur des Kälte-trägers ein oder stellt ihn ab. Da der Kompressor während des Betriebs immer mit voller Kälteleistung arbeitet, ist seine spezifische Kälteleistung immer die günstigste. Daher genügt es vom Gesichtspunkte der Regelung nur eine Einheit zu verwenden und auch die Regelung der Kälteanlage ist bedeutend einfacher, wie dies aus Abb. 28 hervorgeht.

### 322. Bestimmung der Hauptdimensionen

Die Wärmemenge, die der Luftkühlkörper zu entziehen hat, gestaltet sich bei Veränderung der Flächentemperatur  $t_f$  genau so, wie im Falle der direkten Verdampfung (siehe 312).

Auch die Dimensionierung des Kühlkörpers erfolgt ähnlich, mit dem Unterschiede, daß man hier statt der Verdampfungstemperatur die Mitteltemperatur des Kälteträgers zu berücksichtigen hat. Der Luftkühlkörper hat die gleiche Konstruktion, wie bei direkter Verdampfung.

Beim Bemessen des Kompressors und Kondensators verfolgten wir die gleichen Prinzipien wie in Punkt 312 mit dem Unterschied, daß wir wegen

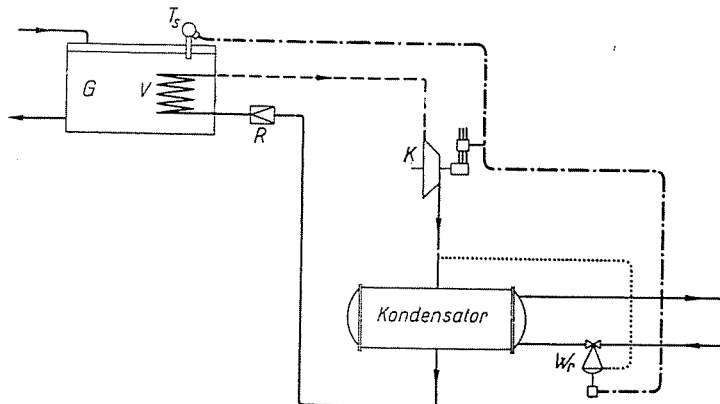


Abb. 28

des Wärmeäquivalents der Pumpenarbeit, der Wärmeaufnahme der Leitungen des Kälteträgers und des Kühlbehälters, zu der am Luftkühlkörper entzogenen Wärmemenge 5% zuschlugen.

Beim Bemessen des Verdampfers wurde eine mittlere Temperaturdifferenz von  $4^\circ\text{C}$  in Betracht gezogen. Die Wärmedurchgangszahl haben wir mit  $k = 500 \text{ kcal/m}^2, \text{h}, ^\circ\text{C}$  gerechnet.

323. *Der Energieverbrauch* läßt sich viel leichter feststellen als bei der direkten Verdampfung, da der Kompressor periodisch, immer mit der günstigsten spezifischen Kälteleistung arbeitet. Die rechnerischen Ergebnisse sind — in Funktion der Kühlflächen-Mitteltemperatur — in Abb. 29 enthalten. Die Abbildung zeigt auch die Veränderungen in der Mitteltemperatur des Kälteträgers und der Verdampfungstemperatur.

324. *Die Annuität der Investitionskosten*, abhängig von der Mitteltemperatur des Kühlkörpers, gibt Abb. 30 wieder.

325. *Der Wärmebedarf der Nachwärmung* gestaltet sich hier ebenso wie im Falle des Punktes 315 bei der direkten Verdampfung (siehe Abb. 23).

326. Die zusätzlichen Investitions- und Energiekosten

3261. Die Investitions- und Energiekosten der Luftbefeuchtung sind jenen gleich, die im Punkt 3161 für den Fall der direkten Verdampfung berechnet wurden.

3262. Energiemehrbedarf des Ventilators

Diese gestalten sich ebenso wie im Fall der direkten Verdampfung im Punkte 3162, da die Dimensionen des Kühlkörpers und des Luftwäschers hier die gleichen sind.

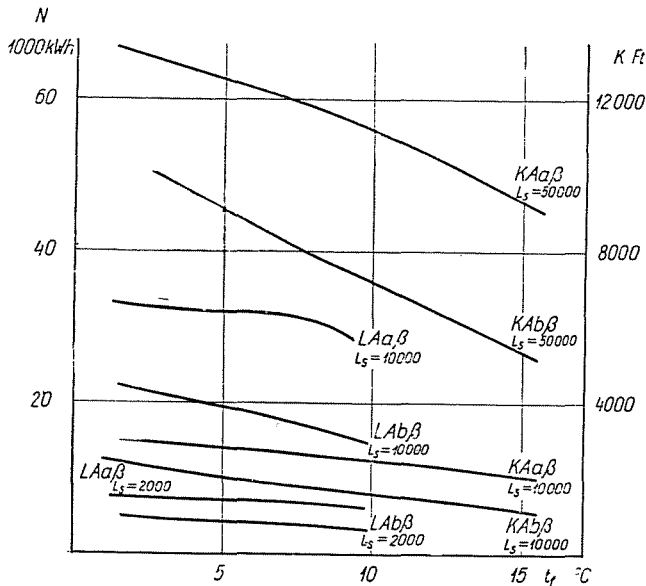


Abb. 29

3263. Investitions- und Energiekosten der Pumpe des Kälteträgers

Die Fördermenge der Pumpe wurde so bestimmt, daß die Temperaturerhöhung des Kälteträgers im Kühlkörper auch im ungünstigsten Fall nicht mehr als  $3^{\circ}\text{C}$  beträgt.

Wir nehmen weiters an, daß der Behälter mit der Kühlanlage auf gleicher Ebene steht, so daß der Pumpendruck — außer dem geringen Niveau-Unterschied — nur jenen Druckverlust zu decken hat, der zufolge des Strömungswiderstandes in der Rohrleitung bzw. im Kühlkörper entsteht. In Bedacht darauf und auf den Typ der Pumpe, haben wir die Förderhöhe derselben einheitlich mit  $h_{sz} = 5 \text{ m}$  angenommen.

Tabelle 5 gibt die erforderliche Leistung der Pumpe, die Investitionsrate der ganzen Zirkulationseinrichtung des Kälteträgers und die Jahreskosten des Energieverbrauches der verschiedenen Anlagen.

Tabelle 5

	$L_S$ kg/h	$\varepsilon$ —	$G$ kg/h	$h$ m	$\eta_D$ —	$N$ kW	$\frac{Z}{h}$ Saison
LAa $\beta$	2 000	2,9	5 800	5	0,35	0,23	3860
	10 000	2,9	29 000	5	0,45	0,88	3860
LAb $\beta$	2 000	1,5	3 000	5	0,35	0,12	3860
	10 000	1,5	15 000	5	0,45	0,46	3860
KAa $\beta$	10 000	1,1	11 000	5	0,45	0,34	1840
	50 000	1,1	55 000	5	0,50	1,57	1840
KAb $\beta$	10 000	1,0	10 000	5	0,45	0,31	1840
	50 000	1,0	50 000	5	0,50	1,36	1840

	$\frac{A}{\text{kWh}}$ Saison	$\frac{K_b}{\text{Ft}}$ Jahr	$\frac{K_1}{\text{Ft}}$ Saison	$\frac{K_b + K_1}{\text{Ft}}$ Jahr	$\frac{v}{\text{Ft}}$ kWh	$\frac{K_2}{\text{Ft}}$ Saison	$\frac{K_b + K_2}{\text{Ft}}$ Jahr
LAa $\beta$	890	380	178	558	1,40	1246	1626
	3400	440	680	1120	0,40	1360	1800
LAb $\beta$	465	380	93	473	1,40	651	1031
	1780	440	356	796	0,45	800	1240
KAa $\beta$	625	440	125	565	0,60	375	815
	2770	500	554	1054	0,50	1385	1885
KAb $\beta$	570	440	114	554	1,40	798	1238
	2570	500	502	1002	0,55	1075	1875

3264. Die Menge und Kosten des Kühlwassers haben wir auf Grund des Punktes 3163 berechnet und geben die Resultate in Abb. 31.

### 327. Bestimmung der optimalen Kosten

Die Gestaltung der verschiedenen Jahreskosten in Abhängigkeit von  $t_f$  haben wir ebenso wie im Punkt 317 berechnet und geben die Resultate in den Abbildungen 27. Die optimalen Werte, die sich aus diesen Diagrammen ergeben, haben wir in Tabelle 6 zusammengefaßt.

### 33. Kühlung durch nassen Wärmeaustausch (Luftwäscher)

331. Die Kälteanlage ist im Wesen die gleiche, wie in Punkt 321 (Abb. 28).

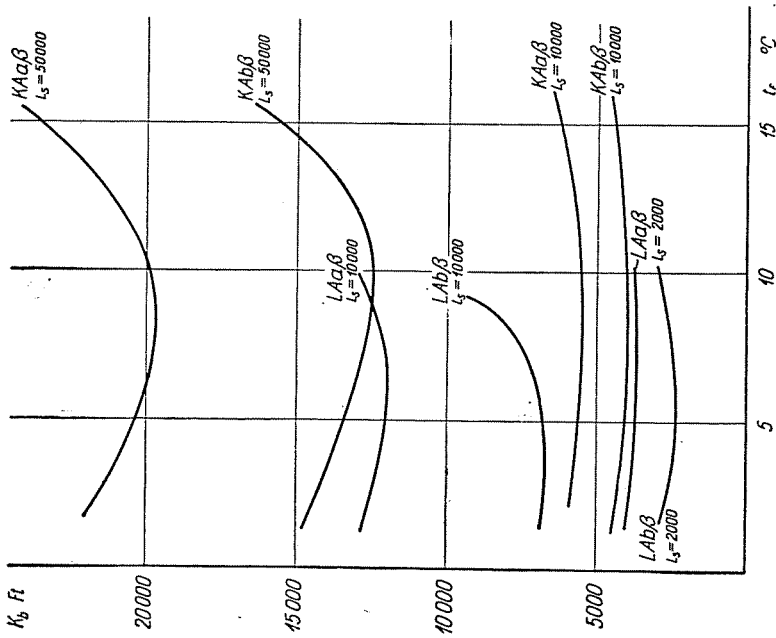


Abb. 30

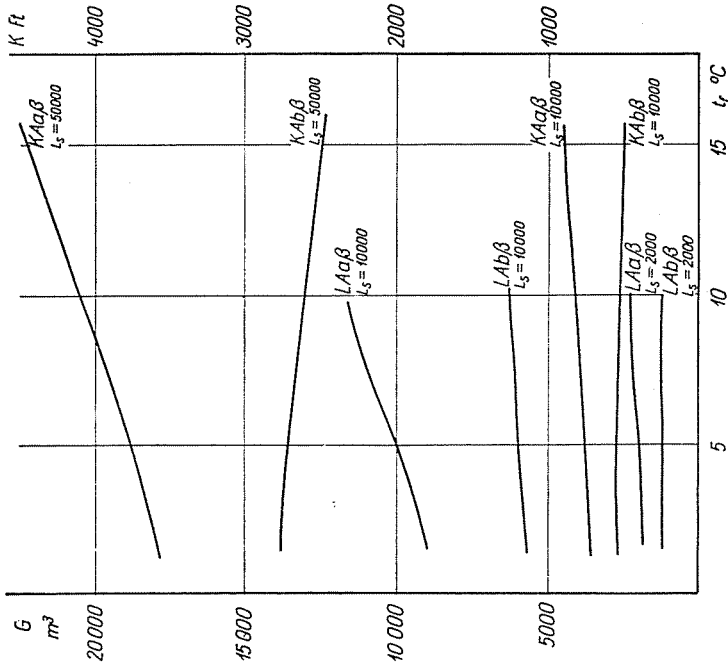


Abb. 31

G  
m³

20 000

15 000

10 000

5 000

K Ft

4 000

3 000

2 000

1 000

Tabelle 6

Die verschiedenen Minimalkosten von Klimaanlage mit indirekter Kühlung und die zugehörigen Verdampfungstemperaturen  $t_0$  bzw. Kühlflächentemperaturen  $t_f$

	A n l a g e							
	LAaβ		LAbβ		KAaβ		KAbβ	
$L_S$ kg/h	2000	10 000	2000	10 000	10 000	50 000	10 000	50 000
Mindestkosten Ft/Jahr	7290	26 200	4970	16 820	11 780	45 860	8 660	31 300
$t_0$ °C	—13,7	—14,4	—11,1	—13,5	—11,2	—12,5	—8,3	—8,3
$t_f$ °C	4,5	4,0	5,5	4,0	9,0	8,0	10,0	10,0

### 332. Die Bestimmung der Hauptdimensionen

Die Art der Dimensionierung der Kälteanlage gleicht in allem jener in Punkt 322. Die zu entziehende Wärmemenge wurde im Punkte 222 festgestellt. Die Wärmeabgabe in der Klimaanlage erfolgt im Luftwäscher der bekannten Konstruktion (siehe Abb. 36 und 39). Die Grundlage für die Dimensionierung des Luftwäschers bildet die Tatsache, daß die Wärmeabgabe der durchströmenden Luft ( $L$  kg/h) mit der Erhöhung des Wärmeinhaltes des zerstäubten Wassers ( $G$  kg/h) praktisch äquivalent ist, d. h.:

$$L \cdot \Delta i = G \cdot \Delta t_w \quad \text{bzw.}$$

$$\Delta i = \frac{G}{L} \Delta t_w = \varepsilon \Delta t_w$$

In den einzelnen Fällen haben wir den Wert des  $\varepsilon$  so bemessen, daß die Temperaturerhöhung des zerstäubten Wassers nicht mehr als 2—3° C betragen darf. Auf dieser Grundlage erhalten wir für die einzelnen Anlagen — auf die volle Zuluftmenge bezogen — folgende  $\varepsilon$ -Werte :

$$\begin{aligned} LBa \quad \Delta t_w &= 3^\circ \text{ C} \quad \varepsilon = 2,6 \\ LBb \quad \Delta t_w &= 2^\circ \text{ C} \quad \varepsilon = 1,8 \\ KBa \quad \Delta t_w &= 2,5^\circ \text{ C} \quad \varepsilon = 1,6 \\ KBb \quad \Delta t_w &= 2,0^\circ \text{ C} \quad \varepsilon = 1,0 \end{aligned}$$

Obige Werte sichern in jedem Fall den Wirkungsgrad der Zustandsänderung von  $\eta_n \geq 95\%$ .

Mit der Wahl der Werte haben wir gleichzeitig auch die Mindesttemperatur des zerstäubten Wassers bestimmt. Bei der Anlage  $L$  beträgt diese  $t_w = 6,0^\circ \text{ C}$ , bei der Anlage  $K$  hingegen schwankt sie — in Abhängigkeit des Raumluftzustandes — zwischen den Werten  $t_w = 9,0 \sim 14,0^\circ \text{ C}$ . Dement-

sprechend wechselt die Temperatur des Wassers im Behälter  $G$  der Abb. 28, bei der Anlage  $L$  zwischen  $3-5^{\circ}\text{C}$ , bei der Anlage  $K$  in zwei extremen Fällen zwischen  $6,0-8,0^{\circ}\text{C}$ , beziehungsweise zwischen  $11-13^{\circ}\text{C}$ . Um den Energieverbrauch im letzteren Fall zu berechnen, haben wir die durchschnittliche Saisontemperatur des Wassers im Behälter  $G$  — unter Berücksichtigung der Jahreshäufigkeit — mit dem Wert von  $7$  bis  $9^{\circ}\text{C}$  angenommen. Die durchschnittliche Verdampfungstemperatur haben wir — ähnlich wie bei der indirekten Kühlung — um  $4^{\circ}\text{C}$  niedriger genommen als die Mitteltemperatur des Wassers im Behälter.

333. Bei Bestimmung des Energiebedarfes der Kälteanlage haben wir in Betracht gezogen, daß die Regelung derselben — ähnlich wie im Punkt 323 — auch hier in periodischem Betrieb, d. h. mit der günstigsten, spezifischen Kälteleistung ( $K_e$ ) erfolgt. Die Verdampfungstemperatur beträgt nach dem vorherigen Punkt bei der Anlage  $L$   $t_0 = 0^{\circ}\text{C}$  und bei der Anlage  $K$   $t_0 = 4^{\circ}\text{C}$ .

Den Energieverbrauch und dessen Kosten bei den einzelnen Anlagentypen zeigt die Tabelle 7.

334. Die Annuität ( $K_f$ ) der Investitionskosten ist ebenfalls in der Tabelle 7 zu ersehen.

Tabelle 7

	$L_S$ kg/h	$A_h$ kWh Saison	$K_{h1}$ Ft Saison	$v$ Ft kWh	$K_{h2}$ Ft Saison	$K_b$ Ft Jahr	$K_{h1} + K_b$ Ft Jahr	$K_{h2} + K_b$ Ft Jahr
LBa	2 000	6 610	1 322	1,40	9 254	2 820	4 142	12 074
	10 000	30 200	6 040	0,45	13 590	8 400	14 440	21 990
LBb	2 000	3 650	730	1,40	5 110	1 920	2 650	7 030
	10 000	16 100	3 220	1,40	22 540	5 260	8 480	27 800
KBa	10 000	9 250	1 850	1,40	12 950	4 500	6 350	17 450
	50 000	41 000	8 200	0,55	22 550	15 500	23 700	38 050
KBb	10 000	4 250	930	1,40	6 510	3 575	4 505	10 085
	50 000	21 100	4 220	0,60	12 660	11 350	15 570	24 010

$A_h$  bedeutet Energieverbrauch der Kühlung,  
 $K_{h1}$  Jahreskosten des Energieverbrauches auf Grund eines Strompreises von  $0,20$  Ft/kWh,  
 $K_{h2}$  desgleichen, doch auf Grund des höchsten Einheitspreises des Stromtarifes,  
 $K_b$  Annuität der Investitionskosten.

### 335. Wärmebedarf der Nachwärmung

Der Wärmebedarf ist bei diesem Anlagentyp am höchsten, besonders bei Verwendung reiner Frischluft ( $a$ ).

Bei Mischluftseinrichtungen kann man in der Sommersaison den Wärmeverbrauch bedeutend vermindern, indem man statt des Nachwärmens Nachmischung anwendet.

Mit Berücksichtigung des Gesagten haben wir auf Grund Punkt 222 den Wärmebedarf bestimmt und diesen samt den Kosten in Tabelle 8 veranschaulicht.

### 336. Zusätzliche Investitions- und Energiekosten

#### 3361. Investitions- und Energiekosten der Kühlwasser-Zerstäubung

Im Punkte 332 bestimmten wir die Wassermenge, die zur Zerstäubung gelangt. Die Förderhöhe der Kühlwasserpumpe nehmen wir auch in diesem Fall mit  $h_{sz} = 30$  m an.

Den Energieverbrauch der Pumpe haben wir nur für die Dauer der Kühltisaison berechnet, da die Befeuchtung auch bei den Anlagen mit Naßluftkühler außerhalb der Kühltisaison nur längs konstanter ( $t_n$ ) Feuchtkugel-

Tabelle 8

	$L_s$ kg/h	$\frac{m}{\text{kg}}$ kcal/kg Saison	$L_{sm}$ $10^3$ kcal/Saison	$\frac{v_1}{Ft}$ $10^2$ kcal	$\frac{K_1}{Ft}$ Saison	$\frac{v_2}{Ft}$ $10^2$ kcal	$\frac{K_2}{Ft}$ Saison
LBa	2 000	7 940	15 880	0,06	950	0,16	2 540
	10 000	7 940	79 400	0,06	4 760	0,16	12 700
LBb	2 000	3 530	7 060	0,06	424	0,16	1 130
	10 000	3 530	35 300	0,06	2 120	0,16	5 650
KBa	10 000	2 300	23 000	0,06	1 380	0,16	3 680
	50 000	2 300	115 000	0,06	6 900	0,16	18 400
KBb	10 000	910	9 100	0,06	546	0,16	1 460
	50 000	910	45 000	0,06	2 730	0,16	7 280

temperatur folgt und die hierzu erforderliche Wassermenge bei  $\varepsilon = 1$  die gleiche ist, wie bei den übrigen Klimaanlage. Um die verschiedenen Zerstäubungsansprüche der Sommer- und Wintersaison befriedigen zu können, wurden zwei Pumpeneinrichtungen in Betracht genommen. Die Auswirkung der zwei Einheiten wurde sowohl bei der Wahl des Wertes  $\eta_g$  als auch bei der Berechnung der Investitionskosten berücksichtigt (Tabelle 9).

3362. Der Energiemehrbedarf des Ventilators herbeigeführt durch den Druckverlust im Luftwäscher ist in Tabelle 10 dargestellt. Den Druckverlust haben wir in Abhängigkeit von  $\varepsilon$  angenommen. Als Betriebszeit wurden die Betriebsstunden des ganzen Jahres eingestellt.



Tabelle 9

	$L_S$ kg/h	$\epsilon$ kg/kg	$G$ kg/h	$h_{sz}$ m	$\eta_H$ —	$N$ kW	$\frac{Z}{h}$ Saison	$\frac{A}{kWh}$ Saison	$\frac{K_b}{F_t}$ Jahr	$\frac{K_1}{F_t}$ Saison	$\frac{K_b + K_1}{F_t}$ Jahr	$\frac{v}{F_t}$ kWh	$\frac{K_2}{F_t}$ Saison	$\frac{K_b + K_2}{F_t}$ Jahr
LBa	2 000	2,8	5 600	30	0,35	1,31	3 860	5 050	440	1 010	1 450	1,40	7 070	7 510
	10 000	2,8	28 000	30	0,48	5,10	3 860	19 700	500	39 40	4 440	0,45	8 830	9 330
LBb	2 000	1,8	3 600	30	0,35	0,84	3 860	3 240	440	648	1 088	1,40	4 536	4 976
	10 000	1,8	18 000	30	0,45	3,27	3 860	12 600	500	2 520	3 020	1,40	17 640	18 140
KBa	10 000	1,6	16 000	30	0,45	2,91	1 840	5 320	500	1 064	1 564	1,40	7 448	7 948
	50 000	1,6	80 000	30	0,55	11,90	1 840	21 900	620	4 380	5 000	0,55	12 050	12 670
KBb	10 000	1,0	10 000	30	0,45	1,82	1 840	3 350	440	670	1 110	1,40	4 690	5 130
	50 000	1,0	50 000	30	0,55	7,40	1 840	13 600	620	2 720	3 340	0,60	8 160	8 780

3363. Die Kosten des Kühlwassers zeigt die Tabelle 11.

337. Die Gestaltung der jährlichen Gesamtkosten

Bei der Berechnung der Gesamtkosten mit Flächenkühlung haben wir deren Gestaltung in Funktion der Mitteltemperatur des Luftkühlers ( $t_f$ ) geprüft und konnten dadurch die günstigste Lösung ermitteln. Aus den Resultaten ergibt sich, daß die Gesamtkosten in Abhängigkeit von  $t_f$  sehr verschieden sind, die verwendete Arbeit zur Ermittlung des Optimums also nicht unbegründet war.

Auch im Fall des nassen Wärmeaustausches gibt es ein Optimum der Gesamtkosten, in Abhängigkeit davon, wie wir die zerstäubte Wassermenge ( $\epsilon$ )

Tabelle 10

	$\Delta p$ mm W. S.	$L_s$ kg/h	$\eta_g$ —	$N$ kW	$Z$ h Saison	$A$ kWh Saison	$K_1$ Ft kWh	$v$ Ft kWh	$K_2$ Ft/Jahr
LBa	12	2 000	0,60	0,087	6000	515	103	1,40	721
		10 000	0,64	0,408	6000	2450	490	0,45	1100
LBb	8	2 000	0,60	0,058	6000	350	70	1,40	490
		10 000	0,64	0,273	6000	1640	328	1,40	2296
KBa	10	10 000	0,64	0,341	4000	1360	272	1,40	1904
		50 000	0,68	1,600	4000	6400	1280	0,55	3520
KBb	6	10 000	0,64	0,205	4000	820	164	1,40	1148
		50 000	0,68	0,960	4000	3840	768	0,60	2304

Tabelle 11

	$L_s$ kg/h	$W$ m <sup>3</sup> Saison	$v_1$ Ft/m <sup>3</sup>	$K_1$ Ft Saison	$v_2$ Ft/m <sup>3</sup>	$K_2$ Ft Saison
LBa	2 000	2 749	0,20	548	1,46	4 000
	10 000	13 700	0,20	2740	1,46	20 000
LBb	2 000	1 400	0,20	280	1,46	2 045
	10 000	7 000	0,20	1400	1,46	10 200
KBa	10 000	4 710	0,20	942	1,46	6 870
	50 000	23 550	0,20	4710	1,46	34 400
KBb	10 000	2 300	0,20	460	1,46	3 360
	50 000	11 500	0,20	2300	1,46	16,800

( $\varepsilon$ ) und im Zusammenhang damit ihre Ein- und Austrittstemperatur einstellen. Dies beeinflusst nämlich, außer den Kosten der Zerstäubungspumpe, auch die Wassertemperatur, die man im Kühlbehälter herzustellen hat. Letztere beeinflusst nämlich ihrerseits — im Zusammenhange mit dem mittleren Temperaturunterschied ( $\Delta t_k$ ), der als Grundlage für die Konstruktion der Oberfläche des Verdampfers dient — die Verdampfungstemperatur  $t_0$  und somit auch die Investitions- und Betriebskosten der Kälteanlage.

Bei unseren Untersuchungen haben wir die üblichen Temperaturangaben (Punkt 332) und die sich daraus ergebenden Zerstäubungswassermengen zur Grundlage genommen. Im späteren kehren wir auf die Frage zurück, ob es der Mühe wert sei, die optimalen Verhältnisse zu erforschen, oder ob die in der Praxis eingebürgerten Ausgangsdaten die entsprechendste Lösung ermöglichen.

Die Gesamtkosten ( $K_0$ ) sind in Tabelle 12 aufgestellt.

Tabelle 12

Zusammenfassung der Kosten der Klimaanlage mit Naßluftkühler

	$L_S$ kg/h	$t_0$ °C	$K_0$ Ft/Jahr
LBa	2 000	0	7 171
	10 000	0	26 870
LBb	2 000	0	4 512
	10 000	0	15 348
KBa	10 000	+4	10 508
	50 000	+4	41 590
KBb	10 000	+4	6 785
	50 000	+4	24 708

#### 4. Die Regelung der Klimaanlage

Bei der Konstruktion der Regelung sind wir von folgenden Hauptgesichtspunkten ausgegangen :

möglichst genaueste Einhaltung der Sollwerte, Vermeidung einer Gegenwirkung der einzelnen Regler, höchste Sparsamkeit an Energie bei der ganzen Klimaanlage,

Vermeidung der Notwendigkeit einer Umstellung der Regelung beim Wechsel der Winter- und Sommersaison, Einfachheit,  
minimale Trägheit.

Die Erfüllung dieser Bedingungen kann bei den einzelnen Typen verschieden gelöst werden, doch lassen sich folgende allgemeine Prinzipien aufstellen :

Da (bei konstantem Luftdruck) der Luftzustand durch seine zwei Zustandsgrößen eindeutig gegeben ist, müßten zwei Fühlorgane wesentlich genügen.

Die Energiesparsamkeit bedeutet hier, über den landläufigen Sinn des Wortes Sparsamkeit hinaus, die optimale Beimengung an Frischluft, d. h. ständige Anpassung der Luftmischung an den Zustand der Außenluft. Das ist von um so größerer Bedeutung, als dies unter den hiesigen klimatischen Verhältnissen im entscheidenden Teil der Kühleiszeit eine beträchtliche Einsparung zur Folge hat.

Die minimale Trägheit der Regelung suchen wir durch die Ausnutzung der geringen Wärmekapazität der Luft zu sichern, indem wir womöglich die Luftmischung anwenden.

Nachfolgend behandeln wir mehrere Lösungen der Regelung, beachtend, daß sie doch einen Vergleich der verschiedenen Anlagentypen auf gemeinsamer Basis ermöglichen.

Im  $i - x$  Diagramm skizzierten wir fallweise die Grenzen des Einflußbereiches der einzelnen Regler.

#### 41. Die Regelung der Anlagen $Aax$ .

Bei den Klimaanlage Typ  $Aax$  kann die in Abb. 32 dargestellte und in folgendem umschriebene Regelung in Frage kommen. Die aufgezählten Gesichtspunkte kommen bei der Konstruktion folgendermaßen zur Geltung :

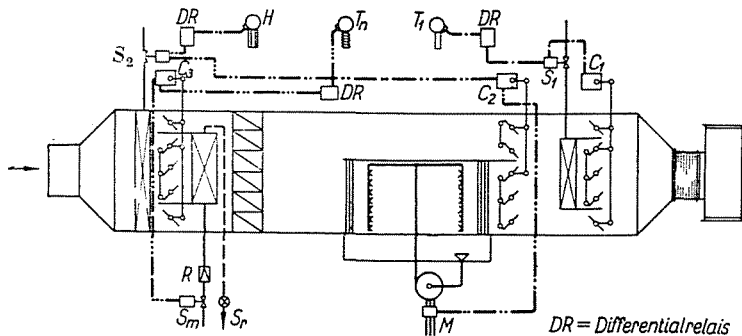


Abb. 32

Die Kühlung wird in Abhängigkeit des Außenluftzustandes immer im Mindestmaß in Anspruch genommen, und zwar entweder bis zur Feuchtkugelttemperatur der Zuluft ( $t_{n1}$ ) — bei guter Annäherung bis zur Enthalpie ( $i_s$ ) — (z. B. beim Außenluftzustand  $a_1$ ), oder bis zum Feuchtigkeitsgehalt ( $x_s$ )

der Zuluft, wenn die Feuchtigkeit der Außenluft einen größeren Wärmeentzug erfordert (z. B. bei einem Außenluftzustande  $a_{II}$ , Abb. 33). Dazu ist es aber erforderlich, daß :

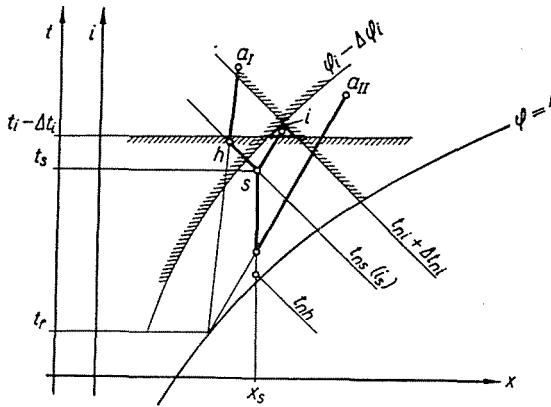


Abb. 33

sich der Vorgang der Befeuchtung auf der Linie der Feuchtkugeltemperatur der Zuluft  $t_{ns}$  in jedem Punkt des Luftzustandes abstellen läßt. (Siehe auf der Linie  $t_{ns}$  den Teil  $h - s$ .)

Der Zustand der Raumluft wird durch den Thermostat  $T_1$ , feuchten Thermostat  $T_n$  und Humidostat  $H$  gesichert.  $T_n$  steuert die Kühlung, infolgedessen kann der Punkt »i« des Raumluftzustandes nicht auf das Gebiet über der Linie  $t_{ni} + \Delta t_{ni}$  fallen.  $T_1$  steuert die Nachwärmung und schließt so die Möglichkeit aus, daß die Trockentemperatur der Raumluft unter die Linie  $t_i - \Delta t_i$  fällt. Da ein bedeutendes Gebiet im  $i - x$  Diagramm (der Sektor links von  $t_{ni}$  und über  $t_i$ ) außer den Einflußbereich beider Thermostaten fällt, wird der Humidostat  $H$  auch benötigt und verhindert somit, daß die relative Feuchtigkeit der Raumluft links von der Linie  $\varphi_i - \Delta \varphi_i$  zu fallen kommt.

So kann nun der Luftzustandspunkt, die Toleranzen eingerechnet, nur in den Bereich des kleinen eingezeichneten Dreiecks fallen.

So lange eine Kühlung und Nachheizung in Frage kommt, halten wir die Temperatur des Kühl- und Nachheizkörpers auf konstanter Höhe. Dies erreichen wir beim Kühlkörper durch den Druckregler  $S_r$ , beim Heizkörper durch Offenhalten des Ventils  $S_1$ .

Der entsprechende Zustand der Zuluft wird durch Mischung jener Luft gesichert, die den Wärmeaustauscher durchströmt und jener, die ihn umgeht. Das Ausschalten der Wärmeaustauscher durch Ventile ( $S_1$  bzw.  $S_m$ ) erfolgt erst nach voller Umstellung der Klappen ( $C_1, C_3$ ) für Umgehungsluft.

Die Regelung der Kältemaschine haben wir im Punkt 311 beschrieben.



turen zuläßt, so hält man die Temperatur des Vorlaufwassers durch Mischen auf konstanter Höhe. (Durch Thermostat  $T_4$  und Dreiwegventil  $D$ .)

Diese Regelungsart erfordert also im Wesen die vorbesagten Geräte.

#### 43. Die Regelung der Anlage Ba

Die erforderliche Regeleinrichtung ist aus Abb. 35 ersichtlich. Die Trok-  
kentemperatur  $t_i$  wird, nachdem eine Nachwärmung *jedenfalls* stattfinden  
muß, durch den Trockenthermostat  $T$  gesichert. Der Feuchtthermostat  $T_n$   
(eventuell ein Humidostat) dient in der Wintersaison durch  $S_2$  zur Regelung  
der Vorwärmung, in der Kühlsaison durch Steuerung des Dreiwegventils  
 $D$  zur Regulierung der Temperatur des zerstäubten Wassers derart, daß  $t_{ni}$   
(eventuel  $\varphi_i$ ) stets an dem Sollwert bleibt.

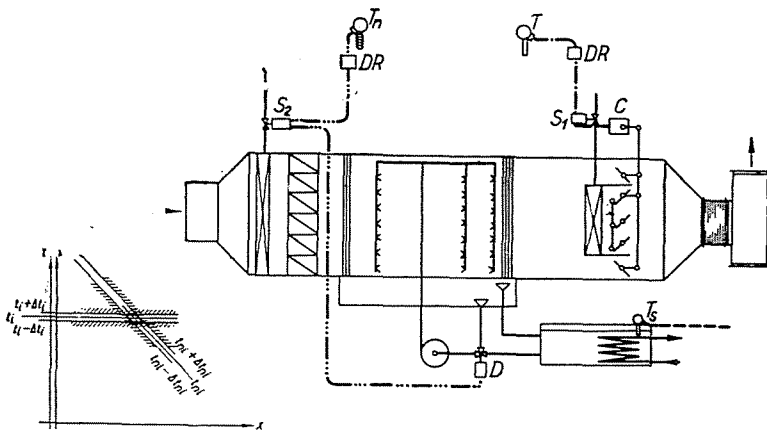


Abb. 35

Das Dreiwegventil vermischt das Rücklaufwasser des Tanks mit jenem, das aus dem Kühlwasserbehälter gepumpt wird. Wir müssen also dafür sorgen, daß in dem Kühler die Temperatur des Wassers in einem kleinen Spielraum schwankt. (In unserem Fall  $2^\circ \text{C}$ .) Dies sichert der Zweipunkt-Thermostat  $T_s$ .

Die Steuerung der Trockentemperatur geschieht auf die schon beschriebenen Art. Demnach sind folgende Regelgeräte nötig :

- 2 Thermostaten ( $T, T_n$ ),
- 2 Regulierventile ( $S_1, S_2$ ),
- 1 Dreiwegventil ( $D$ ),
- 1 Klappenantrieb ( $C$ ),
- 2 Differential-Relais ( $DR$ ).

#### 44. Die Regelung der Anlagen Typ Aa

Die Regelung der Trocken- und Feuchtkugeltemperatur (Abb. 36) erfolgt ebenso, wie bei den Anlagen in Abb. 32 und 34. Damit begrenzen wir

auch — unter Bedacht auf die Toleranz — die obere Grenze der relativen Feuchtigkeit ( $\varphi_i + \Delta \varphi_i$ ). Mit der Regelung der Mindestgrenze der relativen Feuchtigkeit ( $\varphi_i - \Delta \varphi_i$ ) lösen wir auch das energetisch wirtschaftlichste Mischen der Um- und Frischluft. Der auf den Wert  $\varphi_i$  eingestellte Humidostat ( $H$ ) wirkt bei der ungünstigsten Winterwitterung auf das Ventil  $S_2$  und reguliert auf diese Weise das Maß der Vorwärmung. Nach dem Absperren des Ventils  $S_2$  mischt er — durch Umstellung des Klappenpaares — außer

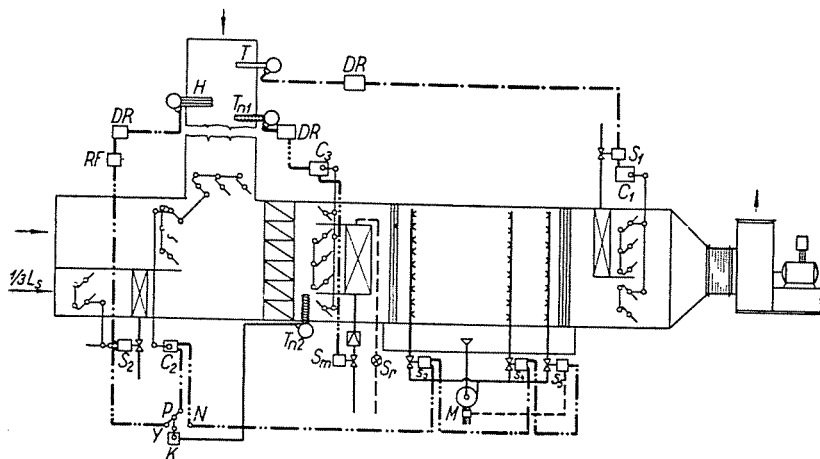


Abb. 36

dem obligaten  $\frac{1}{3}$  Frischluftanteil noch so viel Frischluft zu, daß die relative Feuchtigkeit auf unveränderter Höhe bleibt. Erreicht die Feuchtkugeltemperatur der Frischluft die Linie der Feuchtkugeltemperatur  $t^{nh}$  so macht er den Kanal der Frischluft völlig frei und schließt jenen der Umluft. Nachher erfolgt die Maximierung der Feuchtigkeit schon mittels des stufenweisen Schließens der Regulierventile  $S_3, S_4, S_5$  in den Sammelleitungen der Spritzdüsen. Nach dem Absperren des Ventils  $S_5$  stellt  $H$  den Motor der Pumpe mit dem Schalter  $M$  ab.

Falls die Feuchtkugeltemperatur  $t_{na}$  der Außenluft die der Raumluft um den eingestellten Wert  $\Delta t_{ni}$  übersteigt, wird der Klappenantrieb  $C_2$  durch den zweistelligen Naß-Thermostat  $T_{n2}$  und Magnetschalter  $K$  aus dem Regelkreis ausgeschaltet, d. h. er stellt eine direkte Verbindung zwischen den Punkten  $Y$  und  $N$  zu den Befeuchtungspumpen her.  $C_2$  muß mit einem Rückstell-Relais versehen sein, das nach Ausschalten das Klappenpaar im Umluftkanal öffnet und im Frischluftkanal schließt.

Wird es draußen kühler, so stellt  $T_{n2}$  bei einer Feuchtkugeltemperatur von  $t_{ni} - \Delta t_{ni}$  den ursprünglichen Stromkreis der Regelung wieder her und bewirkt damit, daß die Klimaanlage von diesem Zeitpunkt an bis zur Naßtemperatur  $t_{nh}$  nur mit Frischluft, den gegebenen Umständen entsprechend jedoch



mit minimaler Kühlleistung in Betrieb bleibt. (Ein Mischen würde nämlich wärmere Luft erzeugen.) Bei einer Feuchtkugeltemperatur unter  $t_{nh}$  erfolgt die Regelung auf den Wert  $t_{nh}$  durch eine Veränderung des Mischens. Diesfalls wird keine Kühlung mehr benötigt, das Mischen vertritt die Vorwärmung, bzw. schränkt sie im strengsten Winter ein.

Da somit der Humidostat  $H$  fünf Regler zu schalten hat, wäre die Anwendung eines starren Rückführgeräts sehr kompliziert. Daher wendet man in diesem Regelkreis eine elastische Rückführung ( $RF$ ) an.

Natürlich ist auch bei dieser Regelung in der Kühlsaison ohne weiteres eine Regelung der relativen Feuchtigkeit durch Mischung möglich, wie dies aus den Abbildungen 32 und 34 hervorgeht. Bei dem Vergleichen werden wir diese Art der Regelung in Betracht ziehen, da wir sie — wegen der Möglichkeit eines kontinuierlichen Regels — für die zweckdienlichere und entsprechendere halten.

Die Kennzeichen der aus Abb. 36 ersichtlichen Regelung gibt auch das  $i - x$  Diagramm Abb. 33 wieder.

Die dargestellte Lösung dient dazu, ein festgesetztes System des Sollwertes jahreüber zu sichern, es eignet sich also auch für die Anlagen Typ  $L$ .

Die angewendeten Regelelemente bestehen aus :

- 3 Thermostaten ( $T, T_{n1}, T_{n2}$ ),
- 1 Humidostat ( $H$ ),
- 5 Regulierventile ( $S_1, S_2, S_3, S_4, S_5$ ),
- 1 Magnetventil ( $S_m$ ),
- 1 Magnetumschalter ( $K$ ),
- 3 Klappen ( $C_1, C_2, C_3$ ),
- 1 Rückstell-Relais (in  $C_2$ ),
- 1 Magnetschalter ( $M$ ),
- 3 Differential-Relais ( $DR$ ),
- 1 elastischem Rückführgerät ( $RF$ ).

Wenn wir zur Regelung der relativen Feuchtigkeit die aus Abb. 32 und 34 ersichtliche Lösung benützen, gelangt statt der Regelventile ( $S_3, S_4, S_5$ ) ein Klappenantrieb zur Verwendung. Versehen wir die Einrichtung noch mit einem Regulier-Thermostaten und mit einem elastischen Rückführgerät  $RF$  (siehe  $T_{n3}$  und  $RF$  in Abb. 37—38), so haben wir die Möglichkeit die Einstellung des Sollwertes der Raumlufttemperatur im Sommer, abhängig vom Zustand der Außenluft, automatisch zu sichern (Anlagen  $KAb$ ).

#### 45. Die Regelung der Anlagen Typ $Ab\beta$

Die Lösung in Abb. 37 sichert die Mindesttemperatur des vorgeschriebenen Luftzustandes durch Nachwärmung, seine Höchsttemperatur durch Kühlung. Sowohl die Nachwärmung als die Kühlung wird durch den Thermostaten  $T$  nacheinander gesteuert. Die Nachwärmung wird auf die beschriebene

Art mit Hilfe der Mischklappe ( $C_1$ ) und des Regelventils ( $S_1$ ), die Kühlung — abweichend von der bisher dargestellten Methode — im Wege der Veränderung der Kühlflächentemperatur gelöst. Hierzu dient das Dreiwegmischventil  $D_1$ , wodurch das aus dem Kühlkörper zurückkehrende Wasser mit jenem im Kühlbehälter in einem solchen Verhältnis gemischt wird, daß die Raumtemperatur den Sollwert von  $t_i$  höchstens im Ausmaß der Toleranz übersteigt.

Bei dieser Einrichtung empfiehlt es sich, die Mindestgrenze der relativen Feuchtigkeit um einige Prozente unterhalb des Mittelwertes von  $\varphi_i$  anzunehmen.

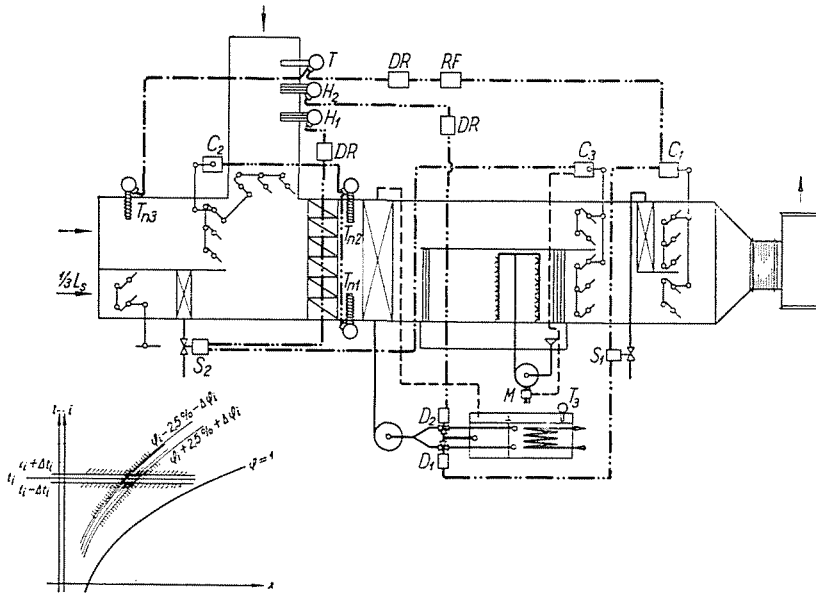


Abb. 37

men. Wir werden dies bei der Behandlung der Regulierung des Vormischens begründen. Die Sicherstellung des Mindestmaßes der Feuchtigkeit erfolgt auf die behandelte Art im Wege des Humidostats  $H_1$ , mit dem Ventil  $S_2$  beziehungsweise mit dem Klappenpaar  $C_3$ , während man das Höchstmaß durch Kühlung begrenzt. Bekanntlich herrschen oft Luftzustände, bei denen die Einhaltung der Feuchtigkeit eine größere Kühlleistung bedingt als die Regelung der Temperatur. Daher wirkt  $H_2$  auf das zweite Dreiwegmischventil  $D_2$ , das mithin dann in Tätigkeit tritt, wenn die Raumfeuchtigkeit die Höchstgrenze, die einige Prozente über dem Mittelwert  $\varphi_i$  liegt, überschreitet.

Bei dieser Anlage wird das Mischen von Frisch- und Umluft durch zwei besondere Naßthermostaten ( $T_{n1}$  und  $T_{n2}$ ) gesteuert. Dies ist ein wunder Punkt dieses Systems, da es vorkommen kann, daß das durch  $H_1$  gesteuerte Ventil  $S_2$  und die mittels  $T_{n1}$  und  $T_{n2}$  gesteuerte Klappe  $C_2$  einander entgegen wirken. Um dem vorzubeugen, stellt man  $H_1$  auf einige Prozente unterhalb des Soll-

wertes der relativen mittleren Feuchtigkeit ein. Diesfalls ist, sobald  $C_2$  seine Tätigkeit beginnt, der Vorwärmer bereits geschlossen.

Die Thermostaten  $T_{n1}$  und  $T_{n2}$  sind so eingestellt, daß  $T_{n1}$  im Winter auf die Feuchtkugeltemperatur des Taupunktes der Zuluft mischt und nach der vollen Erschließung des Frischluftkanals, wenn die Feuchtkugeltemperatur der Frischluft den unsererseits vorgeschriebenen und eingestellten Wert erreicht, die Klappe sich unter Einwirkung des Thermostats  $T_{n2}$  entgegengesetzt bewegt, d. h. den äußeren Kanal sperrt und den inneren öffnet. So wird die Anlage weiterhin — um die Kühlleistung zu vermindern — wieder mit nur  $\frac{1}{3}$  Minimal-Frischluft betrieben.

Diese Lösung benötigt folgende Regelemente :

- 3 Thermostaten ( $T, T_{n1}, T_{n2}$ ),
- 2 Humidostaten ( $H_1, H_2$ ),
- 2 Regulierventile ( $S_1, S_2$ ),
- 2 Dreiwegventile ( $D_1, D_2$ ),
- 3 Klappenantriebe ( $C_1, C_2, C_3$ ),
- 1 Magnetschalter ( $M$ ),
- 3 Differential-Relais ( $DR$ ),
- 1 elastisches Rückführgerät ( $RF$ ).

Ergänzen wir die Reguliervorrichtung mit einem Regulierthermostat  $T_{n3}$ , so gelangt sie in die Lage, den Raumluftzustand, abhängig von jenem der Außenluft, automatisch zu regulieren (zur Anlage  $K$ ).

#### 46. Regelung der Anlage Bb

Die Richtlinien der Regelung ergeben sich in Abb. 38 aus dem dargestellten Anordnungsplan und aus den grundlegenden  $i-x$  Diagrammen Abb. 2b und 4b. Die Regelung der Trockentemperatur erfolgt auf die schon

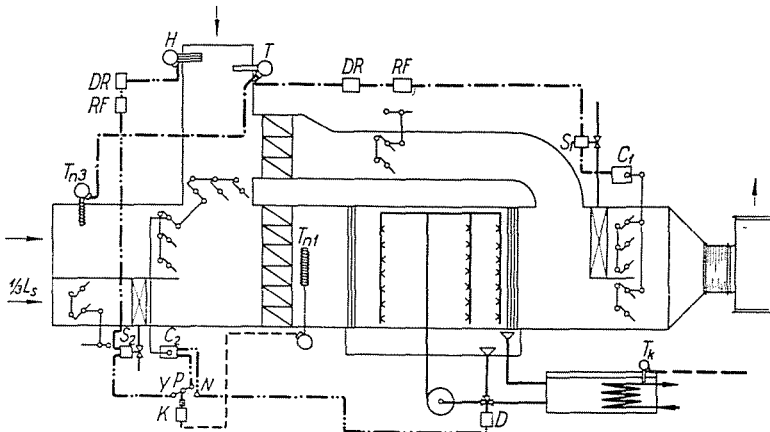


Abb. 38

mehrfach beschriebene Weise (siehe auch Abb. 35), mit Betracht auf eine nachgemischte Luftmenge von fixiertem Werte. Diese Menge wurde so festgesetzt, daß bei gleichzeitigem Auftreten der voraussichtlich größten äußeren und inneren Wärmebelastung der Wert der Nachwärmung auf Null sinkt. Von diesem Grenzfall abgesehen, wird eine Nachwärmung immer benötigt, daher läßt sich der Wert der Trockentemperatur durch die Regelung der Nachwärmung einstellen.

Im Winter wird die relative Feuchtigkeit im Wege des Humidostats  $H$  (oder durch Feuchth thermostat), durch das Ventil  $S_2$ , dann durch die Einstellung des Klappenpaares  $C_2$  geregelt. Wenn dies in seine Endstellung gelangt, tritt das Dreiwegmischventil  $D$  in Wirkung. Das Ein- und Ausschalten des Klappenpaares  $C_2$  aus dem Regulierkreis geschieht ebenso, wie es bei Abb. 36 dargestellt wurde.

Wollen wir den Raumluftzustand abhängig von jenem der Außenluft automatisch verändern, so ist hiezu ein weiterer Thermostat  $T_{n3}$  und eine elastische Rückführung  $RF$  erforderlich.

Die angewendeten Regelelemente bestehen aus :

- 2 Thermostaten ( $T, T_{n1}$ ),
- 1 Humidostat ( $H$ ),
- 2 Regulierventilen ( $S_1, S_2$ ),
- 1 Dreiwegventil ( $D$ ),
- 1 Magnetumschalter ( $K$ ),
- 2 Klappenantrieben ( $C_1, C_2$ ),
- 1 Rückstell-Relais (in  $C_2$ ),
- 2 Differential-Relais ( $DR$ ),
- 1 elastischen Rückführgerät ( $RF$ ).

#### 47. Vergleich der Regelungen der behandelten Anlagen

Um einen Vergleich zu ermöglichen, haben wir vor allem die Zahl der bei den einzelnen Lösungen benötigten Regelelemente bestimmt (Tabelle 13). Bei den Lösungen  $Ab a$  und  $Ab \beta$  (Mischluft, Oberflächenkühlung mit direkter Verdampfung bzw. mit indirekter Kühlung) haben wir sogar zwei Möglichkeiten in Betracht gezogen, nämlich sub I die im Text beschriebene Lösung, und sub II jene, die bei der Regelung der Befeuchtung sich auf ein Mischen nach den Prinzipien der Abb. 32 bzw. 34 aufbaut.

Jene Elemente, die man dazu benötigt, um den Sollwert des Raumluftzustandes von jenem der Außenluft einstellen zu lassen, haben wir vernachlässigt, da sie bei allen drei Lösungen die gleichen sind.

Aus der Tabelle ist zu ersehen, daß in allen Fällen jene Klimaanlage die wenigsten Regelelemente erfordern und somit ihre Regelung die einfachste ist, die den nassen Wärmeaustausch anwenden. Die Erklärung hiezu

Tabelle 13

		Aaa	Aaβ	Ba	Abα I	Abα II	Abβ I	Abβ II	Bb
Thermostat	$T, T_n$	2	2	2	3	3	3	3	2
Humidostat	$H$	1	1	—	1	1	2	1	1
Regelventil	$S$	2	2	2	5	2	2	2	2
Dreiwegventil	$D$	—	(1)	1	—	—	2	(1)	1
Klappenversteller	$C$	3	3	1	3	4	3	4	2
Magnetventil	$S_m$	1	—	—	1	1	—	—	—
Schalter	$M$	1	1	—	1	1	1	1	—
Umschalter	$K$	—	—	—	1	1	—	1	1
Rückstellrelais		—	—	—	1	1	—	1	1
Differential-Relais	$DR$	3	3(+1)	2	3	3	3	3(+1)	2
Elastisches Rückführgerät	$RF$	—	—	—	1	1	1	1	1
		13	12(+2)	8	20	18	17	17(+2)	13

findet sich darin, daß in diesen Anlagen die Kühlung und Befeuchtung durch das gleiche Verfahren durchgeführt wird, weiters darin, daß sich die Trocken-temperatur jedesmal durch Einstellung der Nachwärmung regulieren läßt, da eine Nachwärmung auch im Fall der Nachmischung unvermeidlich ist.

Natürlich beeinflussen auch die unterschiedlichen Investitionskosten der verschiedenen Lösungen die Gestaltung der Endsumme der bisher behandelten Kosten und zwar zugunsten des nassen Wärmeaustausches. Zahlenmäßig läßt sich der Unterschied schwer feststellen. Aus diesem Grunde haben wir in Tabelle 14 unter den Endresultaten des Vergleichs die Auswirkungen der Kosten der Regeleinrichtungen nicht angeführt.

In die bezügliche Rubrik haben wir statt dieser nur die Zahl der Elemente angegeben, was immerhin einen Anhaltspunkt für den Vergleich der Höhe der Investitionskosten und für die Betriebsverläßlichkeit der Regelung bietet.

## 5. Schlußfolgerungen

### 51. Zusammenfassung

Wir haben in den vorhergehenden Punkten versucht, möglichst sachlich jene Daten zu ermitteln, die einen Vergleich auf Grund der in der Einleitung angeführten Gesichtspunkte zulassen. Diese Objektivität der Vergleiche suchten wir dadurch zu sichern, daß wir Anlagen verschiedenster Bestimmung,

Tabelle 14a

		Rege- lung der Kälte- anlage	Klimaanlagen :		
			LAA $\alpha$	LAA $\beta$	LBa
			L <sub>S</sub> = 2000 kg/h		
Annuität Ft/Jahr		id	4 360	4 540	3 260
		f	4 340		
Energiever- brauch	Elektrizität kWh/Saison	id	7 573	9 273	12 175
		f	11 743		
	Wärme 1000 kcal/Saison	id	9 200	8 500	15 880
		f	10 200		
Wasserverbrauch m <sup>3</sup> /Saison		id	1 960	1 960	2 740
		f	2 060		
Jährliche Mindestkosten ohne Regelung Ft/Jahr		id	6 820	7 290	7 171
		f	7 960		
Regler-Elemente	St		13	12	8

Tabelle 14b

L<sub>S</sub> = 10 000 kg/h

		id f	L <sub>S</sub> = 10 000 kg/h		
Annuität Ft/Jahr		id	12 220	13 550	8 900
		f	12 110		
Energiever- brauch	Elektrizität kWh/Saison	id	33 680	40 780	52 350
		f	51 580		
	Wärme 1000 kcal/Saison	id	43 100	43 100	79 400
		f	50 200		
Wasserverbrauch m <sup>3</sup> /Saison		id	9 350	9 700	13 700
		f	10 120		
Jährliche Mindestkosten ohne Regelung Ft/Jahr		id	23 390	26 200	26 870
		f	27 490		
Regler-Elemente	St		13	12	8

Tabelle 14c

		Rege- lung der Kälte- anlage	Klimaanlagen:		
			LABa	LABβ	LBb
			L <sub>S</sub> = 2000 kg/h		
Annuität Ft/Jahr		id f	2 810 2 810	3 090	2 360
Energiever- brauch	Elektrizität kWh/Saison	id f	4 323 6 603	5 888	7 240
	Wärme 1000 kcal/Saison	id f	7 500 7 700	7 500	7 060
Wasserverbrauch m <sup>3</sup> /Saison		id f	1 120 1 140	1 200	1 400
Jährliche Mindestkosten ohne Regelung Ft/Jahr		id f	4 380 4 850	4 970	4 512
Regler-Elemente	St		18	17	13

Tabelle 14d

L<sub>S</sub> = 10 000 kg/h

Annuität Ft/Jahr		id f	7 950 8 070	8 090	5 760
Energiever- brauch	Elektrizität kWh/Saison	id f	19 980 29 770	26 270	30 340
	Wärme 1000 kcal/Saison	id f	38 000 38 800	38 400	35 300
Wasserverbrauch m <sup>3</sup> /Saison		id f	5 570 5 600	5 900	7 000
Jährliche Mindestkosten ohne Regelung Ft/Jahr		id f	15 300 17 500	16 820	15 348
Regler-Elemente	St		18	17	13

Tabelle 14e

		Rege- lung der Kälte- anlage	Klimaanlagen:		
			KAA $\alpha$	KAA $\beta$	KB $\alpha$
			L <sub>S</sub> = 10 000 kg/h		
Annuität Ft/Jahr		id f	6 830 6 810	6 880	5 000
Energiever- brauch	Elektrizität kWh/Saison	id f	10 940 14 570	14 565	15 930
	Wärme 1000 kcal/Saison	id f	15 000 15 400	16 000	23 000
Wasserverbrauch m <sup>3</sup> /Saison		id f	3 540 3 580	4 040	4 710
Jährliche Mindestkosten ohne Regelung Ft/Jahr		id f	10 650 11 370	11 780	10 508
Regler-Elemente	St		13	12	6

Tabelle 14f

L<sub>S</sub> = 50 000 kg/h

Annuität Ft/Jahr		id f	20 230 20 040	23 050	16 120
Energiever- brauch	Elektrizität kWh/Saison	id f	49 920 68 880	71 070	69 300
	Wärme 1000 kcal/Saison	id f	73 200 81 800	76 500	115 000
Wasserverbrauch m <sup>3</sup> /Saison		id f	17 780 18 700	19 820	23 550
Jährliche Mindestkosten ohne Regelung Ft/Jahr		id f	38 240 41 480	45 860	41 590
Regler-Elemente	St		13	12	8



Tabelle 14g

		Rege- lung der Kälte- anlage	Klimaanlagen :		
			KAb $\alpha$	KAb $\beta$	KBb
			L <sub>S</sub> = 10 000 kg/h		
Annuität Ft/Jahr		id f	5 140 5 290	5 390	4 015
Energiever- brauch	Elektrizität kWh/Saison	id f	6 820 8 370	10 590	8 820
	Wärme 1000 kcal/Saison	id f	11 200 11 200	11 200	9 100
Wasserverbrauch m <sup>3</sup> /Saison		id f	2 420 2 400	2 610	2 300
Jährliche Mindestkosten ohne Regelung Ft/Jahr		id f	7 600 8 070	8 660	6 785
Regler-Elemente	St		18	17	13

Tabelle 14h

L<sub>S</sub> = 50 000 kg/h

Annuität Ft/Jahr		id f	14 430 14 550	15 820	11 970
Energiever- brauch	Elektrizität kWh/Saison	id f	33 000 42 300	47 370	38 540
	Wärme 1000 kcal/Saison	id f	56 000 56 000	56 000	56 000
Wasserverbrauch m <sup>3</sup> /Saison		id f	11 920 11 840	13 080	11 500
Jährliche Mindestkosten ohne Regelung Ft/Jahr		id f	26 800 28 800	31 300	24 708
Regler-Elemente	St		18	17	13

Größe und Konstruktion zum Gegenstand unserer Untersuchungen nahmen, wobei wir auch darauf bedacht waren, von jedem Typ die möglichst vorteilhaftesten Anlagen zu wählen.

In diesem Interesse stellten wir zuweilen auch die Frage der inländischen Anschaffungsmöglichkeit hintan, so z. B. bei der Oberflächenkühlung im Fall des Luftkühlkörpers. Wie dies aus Abb. 17 hervorgeht, haben wir bei seiner Dimensionierung solche Wärmedurchgangszahlen in Rechnung gestellt, wie sie bei uns in der Praxis derzeit noch nicht üblich sind. Dabei kommt dieser Umstand von energetischem Standpunkt sehr zur Geltung, da die Verschlechterung der Wärmeübertragungsverhältnisse einerseits ein Sinken der Verdampfungstemperatur bewirkt und andererseits infolge der Flächenvergrößerung den Luftwiderstand des Kühlkörpers und somit auch die Arbeit des Kompressors und des Ventilators steigert.

Im Laufe unserer Untersuchungen haben wir vor allem die Jahresmenge jener Wärme ermittelt, die den zu klimatisierenden Objekten mit 1 kg Luft entzogen werden soll. Ferner bestimmten wir den zu diesem Wärmeentzug benötigten Kühl- und Nachwärmungsbedarf bei den Klimaanlage verschiedenen Konstruktion. Weiters berechneten wir die übrigen Energieansprüche der Anlagen, die sich aus der Zerstäubung und Zirkulation des Wassers und aus der zusätzlichen Leistung des Ventilators infolge der verschiedenartigen Konstruktion der einzelnen Typen ergeben. Wir berechneten den Wasserverbrauch der Kälteanlage bei Frischwasserkühlung, der in vielen Fällen eine bedeutende Rolle spielt. (Bei Verwendung eines Verdunstungskondensators oder eines Wasser-Rückkühlwerkes ist der Wasserverbrauch natürlich gering, bei luftgekühltem Kondensator kommt der Energieverbrauch des Ventilators in Frage.) Dann gaben wir die Investitionskosten der Anlagen an. Bei der Lösung durch Oberflächenkühlung stellten wir jene günstigste Temperatur der Kühlfläche  $t_f$  fest, die das Optimum der Gesamtkosten ergibt. Schließlich verglichen wir die Regelgeräte, die wir für die bestentsprechenden halten und zählten deren Elemente auf.

Im Interesse der objektiven Beurteilung haben wir alldas in Tabelle 14 zusammengefaßt, doch die einzelnen Energieverbrauche nicht in Geldeswert, sondern in der bezüglichen Einheit (kWh, kcal), den Wasserbedarf in  $m^3$  angegeben. In einer eigenen Rubrik sind die vergleichbaren Geldsummen der gesamten Jahreskosten angeführt, die auf Grund der günstigsten Einheitspreise berechnet wurden. Auf Grund der angeführten Daten ist es dem Leser anheimgestellt, durch Substituierung der entsprechenden Preise die Frage der Wirtschaftlichkeit selbst zu entscheiden.

Die Investitionskosten ließen sich leider nur in Geld berechnen und mit Geldbeträgen in die Tabellen einstellen; bei den Regeleinrichtungen mußten wir sogar davon absehen, da den internationalen Valutenverhältnissen zufolge die Wertangabe in Ft eine weitere Unsicherheit schaffen würde.

Darum ist in jener Rubrik der Tabelle, die sich auf die Regeleinrichtungen bezieht, nur die Anzahl der benötigten Elemente angegeben. Diese Zahl steht mit den Investitionskosten ziemlich annähernd in geradem und mit der Verlässlichkeit und Einfachheit der Anlage in verkehrtem Verhältnis.

Das Gesagte ermöglicht uns nicht nur den Vergleich der verschiedenen Anlagen in ihrem gegenwärtigen Entwicklungszustand, sondern bietet auch Möglichkeiten und Hinweise in der Richtung, wie sich die technische Weiterentwicklung der verschiedenen Anlagen denken läßt. Im folgenden Punkt wollen wir kurz auch darauf hinweisen.

## 52. Auswertung der zahlenmäßigen Daten

### 521. Anlagen des Typs L

Die Tabellen zeigen, daß bei Anlagen die zur Klimatisierung von Laboratorien und ähnlichen dienen (Typ L), die Anwendung der Oberflächenkühlung aus *energetischen Gesichtspunkten* ein günstigeres Ergebnis sichert.

Bei ideal geregelter direkter Verdampfung ist im Falle der Oberflächenkühlung der Energieverbrauch bedeutend geringer, als bei der indirekten Kühlung oder bei der direkten Verdampfung mit Drosselregelung.

Bemerkenswert ist, daß die indirekte Kühlung in jedem Fall einen günstigeren elektrischen Energieverbrauch sichert, als die direkte Verdampfung mit Drosselregelung.

Beim Wärmebedarf der Nachwärmung zeigt sich zwischen der direkten Verdampfung und der indirekten Kühlung im allgemeinen kein Unterschied. Die kleinen bemerkbaren Abweichungen erklären sich daraus, daß bei den beiden Kühlungsarten die optimale Oberflächentemperatur nicht die gleiche ist.

Demgegenüber stellt sich der Energiebedarf des nassen Wärmeaustausches bedeutend höher und zwar überraschenderweise nicht bei der Kälteanlage, sondern bei der Pumpe des Zerstäubungswassers. Die Erklärung hiefür liegt darin, daß bei der behandelten Anlage die Zerstäubungspumpe — unabhängig von den Schwankungen der Kälteleistung — stets den gleichen Leistungsbedarf aufweist, ferner, daß die strenge Einhaltung des Raumluftzustandes einen verhältnismäßig großen Wärme- und Feuchteentzug, einen niedrigen Taupunkt und somit infolge der geringen Temperaturveränderung des zerstäubten Wassers, eine große Wassermenge erfordert. Der Energiebedarf der Zerstäubungspumpe springt besonders bei Anlagen, die mit reiner Frischluft betrieben werden, sehr heraus und übersteigt oft 60% des gesamten elektrischen Energiebedarfes. Läßt sich die Anlage mit Mischluft in Betrieb halten, so gestaltet sich der Energiebedarf der Zerstäubungspumpe natürlich günstiger. In diesem Fall überschreitet der Gesamtbedarf an elektrischer Energie jenen, der sich bei Drosselregelung ergibt — abhängig von der Kapazität der Anlage — nur mehr um 20—10%.

Bei Anlagen mit reiner Frischluft ist der Wärmebedarf der Nachwärmung im Fall des nassen Wärmeaustausches 50—70% größer als bei der Oberflächenkühlung. Bei Anwendung von Mischluft ist der Wärmebedarf der Nachwärmung gleich, in einzelnen Fällen sogar geringer als bei Oberflächenkühlung. Der Wasserbedarf des Kondensators ist in allen Fällen bei den Anlagen mit Oberflächenkühlung geringer.

Hinsichtlich der *Investitionskosten* jedoch zeigt sich in allen vier Fällen ein bedeutender Vorteil zugunsten des nassen Wärmeaustausches. Dieser Vorteil ist so groß, daß Anlagen mit nassem Wärmeaustausch jenen mit Oberflächenkühlung, vom Gesichtspunkte der Gesamtkosten betrachtet, in allen Fällen wettemachen und sich — einen einzigen Fall ausgenommen — als die günstigste praktische Lösung erweisen.

Was die *Regelung* anbelangt, zeigt sich der nasse Wärmeaustausch ausnahmslos als der günstigste, sowohl vom Standpunkt der Investitionskosten der Regeleinrichtung als auch ihrer Betriebssicherheit und Einfachheit.

Aus obigem können wir die nachstehenden Folgerungen ziehen: Sind die Energiekosten — auf volkswirtschaftlicher Basis genommen oder aus tarifalen Gründen — hoch, so muß man, besonders bei Anlagen mit reinem Frischluftbetrieb — in Erwägung der Investitionskosten der Regeleinrichtungen — untersuchen, welche Konstruktion der Anlage man anzuwenden hat. Bei größeren Anlagen hingegen, besonders bei mit Mischluft betriebenen, rückt unter vorteilhaften Energiepreisen schon die Anwendung des nassen Wärmeaustausches in den Vordergrund.

### 522. Die Anlagen Typ K

Die im vorigen Punkt behandelten Unterschiede bezüglich der *energetischen Gesichtspunkte* sind beim Typ K verschwommen, genauer gesagt, der elektrische Energiebedarf gestaltet sich bei nassem Wärmeaustausch: fast immer günstiger als bei indirekter Flächenkühlung, bei reinem Frischluftbetrieb nähert er sich jenen der Flächenkühlung mit direkter Verdampfung und erweist sich beim Mischluftbetrieb in großen Anlagen sogar noch günstiger (Drosselregelung der Kühlmaschine vorausgesetzt).

Der Wärmebedarf der Nachwärmung ist jenem der Oberflächenkühlung ziemlich gleich, im Falle nassen Wärmeaustausches stellt er sich bei Frischluft etwa um 50% höher, bei Mischluft im allgemeinen niedriger als dort.

Der Kühlwasserverbrauch ist bei Frischluftbetrieben in den Anlagen mit Oberflächenkühlung geringer, bei Verwendung von Mischluft umgekehrt.

Die Annuität der *Investitionskosten* ist (ohne Regeleinrichtung) bei den Anlagen mit nassem Wärmeaustausch unbedingt und um so vieles günstiger, daß auch die jährlichen Gesamtkosten für den nassen Wärmeaustausch sprechen.

Der Vorzug des nassen Wärmeaustausches tritt noch durch die Einfachheit und Verlässlichkeit der *Regelung* besonders in den Vordergrund.

### 53. Gesichtspunkte der technischen Fortentwicklung

Unsere Betrachtungen weisen auf jene wunden Punkte bzw. jene Elemente der einzelnen Anlagentypen hin, deren Umgestaltung zu einer wirtschaftlichen und technischen Vervollkommnung der Anlagen führen könnte.

Bei den Anlagen mit *Oberflächenkühlung* ist dieses Element der Luftkühler selbst. Wir sahen, daß seine Anordnung und seine Ausmaße einen bedeutenden Einfluß sowohl vom Gesichtspunkte der Energie als auch von jenem der Investitionskosten ausüben. Es wäre erwünscht einen solchen Luftkühler-Typ auszugestalten, in dem sich die Verdampfungstemperatur der mittleren Oberflächentemperatur möglichst nahe bringen läßt, dabei müßten sich aber der Widerstand, die räumliche Anordnung und natürlich die Investitionskosten des Luftkühlkörpers so gestalten, daß die Gesamtkosten unter die heutigen sinken.

Bei den Anlagen mit *nassem Wärmeaustausch* ist der wunde Punkt der bedeutende Energieverbrauch der Wasserzerstäubungspumpe. Die Fortentwicklung dieser sehr vorteilhaften Lösung muß sich in erster Linie auf diese Frage richten.

Der Energieverbrauch der Zerstäubungspumpe ist teils durch die Förderhöhe der Pumpe, teils durch die zerstäubte Wassermenge bestimmt. Die derzeit benützten Zerstäuber ermöglichen keine Herabsetzung der Förderhöhe, daher wären solche Zerstäuber zu konstruieren, die eine geringere Förderhöhe erfordern. Die Verminderung der zu zerstäubenden Wassermenge läßt sich nur durch Herabsetzung der Eintrittstemperatur des Wassers und so die dadurch ermöglichte größere Temperaturerhöhung desselben lösen. In diesem Interesse muß man jedoch die Verdampfungstemperatur herabsetzen.

Unsere Berechnungen und Tabellen beweisen übereinstimmend, daß die Herabsetzung der Verdampfungstemperatur bis zu einem Grad, bei dem die Oberflächentemperatur an der Wasserseite des Verdampfers nicht unter  $0^{\circ}\text{C}$  fallen soll, bei den Kompressoren nur einen geringen Mehrverbrauch an Energie verursacht, bei der Pumpe hingegen eine namhafte Einsparung bedeutet. Selbstverständlich darf die zu zerstäubende Wassermenge nicht derart vermindert werden, daß das  $\varepsilon$  unter jenen Wert  $\varepsilon = 1$  sinkt, der die Grenze des günstigen Wirkungsgrades bildet.

Wir sehen, daß bei nassem Wärmeaustausch eine große Möglichkeit für eine Fortentwicklung auf einfachem Wege geboten ist. Wird diese Möglichkeit ausgenützt, so erweist sich der nasse Wärmeaustausch — selbst bei den seltenen Klimaanlagen Typ *L* — als ebenbürtig der Flächenkühlung, ja sogar günstiger als diese.

Außer dieser einfachsten Methode der Fortentwicklung gibt es jedoch auch andere Möglichkeiten, auf die wir in einer eigenen Abhandlung zurückkehren möchten.

### Zusammenfassung

In dem 1. Teil wurde der Zweck des Beitrages festgesetzt, sowie die verschiedenen, zur Prüfung gewählten Anlagentypen behandelt.

Außerdem wurde die Häufigkeit der verschiedenen Außenluftzustände (Wärmeinhalt, die gemeinsam auftretenden Wertepaare der Temperatur und Feuchtigkeit) für die ungarischen Klimaverhältnisse bekannt gemacht.

In dem 2. Teil erörtert man die in den verschiedenen Klimaanlage der Zuluft zu entziehende jährliche Wärmemenge bzw. die notwendige Nachwärmeleistung.

Der 3. Teil gibt Dimensionierungsmethode, Investitionskosten sowie sämtliche elektrische und kalorische Energiebedarfe an. Im Interesse der objektiven Vergleichung wurde die optimale Kühlflächentemperatur festgestellt.

Der 4. Teil enthält die Probleme der Regelung und vergleicht die verschiedenen Lösungsmöglichkeiten.

Schließlich werden die Ergebnisse der Prüfungen ausgewertet, die Aufgaben der technischen Weiterentwicklung gestellt, ferner Anweisungen für das Wesen der Lösung gegeben.

### Literatur

- [1] Die Tabelle der »Wärmeinhaltshäufigkeiten« sowie
- [2] die Tabelle der »Gemeinsamen Aufttrittshäufigkeit der Temperatur und Feuchtigkeit« stammen von Universitätsprofessor dr. N. Bacsó.
- [3] M. Sz. 11101. Hűtőberendezések biztonsági előírásai (Ungarische Normen 11101: Sicherheitsvorschriften für Kälteanlagen).
- [4] VDI-Wärmeatlas, 1953.
- [5] HOFMANN, E.: Wärmeübergangszahlen verdampfender Kältemittel. Kältetechnik, 1957, S. 7.
- [6] American Society of Refrigerating Engineers: Air Conditioning Refrigerating Data Book, Design Vol., 9. ed. 1955.

Prof. Á. MACSKÁSY }  
L. HALÁSZ } Budapest, Budafoki út 4—6, Hungary