

RAUMLUFTVERBESSERUNG TROTZ LUFTWECHSELBEGRENZUNG

Der Weg zum Quellluft-Induktionsgerät für optimale Luftnutzung



Neuere Untersuchungen zum „Sick-Building-Syndrome“ zeigen, daß für die Behaglichkeit in klimatisierten Räumen – neben Temperatur, Feuchte, Luftgeschwindigkeit und Turbulenzgrad der Luftbewegung im Raum – in entscheidendem Maße ein ausreichender Luftwechsel von Bedeutung ist. Dieser ist nicht nur durch die Personen im Raum und ihre Aktivitäten bestimmt, sondern wird auch von den Stoffbelastungen durch Baumaterialien und die Klimaanlage selbst erheblich beeinflußt, insbesondere wenn Feuchtigkeitsschwankungen der Raumluft vorliegen. Der für ein befriedigendes Behaglichkeitsgefühl erforderliche Luftwechsel konventioneller Klimaanlagen mit Mischungsströmung liegt damit wesentlich höher als bisher zugrundegelegt.

Unter Einbeziehung dieser neuen Erkenntnisse werden die Vor- und Nachteile der gängigen Klimasysteme diskutiert und ein Weg gezeigt, wie mit begrenztem Luftwechsel durch Erhöhung des Luftnutzungsgrades die Akzeptanz der Raumluft entscheidend verbessert und thermische Behaglichkeit sowie Energiekosten optimiert werden können. Das vorgestellte neue „Quellluft-Induktionssystem“ eignet sich dabei auch zur kostengünstigen Sanierung bestehender Gebäude, deren Klimaanlagen den derzeitigen, gesteigerten Behaglichkeitsforderungen nicht mehr gerecht werden können und zu viel Energie verbrauchen.

Dr.-Ing. Hartmut Laux, Köln

Betrachtungen über „das milchgebende Wollschwein“

Klimatechnik im ursprünglichen Sinne bedeutet, innerhalb eines Raumes bestimmte thermische Bedingungen zu schaffen, d.h. Temperatur und Feuchte der Raumluft in geforderten Grenzen zu halten. Eine Klimaanlage muß daher per Definition heizen und kühlen sowie befeuchten und entfeuchten, um wechselnde sensible und latente Wärmelasten im Raum auszusteuern. Sollen Menschen in einem von der Außenwelt abgeschirmten Raum leben, genügt es jedoch nicht, sie in ein thermisches Gleichgewicht zu bringen, ihnen das Schwitzen oder Frieren zu ersparen. Sie benötigen Luft zum Leben, die in ausreichender Menge und von möglichst hoher Qualität der Aufenthaltszone zugeführt werden muß, um auch die hier einwirkenden Stofflasten abführen zu können. Der Raum muß ausreichend gelüftet werden. Dabei dürfen aber nicht zu hohe Luftgeschwindigkeiten und Turbulenzen in der Aufenthaltszone entstehen, da auch diese die Behaglichkeit des Menschen stören würden. Und alles muß die Klimaanlage mit möglichst geringen Energiekosten bewerkstelligen, und der erforderliche Investitionsaufwand sollte sich in kürzester Zeit amortisieren.

Eine Klimaanlage, die allen Forderungen optimal gerecht wird und damit zur „Umweltanlage“ aufsteigt, muß also ein „milchgebendes Wollschwein“ sein, dessen Züchtung – sofern überhaupt möglich – verständlicherweise Kopfzerbrechen bereitet.

Die drei Hauptaufgaben der Klimaanlage

Die thermische Aufgabe der Klimatisierung ist relativ einfach zu lösen und wurde bereits sehr frühzeitig praktiziert. Klimaanlagen sind z.B. in den USA mit den dort teilweise herrschenden extremen außenklimatischen Bedingungen seit den 40er Jahren nicht mehrwegzudenken.

Klimaanlagen müssen heute jedoch mit einem Minimum an Energie auskommen. Ihr Energieverbrauch konnte nach der Energiekrise der 70er Jahre insbesondere durch Wärmerückgewinnung mit energieeinsparender Anlagentechnik um 35 bis 50% gesenkt werden, unterstützt durch bauliche Maßnahmen wie Wärmedämmung, geänderte Beleuchtungstechnik u.a. liegen die Energiekosten damit in der Größenordnung einer einfachen Heizung mit Fensterlüftung [1]. Energiekosten sind daher heute kein Thema mehr, zumal der Nutzen einer ausreichend funktionierenden Klimaanlage durch die hiermit erzielbare größere Arbeitseffizienz nicht zu bestreiten ist [2; 3].

Wesentlich schwieriger zu beherrschen ist dagegen die dritte Hauptaufgabe einer Klimaanlage, die Schaffung einer akzeptablen Raumluftqualität durch ausreichende Lüftung. Die Behaglichkeit ist hier einmal abhängig von der Luftbewegung im Raum („Zugbeschwerden“), zum anderen von einer ausreichend niedrigen Schadstoffkonzentration in der Aufenthaltszone. Diese Binsenwahrheit ist dem Fachmann hinreichend bekannt, und nach der stark ins Kreuzfeuer geratenen „Krölling-Studie“ [4] gelöst sie sogar in den Medien herum. Zur serösen Untersuchung der Akzeptanz von Klimaanlagen ist jedoch, wie bei jeder Erforschung

Luftwechsel

physikalischer Zusammenhänge, eine eindeutig aussagefähige Meßtechnik erforderlich, die hier besonders problematisch ist, so daß die Behaglichkeitsskriterien noch nicht befriedigend normiert werden konnten.

Meßtechnische Anforderungen für Behaglichkeitssuchungen

Die Unterschiede der Luftgeschwindigkeit im Raum sind zwar im Verhältnis zu den Temperatur- und Konzentrationsunterschieden bei Mischungsströmung sehr groß, aber dennoch absolut klein, so daß sie nur mit empfindlichen Instrumenten (z.B. Hitzdrahtanemometer) gemessen werden können. Diese Meßgeräte müssen aber auch die Turbulenz erfassen, die zeitlichen Schwankungen der Luftgeschwindigkeit, da das dynamische Verhalten der Luftbewegung gleichfalls von großer Bedeutung für die Behaglichkeit ist. Hierauf wurde bereits in [5] hingewiesen.

Einen beachtenswerten Fortschritt in der Meßtechnik haben hier die Arbeiten von Mayer gebracht [6], der die Messung von mittlerer Luftgeschwindigkeit und Turbulenzgrad ersetzt durch die Messung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am menschlichen Körper. Hiermit ermöglicht die Mayer-Sonde eine bessere Aussage über die Behaglichkeitsskomponente „Zug“ als die klassische Hitzdraht-Meßtechnik [32]. Die zulässigen Grenzwerte sind dabei noch abhängig von Strahlungseinflüssen und dem Aktivitätsgrad der Personen und deren Bekleidung [7], worauf jedoch hier nicht näher eingegangen werden soll.

Hinsichtlich der Behaglichkeitsskomponente „Luftqualität“ ist man sich inzwischen einig, daß der CO₂-Gehalt der Luft (bereits von Pettenkofer im Jahre 1858 vorgeschlagen) kein ausreichendes Kriterium ist und damit auch als Testgas ausscheidet. Hier sind die neueren Untersuchungen von Fanger [8] bemerkenswert, der als Instrument zur Erfassung der Stoffbelastung des Raumes die menschliche Nase einsetzt. Dies ist sicherlich der direkteste Weg, die Inakzeptanz der Raumluft, wie sie in einigen neueren Untersuchungen [9; 10; 11] festgestellt wurde („Sick-Building-Syndrome“), zu erforschen. Der Mensch registriert für sich keine Zwischenergebnisse, er unterscheidet nur zwischen behaglich oder unbehaglich. Für den Praxisgebrauch erscheint der Einsatz von Testpersonen jedoch zu aufwendig. Hier fehlt noch immer die „Leitsubstanz“, um die Raumluftqualität durch vergleichende Konzentrationsmessungen hinreichend quantifizieren zu können. Auch das ist aber keine einfache Meßtechnik [12].

Forderungen für ausreichende Lüftung

Fanger [8] stellt als Ergebnis seiner Untersuchungen in einer Vielzahl klimatisierter Aufenthaltsräume fest, daß die Akzeptanz der Raumluft nicht nur von der Anzahl der Personen im Raum und deren Aktivitäten (z.B. Rauchen) abhängig ist, sondern in etwa gleicher Größenordnung von den Schadstoffbelastungen (Gerüche), die von den Raumwänden und der Klimaanlage ausgehen. Überführt man die gemittelten Ergebnisse seiner Untersuchungen mit Testpersonen in die Kenndaten der Raumlufttechnik, beispielsweise den Außenluftwechsel $n = V_a/V_R$ (V_a = Außenluftvolumenstrom, V_R = Raumvolumen), erhält man eine Aussage entsprechend Bild 1. Die Luftwechselzahlen der untersuchten Räume mit Mischungslüftung müßten danach wesentlich erhöht werden, um eine ausreichende Luftqualität zu erzielen.

90% der Raumbenutzer (entsprechend 10% Unzufriedene) wären mit der Raumluftqualität einverstanden, wenn ohne zusätzliche Stoffbelastung durch Wände und Anlage

Bild 1: Erforderliche Luftwechsel zur Abführung von Stofflasten

Stofflast	Erforderlicher Luftwechsel $n = V_a/V_R$	
	mit 17 Nichtrauchern	mit 12 Nichtrauchern, 5 Rauchern
nur Personen incl. Raumwände	1,7 7,5	4,2 10
Incl. Raumwände u. Klimaanlage	13,7	16,2

Raumbesetzung: 17 Personen auf 210 m² Fläche
(Raumvolumen $V_R = 600 \text{ m}^3$) = 12,4 m²/Person
Messung der Stoffbelastung mit Volumenstrom $V_a = 1700 \text{ m}^3/\text{h}$
(100 m^{3/h}, Person), $n = 2,8$
Umrechnung auf Tabellenwerte mit Bild 2 (10% Unzufriedene)

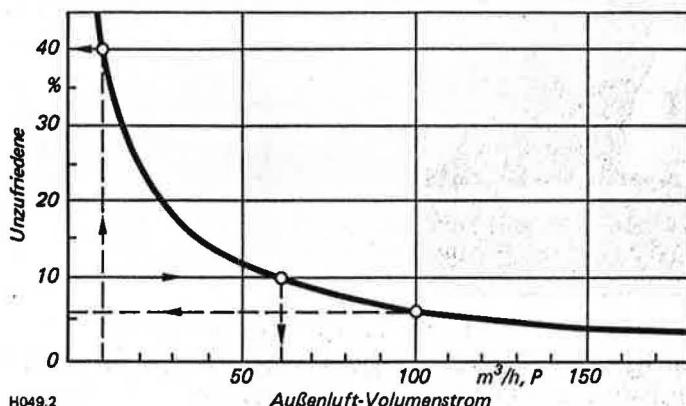


Bild 2: Inakzeptanz der Raumluft nach [8] (ohne Stofflasten der Umgebung)

der Luftwechsel 1,7 beträgt (entsprechend $V_a = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, P; s. Bild 2). Diese erforderliche Luftwechselzahl steigt bereits auf 4,2 an, wenn 30% der Personen rauchen.

Mit der Stoffbelastung, die von den Umfassungswänden und Einrichtungen des Raumes ausgeht, müßte der Luftwechsel bereits auf 7,5 bis 10 ansteigen. Im Gebäude verwendete, ungeeignete Baumaterialien können Stofflasten an die Umgebung abgeben, die die Behaglichkeit beeinflussen, wie z.B. Formaldehyd, verschiedene Kunststoffe, Lösungsmitteldämpfe u.a. Es können aber aus der Umgebung Stofflasten (z.B. Tabakrauch) von den raumumschließenden Oberflächen und den Einrichtungen des Raumes (insbesondere Textilien) auch gespeichert werden, in verstärktem Maße bei hoher Feuchtigkeit – wie dies z.B. die SO₂-Absorption im Wasserdampf des Luftwäschers verdeutlicht, der über 90% dieser Stoffbelastung aus der Raumluft entfernt und damit u.a. ein hervorragendes Mittel gegen den Smog ist. Die Stofflasten werden dann an den Raum wieder abgestoßen, wenn die Luftfeuchte absinkt. In den USA nennt man dieses Phänomen daher treffend den „morning-after-the-party-odor“ (nach gründlicher Raumlüftung mit abnehmender Feuchte entwickelt sich nach Schließen der Fenster plötzlich wieder neuer „Partygeruch“). Auch der „coil-odor“ ist bekannt, der sich bei zu niedrigen Wassertemperaturen durch Taupunktunterschreitung an der Oberfläche von Luftkühlern bildet. Feuchtigkeitsschwankungen der Luft führen damit zu einer weiteren Belastung des Raumes [13, 14, 15].

Hier sollte die Nützlichkeit einer individuellen Feuchteregelung im Raum oder zumindest die Wirkung einer Zonierung des Gebäudes in unterschiedliche Feuchteregezonier untersucht werden. Denkbar wäre in diesem Zusammenhang auch, in nur tagsüber benutzten Gebäuden durch niedrige Feuchte der Zuluft im Nachtbetrieb die unter Tage im Raum adsorbierte Stofflast wieder „abzustoßen“, durch die Lüftungsanlage abzuführen und die erforderliche

Raumfeuchte erst am Morgen vor Arbeitsbeginn wieder hochzufahren.

Zur Abfuhr der Stofflast, die durch die Klimaanlage selbst in die von *Fanger* untersuchten Räume gelangte, müßte, wie aus Bild 1 erkennbar, der Luftwechsel noch weiter auf 13 bis 16 erhöht werden, vorausgesetzt, die Schadstoffbelastung durch die Klimaanlage steigt mit zunehmendem Luftwechsel nicht weiter an (z.B. bei mangelhafter Reinigungsmöglichkeit der Luft von gasförmigen Schadstoffen wie z.B. SO₂). Der Rückfall in die „unterstützende Fensterlüftung“ bringt also sicherlich nicht die Lösung des Problems und ist nur in Sonderfällen machbar [16], meist handelt man sich hiermit durch die unzulänglichen Außenverhältnisse zusätzliche Schwierigkeiten ein (z.B. mangelhafte Abschirmung gegen Außenlärm und Außenluftverschmutzung — Abgase —, Zugerscheinungen insbesondere bei Mehrstockgebäuden, unkontrollierte Energieverluste insbesondere bei niedrigen Außenlufttemperaturen, zu hohe Raumtemperaturen und Feuchten im Sommer u.a.m.).

Um außer dem „Eigengeruch“ der Personen die „Fremdgerüche“ bekämpfen zu können, wird es also in Zukunft darauf ankommen, die Klimaanlage hygienischer zu fahren: Einsatz besserer Filtermedien mit kürzeren Standzeiten (Begrenzung von Schadstoffverdampfung im Filter); Absorption von gasförmiger Stoffbelastung der Außenluft, beispielsweise durch Luftwäscher mit leitwertgesteuerter effektiver Abschlammung; Vermeidung von Kondensation im Kanalnetz (die bei mangelhafter Kanalisierung durch hohe Zuluftfeuchte und niedrige Umgebungstemperatur auftritt, aber auch beispielsweise bei Übersättigung durch unzureichende Dampfauflösung bei zu kurzen Befeuchtungsstrecken — vermeidbar durch Einsatz spezieller Dampfdüsen mit Querschnittsanpassung durch verzweigte Düsenstöcke [17], s.d. Abs. 2.1.3.); sichere Kondensatableitung bei Luftkühlern, insbesondere auch bei Nach- und Zonenkühlern (ggf. Einsatz von Tropfenabscheidern mit selbstfüllendem Ablaufsiphon [36], der auch im Hinblick auf das Legionellen-Risiko gefordert werden muß); Vermeidung von Kondensation bei Luftkühlern, die von Raumluft durchströmt werden (z.B. Raumklimategeräte oder Induktionsgeräte mit zu tiefer Kaltwasser- oder Verdampfungs-temperatur); wirksame Feuchteregelung im Raum. Darüber hinaus ist eine sorgfältige Reinigung der Geräte und Lüft-

tungskanäle (Entfettung) vor Inbetriebnahme der Anlage und eine nachfolgende entsprechende Wartung erforderlich (s. a. [35]).

Es ist aber ebenso nötig, die Stoffbelastung durch die für den Raum verwendeten Materialien näher zu erforschen und abzusenken. Nicht nur die Klimatechniker sind also die Prügelknaben, sondern auch die Bauphysiker und Architekten sind gefordert, durch Entwicklung und Einsatz geeigneter Baustoffe das „Sick-Building-Syndrome“ wirksam zu bekämpfen.

Die Entwicklung der Anlagentechnik

Die hier ausgewerteten Untersuchungen von *Fanger* zeigen aber auch, wie stark die Forderung nach besserer Luftqualität den Forderungen nach Energieeinsparung und Zugfreiheit zuwiderläuft. Luftwechselzahlen $n > 10$ sind für Klimatisierung von Aufenthaltsräumen aus Kostengründen undenkbar, derartig hohe Volumenströme lassen sich auch nicht zugfrei in die Aufenthaltszone einbringen. Würde man andererseits den Luftwechsel bei 2,8 belassen, wie er im Mittel bei den von *Fanger* untersuchten Gebäuden vorlag, würden damit bei den dort vorgefundenen zusätzlichen Stofflasten der Umgebung ca. 40% der Raumbenutzer unzufrieden sein (s. Bild 2). Es ist hier nur denkbar, einen tragbaren Kompromiß zu finden, wenn man die klassischen Anlagentechniken verläßt und neue Möglichkeiten sucht, insbesondere durch geeignete Luftführung im Raum die Abfuhr von Stoffbelastungen entscheidend zu verbessern.

Zur besseren Verständlichkeit der hiermit verbundenen Problematik sei nachfolgend kurz die Entwicklung der Systemtechnik gestreift, wobei diese einmal aus der Sicht der Luftzufuhr in den Raum, zum anderen aus der Sicht der eingesetzten Bauelementen und ihrer Eigenschaften beleuchtet werden muß. Die Zusammenfassung dieser Beobachtungen ist in Bild 3 dargestellt. Sie ist nicht als „Warentest“ gedacht, sondern zeigt nur die Tendenzen. Die Wertigkeiten können sich je nach Gebäudekonzeption und Anlagenausführung verschieben.

Anlagen-Nr.	Lüftungsart	Hauptaufgaben		Thermische Lasten			Behaglichkeit			Betriebskosten						
		▽ Lüftung von oben nach unten	△ Lüftung von unten nach oben	↷ Tangentiallüftung	Luft-Wasser-Systeme	System	Luftzufluhr	Kühllast	Heizlast	Standheizung	Lastunterschiede	Luftnutzung	Zugbeschwerden	individuelle Regelbarkeit	flexible Raumgestaltung	Energiekosten
1	▽	Zentralanlage	Deckenauslaß	+	-	-	-	o	o	-	+	-	-	-	+	
2	Mischung	Einkanalanlage mit Nachwärmung	Deckenauslaß	+	-	-	o	o	o	o	o	+	-	-	+	
3	▽	Zweikanalanlage	Deckenauslaß	+	-	-	+	o	o	o	o	+	-	-	+	
4	▽	Variabel-Volumenstrom-Anlage (VVS)	Deckenauslaß	+	-	-	o	-	o	o	o	+	+	o	+	
5	▽	Variabel-Volumenstrom-Anlage (VVS)	Deckenauslaß mit Strahlentkung	+	o	-	o	o	o	o	o	+	o	o	+	
6	↷	Induktionsanlage	Tangentialauslaß (Fenstergitter)	+	+	+	+	o	-	+	o	+	+	+	-	
7	▽	Induktionsanlage	Deckenauslaß (Schlitzdiffusor)	+	-	-	o	o	+	+	+	+	+	+	o	
8	△	Doppelboden	Bodenauslaß	+	+	-	-	+	o	-	-	o	-	+		
9	Verdrängung	Doppelboden	Bodenauslaß + Klimadrant	+	+	-	-	+	o	o	-	o	-	+		
10	▽	Doppelboden	Tepichboden	+	+	-	-	++	+	-	+	o	-	o		
11	▽	Quelllüftungsanlage	Seitenwand (Laminarauslaß)	o	+	-	-	++	+	-	o	+	o	+		
12	△	Quellluft-Induktionsanlage	Seitenwand (Laminarauslaß)	+	+	+	+	++	+	+	o	++	+	o		

H049.3

Bild 3: Funktionsmerkmale von Klimaanlagen

Luftwechsel

Klassische Nur-Luft-Anlagen mit Lüftung von oben nach unten

Die Entstehung der Systeme 1 bis 3 nach Bild 3 lag etwa in den 50er Jahren und früher, in den 70er Jahren dominierten die Systeme 4 bis 7, in den 80er Jahren wurden die Systeme 8 bis 12 entwickelt.

Auf die Diskussion des thermischen Lastverhaltens der Anlagen braucht nicht näher eingegangen zu werden. Die Beherrschung der Kühllast ist für alle Anlagen kein Problem. Die Deckung der Heizlast ist dagegen bei der Luftführung von oben nach unten problematisch; ein Auslaß für gekühlte (schwere) Luft muß prinzipiell anders aussehen als ein Luftauslaß für erwärmte (leichte) Luft. Nur mit verstellbaren Luftauslässen (Anlage 5 nach Bild 3) kann diese Aufgabe relativ befriedigend gelöst werden. Standheizung (bei abgestellter Luftzufluhr) können nur die Induktionsanlagen 6 und 12 erbringen. Für große Lastschwankungen, insbesondere im Industriebereich, sind 2-Kanal-Anlagen auch heute noch unentbehrlich [18].

Zur Diskussion der Behaglichkeit sei zunächst auf Bild 4 verwiesen, aus dem das Verhalten von Anlagen mit Mischungslüftung erkennbar ist. Bei Mischungslüftung muß die Luft mit höheren Geschwindigkeiten und Turbulenzen in den Raum eintreten, um eine gute Durchmischung der Raumluft zu erzielen. Hierbei wird auch ein entsprechend größerer Zuluftvolumenstrom im Verhältnis zum Raumvolumen benötigt, d.h., die Luftwechselzahl n muß entsprechend groß sein. Die Luftauslässe müssen dabei so konstruiert und angeordnet sein, daß Ausblasgeschwindigkeit und Temperaturdifferenz zwischen Zuluft und Raum vor Erreichen der Aufenthaltszone auf die zulässigen Werte abgebaut werden [18; 23].

Bei guter Durchmischung ist die Raumtemperatur und die Schadstoffkonzentration im ganzen Raum gleich, der „thermische Raumbelastungsgrad“, der das Verhältnis von Temperaturdifferenz zwischen Aufenthaltszone t_0 und Zuluft t_z zur Temperaturdifferenz zwischen Abluft t_a und Zuluft t_z beschreibt, entsprechend

$$\mu_t = \frac{t_0 - t_z}{t_a - t_z} \quad (1)$$

wird dann $= 1$, und auch der „Stoff-Raumbelastungsgrad“

$$\mu_c = \frac{c_0 - c_z}{c_a - c_z} \quad (2)$$

(mit c = Schadstoffkonzentration) weicht nur unwesentlich von 1 ab. Raumluftqualität ist also gleich Abluftqualität. μ kann auf Werte über 1 steigen, wenn zwischen Zuluft und Abluft Kurzschlußströmungen bestehen (bei zu kleinem Abstand der Abluftöffnungen von den Zuluftauslässen), oder die Zuluft durch zu geringen Austrittsimpuls oder zu geringen Luftwechsel nicht in die Aufenthaltszone gelangt. Die Belastungsgrade μ werden kleiner 1, wenn sich im Raum Temperatur- und Konzentrationsschichtungen mit höheren Werten im Bereich der Abluftabsaugung ausbilden.

Bild 4 zeigt nun die Zunahme der Raumluftgeschwindigkeiten im Aufenthaltsbereich mit der Temperaturdifferenz $t_0 - t_z$; Parameter ist die Luftwechselzahl ($n = 6,3$ bzw. $n = 4$). Die Kurven konstanter Leistung (W/m^2) sind gleichfalls aus Meßwerten ermittelt [19], sie entsprechen recht genau den theoretischen Werten, die sich bei vollkommener Mischungslüftung mit $\mu = 1$ ergeben. Zumaldest oberhalb eines Luftwechsels von $n \geq 4$ liegt also vollkommene Mischungsströmung vor. Messungen in größeren Versammlungsräumen (Sälen) mit ausgeprägter Mischungsströmung (von Fitzner in [20], s. dort Bild 2, zusammengestellt)

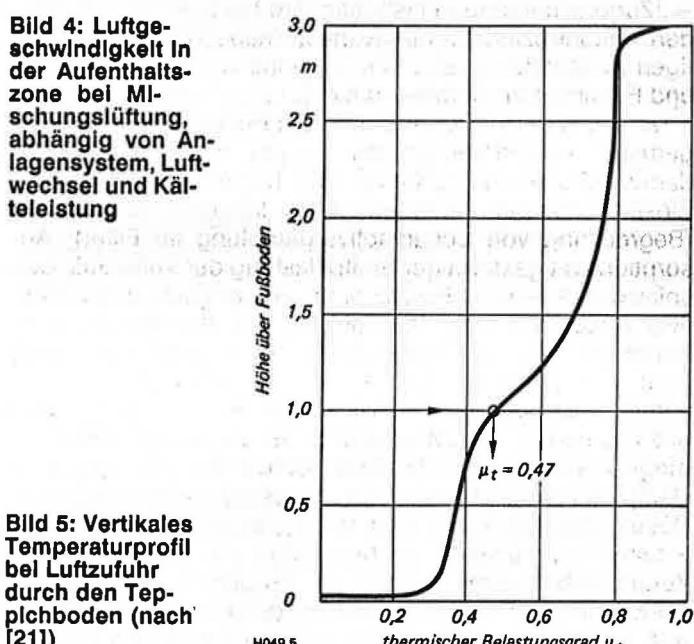
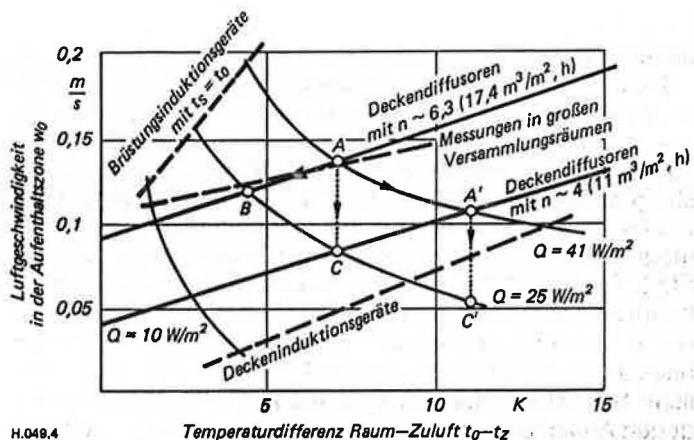


Bild 5: Vertikales Temperaturprofil bei Luftzufluhr durch den Tepichboden (nach [21])

ordnen sich gut in Bild 4 ein, sie entsprechen dort etwa einem Luftwechsel von 6.

Man erkennt aus Bild 4, daß bei hochinduktiven Auslässen die thermische Raumlast „zugfreier“ (mit kleinerer Raumluftgeschwindigkeit) abgeführt werden kann, wenn der Auslaß mit geringerem Volumenstrom, dafür aber mit höherer Temperaturdifferenz gefahren wird (Linienzug A → A').

Probleme der VVS-Anlagen

Bei VVS-Anlagen (Variabel-Volumenstrom-System) wird die thermische Last nicht mit der Zulufttemperatur, sondern mit dem Zuluftvolumenstrom ausgeregelt. Mit abnehmender Kühllast sinkt der Volumenstrom. Dies hat einen erheblich größeren Einfluß auf die Luftbewegung im Raum. Man sieht aus Bild 4, daß bei Lastreduktion um beispielsweise 40% (von 41 auf 25 W/m²) bei den Systemen 1 bis 3 entsprechend Bild 3 die Luftgeschwindigkeit w_0 nur von 0,14 auf 0,12 m/s absinkt (A → B), bei der Anlage mit variablem Volumenstrom (VVS-System Nr. 4 nach Bild 3) dagegen von 0,14 auf 0,08 (A → C). Wird der Zuluftwechsel bei Vollast auf 4 begrenzt, sinkt die Luftgeschwindigkeit bei Lastreduktion um 40% bereits auf ca. 0,05 m/s ab (A' → C'), entsprechend einem Luftwechsel von 2,5 (ideale Mischungsströmung mit $\mu = 1$ vorausgesetzt). Bei noch kleineren Luftwechselzahlen im Vollastbetrieb ($n < 3$, wie in neueren Anlagen aus Gründen der Energieeinsparung oftmals gefahren) treten bei diesen Lastreduktionen sicherlich bereits Stagnations-

erscheinungen auf (Raumbelastungsgrad $\mu > 1$), der Schadstoffpegel steigt an, die Luft wird als „stickig“ empfunden. VVS-Anlagen waren ursprünglich mit der Idee konzipiert, daß die thermischen und die Stofflasten im wesentlichen durch die Personen bedingt sind, bei halber Personenbesetzung also auch nur der halbe Luftvolumenstrom erforderlich ist. Sie eignen sich daher gut z.B. für Konferenzräume mit unterschiedlicher Personenbesetzung. Wenn sich die Gesamtlast aber bei gleicher Personenbesetzung durch innere und äußere Laständerungen (Außentemperatur, Sonneneinstrahlung, Beleuchtung, Einschaltung von Computerterminals etc.) verändert, hat der Benutzer kein Verständnis dafür, daß sich der Volumenstrom und damit sein Behaglichkeitsgefühl ändert. Die Reklamationen der Luftgüte nehmen im Teillastbetrieb sprunghaft zu. Die VVS-Anlage ist hier also prinzipiell überfordert.

Man hat versucht, dieser Erscheinung zu begegnen durch Luftauflässe, die mit abnehmender Last die Zuluft nach unten lenken (Anlage 5 nach Bild 3). Damit wird jedoch in Übergangszeiten zwangsläufig Kaltluft nach unten geblasen, was zu Zugerscheinungen führt, und die Raumluftströmung kann leicht ins „Pendeln“ geraten (instabile Strömungszustände beim Übergang von der horizontalen in die vertikale Ausblasrichtung), zusätzlich noch verstärkt durch die Regelung, deren Fühler dann zeitweise nicht mehr einen repräsentativen Raumluftzustand erfassen können.

Wenn dann noch „Pumpschwingungen“ in den Anlagen entstehen, die insbesondere bei Drehzahlregelung der Ventilatoren (statt der stabileren Drallregelung [23]) durch Abwandern des Ventilatorbetriebspunktes in den instationären Strömungsbereich angeregt werden (s. [21], dort Bild 8) und nur außerordentlich schwer zu berechnen und abzustellen sind [22], wird verständlich, daß diese im Zeitalter der Energieeinsparung entstandenen Anlagen verstärkt Unzufriedenheit der Benutzer ausgelöst haben.

Und auch die praktisch mögliche Energieeinsparung bei VVS-Anlagen überzeugt nicht. Bei Lastschwankungen hängen diese sehr stark von der Ventilatorregelung ab, und deren Möglichkeiten sind auch bei der schwingungsstabileren Drallregelung begrenzt; bei verzweigten Systemen ist es grundsätzlich nicht möglich, die Änderung des Gesamtvolumenstromes vollständig dem Ventilator mitzuteilen; hier bereitet insbesondere die zweckmäßige Anordnung des oder der Kanaldruckfühler zur Regelung des Ventilators große Schwierigkeiten [23].

Luft-Wasser-Anlagen mit Induktionsgeräten

Induktionsanlagen mit Geräten in der Fensterbrüstung (Anlage 6 nach Bild 3) haben diese Probleme der VVS-Anlagen nicht [24]. Hier ist es jedoch sehr schwierig, die Luftgeschwindigkeiten und Raumturbulenzen auf die zulässigen Werte zu senken, insbesondere wenn die Kühllast zu hoch wird bei einer Fensterscheibe, die durch die Außeneinflüsse nicht erwärmt ist (s. Bild 4 obere Kurve mit Scheibenbentemperatur t_s gleich Raumtemperatur t_0 , $t_s = t_0$ übertragen aus Messungen nach [25], s. dort Bild 8). Der schweren Kaltluft fällt es naturgemäß nicht leicht, gegen die Schwerkraft nach oben zu steigen und sich unter der Decke bis in das Rauminnere genügend lange zu halten. Sie fällt vorzeitig wieder in die Aufenthaltszone ab (s. [5], dort Bild 9). Zugerscheinungen sind die Folge, insbesondere bei höherer Kühllast, wie auch aus Bild 4 erkennbar ist.

Günstiger liegen die Verhältnisse, wenn die Fensterscheibe sich durch Außeninflüsse (Temperatur, Strahlung) allmählich erwärmt. Die Raumluftwalze erstreckt sich dann

weiter in das Rauminnere ([5], dort Bilder 10 bis 13), die Raumluftgeschwindigkeit in der Aufenthaltszone fällt entsprechend ab (s. [25], dort Bild 8).

Hohe innere Lasten in Übergangsjahreszeiten bei nicht ausreichend erwärmer Fensterscheibe und die zu tiefe Erstreckung der Außenzone in das Rauminnere (es wurden Leistungen je Induktionsgerät gefordert, die thermische Lasten bis zu 7 m Raumtiefe decken sollten) führen zwangsläufig zu unzulässig hohen Luftgeschwindigkeiten in der Aufenthaltszone. Damit waren die Brüstungsinduktionsgeräte überfordert und sind – unnötigerweise – in Verruf gekommen, insbesondere dort, wo sich infolge Taupunktunterschreitung am Wärmeaustauscher durch zu niedrige Wassertemperaturen zusätzlich die Raumluftqualität verschlechterte (coil-odor).

Diese Mängel haben zur Entwicklung des Decken-Induktionssystems geführt [25], bei dem die Kühllast auf mehrere gleichmäßig im Raum verteilte Induktionsgeräte mit entsprechend geringer Leistung je Gerät aufgeteilt wird (Anlage 7 nach Bild 3). Durch spezielle schlitzförmige Deckendiffusoren mit dreidimensionaler Strahlausbreitung läßt sich die Zuluft beschwerdefrei in die Aufenthaltszone führen, die beliebig bis in die Innenzonen des Gebäudes ausgedehnt werden kann. Dabei werden eher zu kleine als zu große Luftgeschwindigkeiten in der Aufenthaltszone erzeugt, wie aus Bild 4 erkennbar ist. Die hier aus [25], dort Bild 8, übertragene Kurve der Deckeninduktionsgeräte entspricht in etwa einem vergleichbaren Luftwechsel mit Deckendiffusoren von $n \sim 3$.

Das Decken-Induktionssystem stellt damit nach dem derzeitigen Entwicklungsstand die optimale Lösung einer Klimaanlage für Verwaltungsgebäude dar, weil es den Forderungen nach Behaglichkeit – Zugfreiheit, Vermeidung von Umluftbeimischung – am besten Rechnung trägt. Auch in der Energieeinsparung liegt es an der Spitze; Wasser wird zum Ausgleich der Kühllast, zur direkten Aufnahme von Leuchtenwärme [25] und zur Leistungsregelung eingesetzt. Während des ganzen Jahres kann der geförderte Luftvolumenstrom hierdurch auf den reinen Außenluftbedarf beschränkt, also um etwa 50% reduziert werden. Die Förderleistung der Ventilatoren – bei einer Nur-Luft-Anlage mehr als die Hälfte der gesamten Energiekosten – reduziert sich entsprechend, und auch in den Baunebenkosten (Aufwand für Maschinenraum, Versorgungsschächte u. dergl.) bietet das Deckeninduktionssystem unbestreitbare Vorteile. Lediglich der Installationsaufwand wurde verschiedentlich kritisiert (Wasserrohrung in der Decke), obwohl Wasserrohre im Deckenbereich auch schon bei Einkanal-Anlagen mit Nachwärmung oder Sprinkler-Anlagen prinzipiell kein Problem darstellen.

Nur-Luft-Anlagen mit Lüftung von unten nach oben

Parallel zur Entwicklung der Deckeninduktionsgeräte entstanden die Anlagen 8 bis 10 (s. Bild 3) mit der Grundidee, durch Lüftung von unten nach oben eine Temperatur- und Konzentrationsschichtung mit $\mu < 1$ zu erzielen (mit der Raumhöhe ansteigende Raumbelastungsgrade), die damit zu einer besseren Lufnutzung bei reduzierten Energiekosten führt. Von Esdorn [26] wurden die in Gleichung 1 und 2 definierten Raumbelastungsgrade¹) vorgeschlagen, die auch bereits Eingang in die Normung gefunden haben [27]

¹⁾ Anmerkung: Im englischen Sprachgebrauch wird der Kehrwert des Raumbelastungsgrades „ventilation efficiency“ genannt, eine nicht ganz treffende Bezeichnung, da die efficiency = Wirkungsgrad größer als 1 ist. Der von Herbst [28] vorgeschlagene „Spülgrad“ c_a/c_0 (dessen Kehrwert auch als „Kontaminationsgrad“ definiert ist) gleicht im Prinzip dieser „ventilation efficiency“, ist mit ihr jedoch nicht identisch, da er die Schadstoffbelastung c_2 der Zuluft nicht berücksichtigt, die aber nicht vernachlässigbar klein ist [8].

Air Exchange

and with those energy savings and air quality improvement described can be achieved.

The thermal load of the climate system to be removed by the air exchange system

$$Q = c_p \cdot \rho \cdot V(t_a - t_z) \quad (3)$$

can be divided correspondingly

$$Q = c_p \cdot \rho \cdot V(t_a - t_0 + t_0 - t_z) \quad (4)$$

where only the part $t_0 - t_z$ is to bring in the supply air.

The part $t_a - t_0$ is carried away by the exhaust air, it burdens the room zone.

With the thermal load factor μ_t one can also write

$$Q = c_p \cdot \rho \cdot V[t_a - t_0 + \mu_t(t_a - t_z)] \quad (5)$$

so that with $\mu_t < 1$ the climate system can be reduced to a cooling load

$$Q = \mu_t \cdot c_p \cdot \rho \cdot V(t_a - t_z) \quad (6)$$

Systems with air exchange from bottom to top ($\mu_t < 1$) work against systems with mixing flow.

Correspondingly for the pollutant concentration. With the pollutant load factor according to Eq. (2) $\mu_c < 1$ (increasing concentration with height) one gets a pollutant load in the room zone.

$$c_0 = \mu_c(c_a - c_z) + c_z \quad (7)$$

For example with $\mu_c = 1$ and $c_a = 10$ also $c_0 = c_a = 10$ (mixing flow, room air = exhaust air), at $\mu_c = 0.4$ however with $c_a = 10$, $c_z = 1$ would c_0 be

$$c'_0 = 0.4(10 - 1) + 1 = 4.6$$

fall. The air quality, measured in units of pollutant concentration, would also be twice as high, or it could be at the same air quality (same pollutant concentration) the volume flow on $V/V = c'_0/c_0 = 4.6/10 = 0.46$, i.e. about half reduced.

The pollutant load factor μ_c is generally significantly lower than the thermal load factor ($\mu_c < \mu_t$). With the air exchange from bottom to top one can therefore not only save costs ($\mu_t < 1$), but also build better air quality systems.

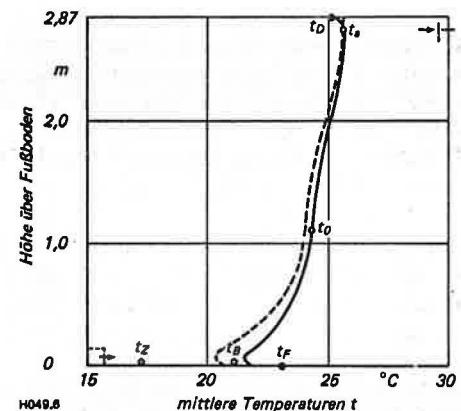
Systems with Double Floors

Systems of this type have been known for a long time, e.g. assembly rooms with floor outlets. Here people can sit next to each other, in contrast to systems in large office spaces with double floors and built-in, non-flexible floor outlets, where the air utilization factor of the user is not always optimal (see Fig. 8 after Fig. 3). Also the risk of dust dispersion through induction of the floor outlet in the floor area cannot be ruled out.

This system was improved with floor outlets, which are integrated into the desk (*"Klimadrant-System"*) and also have an individual regulation possibility (see Fig. 9 after Fig. 3). This has been reported in [29].

A special feature of the air exchange from bottom to top is that the air intake through the carpet floor is already a "quenching system" (see Fig. 10 after Fig. 3). The energy of the outgoing air and its turbulence are so low that cold air remains in a very thin boundary layer above the floor and the air rises there, where it meets the cold air.

Bild 6: Vertikales Temperaturprofil der Quelllüftung mit $n = 2,7$; $Q_{\text{ges}} = 24 \text{ W/m}^2$; $\mu_t = 0,78$ (nach [32]) $V_z = 78 \text{ m}^3/\text{h}$ $= 7,8 \text{ m}^3/\text{h}, \text{m}^2$ 2 Personen ----- 1 m Abstand vom Auslaß — Raum-Mittelwert (Indizes siehe Bild 10)



The heat source (also the person) is located, the tendency follows the warmer, more buoyant air. This does not form a real displacement flow (here it would be necessary for the supply air to move the entire room air and its pollutant load in the direction of the exhaust air outlet, "pushing it aside"; for this reason the supply air volume flow in room air technology – in contrast to clean room technology – is very small). The flow is rather a air guidance, as it would occur with very low-turbulence floor outlets, only with the difference that the outlet "follows the user in the room" and the supply air always rises where it is needed, even if the user moves. Supply air is always supplied, to remove thermal loads and thus also pollutant loads. This system is therefore also in terms of air guidance almost optimal, as it has a very low pollutant load factor for pollutants (lower thermal load factor than the air exchange factor). The low thermal load factor (steeper temperature profile, no turbulent mixing zones present) is also energy-saving. In Fig. 5 the vertical temperature rise of such a flow is clearly visible. It turns out that the very low thermal load factor $\mu_t = 0.47$ (at a height of 1 m above the floor), which is required to cover a cooling load, also covers a pollutant load. The pollutant load factor μ_c is significantly lower than the thermal load factor ($\mu_c < \mu_t$). With the air exchange from bottom to top one can therefore not only save costs ($\mu_t < 1$), but also build better air quality systems.

The low air speeds in the room zone with correspondingly low turbulence levels exclude the risk of dust dispersion. Also the measurement of Prof. Grün at the University of Düsseldorf showed that particles up to 1.4 µm in size were found in the floor area, which extended to particle sizes of 0.7 to 1.4 µm. The air speeds in the floor area are significantly lower than in mixing flow, and no convective flows upwards occur here, which would develop due to stronger warming of the floor by radiation influences. A further consideration of the hygienic conditions in the air exchange from bottom to top will be made in [37].

The disadvantage of a system with air intake through the carpet floor is that it is difficult to regulate and, like all double floor systems, requires a relatively high installation effort.

The Quenching System

The way leads to a quenching system through the floor, which, like the walls of the room (e.g. facade) carries the air through low-flying floor outlets.

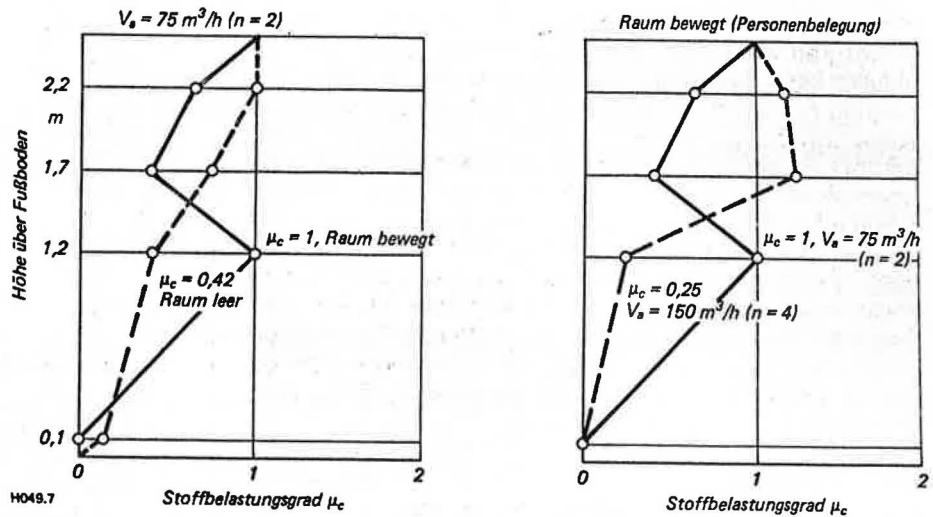


Bild 7: Stoffbelastungsgrad bei unterschiedlichem Luftwechsel im besetzten und unbesetzten Raum (nach [31])

niedriger Austrittsgeschwindigkeit (ca. 0,15 bis 0,2 m/s) der Aufenthaltszone zuführt (Anlage 11 nach Bild 3). Diese Art der Luftführung hat ihren Ursprung in neueren Untersuchungen, die in Skandinavien durchgeführt wurden [30; 31]. Das System wurde in Deutschland bereits praktisch erprobt und labormäßig untersucht.

Bild 6 zeigt einen Ausschnitt aus Meßergebnissen, die von Esdorn auf der INDOOR AIR 87 vorgelegt wurden [32]. Die Luft ($V_z = 78 \text{ m}^3/\text{h}$ für zwei Personen) wurde seitlich mit einer Temperatur von ca. 17°C dem Raum zugeführt und verteilt sich, ähnlich wie eine Flüssigkeit, in einer relativ dünnen Grenzschicht über den gesamten Boden. Auf dem Weg zur Aufenthaltszone (beginnend in ca. 1 m Abstand zur Fassade) erwärmt sich die Zuluft auf ca. 20 bis 22°C . Dies ist im wesentlichen durch den ca. 23°C warmen Fußboden bedingt, der sich durch Strahlungseinfluß der Umgebung (Wände, Decke, Personen u.a.) auf diesen Wert erwärmt (Deckentemperatur über 25°C). Da die Strahlung bei dieser Luftführung eine wesentliche Rolle spielt (durch die geringeren Luftgeschwindigkeiten verringert sich die konvektive Wärmeabgabe von Personen, Terminals u. dergl., die Wärmeabgabe durch Strahlung steigt entsprechend an), müssen bei Laborversuchen die Begrenzungswände des Testraumes unterschiedlich temperiert werden, um die sich im geplanten Gebäude später einstellenden, berechenbaren Strahlungsverhältnisse (Oberflächentemperatur der Wände, Decke, Boden und Wärmequellenverteilung) simulieren zu können, und es muß der Testraum sorgfältig gegen die Umgebung isoliert werden (Kalorimeter-Raum), um einen Zu- oder Abfluß von Wärme zu verhindern. Denn die Wärmebilanz muß stimmen: im Beharrungszustand muß sich die Kühllast in der Temperaturdifferenz zwischen Abluft und Zuluft wiederfinden (s. Gl. (3)).

Die noch unterkühlte Zuluft füllt dann, sich allmählich erwärmend, den Raum von unten nach oben bis zu einer gewissen Höhe, die abhängig ist von Zuluftleistung und Kühllast (siehe hierzu auch die eingehenden Betrachtungen in [37]). Sie steigt danach im Bereich der Wärmequellen bis in Kopfhöhe auf ca. 24°C an (die Temperaturdifferenz zwischen Kopf und Fuß bleibt dabei unter den zulässigen Werten von 3 K, wie sie in [33] ermittelt wurden). Die Raumluftgeschwindigkeiten lagen im Bereich von 0,05 m/s und der Turbulenzgrad unter 0,1. Die Luftbewegung im Raum war damit noch niedriger als in einem unbeflüsteten Raum mit konventioneller Heizung.

Im weiteren Aufstieg bis zur Decke erwärmt sich die Luft auf ca. 26°C (Ablufttemperatur). Der thermische Belastungsgrad beträgt damit $\mu_t = 24 - 17/26 - 17 = 0,78$. Mehr als 20% der Kühllast werden also eingespart. Die

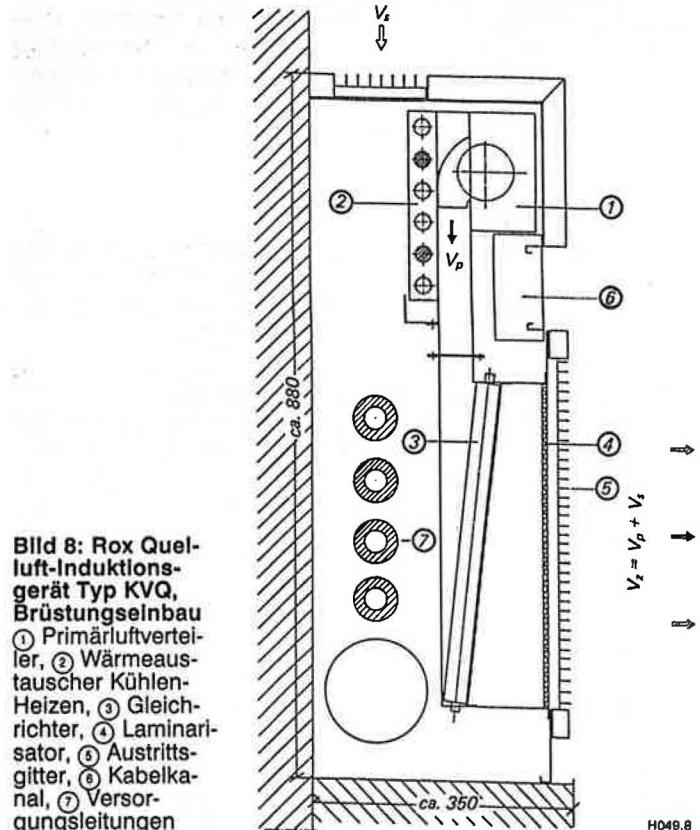


Bild 8: Rox Quellluft-Induktionsgerät Typ KVQ, Brüstungseinbau
 ① Primärluftverteiler, ② Wärmeaus tauscher Kühlen-Heizen, ③ Gleichrichter, ④ Laminarisator, ⑤ Austritts gitter, ⑥ Kabelkanal, ⑦ Versor gungsleitungen

mit dem Luftwechsel von 2,7 gedeckte Kühl last erreichte 24 W/m^2 .

Im realen Gebäude läßt sich dieser Wert unter sonst gleichen Bedingungen noch erhöhen, da sich durch die aus der Atmosphäre einstrahlende Sonnenenergie, durch übliche Anordnung einer Deckenbeleuchtung und durch den Wärmefluß im Boden (Deckentemperatur > Bodentemperatur) die Bodentemperatur erhöht, die Deckentemperatur niedriger wird. Trotzdem werden die erreichbaren Lasten den Wert 30 W/m^2 nicht wesentlich überschreiten, das System bleibt damit auf Anlagen mit relativ niedriger Kühl last beschränkt. Esdorn [32] schlägt daher eine zusätzliche Kühlung der Decke vor, mit der nicht nur die thermische Last erheblich gesteigert, sondern durch die Veränderung der Strahlungseinflüsse auch mit einer höheren thermischen Behaglichkeit gerechnet werden kann, möglicherweise jedoch zu Lasten der Luftgüte (Anstieg des Stoff Belastungsgrades).

Der Stoff-Belastungsgrad liegt vermutlich noch weit tiefer als der thermische Belastungsgrad. Untersuchungen von

Air Exchange

Flatheim [30] zeigten, daß bei einem thermischen Belastungsgrad von 0,4 der Stoff-Belastungsgrad bis auf 0,05 abfallen kann, wobei jedoch im Raum vermutlich keine Bewegung herrschte. *Sandberg* und *Sjöberg* [31] berichten von einem Stoff-Belastungsgrad von $\mu_c = 0,42$ bei $n = 2$, der bei Personenbelegung durch die stärker bewegte Raumluft jedoch auf $\mu_c = 1$ (Mischungsströmung) anstieg. Erst bei höherem Luftwechsel ($n = 4$) sank μ_c wieder auf 0,25 (s. Bild 7). Auch dieser Wert ist aber noch wesentlich höher als der von *Flatheim* ermittelte, was vermutlich durch unterschiedliche Leitsubstanzen begründet ist. Für den Raumbenutzer selbst ergeben sich im Grenzschichtbereich um die Person wiederum niedrigere Belastungsgrade, da hier die durch Konvektion aufgestiegene reine Luft aus dem Bodenbereich vorherrscht.

Der Luftauslaß muß dabei jedoch stets eine möglichst laminare Strömung am Boden erzeugen, er muß also mit niedrigen Austrittsgeschwindigkeiten arbeiten und geeignete Einrichtungen zum Turbulenzabbau besitzen. Dies wurde auch durch die Untersuchungen von *Socher* [34] bestätigt, der bei Industrieanlagen unter sonst gleichen Verhältnissen eine erhebliche Verbesserung der Stoff-Belastungsgrade durch Laminarisierung nachweisen konnte.

Quellluft-Induktionsanlage

Die Untersuchungsergebnisse von *Sandberg* u.a. deuten darauf hin, daß zumindest bei Bewegung im Raum (von der man im allgemeinen ausgehen muß) der Volumenstrom höher sein sollte als der reine Außenluftbedarf (Bild 7).

Damit führt der Weg zum Quellluft-Induktionssystem (Anlage 12 nach Bild 3), mit dem der Zuluftvolumenstrom durch die im Induktionsgerät zugemischte Sekundärluft auf das 4fache des Primärluftvolumenstromes (Außenluft) gesteigert werden kann. Mit einem kaltwasser durchflossenen Wärmeaustauscher lässt sich auch die abzuführende Raumlast mit der auf den Außenluftbedarf beschränkten Primärluft erheblich steigern, ohne die Austrittstemperatur weiter zu senken. Gegenüber einem Quellluftsystem ohne Sekundärkühlung (Anlage 11 in Bild 3) erreicht man mehr als das Doppelte. Führt man den Wärmeaustauscher für 4-Leiter-Anschluß aus (4 Rohre Kühlung, 2 Rohre Heizung), verleiht man dem System damit eine umfassende Regelmöglichkeit. Man erhält ein Quellluft-Induktionsgerät, wie es Bild 8 zeigt.

Die Sekundärluft V_s wird durch einen Schlitz in der Brüstungsabdeckung aus der warmen Fensterzone angesaugt, hierdurch wird ein Teil der Strahlungsenergie der Atmosphäre abgefangen, ohne den Raum damit zu belasten. Dieser Effekt lässt sich verstärken durch eine Sekundärluftführung über den Zwischenraum der Fensterflügel einer Mehrfachverglasung, wie in Bild 9 dargestellt. Vorteilhaft ist diese Luftführung besonders im Winterbetrieb, wenn für den Raum eine Wärmeleistung angefordert wird. Die Temperatur der Innenscheibe wird damit angehoben (Vermeidung von eventuellem Strahlungszug durch ein zu kaltes Fenster), und die Zulufttemperatur bleibt unter Raumtemperatur, so daß die für den Luftnutzungsgrad wichtige großflächige Verteilung der Zuluft über den gesamten Raumboden erhalten bleibt.

Im Sommerbetrieb wird durch die Verstellklappe im Brüstungsgitter die Sekundärluft wieder direkt aus der Aufenthaltszone angesaugt. Sie durchströmt den Wärmeaustauscher, wird abgekühlt und zusammen mit der Primärluft V_p über den Quellluftauslaß turbulenzarm mit Austrittsgeschwindigkeiten von ca. 0,2 m/s dem Raum in Bodennähe wieder zugeführt. Eine gleichmäßige Luftverteilung über dem Ausblasquerschnitt ist dabei gesichert durch den spitz

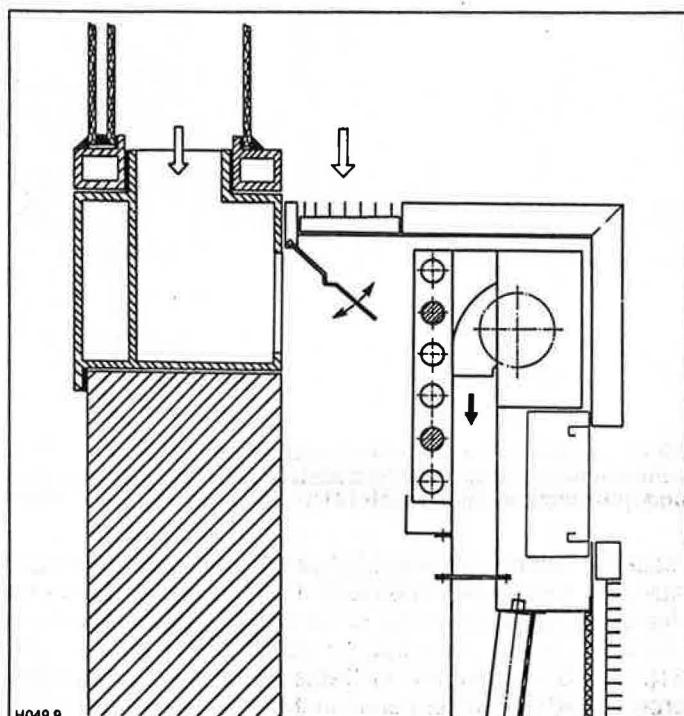


Bild 9: rox Quellluft-Induktionsgerät, Sekundärluftansaugung über Doppelfenster

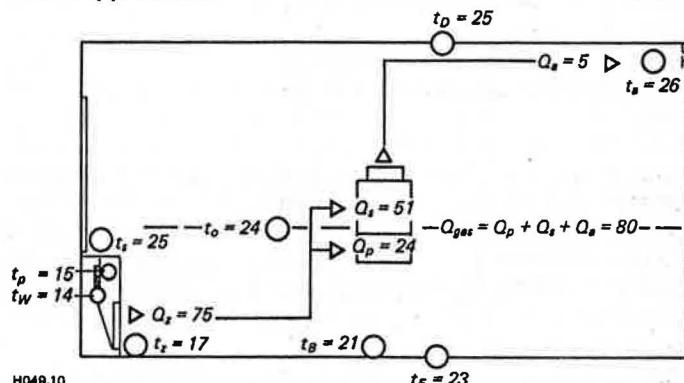


Bild 10: ○ Temperaturen [°C] und ▷ thermische Lasten [W/m²] der Quellluft-Induktionsanlage

Primärluft-Volumenstrom $V_p = 80 \text{ m}^3/\text{h}$
Induktionsverhältnis $i = 3$

Wasserdurchfluß $V_w = 150 \text{ l/h}$
Temperaturen: t_p = Primärluft, t_s = Sekundärluft, t_z = Zuluft, t_a = Abluft, t_b = Bodenluft, t_0 = Aufenthaltszone, t_d = Decke, t_f = Fußboden, t_w = Wasser

thermischer Belastungsgrad: $\mu_t = t_0 - t_p/t_a - t_p = 0,8$

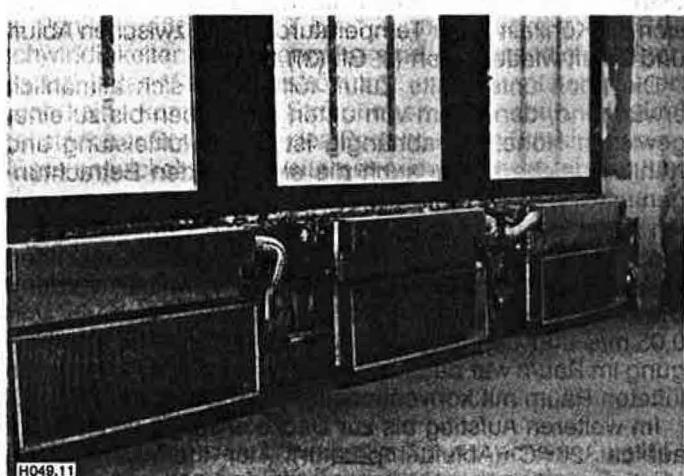


Bild 11: Quellluft-Induktionsgerät in der Installation

zulaufenden Zuluftkanal hinter der Primärluft-Mischzone, den anschließenden Gleichrichter und den Austritts-Laminarisor, der zusätzlich eine Filterwirkung für die Sekundär Luft besitzt. Die ausströmende Kaltluft breitet sich in einer Grenzschicht über dem Boden aus, in gleicher Weise wie dies bei Brüstungsinduktionsgeräten mit nach oben gerichtetem tangentialen Lufteinlass im Heizbetrieb unter der Decke feststellbar ist ([5], s. dort Bild 15). Kaltluft am Boden führt zu spiegelbildlich ähnlichen Strömungsbildern wie Warmluft an der Decke, da Auftrieb und Schwerkraft in entgegengesetzter Richtung wirken. Allein aus dieser Analogie erkennt man, daß das Quellluft-Induktionssystem hinsichtlich der Zugfreiheit keinerlei Probleme bringt.

Die Luftgeschwindigkeiten im Raum liegen im Bereich von 0,1 m/s, die Luftgüte wird bei vorsichtigem Ansatz mindestens 3mal besser sein als bei einem Mischungssystem. Durch die verringerte konvektive Wärmeabgabe der Personen wird eine raschere Entfeuchtung von Schleimhäuten, wie sie bei zu hoher Luftbewegung im Raum eintritt, vermieden; die Luft wird nicht mehr als „zu trocken“ empfunden, wie dies bei Klimaanlagen trotz ausreichender Raumluftfeuchte mitunter festgestellt wurde [9].

Die Anlage arbeitet mit der auf den Außenluftbedarf beschränkten Förderung der Primärluft als Luft-Wasser-System nicht nur kostengünstiger als jedes Nur-Luft-System, sondern noch energieeinsparender als eine Brüstungsinduktionsanlage oder eine Deckeninduktionsanlage, da ihr thermischer Belastungsgrad $\mu_t < 1$ ist.

Die mit ca. 17 °C Austrittstemperatur der Zuluft V_z im Primärluftbetrieb erreichbare Kühlleistung liegt mit einem Primärluftvolumenstrom von 80 m³/h bei 800 W/Gerät, bei einer zugeordneten Raumfläche von 10 m² also 80 W/m² (somit ca. das Doppelte wie in üblichen Büroräumen benötigt). Die Temperatur- und Lastverhältnisse sind im einzelnen aus Bild 10 erkennbar.

Auch im Primärluft-Heizbetrieb (Anfahrbetrieb) bietet die Quellluft-Induktionsanlage gegenüber der Lüftung von oben nach unten Vorteile (keine komplizierten Lufteinlässe mit Strahllenkung erforderlich, um Warmluft nach unten zu bringen), und sie ermöglicht eine statische Heizung ohne Luftförderung (Nachtbetrieb) in der Größenordnung von 350 W/Gerät. Mit einer erhöhten statischen Kühlung (Luftkühlung ohne Primärluftbetrieb) kann ebenfalls gerechnet werden, da der Wärmeaustauscher im Induktionsgerät sehr hoch angeordnet ist; damit findet die sich hier abkühlende und dadurch schwerer werdende Luft im anschließenden Spitzkanal eine längere Fallstrecke vor, in der sie beschleunigt wird.

Durch den vorzugsweise ventilgeregelten Wärmeaustauscher ermöglicht das System eine individuelle Regulierbarkeit, gestattet eine flexible Raumgestaltung und ist betriebsicher und kostengünstig in der Installation (keine Doppelböden, raumsparende Kanäle, kleinere Zentralgeräte ohne Drehzahlregelung).

Es eignet sich damit auch hervorragend für die Sanierung von älteren Induktionsanlagen mit Brüstungsgeräten, die hinsichtlich Luftgüte, Behaglichkeit und Energiekosten die heutigen Anforderungen nicht mehr erfüllen können. Die bereits liegenden Versorgungsleitungen können wiederverwendet werden (Primärluft- und Abluftkanäle, Wasserleitungen, möglicherweise auch Regeleinrichtungen), lediglich die Fensterbrüstung müßte dem Quellluft-Induktionsgerät angepaßt werden. Die Bilder 11 bis 14 zeigen die Installation und das Ergebnis einer solchen Sanierung.

Die vom Quellluft-Induktionsgerät zu beherrschende Raumtiefe richtet sich dabei nach der anfallenden Kühllast. Sein Einsatz muß somit bei entsprechender Gebäudekon-

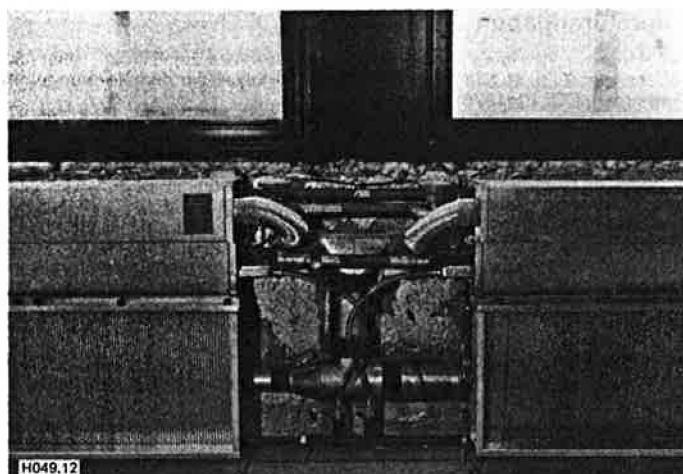


Bild 12: Quellluft-Induktionsgerät in der Installation



Bild 13: Quellluft-Induktionsgerät im Büraum



Bild 14: Quellluft-Induktionsgerät im Büraum

zeption auf die Außenzonen beschränkt werden. Für Innenzonen kann das Induktionssystem mit einem Doppelboden und Lüftung über den Teppichboden ergänzt werden, sofern nicht weitere Quellluftauslässe an Innenwänden angeordnet oder Deckeninduktionsgeräte verwendet werden können.

Mit seiner hohen Behaglichkeit (kleine Luftgeschwindigkeiten, optimale Luftpnutzung, regelfähig) ist das neue energieeinsparende System eine gute Waffe gegen das „Sick-Building-Syndrome“. [H 049]

Literaturangaben

- [1] Hönnemann, W.: Raumlufttechnik und Energieverbrauch. ETA 43 (1985) A3.
- [2] Brendel, T., u. G. Güttler: Kosten-Nutzen-Analyse der Klimatisierung von Gebäuden. CCI 10 (1976) Nr. 7.
- [3] Laux, H.: Nutzen von Klimaanlagen in Krankenanstalten und Möglichkeiten der Energieeinsparung. Österreichische Krankenhaus-Zeitung 1976 Nr. 3.
- [4] Esdorn, H., u. G. Keller: Gesundheits- und Befindensstörungen in klimatisierten Gebäuden. Rezension zu [9]. CCI 20 (1986) Nr. 4.
- [5] Laux, H.: Experimentelle Untersuchungen der Luftführung in Räumen mit Hochdruck-Induktionsanlagen. VDI-Berichte 136 (1969) S. 43.
- [6] Mayer, E.: Entwicklung eines Meßgerätes zur getrennten und integrativen Erfassung der physikalischen Raumklimakomponenten. Dissertation TU München 1983.
- [7] Fanger, P. O.: Thermal Comfort. Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1973.
- [8] Fanger, P. O.: A solution to the sick building mystery. Proc. of Indoor Air 87, Vol. 4.
- [9] Kröling, P.: Gesundheits- und Befindensstörungen in klimatisierten Gebäuden. W. Zuckschwerdt Verlag, München 1985.
- [10] Skov, P., u. O. Valbjorn: The sick building syndrome in the office environment. Proc. of Indoor Air 87, Vol. 1.
- [11] Sterling, T. D., Sterling, E., u. H. D. Dimich-Ward: Air quality in public buildings with health related complaints. ASHRAE Trans. 1983, Vol. 89.
- [12] Fitzner, K.: Schadstoffausbreitung in belüfteten Räumen bei verschiedenen Arten der Luftführung. HLH 32 (1981) Nr. 8.
- [13] Hubbard, A. B.: Winning the air conditioning odor fight. Heat. Pip. Air Cond. 1959 Nr. 1-7.
- [14] Hopper, W. F.: Surface odor absorption and retention properties measured. Journal ASHRAE März 1959.
- [15] Kerka, W. F., u.a.: Temperature and humidity effects on odor perception. Heat. Pip. Air Cond. 1956 Nr. 4.
- [16] Lemke, H. J., u. W. Radtke: Auf dem Weg zur beschwerdefreien Klimaanlage. CCI 20 (1986) Nr. 9.
- [17] Schartmann, H.: Luftbefeuchtungstechnik. TAB 1983 Nr. 10.
- [18] Laux, H.: Neuzeitliche Systeme und Geräte für Hochgeschwindigkeitsanlagen nach dem Zwei- und Einkanalprinzip. GI 92 (1971) Nr. 1.
- [19] Int-Hout, D., u. P. Berger: What's really wrong with VAV-Systems. Journal ASHRAE Dez. 1984.
- [20] Fitzner, K.: Luftführung in klimatisierten Sälen. Kl Klima-Kälte-Heizung 1986 Nr. 3.
- [21] Fitzner, K.: Büroklimatechnik. Die Kälte und Klimatechnik 1985 Nr. 10-12.
- [22] Carolus, T., u. K.-O. Felsch: Instationäre Strömungsprobleme in lufttechnischen Anlagen. HLH 38 (1987) Nr. 3, S. 129/33.
- [23] Laux, H.: Variabel-Volumenstrom-Klimasysteme. HLH 29 (1978) Nr. 11.
- [24] Laux, H.: Stand der Technik in der Hochdruck-Klimatisierung. GI 95 (1974) Nr. 3.
- [25] Fitzner, K., u. H. Laux: Induktionsgeräte für Deckeneinbau. HLH 27 (1976) Nr. 10.
- [26] Esdorn, H.: Zur einheitlichen Darstellung von Lastgrößen für die Auslegung Raumlufttechnischer Anlagen. HLH 30 (1979) Nr. 10.
- [27] VDI-Richtlinie 2078: Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume (VDI-Kühllastregel). August 1977.
- [28] Herbst, D.: We use the „Spülgrad“. CCI 21 (1987) Nr. 6.
- [29] Brockmeyer, H.: Klimadrant-System, ein neues lüftungstechnisches Anlagenkonzept. Kl 1974 Nr. 10.
- [30] Flatheim, G.: Airconditioning without draft and noise. Proc. of Indoor Air 84, Vol. 5.
- [31] Sandberg, M., u. M. Sjöberg: A comparative study of the performance of general ventilation systems in evacuating contaminants. Proc. of Indoor Air 84, Vol. 5.
- [32] Esdorn, H., Knabl, H., u. R. Külpmann: Air-Conditioning. New horizons - new opportunities. Proc. of Indoor Air 87, Vol. 4.
- [33] Olesen, B. W., Schøler, M., u. P. O. Fanger: Discomfort caused by vertical air temperature differences. Indoor climate 36, S. 561.
- [34] Schøler, H. J.: Verdrängungslüftung zur Energieeinsparung. TAB 1985 Nr. 4.
- [35] DIN 1946/4: Raumlufttechnische Anlagen in Krankenhäusern. Entwurf Mai 1987.
- [36] Fitzner, K.: Siphons. Kl 1983, Nr. 2.
- [37] Fitzner, K.: Quelllüftung. HLH 39 (1988) Nr. 4, S. 173/81.

METALL „MIT GEDÄCHTNIS“ BETÄTIGT VENTILATOR-LAMELLEN

Memory-Metalle, wie z.B. Nickeltitan, nehmen nach bleibendem Verformen und anschließendem Erwärmen ihre ursprüngliche Gestalt wieder an. Gegenüber Bimetallen, die sich fast proportional zur Temperatur verformen, ändert sich das Metall „mit Gedächtnis“ (Memory) unmittelbar bei einem bestimmten Temperaturbereich. Außerdem lässt es sich stärker beanspruchen als Bimetalle.

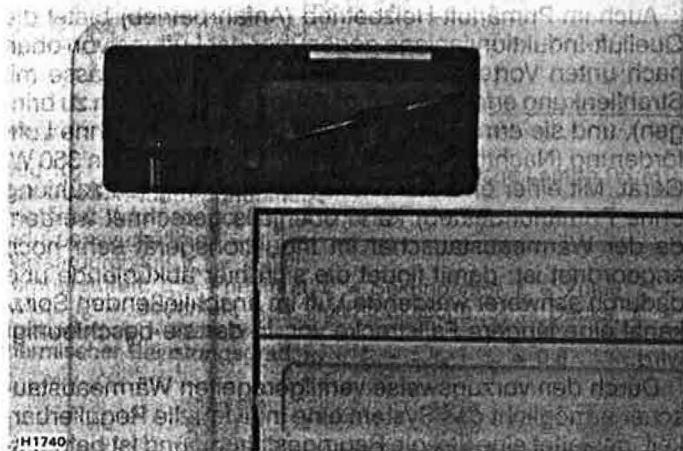
Seit 1971 befaßt sich das Krupp Forschungsinstitut, Essen, mit dem Werkstoff Nickeltitan und seinen möglichen Anwendungen in Technik und Medizin. Die zum Krupp-Konzern gehörende GST Gesellschaft für Systemtechnik mbH, Essen, verzeichnete inzwischen erste Erfolge mit Memory-Metallen bei Serienanwendungen. Beispiel hierfür ist die Firma Maico-Ventilatoren in Villingen-Schwenningen. Seit 1985 verwendet sie in ihren Ventilatoren für Wohnung, Bad und WC Nickeltitan-Biegestreifen zum automatischen Öffnen und Schließen der

Dieses Detailfoto zeigt einen Badezimmer-Ventilator, bei dem der einseitig eingespannte Nickeltitanstreifen (Maße 40 x 6 x 0,8 mm) von einem PTC (Positive Thermic Coefficient) erwärmt wird. Der Biegestreifen aus Memory-Metall öffnet die Ventilatorlamellen und schließt sie wieder, sobald er nach Ausschalten des Lüfters die Rückstelltemperatur erreicht hat

Werkbild

Lamellen (Bild).

Was ganz früher manuell mit einer Schnur geschah, nämlich die Lamellen-Luftklappe beim Einschalten des Ventilators zu öffnen und beim Ausschalten zu schließen, übernahm 1973 ein Bimetallstreifen als automatisches Stellelement. Da die Ventilatoren jedoch noch leistungsfähiger und vor allem spritzwassergeschützt sein müssen, hatte das relativ lange Bimetall aus konstruktiven Gründen keinen Platz mehr. Inzwischen arbeiten mehr als 180 000 Ventilatoren aus dem Unternehmen mit einer freiblasenden



Luftmenge von 95 m³/h und nur 13 W Leistungsaufnahme einwandfrei mit dem „sich erinnernden“ Biegestreifen. Seine Kraft von 2,5 N reicht aus, um die sechs Lamellen zu öffnen und zu schließen.

Der kleine einseitig eingespannte Nickeltitanstreifen wird von einem Kaltleiter sehr schnell auf 90 °C bis 105 °C Auslösetemperatur erwärmt. Dabei biegt er sich und öffnet die Lamellen. Nach Ausschalten des Lüfters kühlst der Streifen auf Umgebungstemperatur ab und schließt die Lamellen wieder. [H 1740]