

UNTERSUCHUNG UND MODERNISIERUNG VON KLIMAAANLAGEN MIT NASSEM WÄRMEAUSTAUSCHER

Von

J. MENYHÁRT, G. HOMONNAY und A. ZÖLD

Lehrstuhl für Heizung, Lüftung und Bauinstallation, Technische Universität
Budapest

(Eingegangen am 25. Oktober 1967)

1. Einleitung, Problemstellung

Die immer raschere Entwicklung der Industrie erfordert in stets zunehmendem Maße die Anwendung von Klimaanlageanlagen. In zahlreichen Industriezweigen ist ein zeitgemäßer Betrieb ohne Klimaanlageanlagen unvorstellbar. Auch haben sich viele Produktionsverfahren entwickelt, für die die Luftkonditionierung sowohl in quantitativer als auch in qualitativer Beziehung weitere Entwicklungsmöglichkeiten bietet.

Es ist bekannt und bedarf auch keines weiteren Beweises, daß die Fabrikation in einem luftkonditionierten Raum die Qualität der Produkte wesentlich verbessert, aber auch die Steigerung der Produktion ermöglicht. Die hiesigen Forschungsarbeiten verfolgten den Zweck, die Möglichkeiten der Herabsetzung der Investitions- und Betriebskosten von industriellen Klimaanlageanlagen zu prüfen. Im engeren Sinne wurden die Klimaanlageanlagen mit nassem Wärmeaustausch behandelt, wie sie vornehmlich in der Textil-, Tabak-, Lebensmittelindustrie usw. Anwendung finden.

Zu Untersuchungszwecken wurde die Anlage in 2 große Einheiten,

den Luftwäscher und
das Luftkanalnetz

unterteilt.

Die vorliegende Studie befaßt sich zunächst mit der Ausgestaltung einer *modernen, nassen Wärmeaustauschanlage*, die hinsichtlich der Investitions-, Betriebs- und Instandhaltungskosten vorteilhaft ist, um sodann auf die Bestimmung jener wirtschaftlichen Ventilatorförderhöhe einzugehen, bei der die Amortisation und die Betriebskosten des Luftrohrnetzes pro Jahr einen Mindestwert erreichen.

Im folgenden wird das Thema in dieser Reihenfolge bearbeitet.

2. Modernisierung von Klimaanlage mit nassem Wärmeaustauscher

2.1. Prinzip des modernisierten Luftwäschers (Abb. 1)

Bei den bisher gebräuchlichen Luftwäschern mußte zur Erzielung der gewünschten Luftfeuchtigkeit eine sehr große Wassermenge (im allgemeinen das 1-bis 2fache der zirkulierenden Luftmenge) eingespritzt werden. Die eingespritzte Wassermenge wird durch den sog. Einspritzbeiwert

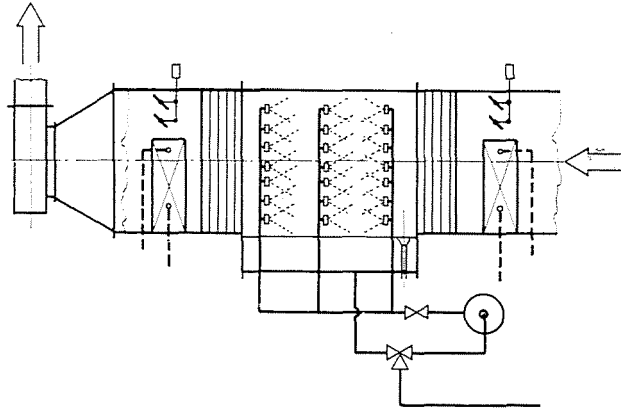


Abb. 1

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_L} \quad [\text{kg Wasser/kg Luft}] \quad (1)$$

gekennzeichnet. Hier bedeuten:

\dot{m}_W — das Umlaufwasser (die zirkulierende Wassermenge)
[kg Wasser/h],

\dot{m}_L — die Umluft (zirkulierende Luftmenge) [kg Luft/h].

Der Bestimmung des erreichbaren Befeuchtungsmaßes dient der Befeuchtungsgrad (Abb. 2)

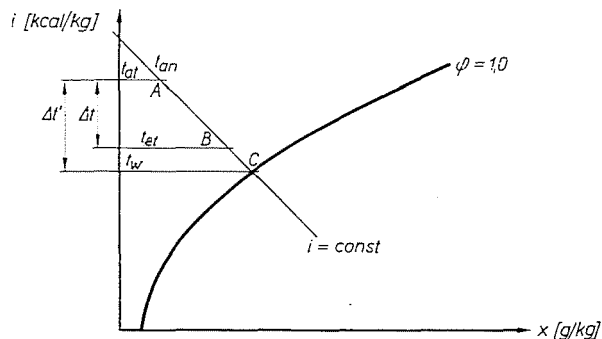


Abb. 2

$$\eta_n = \frac{\overline{AB}}{\overline{AC}} = \frac{t_{an} - t_{at}}{t_{at} - t_w} = \frac{\Delta t}{\Delta t'}. \quad (2)$$

Wenn beim Zerstäuber keine Verstopfungsgefahr besteht, ist die Beziehung $\varepsilon = f(\eta_n)$ der Tabelle 1 zu entnehmen.

Tabelle 1

ε	η_n
0,3—0,4	0,55—0,70
0,6—0,8	0,80—0,90
0,9	0,91—0,96

Bei den meisten dieser Einrichtungen besteht aber Verstopfungsgefahr, da das zirkulierende Wasser unvermeidlich Verunreinigungen mitführt, die die Düsen verstopfen. Die Reinigung der Düsen ist eine ungemein schwierige und mühsame Arbeit, weshalb es zweckmäßiger ist, Bohrungen größeren Durchmessers vorzusehen. Zerstäuber ohne Verstopfungsgefahr erfordern zwar keine Instandhaltung, doch vermindert sich die Feinheit der Zerstäubung, weshalb sich auch der Zusammenhang $\varepsilon = f(\eta_n)$ gemäß Tabelle 2 ändert.

Tabelle 2

ε	η_n
0,3—0,4	0,45—0,65
0,6—0,8	0,60—0,85
1,0—1,2	0,75—0,90
1,4—1,6	0,86—0,93
2,0—2,2	0,88—0,95

Für die Modernisierung der Klimaanlage, für die Verbesserung von Wärmeaustausch und Befeuchtung sowie für die Verminderung der Instandhaltungsarbeiten wäre es von entscheidender Bedeutung, *könnte man jene und nur jene Menge* Wasser in den Luftwäscher einspritzen, die die Luft aufzunehmen vermag. In diesem Falle bestünde keine Verstopfungsgefahr, und es könnte auch die Pumparbeit für die Aufrechterhaltung der Wasserzirkulation unterbleiben. Die Luft könnte aber mit der ungemein geringen eingespritzten Wassermenge nur dann gesättigt werden, wenn eine sehr feine Zerstäubung erzeugt werden würde, wozu sich aber die herkömmlichen Zerstäubertypen nicht eignen.

Im Laufe der hier zu beschreibenden Arbeiten wurden *einerseits* neue Zerstäuber entwickelt, *andererseits* wurde geprüft, unter welchen Bedingungen mit den herkömmlichen Zerstäubern das gesteckte Ziel erreicht werden könnte.

2.2. Die anwendbaren Zerstäuber

Es wurden auf zweierlei Prinzipien beruhende Zerstäuber entwickelt, die eine ausreichend feine Zerstäubung des Wassers gewährleisten, u. zw. pneumatische Zerstäuber und Hochdruckwasserzerstäuber.

2.2.1. *Die pneumatischen Zerstäuber.* Als pneumatische Zerstäuber kommen solche mit geradem oder schrägem Durchfluß oder Rotationszerstäuber in Frage. Diese Zerstäuber sind in Abb. 3 dargestellt, in der auch die erforder-

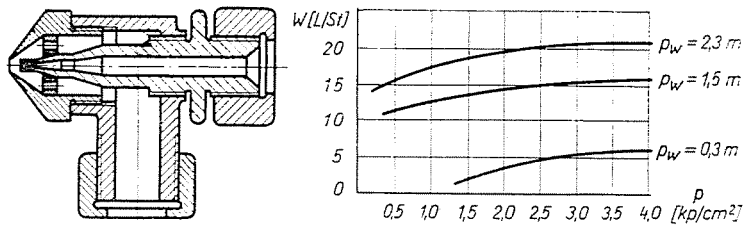


Abb. 3a

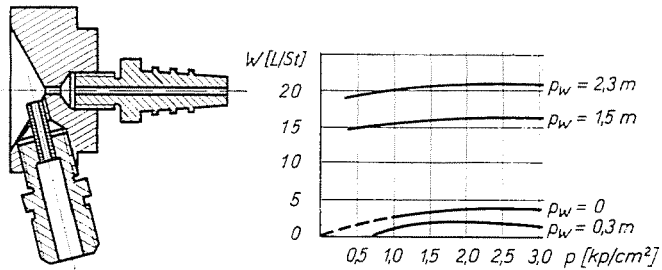


Abb. 3b

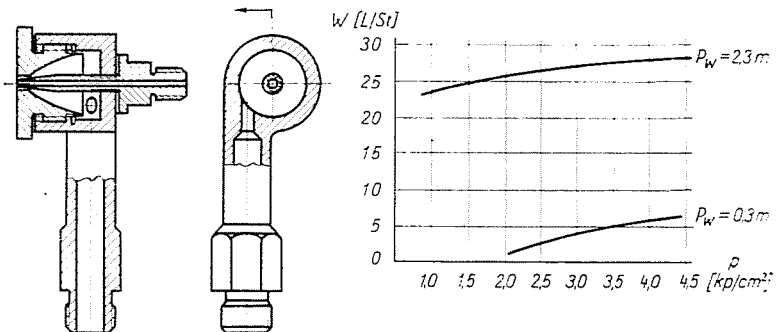


Abb. 3c

liche Luftmenge und die Wasserfördermenge angegeben sind. Die letzteren wurden auf Grund von Leistungsmessungen bestimmt.

Zusammenfassend kann über die Zerstäuber folgendes gesagt werden.

Zerstäuber mit geradem Durchfluß. Der Verbrauch an Druckluft hat einen den theoretischen Berechnungen entsprechenden Verlauf. Die Darstellung der Wasserförderung zeigt, daß diese bei steigendem Luftdruck nur verhältnismäßig langsam zunimmt. Bei Zufluß besteht selbst bei einem Luftdruck gleich Null noch eine gewisse Wasserförderung. Wenn sich die Düse oberhalb des Wasserspiegels befindet, hört der Wasserverbrauch bei einem bestimmten Luftdruck auf, namentlich dann, wenn die Injektionswirkung des strömenden Luftstrahls zum Heben des Wassers nicht mehr ausreicht. Bei dem in Rede stehenden Zerstäuber gelang es, den Zerstäubungsprozeß bei einem Spiegelunterschied von $-0,3$ m bei einem Luftdruck von $1,5$ atü und mehr noch aufrechtzuerhalten.

Der Nebel war ungemein fein, die Wurfweite groß (die Länge der zusammenhängenden Nebelwolke betrug bei einem Druck von 3 atü etwa 3 m), und verhältnismäßig groß (etwa 15°) war auch der Austrittswinkel. Bei Absinken des Luftdruckes veränderte sich das Zerstäubungsbild nicht wesentlich.

Erfahrungsgemäß wird das Zerstäubungsbild durch den Abstand der Düsenkante von der Kante des Luftaustrittsspaltens entscheidend beeinflusst. Der günstigste Austrittswinkel ergibt sich, wenn diese Entfernung kleiner ist als der Düsendurchmesser.

Zerstäuber mit schrägem Durchfluß. Aus der Auftragung des Wasserverbrauches ist ersichtlich, daß sich dieser mit zunehmendem Luftdruck verhältnismäßig langsam erhöht. Bei Zufluß behält der Wasserverbrauch auch dann eine gewisse — durch den Zufluß bestimmte — Größe, wenn der Luftdruck gleich Null ist. Bei Selbstsog kann der Wasserverbrauch bei einem gegebenen Spiegelunterschied je nach der Injektionswirkung des Luftstrahls unter einem gewissen Luftdruck den Wert Null annehmen. Bei diesem Zerstäuber kann der Zerstäubungsprozeß bei einem Spiegelunterschied von $-0,3$ m und einem Luftdruck von $0,1$ atü und mehr aufrechterhalten werden.

Zwecks Charakterisierung der Injektionswirkung der Zerstäuber wurden die sog. Ausflußbeiwerte (β) geprüft, die nach der Formel

$$\beta = \frac{v}{\sqrt{2gh}} \quad (3)$$

bestimmt werden. Hier bedeuten:

v — die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit [m/s],

h — die Höhe der Wassersäule ober dem Zerstäuber [m].

Die Geschwindigkeit kann man aus den geometrischen Abmessungen der Düse und aus den Daten des Wasserverbrauches ermitteln. Der Ausfluß-

beiwert der gegebenen Düse beträgt 0,65. Infolge der Injektionswirkung des Luftstrahls kann dieser Wert dem jeweiligen Luftdruck entsprechend zunehmen und auch einen höheren Wert als 1 annehmen. In den untersuchten Fällen erreichte der Ausflußbeiwert (bei 3 atü Luftdruck) den Höchstwert von 1,12. Das Verhältnis dieses Wertes zum ursprünglichen Wert ist kennzeichnend für das Maß der Injektionswirkung des Luftstrahls.

Das Zerstäubungsbild ist günstig. Der Nebel ist ungemein fein, die Wurfweite groß (etwa 5 m), und auch der Austrittswinkel ist zufriedenstellend (etwa 15° — 20°). Das Absinken der Druckes verursacht keine große Änderung des Zerstäubungsbildes. Der Nebelkegel ist nicht ganz kreissymmetrisch, sondern auf der Seite des Einlaufrohres etwas verzerrt. Die Erfahrung hat gezeigt, daß der genaue Schnitt der beiden Strahlenachsen miteinander (s. Abb. 3) für die Qualität der Zerstäubung von wesentlicher Bedeutung ist. Der Nebelkegel verzerrt sich schon bei geringen Abweichungen sehr stark, bei größeren Abweichungen kommt es zur Tropfenbildung.

Bei den Rotationszerstäubern wurden nur die Leistungsgrenzwerte geprüft. Die Leistungskurven weisen darauf hin, daß hier außer dem bei den Zerstäubern mit geradem Durchfluß beobachteten Zerstäubungsvorgang auch die Erscheinung eine wesentliche Rolle spielt, daß die Tropfen der zu freien Strahlen aufgelösten Flüssigkeit durch die auch Wirbelbewegung aufführende Luft fortgerissen werden.

Der Selbstsog ist gering. Zur Aufrechterhaltung des Zerstäubungsvorganges bei einem Spiegelunterschied von $h = 0,3$ m bedarf es eines Druckes von mehr als 2 atü.

2.2.2. *Hochdruckwasserzerstäuber.* Auf Grund der durchgeführten Untersuchungen kann festgestellt werden, daß die allgemein gebräuchlichen Zerstäubertypen zur Hochdruckwasserzerstäubung geeignet sind. Im Rahmen der Versuche wurden auch die zweckdienlich erscheinenden Rotationszerstäuber geprüft (Abb. 4). Die Abbildung zeigt auch die Art der Wasserförderung.

Zerstäuber aus Bronze. Wie aus der Abbildung ersichtlich, wurde die Wasserförderung bei drei verschiedenen Düsendurchmessern gemessen, wobei festgestellt wurde, daß der Wasserverbrauch im Verhältnis zur bestreuten Fläche verhältnismäßig groß ist.

Der zerstäubte Nebel ist bei einem Druck von mehr als 3 atü sehr fein. Der Austrittswinkel beträgt 60 — 80° . Bei stagnierender Luftzufuhr ist der Kegel bis zu einer Länge von etwa 30—40 cm deutlich erkennbar, darüber hinaus ist ein Nebelgebilde mit verschwommenen Rändern zu beobachten. Bei einem Druck von weniger als 6 atü unterscheidet sich das Zerstäubungsbild nicht wesentlich von dem der herkömmlichen Einrichtungen.

Doppelkammerzerstäuber. Der Wasserverbrauch ist im Verhältnis zur bestreuten Fläche relativ groß.

Bei einem Druck von mehr als 8 atü ist der zerstäubte Nebel sehr fein. Der Austrittswinkel beträgt etwa 70—90°. Bei einem Druck von weniger als 6 atü ist das Zerstäubungsbild im wesentlichen jenem der herkömmlichen Einrichtungen gleich.

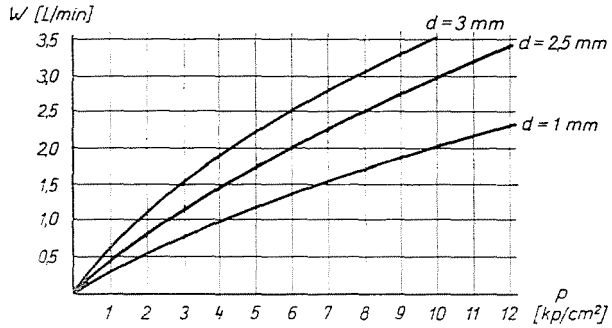
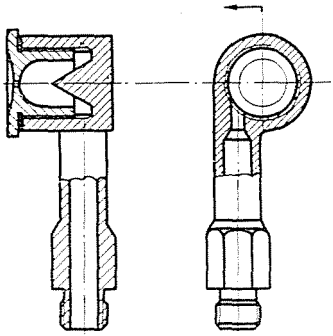


Abb. 4a

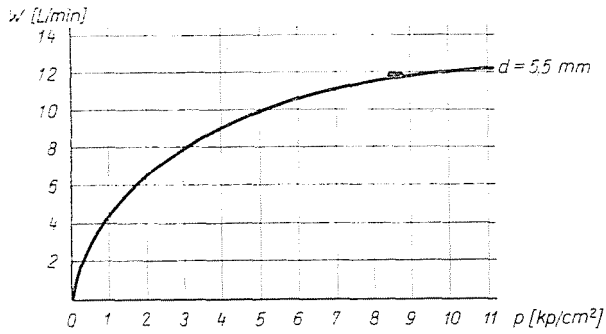
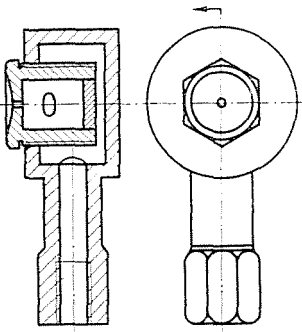


Abb. 4b

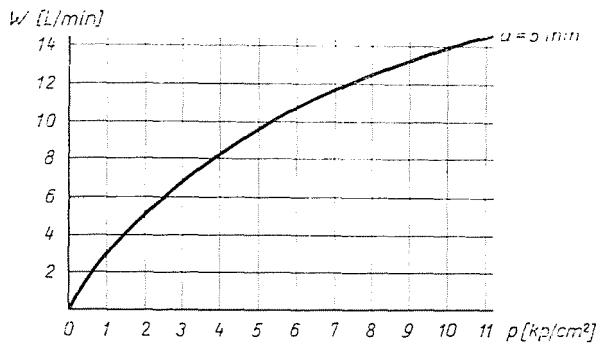
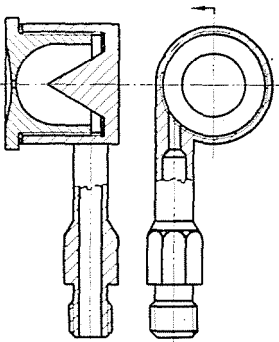


Abb. 4c

Auch bei vergrößerten, auf dem Drallprinzip beruhenden Zerstäubern ist der Wasserverbrauch groß im Verhältnis zur bestreuten Fläche.

Bei einem Druck von mehr als 7 atü bildet sich ein sehr feiner Nebel. Der Austrittswinkel beträgt $70-80^\circ$. Bei einem Druck von weniger als 5 atü zeigt sich das gewohnte Zerstäubungsbild.

Die Kenntnis der Konstruktion der verfügbaren Zerstäuber und der Ergebnisse der an ihnen vorgenommenen Messungen ermöglichte es im weiteren, zu prüfen, ob sich diese Zerstäuber theoretisch zur Herstellung einer so feinen Zerstäubung eignen, wie sie zur Verwirklichung des gesteckten Zieles erforderlich ist.

2.3. Luftwäscher neuen Typs

2.3.1. Mit pneumatischen Zerstäubern betriebener Luftwäscher (Abb. 5). Die von der herkömmlichen abweichende Konstruktion der Zerstäuber ermöglicht und erfordert die Neugestaltung der üblichen Einrichtungen, da nur eine sehr geringe Anzahl von Zerstäubern benötigt wird. Die Zerstäuber müssen zur Erzielung einer größeren Ausbreitung des Nebelkegels und einer

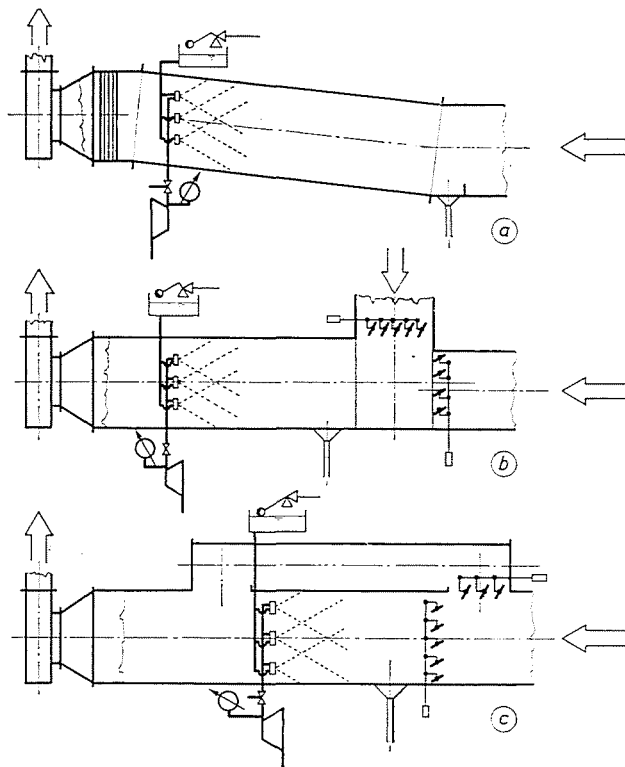


Abb. 5

besseren Vermischung im Gegenstrom angeordnet werden. Es empfiehlt sich im allgemeinen, einen Rahmen vorzusehen, damit die Nebelkegel den Kammerquerschnitt voll ausfüllen. Wenn die volle Ausfüllung des Kammerquerschnittes nicht gewährleistet ist, muß mit einer wesentlichen Verminderung der Befeuchtung gerechnet werden. Die Zerstäubungsrahmen sind doppelseitig: es ist ein wasserseitiges und ein luftseitiges Verteilungsnetz notwendig.

Die abfließende Wassermenge ist so gering, daß sich ein Sammeltank erübrigt. Der Luftwäscher bildet einen Teil des Luftkanals. Zwecks Ableitung des Wassers genügt es, dem Boden des Luftwäschers eine entsprechende Neigung zu geben und für einen Abfluß zu sorgen. Jeder Zerstäuber kann auch mit Selbstsog arbeiten, weshalb keine Pumpe notwendig ist. Das Wasser wird aus einem Vorratsbehälter zum Zerstäuberrahmen geleitet.

Der so ausgestaltete Luftwäscher vereinfacht sich insofern noch weiter, als auch der Vortropfenfänger wegfallen kann. Bei den in der Textilindustrie gebrauchten Klimaanlagen erübrigt sich auch der Nachtropfenfänger, die aus dem Luftwäscher austretende Luft kann unmittelbar in den Raum geblasen werden. In solchen Fällen wird man den Luftwäscher zweckmäßig hinter dem Ventilator, auf der Druckseite anordnen. Bei den dem Komfort dienenden Klimaanlagen muß ein Nachtropfenfänger natürlich eingebaut werden.

Die Regelung der Befeuchtung kann mit einem Beipafß oder mit Jalousien vorgenommen werden, die sich entgegengesetzt bewegen.

2.3.2. *Mit Hochdruckwasserzerstäubern betriebener Luftwäscher.* Die konstruktive Ausgestaltung ist im wesentlichen jener der soeben behandelten, mit pneumatischen Zerstäubern betriebenen Klimaanlagen gleich. Es vereinfacht sich lediglich die Ausgestaltung des Zerstäuberrahmens, und auch für den Abfluß einer größeren Wassermenge ist zu sorgen (Abb. 6).

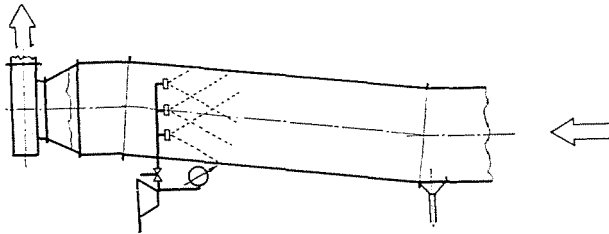


Abb. 6

2.3.3. *Kennwerte, Messungen und Bemessung des Luftwäschers neuen Typs.* Zu dem im Punkt 2.1 erwähnten Beiwert ϵ soll ein weiterer Kennwert, der Wasserverbrauchsbeiwert μ eingeführt werden, dessen Bedeutung aus der Formel

$$\mu = \frac{m_W}{m_L \Delta x'} \quad (4)$$

ersichtlich ist. Hier bedeuten:

- m_L — die Luftmenge [kg Luft/h],
 m_W — die Gesamtmenge des zerstäubten Wassers [kg Wasser/h],
 $\Delta x'$ — die größte in die Luft einführbare Wassermenge [kg Wasser/kg Luft].

Der Wasserverbrauchsbeiwert ist im günstigsten Falle gleich 1, da in diesem Falle jene Wassermenge zerstäubt wird, die die Luft aufnehmen kann. Zwischen dem Beiwerten μ und ε besteht die Beziehung

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\Delta x'}. \quad (5)$$

Hierbei ist aber zu berücksichtigen, daß $\Delta x'$ kein konstanter Wert ist, sondern von mehreren Faktoren (Zustand der Frischluft, Zustandsänderungen in der Klimaanlage, Zustand der Zuluft) abhängt. Der Wert μ ist daher für eine bestimmte Anlage nicht konstant, sondern ändert sich je nach dem Zustand der Frischluft. Hieraus folgt, daß der Wert $\mu = 1$ auch im Falle idealer Zerstäubung nur in Grenzfällen der Bemessung erreicht werden kann.

Der Bemessungsgrenzwert wird anhand der bekannten geographisch-meteorologischen und betriebstechnischen Verhältnisse bestimmt. In einem den ungarischen Verhältnissen entsprechenden Grenzfall sind: $t_a = -15^\circ \text{C}$, $\varphi_a = 80\%$ Zustand der Frischluft und $t_z = 25^\circ \text{C}$ die Zulufttemperatur und hierzu $\Delta x' = 0,0063 \text{ kg/kg}$. Es sei der dem Mittelwert von $\Delta x'$ zugeordnete Wasserverbrauchsbeiwert μ' .

Wie ersichtlich, besteht zwischen dem Mittelwert und den Grenzwerten ein erheblicher Unterschied. Es empfiehlt sich daher, auf Grund der geographisch-meteorologischen sowie der betriebstechnischen Verhältnisse für die verschiedenen Jahreszeiten (z. B. Sommer, Winter, Übergangszeiten) die als Grundlage der Bemessungen dienenden Werte zu bestimmen und immer nur die dem jeweiligen Zustand der Luft entsprechende Anzahl von Zerstäubern in Betrieb zu halten.

Das Verfahren bewährt sich auch zur Bemessung von Komfort-Klimaanlagen, doch ist in diesem Falle sinngemäß der Luftzustand beim Taupunkt zu berücksichtigen.

Messungen an Luftwäschern, die mit pneumatischen Zerstäubern betrieben werden. Die Meßanordnung zeigt die Abb. 7. Der wasser- bzw. der luftseitige Verbrauch kann in der bekannten Weise gemessen werden. Den Zustand der im Klimaaggregat behandelten Luft bestimmt man mit vor und nach dem nassen Wärmeaustauscher angebrachten Trocken- und Naßthermometern. Da stets Frischwasser zerstäubt wird, muß zur Erzielung einer rein adiabatischen Zustandsänderung die Temperatur der eintretenden feuchten Luft gleich der Wassertemperatur sein. Man erreicht dies durch die der nassen

Temperatur der eintretenden Luft entsprechende Regelung der gleichzeitig betätigten Deckklappen. Zur Prüfung des Befeuchtungsgrades wurden die im Laufe früherer Messungen gut bewährten Zerstäuber mit schrägem Durchfluß benützt (Abb. 3). Die Messungen wurden in einem horizontalen Luftwäscher bei Gegenstrom und einer Geschwindigkeit von 2,0 m/s durchgeführt. Bei der Anordnung wurde die Gegenstromzerstäubung gewählt, weil hier die gegen den Nebelkegel strömende Luft den Austrittswinkel vergrößert und die Vermischung fördert.

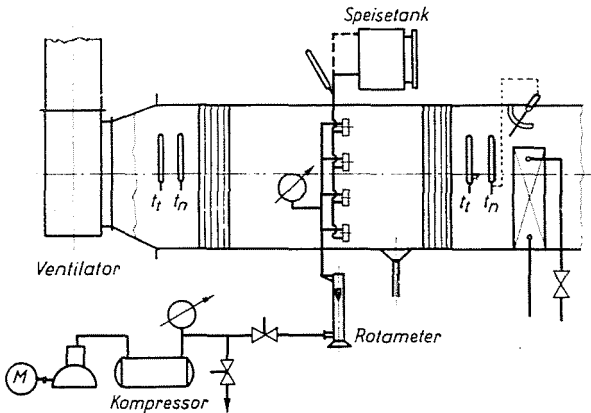


Abb. 7

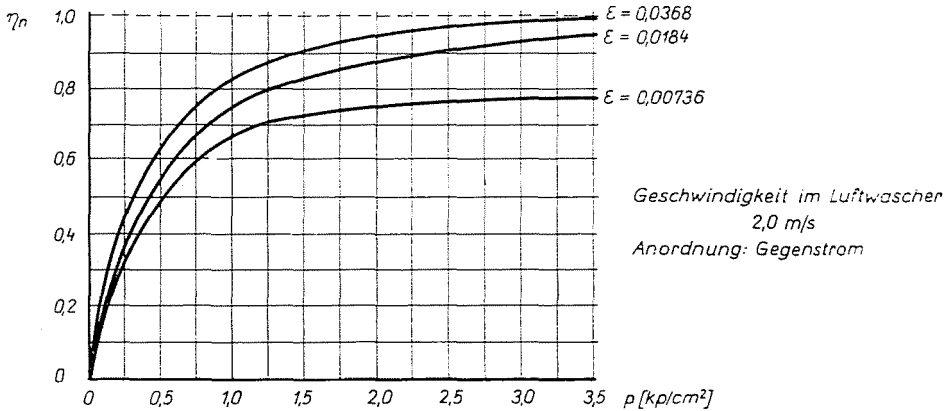


Abb. 8

Als Parameter dienen der Luftdruck, der Zerstäubungskoeffizient und der Wasserverbrauchsbeiwert. Die Meßergebnisse sind in Abb. 8 aufgetragen. Aus ihnen geht hervor, daß sich bei den herkömmlichen Einrichtungen bei einem Zerstäubungskoeffizienten der Größenordnung von ein-zwei Hundertstel ein guter Wirkungsgrad ergibt. Auch der Wasserverbrauchsbeiwert ist gering. Er bewegt sich zwischen $\mu = 1,23-6,13$.

Die Werte ε und μ können bei einem gegebenen Wirkungsgrad noch weiter gesenkt werden, bzw. läßt sich der Wirkungsgrad bei bestimmten ε - und μ -Werten durch eine gewisse Erhöhung der Geschwindigkeit im Luftwäscher verbessern. Die Nebelkegel der Zerstäuber können nämlich nur einen gewissen Wäscherquerschnitt füllen, der im folgenden *Kammerfüllgrad* z (m^2) genannt wird. Die Kammerfüllung bestimmt für sich allein auf Grund der geometrischen Daten der Kammer und des Zerstäubungskegels die Mindestzahl der erforderlichen Zerstäuber, wodurch zugleich ein ε - und ein μ' -Wert bestimmt sind. Die Anzahl der Zerstäuber ist so anzunehmen, daß der Kammerfüllbeiwert (ξ) den Wert 100% annimmt, daß also

$$\xi = \frac{n \cdot z}{F} \cdot 100\% , \quad (6)$$

worin

- n — die Anzahl der Zerstäuber,
- z — den Kammerfüllgrad [m^2],
- F — den Kammerquerschnitt [m^2]

bedeutet.

Wenn die Anzahl der Zerstäuber dem 100%igen Kammerfüllbeiwert nicht entspricht, verschlechtert sich der Wirkungsgrad in hohem Maße, da die Luft durch den freibleibenden Kammerquerschnitt fast ohne jede Befeuchtung hindurchströmt.

Der Kammerfüllbeiwert der in Rede stehenden Konstruktion betrug $z = 0,25 \text{ m}^2$. Die Anforderung $\xi = 100\%$ ist daher bei $\varepsilon = 0,0184$ bzw. $\mu' = 3,86$ erfüllt.

Um den Wert μ' auf ein Mindestmaß zu beschränken, muß man den Kammerquerschnitt verringern, d. h. die Geschwindigkeit in der Kammer erhöhen. Im vorliegenden Fall müßte man diese Geschwindigkeit verdreifachen, wenn man ein $\mu' = 1$, d. h. den Idealzustand erreichen wollte. Der Erhöhung der Geschwindigkeit setzt aber der Zusammenhang, der zwischen Befeuchtungsgrad und Geschwindigkeit in der Kammer besteht, eine Grenze. Der Abb. 9 ist zu entnehmen, daß es unzweckmäßig ist, die Geschwindigkeit über 4,0 m/s zu erhöhen, da dies die Verschlechterung des Wirkungsgrades η_m zur Folge hat. Mit einem entsprechend langen Wäscher kann bei den Werten $\varepsilon = 0,0092$ bzw. $\mu' = 1,53$ auch bei einer Geschwindigkeit von 4,0 m/s die Anforderung $\xi = 100\%$ befriedigt werden, d. h. es kann mit einem geringeren Wasserverbrauch derselbe gute Wirkungsgrad oder bei gleichem Wasserverbrauch eine besserer Wirkungsgrad erzielt werden (Abb. 8).

Hier ist zu bemerken, daß die *Temperatur* des zerstäubten Wassers bei so kleinen ε - und μ' -Werten ganz belanglos ist, da die Änderung im Wärme-

gehalt der Luft so gering ist, daß sie vernachlässigt werden kann. Die Unabhängigkeit von der Wassertemperatur ist gleichfalls vorteilhaft.

Der niedrige Zerstäubungskoeffizient ist auch deshalb vorteilhaft, weil die Menge der eingeführten Druckluft gleichfalls vernachlässigbar gering ist.

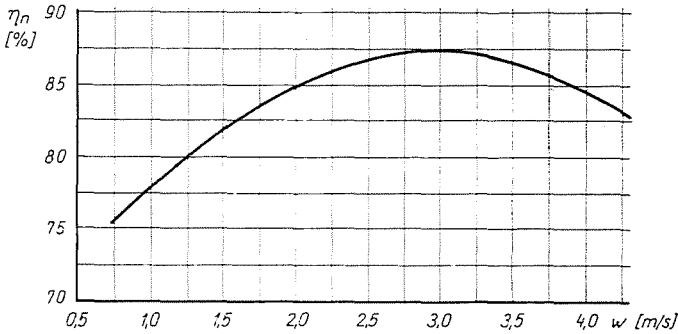


Abb. 9

Nach dem gleichen Verfahren wurden auch die Messungen an den mit Hochdruckwasserzerstäubern betriebenen Luftwäschern vorgenommen.

2.3.4. *Bemessung des Luftwäschers neuen Typs.* Nach Festlegung des Prinzips und der Ausgestaltung der Konstruktion sowie nach Bestimmung des Wirkungsgrades des Luftwäschers mußte ein entsprechendes Bemessungsverfahren gesucht werden.

In den Luftwäschern der Klimaanlagen spielt sich ein recht komplizierter Vorgang des *Wärme- und Stoffaustausches* ab. Es ist überaus schwer, diesen rein physikalischen Vorgang mit einem vollkommenen mathematischen Modell zu beschreiben. Die mathematischen Zusammenhänge können nur mit Hilfe dimensionsloser Kriterien angesetzt werden. Die eine Grundzahl dieser Erscheinung ist das Archimedische Kriterium

$$Ar = \frac{l^3 g}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_f - \rho}{\rho_f}, \tag{7}$$

in welchem

- l — die determinierende Abmessung, im allgemeinen $l = \sqrt{F}$ [m];
- F — die Fläche, auf der der Wärme- und Feuchtigkeitsaustausch vor sich geht [m²];
- ρ_f — die Dichte der Luft auf der Oberfläche der Flüssigkeit [m³/kg];
- ρ — die Dichte der Luft im Luftstrom [m³/kg];
- ν — die kinematische Viskosität [m²/S].

bedeutet.

Die zweite Grundzahl ist die Reynoldssche Zahl, die die hydrodynamische Ähnlichkeit der Systeme bestimmt:

$$Re = \frac{v_i l}{\nu} . \quad (8)$$

Außer diesen sind für die vorliegende Untersuchung noch die Prandtl'sche und die Schmidtsche Zahl von Belang, die sich aus dem Differentialgleichungssystem der Wärme- (oder Stoff-) Übertragung (Gleichung der Wärme- oder Stoffübertragung, Gleichung der Erhaltung der Energie, Bewegungsgleichung, Kontinuitätsgleichung) ergeben, u. zw. in der Form

$$Pr = \frac{\nu}{a} , \quad (9)$$

wo

- a — die Wärmezahl, $a = \lambda/c\rho$ [m^2/s];
- λ — die Wärmeleitzahl [$\text{kcal}/\text{m}, \text{h}, ^\circ\text{C}$];
- c — die spezifische Wärme [$\text{kcal}/\text{kg}, ^\circ\text{C}$]

bedeuten, bzw. in der Form

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (Sc = Pr'), \quad (10)$$

in der

D = der Diffusionsfaktor [m^2/s].

Es ist auch üblich, das Verhältnis der Zahlen Sc und Pr als ein selbständiges Kriterium zu behandeln. Dies ist die *Lewis'sche* Zahl.

Diese Kriterien haben in der gemeinsamen Wärme- und Stoffübertragung eine besondere Bedeutung gemäß

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{\frac{\nu}{D}}{\frac{\nu}{a}} = \frac{a}{D} . \quad (11)$$

Ein besonderes Kriterium stellt die Guchmannsche Zahl dar, die besagt, daß die thermischen Eigenschaften der feuchten Gase die Intensität ihrer Verdampfung beeinflussen:

$$Gu = \frac{T - T_n}{T} . \quad (12)$$

Hier bedeuten

- T — die Temperatur der umgebenden Trockenluft [$^\circ\text{K}$];
- T_n — die Temperatur der umgebenden feuchten Luft [$^\circ\text{K}$].

In Kenntnis obiger Zahlen werden die »nicht determinierenden Zahlen«,

namentlich die Nusseltsche thermische Zahl (Nu) und die Nusseltsche Diffusionszahl (Nu') oder die Sherwoodsche Zahl angewendet.

Die erstere kennzeichnet die Ähnlichkeit der Temperaturfelder, die letztere die der Druckräume des partiellen Dampfdruckes in der Form

$$Nu = \frac{\alpha_l l}{\lambda} \quad (13)$$

bzw.

$$Nu' = Sh = \frac{\beta l}{D}, \quad (14)$$

worin

α_l — die Wärmeübergangszahl [kcal/m², h, °C],

β — die Stoffübergangszahl [m/h]

bedeuten.

Diese Zahlen sind nicht determinierende Kriterien, weil sie die gesuchten unbekanntten Größen, die Wärmeübergangszahl und die Stoffübergangszahl (α_l, β) enthalten. Für die verschiedenen Fälle werden im allgemeinen die Nu - und Sh -Werte in Abhängigkeit von den übrigen Kriterien bestimmt. So sind im Falle natürlicher Strömung

$$Nu = f(Ar \cdot Pr), \quad (15)$$

$$Nu' = Sh = f(Ar \cdot Sc) \quad (16)$$

bzw. in expliziter Form nach [17], sofern das Verhältnis

$$3 \cdot 10^6 < (Ar \cdot Pr) < 2 \cdot 10^8$$

zutrifft,

$$Nu = 5(Ar \cdot Pr)^{0,104}, \quad (17)$$

$$Sh = 0,66(Ar \cdot Sc)^{0,26}. \quad (18)$$

Bei aufgezwingener Strömung gilt

$$Nu = f(Re, Pr, Gu), \quad (19)$$

$$Sh = f(Re, Sc, Gu). \quad (20)$$

Wenn sich der Wärme- und Stoffaustausch auf der Oberfläche von Tropfen abspielt, kann man diese Ausdrücke, vorausgesetzt, daß $Re \leq 220$ ist, in der expliziten Form

$$Nu = 2 + 1,07 Re^{0,48} \cdot Pr^{0,33} \cdot Gu^{0,175} \quad (21)$$

$$Sh = Nu' = 2 + 0,85 Re^{0,52} \cdot (Sc')^{0,33} \cdot Gu^{0,135} \quad (22)$$

schreiben.

Das beschriebene Bemessungsverfahren auf Grund von Kriterien ist zweifellos das einzig richtige und theoretisch begründete Verfahren, doch ist es einerseits ungemein langwierig und schwierig, andererseits enthält es wegen der Verwendung gemittelter Stoffbeiwerte Unsicherheiten, die sich praktisch auswirken. Die in den Zahlen Ar , Pr , Sc und Re enthaltenen Kennwerte λ , ν , β , D usw. werden für eine zwischen Flüssigkeitsoberfläche und umgebendem Medium herrschende mittlere Temperatur angenommen. Deshalb empfiehlt die Praxis, aber auch die einschlägige Fachliteratur die Anwendung von halbempirischen oder empirischen Zusammenhängen. Im Laufe der letzten Jahre haben zahlreiche Forscher Untersuchungen und Messungen zur Klärung der Zusammenhänge beim Wärme- und Feuchtigkeitsaustausch durchgeführt, wie er sich in den Klimaanlagen abspielt, und die so ermittelten Ergebnisse zur Bemessung der Anlagen verwendet.

Bemessung auf Grund der der Luft entzogenen Wärmemenge nach [17].
Die gesamte, der Luft entzogene Wärmemenge ist

$$Q_e = \psi Q_a = \psi \cdot \alpha_l \cdot \vartheta \cdot F \text{ [kcal/h]}. \quad (23)$$

Es bedeuten:

- Q_a — die von der Luft an den nassen Wärmeaustauscher abgegebene fühlbare Wärme [kcal/h];
- F — den Querschnitt des Wärmeaustauschers [m²];
- α_l — die Wärmeübergangszahl des fühlbaren Wärmeaustausches [kcal/m², h, °C];
- $\psi = Q_e/Q_a$ — einen Kondensationsbeiwert;
- ϑ — den mittleren, logarithmischen Unterschied zwischen der Lufttemperatur und der Temperatur der Wassertropfen [°C].

Die Wärmemengen Q_e und Q_a können aus der zirkulierenden Luftmenge und ihrer Zustandsänderung errechnet werden (Abb. 10). Hieraus ergibt sich der Beiwert ψ zu

$$\psi = \frac{Q_e}{Q_a} = \frac{L \cdot [i_{la} - i_{le}]}{c_p \cdot [t_{la} - t_{le}]}, \quad (24)$$

der mittlere Temperaturunterschied hingegen zu

$$\vartheta = \frac{t_{la} - t_{le}}{\ln \frac{t_{la} - t_{wm}}{t_{le} - t_{wm}}} \quad [^\circ\text{C}], \quad (25)$$

worin

$t_{wm} = \frac{(t_{wa} + t_{we})}{2}$ — die mittlere Temperatur des zerstäubten Wassers bedeutet. Die Annäherung $t_{wa} = t_{we} = t_{wm}$ verursacht in diesem Falle keinen Fehler.

Der Wert α_i ergibt sich aus der empirischen Beziehung von [17] zu

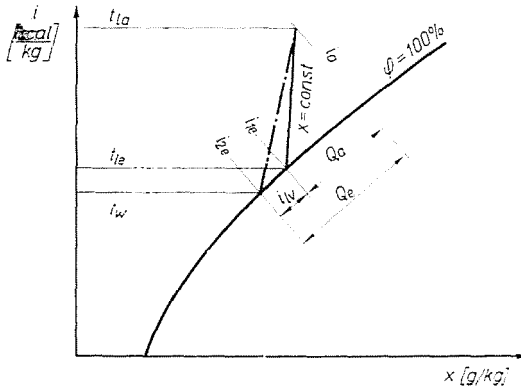


Abb. 10

$$\alpha_i = a \cdot Z^n b q^{1,25} [v_i q_i]^d \tag{26}$$

Hier bedeuten

- a, b, d — für die Zerstäuber kennzeichnende Konstanten;
- Z — die Anzahl der Zerstäuber [Stück];
- q — die Wasserförderung der Zerstäuber [L/h];
- $v_i q_i$ — die Massengeschwindigkeit im Wärmeaustauscher [kg/s].

Damit sind alle Größen der Formel (23) bekannt.

Bemessung mit Berücksichtigung des idealisierten adiabatischen Luftwäschers [16]. Dieses Verfahren bedeutet eine Fortentwicklung im Verhältnis zum vorhergehenden, doch geht es von gewissen Näherungsannahmen aus, da es ja auf idealisierten Bedingungen beruht.

Vom idealisierten Luftwäscher wird angenommen, daß in jedem Punkt seines Eintrittsquerschnitts (Höhe: H , Breite: m) gleichzeitig eine Tropfengruppe austritt, daß ferner in der untersuchten Gruppe im allgemeinen jede Tropfengröße in der Anzahl s vorhanden ist.

Aus den einzelnen Punkten treten die Tropfengruppen in Richtung des Luftstromes und mit dessen Geschwindigkeit v_l in Zeiträumen von $\Delta\tau$ aus. Die Tropfen verlassen den Eintrittsquerschnitt mit der Geschwindigkeit v_x , die im Sinne der früheren Annahme der Strömungsgeschwindigkeit v_l der Luft gleich ist. In vertikaler Richtung bewegen sich die Tropfen jeder Gruppe ebenfalls von Anfang an mit der ihrer Größe entsprechenden gleichmäßigen Geschwindigkeit v_y .

Wenn die Tropfen in den Zeiträumen $\Delta\tau$ den Eintrittsquerschnitt ver-

lassen, ist der vertikale Abstand ΔH der einzelnen Tropfen voneinander der zwischen den Austrittspunkten bestehenden Entfernung gleich:

$$\Delta H = v_l \Delta \tau = y \quad [\text{m}]. \quad (27)$$

Es ergibt sich daher das Würfelnetz der Tropfen mit der Kantenlänge y . Entsprechend ist anfänglich jede Tropfengruppe von einem Luftvolumen y^3 umgeben. Die nach unten bewegte Gruppe »erhält sich« während einer gewissen Zeit in diesem Luftvolumen.

In adiabatischen Prozessen wird die Temperatur der Tropfen als konstant angenommen. Folglich ergibt sich die Gleichung der Wärmeübertragung im idealisierten Luftwäscher zu

$$dq = \sum_a^n \alpha_k F_k [t_{lk} - t_{wk}] \Delta \tau = L_{lk} c dt_{lk} \quad [\text{kcal}]. \quad (28)$$

Hier bedeuten:

- $a \dots n$ — die Tropfengröße;
- α_k — die mittlere Wärmeübergangszahl auf der Tropfenoberfläche [kcal/m², °C, s];
- F_k — die Oberfläche eines kugelförmigen Tropfens mit dem Durchmesser d_k [m²];
- t_{lk} — die momentane Lufttemperatur [°C];
- t_{wk} — die Temperatur der Tropfen (in adiabatischen Prozessen als konstant und gleich der nassen Temperatur der konditionierten Luft angenommen) [°C];
- L_{lk} — die Luftmenge, die eine Anzahl von z Tropfen der Größe n enthält [kg];
- dt_{lk} — die Abkühlung der Luft [°C].

Da aber

$$d\tau = \frac{dl}{v_l}$$

ist, worin

- l — die in m ausgedrückte Entfernung in Richtung der Luftströmung bedeutet, kann die Beziehung (27) in Funktion der Entfernung l wie folgt angeschrieben werden

$$\sum_a^n \alpha_k \cdot F_k [t_{lk} - t_{wk}] \cdot \frac{dl}{v_l} = L_{lk} \cdot c_l \cdot dt_{lk}. \quad (29)$$

Die Gleichung kann abschnittsweise integriert werden, auch läßt sich der Wirkungsgrad des idealisierten Luftwäschers bestimmen. Er ergibt sich im adiabatischen Falle aus der Formel

$$\eta = \frac{t_{l1} - t_{l2}}{t_{l1} - t_w} = \frac{\Delta t_l}{t_{l1} - t_w}, \quad (30)$$

in der

- t_{l1} — die Anfangstemperatur der Luft;
- t_{l2} — die Endtemperatur der Luft;
- t_w — die Temperatur der Wassertropfen [$^{\circ}\text{C}$]

bedeutet.

Auf Grund der Definition des Wirkungsgrades nach Formel (30) können die errechneten Werte durch Messungen kontrolliert werden. Nach [16] stimmen die Meßwerte und die Rechnungsergebnisse gut überein, die Bemessung kann somit bei Annahme des Wirkungsgrades mit Hilfe eines Nomogramms durchgeführt werden.

Aus obigen sowie aus den Bemessungsverfahren von [3], [5], [14] — die wegen Platzmangels hier nicht behandelt werden können — ergeben sich für den adiabatischen Luftwäscher neuen Typs folgende Kenngrößen:

In den Luftwäschern kann — wie dies aus den später zu erörternden Wirtschaftlichkeitsberechnungen hervorgeht — wirtschaftlich ein Befeuchtungsgrad von $\eta_n = 0,95$ erzielt werden. Hierbei ist in der Kammer eine Luftgeschwindigkeit von $v_l = 4,0$ m/s und eine auf Grund der Aufenthaltsdauer berechnete Kammerlänge von 4,0–5,0 m zu empfehlen.

Die Anzahl der im Luftwäscher anzuordnenden Zerstäuber beträgt bei Verwendung pneumatischer Zerstäuber 4–5 Stück/ m^2 Kammerquerschnitt, der Kammerfüllgrad $\alpha = 0,25$ m^2 , der Kammerfüllbeiwert $\xi = 100\%$, der Wasserverbrauchsbeiwert $\mu' = 3,06$, der Zerstäubungsbeiwert $\varepsilon = 0,00744$, während die Anzahl der Zerstäuber bei Verwendung von Hochdruckwasserzerstäubern 2–3 Stück/ m^2 Kammerquerschnitt, der Kammerfüllgrad $\alpha = 0,5$ m^2 , der Kammerfüllbeiwert $\xi = 100\%$, der Wasserverbrauchsbeiwert $\mu' = 3,5$, der Zerstäubungsbeiwert $\varepsilon = 0,027$ betragen.

Die Zerstäuber müssen in einer Ebene im Gegenstrom angeordnet werden. Der Luftwiderstand der Kammer kann annähernd mit 0,5–1,0 mm Wassersäule angenommen werden. Im folgenden soll die Wirtschaftlichkeit der auf Grund obiger Ausführungen bemessenen und gemessenen Luftwäscher mit derjenigen der herkömmlichen Luftwäscher verglichen werden.

2.3.5. *Wirtschaftlichkeitsberechnungen. Investitionskosten. Mit Preßluft betriebene Einrichtung.* Der nasse Wärmeaustauscher ermöglicht gegenüber den *herkömmlichen* Einrichtungen eine schätzungsweise 30%ige Einsparung an Investitionskosten. Die Anwendung des in Abb. 5 dargestellten Luftwäschers bedeutet — ohne daß hier in die Einzelheiten der Berechnung eingegangen werden soll — gegenüber dem herkömmlichen Luftwäscher (Abb. 1) eine Einsparung von 25–30% an Investitionskosten.

Mit Hochdruckwasser betriebene Einrichtung. Die Abb. 6 zeigt den Luftwäscher neuen Typs, bei welchem die Zerstäubung des Wassers mit Wasser unter hohem Druck erfolgt. Es ist anzunehmen, daß sich die Investitionskosten in diesem Falle noch weiter vermindern, da hier kein Kompressor und Verteilungsrahmen für die Preßluft erforderlich sind.

Betriebskosten. Zwecks Prüfung und Vergleich der Betriebskosten wurde sowohl für den herkömmlichen als auch für den Luftwäscher neuen Typs die auf 1 kg Luft bezogene Größe des spezifischen Energieverbrauches bestimmt.

Als Grundlage wurde der Befeuchtungsgrad angenommen, wobei die Betriebskosten ermittelt wurden, die sich aus der Behandlung von 1 kg Luft ergeben, wenn ein bestimmter Befeuchtungsgrad erreicht werden soll. Die Betriebskosten setzen sich aus zwei Teilen, aus den Kosten des wasserseitigen und aus denjenigen des luftseitigen Energieverbrauches zusammen.

Die wasserseitigen Betriebskosten der herkömmlichen Einrichtungen. Die Berechnung ist aus Tabelle 3 ersichtlich. Zum Vergleich wurde ein verstopfungsfreier Zerstäuber mit weitem Hals, Außengewinde und mit einem Düsendurchmesser von 4 mm gewählt, da dieser die geringste Verstopfungsgefahr aufweist. Der Funktionswert $\varepsilon = f(\eta_n)$ für diese Zerstäuber kann der Tabelle 2 entnommen werden.

Den Wirkungsgrad der Pumpe η_p mit 0,7 und den mittleren Wirkungsgrad des Antriebsmotors η_m mit 0,8 angenommen, ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad zu

$$\eta_{\text{aggr}} = \eta_p \cdot \eta_m = 0,7 \cdot 0,8 = 0,56.$$

Der auf 1 kg Luft bezogene wasserseitige spezifische Energieverbrauch ist mit Hilfe der Formel

$$E_w = \frac{\varepsilon \cdot \Delta p_{\text{Wasser}}}{102 \cdot \eta_{\text{aggr}}} \quad [\text{kW s/kg Luft}] \quad (31)$$

zu bestimmen.

Der Energieverbrauch der herkömmlichen Einrichtung ist in der Tabelle 3 zusammengefaßt.

Tabelle 3

Zerstäubertyp: Bronze, weithalsig, Außengewinde, Düsendurchmesser 4 mm

η_n	0,625	0,845	0,88	0,895	0,92	0,95
$\varepsilon \left[\frac{\text{kg Wasser}}{\text{kg Luft}} \right]$	1,0	1,5	1,0	2,0	1,5	2,0
p_w [atü, kp/cm ²]	2,0	2,0	3,0	2,0	3,0	3,0
η_{aggr} [%]	56,0					
$E_w \left[\frac{\text{kW s}}{\text{kg Luft}} \right]$	0,35	0,526	0,526	0,701	0,789	1,05

Die luftseitigen Betriebskosten. Der luftseitige Energieverbrauch wurde für vier Strömungsgeschwindigkeiten im Luftwäscher, u. zw. für $v_l = 2,0, 2,5, 3,0$ und $4,0$ m/s bestimmt.

Der luftseitige Widerstand setzt sich aus dem Widerstand des Vortropfenfängers, des Nachtropfenfängers, ferner aus dem Reibungs- und Prallwiderstand des Luftwäschers zusammen. Der Formwiderstand des Vor- und des Nachtropfers ist $\xi_v = 11,0$ bzw. $\xi_n = 22,0$.

Tabelle 4

ε [kg Wasser/kg Luft]	0,5	1,0	1,5
v_l m/s			
2,0	0,2	0,4	0,8
4,0	0,6	1,0	2,0

Der Widerstand des Luftwäschers kann auf Grund der Tabelle 4 in Funktion von v_l ermittelt werden.

Mit Rücksicht auf den großen Druckabfall, der beim Vor- und Nachtropfenfänger auftritt, kann man den Gesamtwiderstand des Luftwäschers, ohne daß man einen Fehler beginge, mit $\Delta p_{LW} = 2,0$ mm Wassersäule ansetzen. Der luftseitige Gesamtwiderstand beträgt daher

$$\Delta p_l = \Delta p_{\text{Tropfen}} + \Delta p_{LW} = [\xi_e + \xi_n] \frac{v_l^2}{2g} \gamma_l + \Delta p_{LW} \quad [\text{mm WS.}], \quad (32)$$

der luftseitige spezifische Energieverbrauch hingegen

$$E_l = \frac{L \cdot \Delta p_{\text{Luft}}}{\gamma_l L \cdot \eta_{\text{Ventg}} \cdot 102} \quad [\text{kWs/kg Luft}]. \quad (33)$$

Hier bedeuten

- L — die durch den Luftwäscher strömende Luftmenge [kg/h];
- η_{Ventg} — Gesamtwirkungsgrad des Ventilators (der mittlere Wirkungsgrad des Ventilators kann mit $\eta_{\text{Vent}} = 0,7$, der Wirkungsgrad des Antriebsmotors mit $\eta_{\text{mot}} = 0,9$ angenommen werden, woraus der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators

$$\eta_{\text{Ventg}} = \eta_{\text{Vent}} \cdot \eta_{\text{mot}} = 0,9 \cdot 0,7 = 0,63.$$

Der Energieverbrauch der herkömmlichen Einrichtungen ist in der Tabelle 5 angegeben.

Tabelle 5

E_l	[kWs/kg Luft]	0,131	0,187	0,251	0,453
$\Delta p_{\text{Tropfen}}$	[mm Wassersäule]	8,1	12,4	18,15	31,8
Δp_l	[mm Wassersäule]	10,1	14,4	20,15	33,8
η_{Ventg}	[%]	0,63			
v_l	[m/s]	2,0	2,5	3,0	4,0

Kosten des Gesamtenergieverbrauches. Die Summe des wasser- und luftseitigen Energieverbrauches ($E_w + E_l$) in Abhängigkeit von η_n und v_l ist der Tabelle 6 zu entnehmen.

Tabelle 6

$v_l \backslash \eta_n$	0,625	0,845	0,88	0,895	0,92	1,185
2,0	0,481	0,657	0,657	0,832	0,913	1,185
2,5	0,537	0,713	0,713	0,969	1,185	1,237
3,0	0,601	0,777	0,777	1,033	1,04	1,301
4,0	0,803	0,979	0,979	1,154	1,242	1,503

Die in der Tabelle enthaltenen Werte geben den spezifischen Energieverbrauch an [kWs/kg Luft].

Zwecks Bestimmung des in Forint (ungarische Währungseinheit) ausgedrückten Wertes des spezifischen Gesamtenergieverbrauches wurde angenommen, daß bei den ungarischen Betriebsverhältnissen der Preis von 1 kWh $p_{\text{kWh}} = 0,635 \text{ Ft/kWh}$ beträgt. Mit diesem Preis gerechnet, ist

$$P = [E_w + E_l] \frac{p_{\text{kWh}}}{3600} \quad [\text{Ft/kg Luft}]. \quad (34)$$

Aufschluß über die Gesamtkosten des Energieverbrauches herkömmlicher Einrichtungen gibt die Tabelle 7.

Tabelle 7

$v_l \backslash \eta_n$	0,625	0,845	0,88	0,895	0,92	0,95
2,0	8,5	11,5	11,5	14,6	16,2	20,8
2,5	9,6	12,5	12,5	15,6	17,1	21,8
3,0	10,65	13,65	13,65	16,7	18,3	22,9
4,0	14,15	17,65	17,65	20,4	21,9	27,0

Die in der Tabelle angeführten Werte geben die Kosten in 10^{-5} Ft/kg Luft an.

Einrichtung neuen Typs mit Preßluftbetrieb. Die wasserseitigen Betriebskosten. Die wasserseitige Energie wird zur Förderung des Wassers und der das Wasser zerstäubenden Luft benötigt.

Die zur Herstellung des Wasserdruckes erforderliche Energie bleibt im folgenden unberücksichtigt, da das wasserseitige Druckwasser dem Leitungsnetz entnommen werden kann.

Es wird daher nur mit dem Energieverbrauch gerechnet, der sich aus der Förderung der zum Zerstäuben des Wassers notwendigen Luft ergibt. Aus Abb. 8 ist der Zusammenhang zwischen dem Wirkungsgrad (η_n) und dem hierzu erforderlichen Kompressordruck (p_{kompr}) ersichtlich. Dieser Wirkungsgrad läßt sich bei $\epsilon = 0,0074$, d. h. mit Zerstäubern erzielen. Der wasserseitige Energieverbrauch ist der Tabelle 8 zu entnehmen ($v_l = 4,0$ m/s).

Tabelle 8

η_n		0,4	0,6	0,805	0,85	0,895	0,955
p_{kompr}	[kp/cm ²]	0,3	0,55	1,26	1,63	2,25	3,5
L_{kompr}	[m ³ /h]	1,3	1,85	2,75	3,0	3,25	3,45
2,5 L_{kompr}	[m ³ /h]	3,25	4,63	6,86	7,5	8,12	8,6
N_{kompr}	[kW]	0,077	0,192	0,64	0,905	1,36	2,27
E_w	[kWs/kgLuft]	0,024	0,064	0,212	0,301	0,452	0,757

Die luftseitigen Betriebskosten. Auf der Luftseite tritt kein Widerstand auf, da weder ein Vortropfenfänger noch ein Nachtropfenfänger erforderlich ist. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 4 m/s beträgt der luftseitige Widerstand im Luftwäscher — gemäß Tabelle 4 — 0,6 mm WS. Dies ist zugleich der gesamte luftseitige Widerstand: $\Delta p_l = 0,6$ mm WS. Demzufolge ist der luftseitige Energieverbrauch nach Formel (33):

$$E_l = \frac{L \Delta p_l}{L \eta_{\text{Ventg}} 102 \gamma_l} = \frac{0,6}{1,2 \cdot 0,63 \cdot 102} = 0,0078 \text{ [kWs/kg Luft]}.$$

Gesamtkosten des Energieverbrauches. Auf Grund der Formel (34) ist

$$P = E_w + E_l \frac{P_{\text{kWh}}}{3600} \text{ [Ft/kg Luft]}.$$

Die Gesamtkosten sind in der Tabelle 9 angegeben.

Tabelle 9

η_n	0,4	0,6	0,805	0,85	0,895	0,985
P [Ft/kg Luft 10^{-5}]	0,56	1,26	3,88	5,42	8,1	13,5

Den Verlauf der Kosten bei herkömmlichen Einrichtungen und Einrichtungen neuen Typs zeigt die Abb. 11.

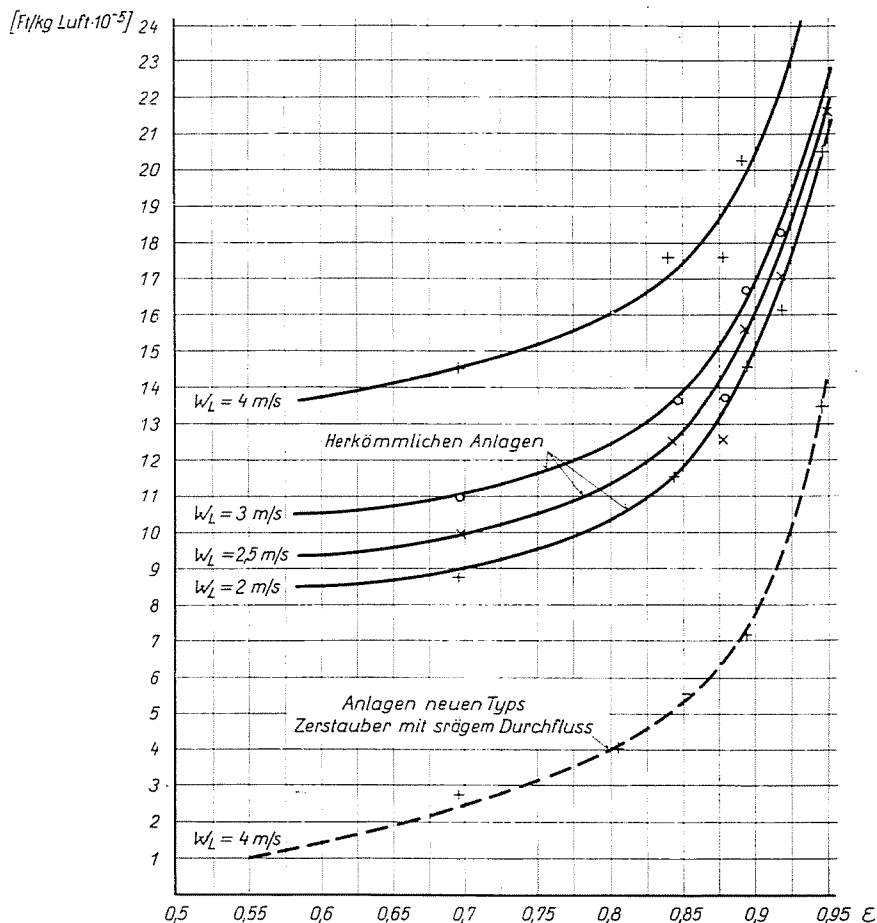


Abb. 11

Adiabatischer Luftwäscher neuen Typs mit Hochdruckwasserzerstäubern.
Der wasserseitige Energieverbrauch kann ähnlich dem der herkömmlichen Luftwäscher berechnet werden (31), es gilt mithin

$$E_w = \frac{\varepsilon \cdot \Delta p_w}{102 \cdot \eta_{\text{aggr}}} = \frac{0,0276 \cdot 9}{102 \cdot 0,56} = 0,00435.$$

Anmerkung: der Zerstäuber gewährleistet den Wirkungsgrad von $\eta_n = 95\%$ bei einem Druck von 9 atü.

Der luftseitige Energieverbrauch. Der luftseitige Energieverbrauch ist demjenigen der mit pneumatischen Zerstäubern betriebenen Luftwäscher gleich:

$$E_l = 0,0078 \text{ [kWs/kg Luft].}$$

Der Gesamtenergieverbrauch. Ähnlich wie oben betragen die Gesamtkosten nach (34) bei $\eta_n = 95\%$

$$P = [E_w + E_l] \frac{P_{\text{kWh}}}{3600} = 0,214 \cdot 10^{-5} \text{ [Ft/kg Luft].}$$

Tabelle 10

Kennwert		Herkömmlicher Luftwäscher		Adiabatischer Luftwäscher neuen Typs		
Benennung	Dimension	PVC Rotationszerstäuber, Düsendurchmesser 2,5 mm	Vertopfungsfreier Rotationszerstäuber, Düsendurchmesser 4 mm	Pneumatischer Zerstäuber (Abb. 3)	Hochdruckwasserzerstäuber, Düsendurchmesser 1 mm (Abb. 4)	
Befeuchtungsgrad (η_n)	%	etwa 95	etwa 95	etwa 95	etwa 95	
Zerstäubungsbeiwert (ε)	$\frac{\text{kg Wasser}}{\text{kg Luft}}$	1,0	2,2	0,0074	0,0276	
Wasserverbrauchbeiwert (μ)	$\frac{\text{kg Wasser}}{\text{kg Luft}}$	160	345	3,06	3,5	
Kammerfüllgrad (z)	m ²	0,5	0,5	0,25	0,5	
Kammerfüllbeiwert (ξ)	%	3000	3000	100	100	
Kammerlänge	m	2,0	2,0	4—5	4—5	
Gegenstrom	zerstäuber	Stück	2	2	1	1
Gleichstrom		Stück	1	1	—	—
Luftgeschwindigkeit	m/s	2,0—3,0	2,8—3,0	4,0	4,0	
Kammerwiderstand	mm WS	8—18	10—20	0,5—1,0	0,5—1,0	
Einsparung an Energie	%	—	—	30—40	60—70	

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß die Anwendung von Luftwäschern neuen Typs, gleichgültig ob sie mit pneumatischen Zerstäubern oder mit Hochdruckwasserzerstäubern betrieben werden, allein bei den Investitionskosten der Luftwäscher Einsparungen von etwa 30% ermöglicht. Beim Gebrauch von Preßluft zeigt sich eine Einsparung von etwa 50% an Energiekosten, die beim Gebrauch von Druckwasser bis auf etwa 80% ansteigt.

In der Tabelle 10 sind die Kennwerte der herkömmlichen und der adiabatischen Luftwäscher neuen Typs einander gegenübergestellt.

Wie bereits einleitend erwähnt, wurde die Klimaanlage in zwei Hauptteile, in den Luftwäscher und in das Luftkanalnetz unterteilt. Bisher wurde die Modernisierung des Luftwäschers behandelt. Die folgenden Ausführungen befassen sich mit der wirtschaftlichen Bemessung des Luftkanalnetzes.

3. Die wirtschaftliche Bemessung des Luftkanalnetzes. Die wirtschaftliche Ventilatorförderhöhe

Die wirtschaftlichen Abmessungen des Luftkanalnetzes einer Klimaanlage können mit den Mitteln der Optimumrechnung ermittelt werden. Es ist klar, daß sowohl die auf ein Jahr bezogenen Investitionskosten als auch die jährlichen Betriebskosten von den Abmessungen des Luftkanalnetzes abhängig sind. So steigen mit zunehmendem Rohrdurchmesser die Investitionskosten, doch vermindern sich die Betriebskosten. Es sind daher jene Beziehungen

$$K_{\text{Inv. jährl.}} = f(d) \quad \text{und} \quad (35)$$

$$K_{\text{Bet. jährl.}} = f(d) \quad (36)$$

zu suchen, bei welchen die Werte von d — dem Durchmesser des Luftkanals [m] — einander gleich sind.

Da aber die angewandte Ventilatorförderhöhe eine Funktion des Rohrdurchmessers ist gemäß

$$\Delta p_{\text{Vent}} = f(d), \quad (37)$$

können auch die Funktionen

$$K_{\text{Inv. jährl.}} = f(\Delta p_{\text{Vent}}) \quad [\text{Ft/Jahr}] \quad (38)$$

bzw.

$$K_{\text{Bet. jährl.}} = f(\Delta p_{\text{Vent}}) \quad [\text{Ft/Jahr}] \quad (39)$$

geschrieben werden.

Auf Grund der Funktion

$$K_{\text{ges. jährl.}} = K_{\text{Inv. jährl.}} + K_{\text{Bet. jährl.}} = f(\Delta p_{\text{Vent}}) \quad [\text{Ft/Jahr}] \quad (40)$$

läßt sich die wirtschaftliche Ventilatorförderhöhe ermitteln, u. zw. befindet sie sich an der Stelle des Minimums der Funktion (40). Es ist daher

$$\frac{\partial K_{\text{ges. jährl.}}}{\partial \Delta p_{\text{Vent}}} = 0, \tag{41}$$

wenn

$$\frac{\partial^2 K_{\text{ges. jährl.}}}{\partial \Delta p_{\text{Vent}}^2} > 0$$

ist.

Es gibt daher eine Ventilatorförderhöhe, bei welcher die jährlichen Gesamtkosten des Kanalnetzes den Mindestwert aufweisen.

Im weiteren soll also zunächst die Funktion $K_{\text{Inv. jährl.}} = f(\Delta p_{\text{Vent}})$, dann die Funktion $K_{\text{Bet. jährl.}} = f(\Delta p_{\text{Vent}})$ und schließlich der Wert $\Delta p_{\text{Vent. wirt}}$ bestimmt werden.

3.1. *Bestimmung der jährlichen Investitionskosten.* Der Druckabfall des Hauptleitungskreises beträgt nach der bekannten Beziehung

$$\Delta p_h = \sum_{i=1}^n \left[\lambda_{hi} \frac{l_{hi}}{d_{hi}} + \sum_{j=1}^m \xi_j \right] \frac{v_{hi}^2}{2g} \gamma_{hi} \quad [\text{mm WS}]. \tag{42}$$

Der hieraus resultierende Wert ist der Förderhöhe des Ventilators gleich. Setzt man nun die Beziehung $\Delta p_h = \Delta p_{\text{Vent}}$ ein und drückt man die Luftgeschwindigkeit mit dem Verhältnis der strömenden Luftmenge zum Querschnitt aus, kann man unter Berücksichtigung des Umstandes, daß a (%) des gesamten Spannungsabfalles auf die Reibung entfällt, die Gleichung

$$(1 - a) \Delta p_h = 6,4 \cdot 10^6 \lambda_{hi} \frac{l_{hi} L_{hi}^2 \gamma_{hi}}{d_{hi}^5} \quad [\text{mm WS}] \tag{42a}$$

schreiben, in der L_{hi} die strömende Luftmenge (m^3/h) bedeutet.

Zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten der üblichen Klimaanlagen kann mit guter Annäherung die Formel

$$\lambda = 0,561 L^{-0,148} \tag{43}$$

gebraucht werden. Setzt man nun den λ -Wert aus der Formel (43) und für $\gamma_{hi} = \gamma_m = \gamma_{20^\circ\text{C}} = 1,22$ (kp/m^3) ein und nimmt man für das Reibungsverhältnis $a = 80\%$ an, so ergibt sich für einen Abschnitt des Hauptleitungskreises

$$\Delta p_{hi} = 2,13 \cdot 10^6 \frac{l_{hi} L_{hi}^{1,852}}{d_{hi}^5} \quad [\text{mm WS}]. \tag{44}$$

Nach Ordnung geht Gleichung (44) in die Form

$$d_{hi} = 18,4 \left[\frac{l_{hi}}{\Delta p_{hi}} \right]^{0,2} L_{hi}^{0,37} \text{ [mm]} \quad (45)$$

über $\frac{l_{hi}}{\Delta p_{hi}}$ ist dem reziproken Wert des durch die Reibung verursachten Druckabfalles je m gleich, d. h. es gilt

$$\frac{l_{hi}}{\Delta p_{hi}} = \frac{1}{R_{hi}} \text{ [m/mm WS]}. \quad (46)$$

Setzt man (46) in die Gleichung (45) ein, erhält man den Durchmesser der einzelnen Abschnitte in Abhängigkeit von der Förderhöhe des Ventilators. Die gesuchte Funktion $d = f(\Delta p_{\text{vent}})$ wurde somit in der Form

$$d_{hi} = 18,4 \left[\frac{1}{R_{hi}} \right]^{0,2} \cdot L_{hi}^{0,37} \text{ [mm]} \quad (47)$$

aufgestellt.

Die obige Funktion bezieht sich auf die Abschnitte des Hauptleitungs- kreises, doch wird sie auch für die Nebenleitungskreise benötigt.

Da in den parallelen Leitungskreisen der gleiche Druckabfall gegeben sein muß, kann man für den Punkt A des in Abb. 12 dargestellten Kanalnetzes die Gleichung

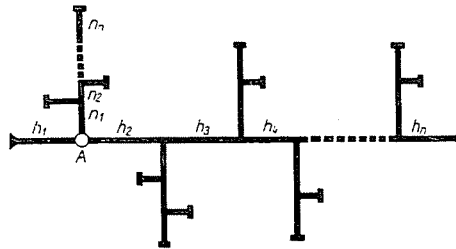


Abb. 12

$$R_h (L_{h2} + L_{h4} + \dots + L_{hn}) = R_{ni} (L_{n1} + L_{n2} + \dots + L_{nm}) \quad (48)$$

schreiben, wobei die Annäherung

$$\frac{l_{hi}}{\Delta p_{hi}} = \frac{1}{R_{hi}} = R_m = \frac{l_h}{\Delta p_h} = R_h \text{ [mm WS]} \quad (49)$$

gilt. Aus der Beziehung (48) ist

$$R_{ni} = R_h \frac{L_{h2} + L_{h3} + \dots + L_{hn}}{L_{n1} + L_{n2} + \dots + L_{nm}} = R_h \cdot p_i \quad (50)$$

p_i hängt nur vom Verhältnis der Leitungskreislängen ab, weshalb für die Nebenleitungskreise die Gleichung

$$d_{ni} = 18,4 \left[\frac{1}{p_i R_h} \right]^{0,2} L_{ni}^{0,37} \text{ [mm WS]} \quad (51)$$

angesetzt werden kann.

Für die Größe des Kanalnetzes ist die Summe der Produkte aus Länge und Durchmesser der einzelnen Kanalabschnitte kennzeichnend:

$$K_n = \sum l_i d_i = \sum_{i=1}^n l_{hi} d_{hi} + \sum_{i=1}^m l_{ni} d_{ni} \text{ [m,mm]}. \quad (52)$$

Mit den Beziehungen (47) und (51) nimmt die Gleichung (52) nach Ordnung die Form

$$K_n = 18,4 \left[\frac{1}{R_h} \right]^{0,2} \left\{ \sum_{i=1}^n l_{hi} L_{hi}^{0,37} + \sum_{i=1}^m L_{ni} \frac{L_{ni}^{0,37}}{p_i^{0,2}} \right\} \quad (53)$$

an.

Der Klammerausdruck wird mit A bezeichnet und Kanalnetzbeiwert genannt. Dieser Wert wird ausschließlich auf Grund der geförderten Luftmassen und des Kanalnetzverlaufs berechnet. Er ist kennzeichnend für die Ausdehnung und Form sowie für das Verhältnis der Hauptleitungskreise zu den Nebenleitungskreisen und hierdurch unabhängig vom gesteckten Ziel — der Kostenberechnung — zum Vergleich der verschiedenen Systeme geeignet.

Der für die Größe des Kanalnetzes kennzeichnende Wert K_n ist auch den Investitionskosten des Kanalnetzes proportional, es gilt somit

$$K_{Inv} = K_n \cdot e \text{ [Ft]}, \quad (54)$$

worin e den in (Ft/mm, m) ausgedrückten spezifischen Preis bedeutet (die Proportionalität wurde anhand zahlreicher, ausgeführter Kanalnetze kontrolliert).

Die Investitionskosten ergeben sich daher aus (53) und (54) zu

$$K_{Inv} = 18,4 \left[\frac{1}{R_h} \right]^{0,2} \cdot A \cdot e = 18,4 \left[\frac{l_h}{\Delta p_h} \right]^{0,2} \cdot A \cdot e \text{ [Ft]}. \quad (55)$$

Da die Funktion $K_{Inv} = f(\Delta p_{vent})$ nunmehr bekannt ist, können im folgenden die jährlichen Betriebskosten ermittelt werden.

3.2. *Bestimmung der Betriebskosten.* Die erforderliche Ventilatorleistung ist

$$N = \frac{L \Delta p_h}{102 \cdot \eta_{ges}} \cdot [\text{kW}]. \quad (56)$$

Hier ist zu bemerken, daß der Wert N in zwei Teilen zu berechnen ist, wenn ein Einblasventilator und ein Absauger eingebaut wird. Bei Vorausberechnungen kann das Verhältnis zwischen Einblas- und Absaugesystem einfach angenommen werden, wobei der Widerstand des Absaugenetzes mit guter praktischer Annäherung mit 40% des Widerstandes des Einblasnetzes in Rechnung zu stellen ist. Wenn man die Betriebsstunden pro Jahr mit $z = 3600$, den Gesamtwirkungsgrad mit $\eta_{\text{ges}} = 60\%$ und die Stromkosten mit p Ft/kWh ansetzt, ergeben sich die jährlichen Betriebskosten zu

$$K_{\text{Betr. jährl}} = 2,29 \cdot 10^{-2} L \Delta p_{\text{Vent}} p \quad [\text{Ft/Jahr}]. \quad (57)$$

Da nunmehr die Funktionen $K_{\text{Inv. jährl}} = f(\Delta p_{\text{Vent}})$ und $K_{\text{Betr. jährl}} = f(\Delta p_{\text{Vent}})$ ermittelt sind, kann die Summierung vorgenommen werden.

3.3. *Bestimmung der jährlichen Gesamtkosten.* Die jährliche Amortisation errechnet sich zu

$$K_{\text{Inv. jährl}} = 3,94 \frac{A \cdot e \cdot l_h^{0,2}}{\Delta p_{\text{Vent}}^{0,2}} \quad [\text{Ft/Jahr}]. \quad (58)$$

(Auf die Berechnung der Amortisationsdauer soll hier nicht eingegangen werden.)

Die jährlichen Gesamtkosten ergeben sich daher als die Summe von (57) und (58) zu

$$\begin{aligned} K_{\text{ges. jährl}} &= K_{\text{Inv. jährl}} + K_{\text{Betr. jährl}} = \\ &= \frac{3,94 \cdot A \cdot e \cdot l_h^{0,2}}{\Delta p_{\text{Vent}}^{0,2}} + 2,29 \cdot 10^{-2} L \Delta p_{\text{Vent}} p \quad [\text{Ft/Jahr}]. \end{aligned} \quad (59)$$

3.4. *Bestimmung der wirtschaftlichen Ventilatorförderhöhe.* Die wirtschaftliche Förderhöhe erhält man durch Ableitung aus (41) und mit Δp_{Vent} ausgedrückt aus der Gleichung

$$\Delta p_{\text{Vent, wirt}} = 19,2 \left[\frac{Ae}{Lp} \right]^{0,833} l_g^{0,167}. \quad (60)$$

Bemißt man das System auf Grund dieser Ventilatorförderhöhe, erhält man jenes wirtschaftlichste Luftkanalnetz, das der Bedingung

$$K_{\text{ges. jährl}} = K_{\text{Inv. jährl}} + K_{\text{Betr. jährl}} = K_{\text{ges. jährl, min}}$$

genügt. Die derart bestimmten Abmessungen des Luftkanalnetzes müssen nachträglich natürlich daraufhin überprüft werden, ob das Luftkanalnetz den akustischen Vorschriften entspricht.

4. Zusammenfassung

Wie in der Einleitung erwähnt, setzten sich die Verfasser die Modernisierung und die wirtschaftliche Gestaltung industrieller Klimaanlage mit nassem Wärmeaustausch zum Ziel. Die vorliegende Abhandlung befaßt sich mit den beiden Hauptteilen der Klimaanlage, dem Luftwäscher und dem Luftkanalnetz. Im Zusammenhang mit dem *Luftwäscher* waren die Bestrebungen auf dessen Modernisierung gerichtet. Auf Grund der durchgeführten Forschungsarbeiten und Messungen wird der Bau von Luftwäschern vorgeschlagen, in welchen nur jene Wassermenge zerstäubt wird, die die Luft aufzunehmen vermag. Die Anwendung dieser Luftwäscher neuen Typs ermöglicht erhebliche Einsparungen an Investitions-, Betriebs- und Instandhaltungskosten. Zur Bestimmung der Abmessungen des *Luftkanalnetzes* empfiehlt es sich, die optimale, wirtschaftliche Ventilatorförderhöhe zu ermitteln, da sich die jährlichen Gesamtkosten des Luftkanalnetzes bei dieser auf ein Mindestmaß verringern. Zusammenfassend ist festzustellen, daß sowohl am Luftwäscher als auch am Luftkanalnetz wesentliche Einsparungen an Investitions- und Betriebskosten erzielt werden können.

Literatur

1. BATURIN, W. W.: Lüftungsanlagen für Industriebauten. VEB Verlag Technik Berlin 1953.
2. BOSNJAKOVIC, F.: Technische Thermodynamik. Verlag v. Theodor Steinkopf, Dresden und Leipzig 1965.
3. DEGTJAREW: Kondicionirowanie wożduha (Gosudarstwennoe Isdatelstwo Literaturi po Stroitelstwo i Architektura, Moskwa 1953.)
4. EGYEDI, L.: Épületgépészeti kézikönyv I—II. Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1963 (ungarisch).
5. FEKETE—MENYHÁRT: A légtechnika elméleti alapjai. Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1965 (ungarisch).
6. GRÖBER—ERK—GRIGULL: Grundgesetze der Wärmeübertragung. Springer Verlag, Berlin—Göttingen—Heidelberg 1963.
7. KRISCHER, O.: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik. Springer Verlag, Berlin—Göttingen—Heidelberg 1963.
8. MACSKÁSY—HALÁSZ: Száraz vagy nedves hőcsere klímaberendezésekben. ÉM Dokumentációs és Nyomtatványellátó V. Bpest, 1958 (ungarisch).
9. MENYHÁRT, J.: Klímaberendezésekben lejátszódó nedves hőcsere vizsgálata. Tanulmány Budapest, 1960 (ungarisch).
10. MENYHÁRT—HOMONNAY—ZÖLD: Kisnyomású, nagyteljesítményű porlasztótípusok. Épületgépészet, 1965 (ungarisch).
11. MIHEJEW, M. A.: A hőátadás gyakorlati számításának alapjai. Tankönyvkiadó. Bpest, 1963 (ungarisch).
12. RAISS, W.: Rietschels Lehrbuch der Heiz- und Lüftungstechnik. Springer Verlag, Berlin 1964.
13. RECKNAGEL—SPRENGER: Taschenbuch für Heizung, Lüftung und Klimatechnik. R. Oldenburg, München 1964.
14. TREYBAL, R. E.: Diffúziós vegyipari műveletek. Műszaki Könyvkiadó, Bpest 1961 (ungarisch).
15. Heating Ventilating Air Conditioning Guide. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Dnc New-York 1960.
16. Ležatě pračky vzduchu isoenthalpicky pracujici. (Výzkumný ústav vozduchotechniky Praha, 1958.)
17. NESTERENKO: Kondicionirowanie wożducha. Gostroisdat, Moskwa 1966.
18. MACSKÁSY, Á.: Távfűtőberendezések tervezésének egyes kérdései. Épületgépészet 1955. Budapest (ungarisch).
19. HOMONNAY, Gy.: Nagynyomású klímaberendezések. Mérnöki Továbbképző Intézet, Budapest 1964 (ungarisch).

Dr. József MENYHÁRT

Dr. Gabriella HOMONNAY

András ZÖLD

} Budapest XI., Sztoczek u. 4. Ungarn