

**30 Jahre**  
**Heizung-Lüftung-Klimatechnik**  
**an der Universität Stuttgart**

**Beiträge seiner Mitarbeiter zum  
60. Geburtstag von Prof. Dr. Heinz Bach**

## **Inhaltsverzeichnis**

Die Umgestaltung des ehemaligen Hauptwerkes von Carl Zeiss Jena in ein modernes Dienstleistungszentrum <i>Helmut Ast</i>	1
Betriebssimulation von Kühldecken <i>Michael Bauer</i>	5
Laser-Lichtschnittverfahren zur Sichtbarmachung von Luftströmungen in Räumen <i>Bernhard Biegert</i>	9
Wärmeleistung einer Deckenstrahlplatte unter Prüfstands- und Praxisbedingungen <i>Harald Bitter, Reinald Mangelsdorf</i>	13
Konzeption und Dimensionierung von Wärmeerzeugern für Niedrigenergiehäuser <i>Gunther Claus</i>	21
Erfassen von Gefahrstoffen in der Industrie <i>Rüdiger Detzer</i>	25
Zonenmodelle - neue Planungsinstrumentarien für lastmindernde Luftführungen <i>Walter Dittes</i>	29
Wärmenutzungskonzept für ein sächsisches Milchwerk <i>Manfred Ersing</i>	35
Verbesserung des Betriebsverhaltens einer Fußbodenheizung durch Verwendung eines wärmegeprägten Heizrohres <i>Franz Grammling</i>	43
Beurteilung von Heizkostenverteilern durch Betriebssimulation <i>Christian Haupt, Markus Tritschler</i>	47
Optimierung der Wärmeübertragung durch freie Konvektion im Deckenhohlraum einer Kühldecke <i>Sigmar Hesslinger</i>	53
Untersuchungen an Deckenstrahlplatten und Raumkühlflächen <i>Christoph Kochendörfer, Jörg Schmid</i>	61
Europäische Normung im Bereich der Heizkostenverteiler <i>Friedemann Kuppler</i>	67
Emulation und Betriebsüberwachung - Anwendung der Systemsimulation in Echtzeit - <i>Madjid Madjidi</i>	75
Trinkwassererwärmung nach Norm <i>Hans Messerschmid</i>	79
Qualitätssicherung der Prüfstelle Heizung-Lüftung-Klimatechnik <i>Klaus Neuscheler, Dieter R. Goettling</i>	83
Maßgebende Stoffwerttemperaturen und Einfluß des Luftdruckes bei freier Konvektion <i>Hermann Sauter</i>	87

Braucht man Komfort-Klimaanlagen in Deutschland ? <i>Gerd Schaal</i>	97
Sicherheitstechnische Ausrüstung geschlossener Heizanlagen <i>Dietrich Schlapmann</i>	101
Heizanlagenkonzept für Brennwert- und Solarenergienutzung bei Mehrfamilien-Niedrigenergiehäusern <i>Wolfgang Scholer</i>	107
Computersimulation im Planungsprozeß <i>Wolfram Stephan</i>	115
Zum hydraulischen Abgleich in Zweirohr-Netzen <i>Dieter Striebel</i>	119

# Die Umgestaltung des ehemaligen Hauptwerkes von Carl Zeiss Jena in ein modernes Dienstleistungszentrum

HELMUT AST

## Einleitung

Eine häufige Aufgabenstellung in den neuen Bundesländern ist die Umgestaltung von unwirtschaftlich gewordenen Industriebetrieben. Am Beispiel des ehemaligen Hauptwerkes der Firma Carl Zeiss in Jena soll gezeigt werden, welche Maßnahmen der technischen Ver- und Entsorgung sowie der technischen Gebäudeausrüstung dafür üblicherweise notwendig sind.

Nicht näher eingegangen sei hier auf die Aspekte von

- Finanzierung,
- Vermarktung,
- Eigentumsverhältnissen,
- Logistik (Umzug),
- Verkehr,

da sie den gegebenen Rahmen sprengen würden. Diese Punkte sind jedoch für die technische Lösung der Infrastrukturmaßnahmen sowie der technischen Gebäudeausrüstung von immenser Bedeutung, da sie quasi die finanziellen, zeitlichen, örtlichen und baulichen Randbedingungen vorgeben.

Daher ist es unabdingbar, sich frühzeitig in den Entscheidungsprozeß über diese Aspekte einzuschalten oder - wenn dies nicht möglich ist - wenigstens rechtzeitig auf die "Knackpunkte" der Technik aufmerksam zu machen, die für die übergeordneten Entscheidungen relevant sind. Ansonsten kommt es zu teuren provisorischen Übergangslösungen, die letztlich die Gesamtkosten der Baumaßnahmen unnötig steigern.

## Ausgangslage

Das "Hauptwerk" der Firma Carl Zeiss besaß eine Fläche von 43.000 m<sup>2</sup> und lag mitten in der Innenstadt von Jena.

Diese - für einen modernen industriellen Betrieb - ungünstige Lage barg jedoch die Chance in sich, hier ein Dienstleistungszentrum zu erstellen, das die Bedürfnisse der Stadt und der umliegenden Region deckt. In diesem neuen Zentrum finden sich nun zwei Bereiche wieder

- Lehre, Forschung und Entwicklung  
vertreten durch Universität und Großforschungseinrichtungen wie das Fraunhofer-Institut sowie durch ausgegründete kleinere "Hightech" Betriebe und Büros.
- kommerzielle Unternehmen  
vertreten durch ein Hotel, ein Kaufhaus und ein Ladenzentrum, die alle durch eine verglaste, geschlossene Galerie miteinander verbunden sind.

## Infrastruktur

Passend zu der früheren Nutzung eines über viele Jahrzehnte gewachsenen Industriebetriebs war die technische Infrastruktur aufgebaut. Das heißt, die vorhandene leitungsgebundene Grundversorgung mit Fernwärme, Wasser, Abwasser, Stark- und Schwachstrom (hier nur Telefon) war stark vermascht, teilweise unsystematisch gegliedert und vor allem von unterschiedlichster Qualität. Erschwerend kam hinzu, daß in der Zeit der ehemaligen DDR auch über 40 "Sekundärverbraucher" wie z.B. ein Kindergarten, eine Schule und eine Klinik an diesen Grundnetzen angeschlossen waren.

Die Umstrukturierung und der Neuaufbau der technischen Ver- und Entsorgungseinrichtungen gliedert sich in folgende Abschnitte

- Feststellen der künftigen Baumaßnahmen (inklusive ihres zeitlichen Ablaufs),
- Berechnen des künftigen Bedarfs an o.g. Medien,
- Prüfen der Verwendbarkeit vorhandener technischer Einrichtungen,
- Konzeption der neuen Infrastruktur,
- Abstimmung mit den Energieversorgungsunternehmen,
- Abstimmung mit den zuständigen Behörden.

Die **Ermittlung des Bedarfs** an Medien zur Versorgung der künftigen Bebauung ist an sich trivial. Hier kann mit den entsprechenden Erfahrungswerten (z.B. flächenbezogene Werte für Wärme und Strom) schnell das Ergebnis gefunden werden. Äußerst komplex ist

jedoch die Aufgabe, die Flächen und die Nutzung künftiger Gebäude so frühzeitig festzulegen, daß die notwendige Infrastruktur zeitgleich oder meist früher als die Gebäude realisiert werden kann. Letztlich kann dies nur zusammen mit dem Investor und dem planenden Architekten geschehen.

Der zeitliche Ablauf der Baumaßnahmen beeinflusst das Konzept der Infrastruktur nur in zweiter Linie. Entscheidend ist er jedoch für die Trassierung der neuen Leitungen sowie für die Kosten von - meist teuren - Provisorien zur Aufrechterhaltung der Energieversorgung von weitergenutzten Gebäuden.

Das Prüfen der Weiterverwendbarkeit vorhandener technischer Ver- und Entsorgungseinrichtungen läßt sich nur mit den bisherigen Betreibern realisieren. Sie haben die notwendige Kenntnis über Trassierung, Dimensionierung und Struktur "ihrer" Grundnetze, die sie mit viel Sinn für Improvisation unter schwierigen Verhältnissen betreut haben. Die vorhandenen Einrichtungen können meist lediglich für die Weiterversorgung von weitergenutzten Gebäuden verwendet werden. Ihr technischer Zustand läßt dies für rekonstruierte oder gar neue Gebäude nicht zu.

Die Konzeption der neuen Infrastruktur lehnt sich - schon aufgrund der gesetzlichen Bestimmungen - weitgehend an eine öffentliche Versorgung an, bei der jedes Gebäude (und zum Teil jeder Mieter - Telekom!) getrennt erschlossen wird. Auch aus dem Gesichtspunkt der späteren Vermarktung einzelner Gebäude bietet sich eine Einzelversorgung an. Hinzu kommt die Forderung nach der nachvollziehbaren, getrennten Abrechnung der Energiekosten.

Alle bisher angeschlossenen Sekundärverbraucher wurden abgekoppelt und sind mittlerweile von den einzelnen EVU's direkt versorgt. Dafür waren zum Teil aufwendige Maßnahmen notwendig z.B. bei Fernwärme eine Kurzschlußstrecke und einige Neutrassierungen, deren Kosten vom "Verursacher" getragen werden mußten.

Selbstverständlich ist die Lösung mit Energieversorgungsunternehmen und Behörden abzustimmen. Die Problematik der ungeklärten Zuständigkeit von EVU's und Stadtwerken wurde so gelöst, daß bei allen Entscheidungen beide Partner eingebunden waren. Das heißt, von Beginn an waren auch die - mittlerweile zuständigen - Stadtwerke mit beteiligt.

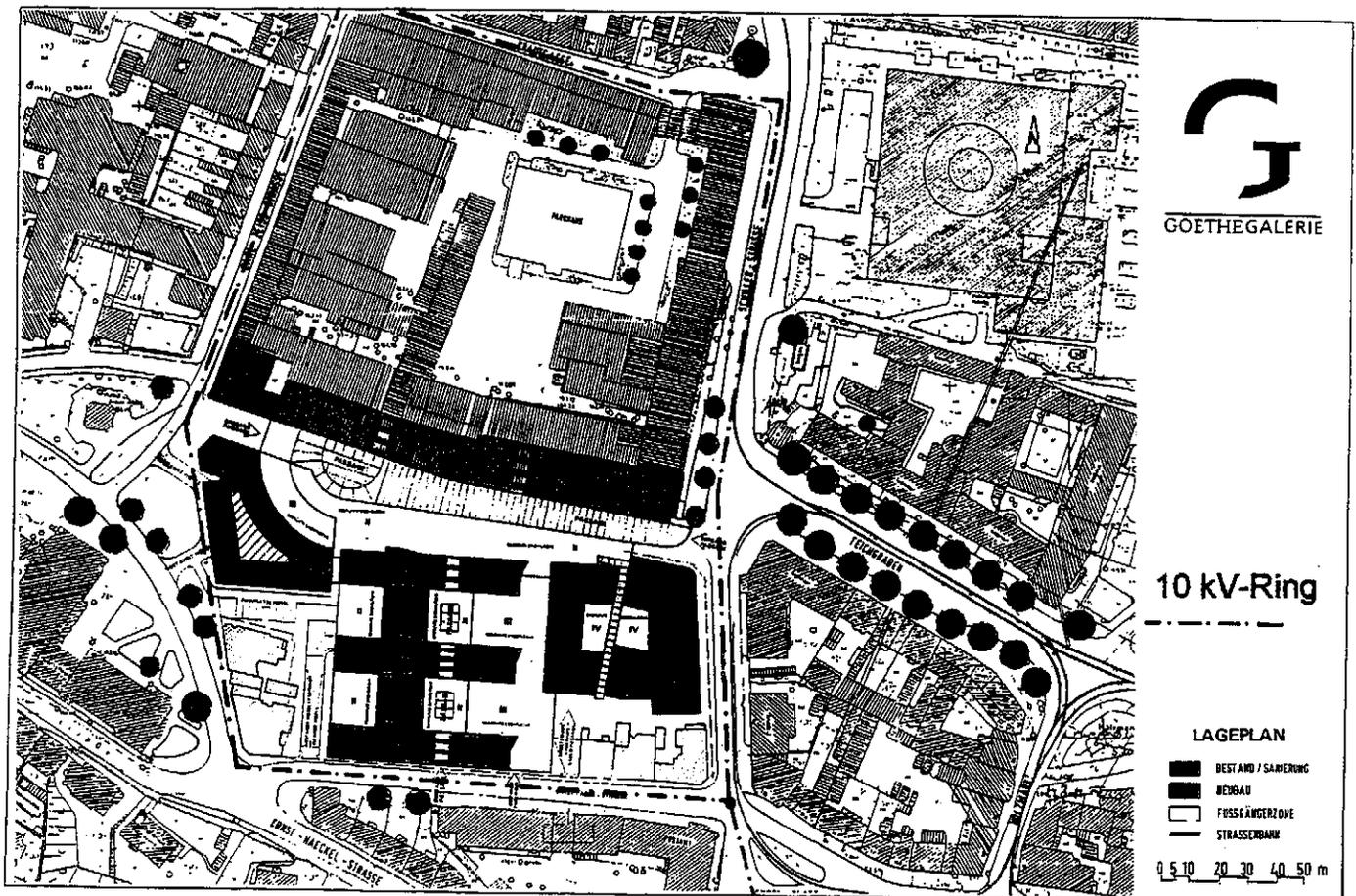


Bild 1: 10 kV-Ring rund um die Liegenschaft

**Bild 1** zeigt die Versorgung mit Starkstrom. Die neue Erschließung geschieht durch einen 10 KV Ring, der das Gelände umschließt und an den die einzelnen Gebäude durch Trafostationen, die von EVU betrieben werden angeschlossen sind.

### Beispiele von Gebäuden

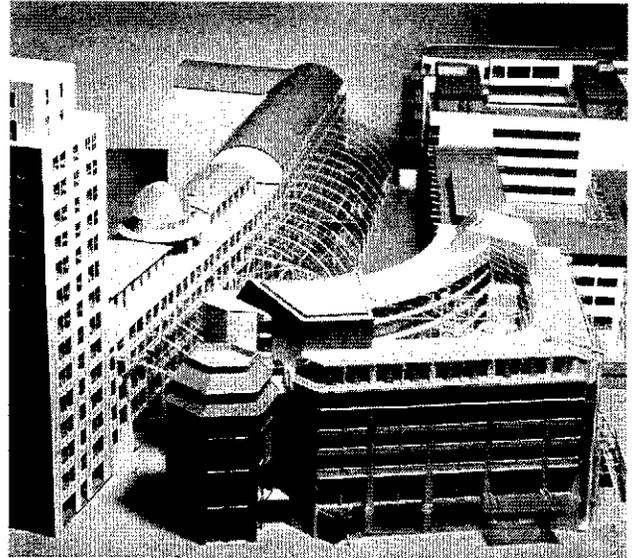
Bereits "rekonstruiert" und bezogen wurde das **ehemalige Forschungshochhaus B 59**, das eine Fläche von 22.000 m<sup>2</sup> auf 16 Stockwerken aufweist. Dabei wurde das Gebäude "entkernt", d.h. auf den Rohbau zurückgeführt und alle anderen Bereiche - Fassade, Technik und Ausbau vollständig erneuert (s. **Bild 2**). Bemerkenswert ist, daß der Zeitraum von 20 Monaten zwischen Planungsauftrag und Bezug nur realisiert werden konnte, weil alle an der Planung Beteiligten "integriert" arbeiten, d.h. die Planungsprozesse bei Architekten, Tragswerksplaner und den Ingenieuren der Technischen Gebäudeausrüstung parallel statt seriell abliefern. Nur bei derartigem Ablauf - und unterstützt durch moderne Hilfsmittel wie z.B. CAD - lassen sich die kurzen Zeiträume einhalten, die aus finanziellen Gründen heute immer stärker von den Bauherren ge-



**Bild 2:** Forschungshochhaus B 59

fordert werden.

Die Planung der sogenannten **Goethegalerie** die zum Großteil aus neuen Gebäuden bestehen wird, läuft daher ebenso ab. Wie im Modell (s. **Bild 3**) dargestellt, sind in diesem Komplex ein Ladenzentrum mit Tiefgarage, ein Hotel und ein Kaufhaus eingebunden. Die überdachte 150 m lange Galerie verknüpft diese Gebäude und den angrenzenden erhaltenen Bereich des "Hauptwerkes" mit dem "alten Hochhaus" im Vordergrund links.



**Bild 3:** Modell der Goethegalerie

Komplettiert wird die Umgestaltung des Hauptwerkes durch den Neubau der Institute für Rechts- und Wirtschaftswissenschaft der Universität Jena im Nordosten der Liegenschaft. Auch hier werden neue Wege bestritten, indem dem Land "schlüsselfertig" die Gebäude übergeben werden, d.h. ein Investor finanziert die Gebäude vor, läßt sie planen und realisieren und verkauft sie dann an die Universität zur späteren Nutzung.

### Zusammenfassung

Die Umgestaltung des ehemaligen Hauptwerkes von Carl Zeiss in ein modernes Dienstleistungszentrum wird bis Ende 1995 abgeschlossen sein. Die ersten Erfahrungen mit den bisher fertiggestellten Gebäuden zeigen, daß eine derart große Bauaufgabe nur durch eine "Integrierte Planung" an der alle Fachdisziplinen beteiligt sind, bewältigt werden kann.

# Betriebssimulation von Kühldecken

MICHAEL BAUER

## Einleitung

Theorie und Praxis gehen nicht selten verschiedene Wege. Auch in der Heizung-Lüftung-Klimatechnik gibt es installierte Anlagen, die hinter den Erwartungen der theoretischen Berechnung bzw. der Auslegung zurückbleiben. Die Unterschiede ergeben sich, abgesehen von den Planungsfehlern, auch durch Berechnungsverfahren, die das dynamische Gebäude- und Anlagenverhalten nur zum Teil oder gar nicht berücksichtigen.

Abhilfe schaffen Simulationsprogramme, mit denen das dynamische Betriebsverhalten von Gebäude und Anlage detailliert nachgebildet werden kann. Während derartig detaillierte Simulationsprogramme im Vorplanungs- bzw. im Planungsprozeß, aufgrund des dürftigen Datenbestandes zu diesem Zeitpunkt, nur bedingt eingesetzt werden können, kann mit ihnen die Funktion bereits installierter Anlagen sehr gut kontrolliert werden.

Der nachfolgende Beitrag gibt ein Beispiel, wie für ein Gutachten /1/ mit einem Simulationsprogramm, die Raumkühlung in einem vorhandenen Bürogebäude überprüft werden kann.

## Projekterfassung

Die Büroräume des betrachteten Verwaltungsgebäudes werden mit einer Teilklimaanlage (nur Mindestaußenluftstrom) und Konvektorkühlkörpern gekühlt. Das 7-stöckige Gebäude ist in einen Ostflügel und einen Westflügel aufgeteilt.

Zur Überprüfung der Raumkühlung werden mit der rechnerischen Betriebssimulation (Integrierte Gebäude- und Anlagensimulation) die Kühllast eines Raumes im 7.OG (Westflügel), die erforderlichen Temperaturen an den Kühlkörpern sowie die sich einstellenden Raumluftzustände (Lufttemperatur und Luftfeuchte) errechnet. Zudem soll kontrolliert werden, ob sich an den Kühlkörpern und an den Kühlleitungen Kondensat bilden kann. Konzept und Betriebsführung werden so optimiert, daß die vorgegebenen Sollwerte nicht überschritten werden.

Das Anlagenverhalten der Kühlkörper wird gekoppelt mit dem thermisch dynamischen Verhalten des Gebäudes berechnet.

Hierfür werden für den Büroraum, für die Teilklimaanlage und für die Kühlkörper der Realität entsprechende Rechenmodelle erstellt.

Die Simulationsrechnung wird mit dem modularen Simulationspaket TRNSYS /2/ und mit den im Rahmen von IEA-Forschungsvorhaben am IKE entwickelten Modulen /3/ für heiz- und raumlufttechnische Anlagen durchgeführt. Als meteorologische Grundlage werden die Wetterdaten aus dem Testreferenzjahr TRY04 (nördliche und westliche Mittelgebirge ohne Hochlagen, Trier-Petrisberg) herangezogen.

## Modellbildung

Der für die Berechnung ausgewählte Büroraum im 7.OG des Verwaltungsgebäudes ist etwa nach SSO (Süden - 31 Grad) ausgerichtet. Der Büroraum hat eine Länge von 4,63 m, eine Breite von 2,30 m und eine Höhe von 3,00 m.

Die Außenfassade des Büroraumes zeigt **Bild 1**. Die Fassadenaufteilung und die Definition der einzelnen Bauteile ist in **Tabelle 1** enthalten. In **Bild 2** ist das mathematische Modell des Raumes schematisch dargestellt.

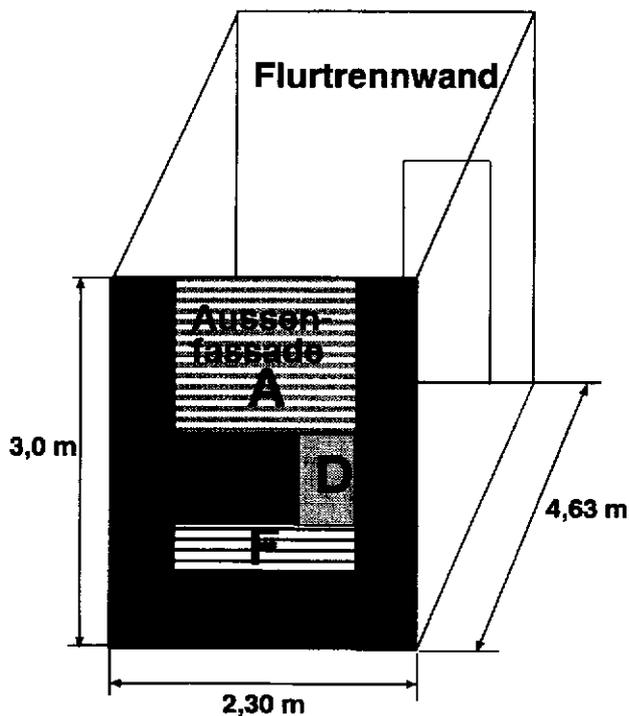
Die Fassadenbereiche A und F bestehen aus einer Doppelverglasung mit innenliegenden feststehenden Metallamellen, wodurch die Transmission abhängig vom Sonnenstand variiert.

Die hinterlüftete Brüstung ist aus einer 13 cm dicken Betonschicht, einer 10 cm dicken Wärmedämmung, einer 2 cm dicken Luftschicht und einer 0,8 cm dicken beschichteten Glasplatte aufgebaut.

Die Geschoßdecke bzw. der Fußboden besteht aus 1 cm Kork und Gummi, 5 cm bewehrter Estrich und 20 cm Beton-Hohlkörperdecke (Dichte = ca. 1100 kg/m<sup>3</sup>).

Typ	Glasart und Fläche in m <sup>2</sup>	k-wert W/m <sup>2</sup> K	durchlässig Ja/Nein	Reflection/Absorpt. Transmission
A	Okasolar 2,26 m <sup>2</sup>	1,6	Ja	0,3/0,1
B	Glaspaneel emailliert 0,26 m <sup>2</sup>	1,0	Nein	---
C	Isolierglas refl. 43/27, 1,11 m <sup>2</sup>	1,4	Ja	0,38/0,31/0,31
D	Isolierglas refl. SS08 0,29 m <sup>2</sup>	1,7	Ja	0,36/0,54/0,1
E	Glaspaneel refl. 0,18 m <sup>2</sup>	1,0	Nein	---
F	Okasolar 0,72 m <sup>2</sup>	1,6	Ja	0,3/0,1
G	Glaspaneel emailliert 0,08 m <sup>2</sup>	1,0	Nein	---
H	Brüstung hinterlüftet 2,57 m <sup>2</sup>	0,31	Nein	---
I	Profilanteil 0,45 m <sup>2</sup>	2,85	Nein	---

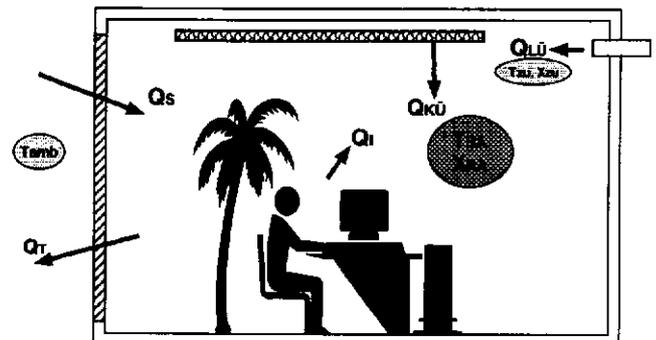
**Tabelle 1:** Daten der Außenfassade



**Bild 1:** Fassadenaufteilung

Das Flachdach ist wie folgt aufgebaut: 20 cm Beton-Hohlkörperdecke, 17 cm normaler Beton und 8 cm Wärmedämmung.

Die Flur- und Bürotrennwände sind Blech-  
ständer-Wände mit 10 cm Wärmedämmung.



**Bild 2:** Rechengrößen und Bilanzgrenzen für den Büroraumes

Einige Teilflächen in der Flurtrennwand sind aus Glas.

Die inneren Wärmelasten werden durch Personen, Beleuchtung und Computer verursacht. Sie sind mit 450 W im Zeitraum zwischen 7<sup>00</sup> bis 17<sup>00</sup> Uhr vorgegeben.

Das Modul für die rechnerische Nachbildung des thermischen Verhaltens der Kühlkörper basiert auf gemessenen Werten.

Die Teilklimaanlage versorgt die Büroräume mit einem konstanten Zuluftstrom von 50 m<sup>3</sup>/h bei einer Zulufttemperatur von 18 °C. Die Zuluftfeuchte ist gleich der Außenluftfeuchte, jedoch auf maximal 11,5 g/kg begrenzt. Die Betriebszeit der Teilklimaanlage ist von 7<sup>00</sup> Uhr bis 17<sup>00</sup> Uhr.

Abk.	Name	Anfangswert kWh	Endwert kWh	Differenz kWh
EWBA	Energiestrom durch Transmission	6,1	3,3	2,8
EALUEF	Energiestrom der Teilklimaanlage	-2,6	-4,5	1,9
EZWLEI	Energiestrom der Kühldecke	-20,0	-40,0	20,0
ELVA	Energiestrom durch nat. Luftwechsel	-0,5	-0,2	-0,3
ESLA	Energiestrom durch Solargewinne	17,0	31,0	-14,0
EIL	Energieströme durch Innere Lasten	13,4	22,5	-9,1
EDU	Änderung der Inneren Energie	1,0	2,3	-1,3
---	Summe der Energieströme	14,4	14,4	0

Tabelle 2: Energieströme aus Bild 3

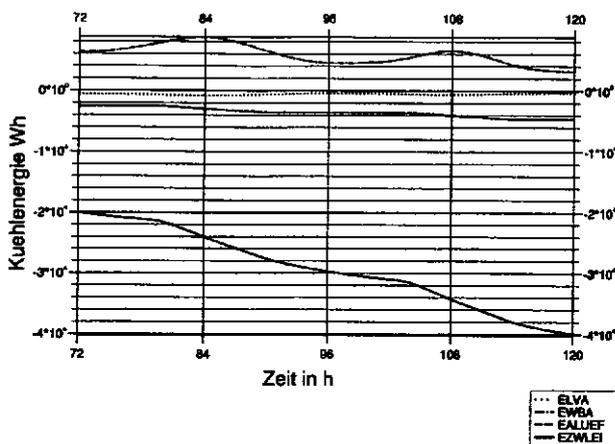


Bild 3a: Energieströme Teil I

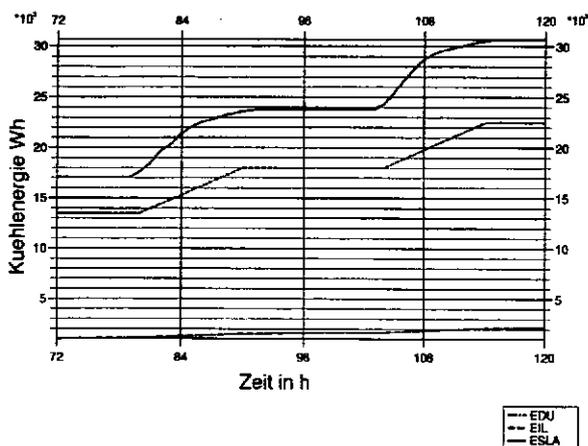


Bild 3b: Energieströme Teil II

## Modellvalidierung

Eine wichtige Aufgabe vor der Bewertung von Simulationsergebnissen ist die Modellvalidierung. Hierbei wird das Rechenmodell und durch das Aufaddieren der Energieströme und durch gezielte Parametervariation überprüft. Bild 3 zeigt die Energieströme für einen Zeitraum von zwei Tagen im eingeschwungenen Zustand. In Tabelle 2 ist zu erkennen, daß die Summe aller Energieströme gleich Null ist, womit das Rechenmodell energetisch hinreichend validiert ist.

## Ziele der Simulation

Mit der Simulation wird die maximal auftretende Kühllast ermittelt. Für verschiedene konstant gehaltene Vorlauftemperaturen wird dann untersucht, ob die Raumtemperatur im Sollwertbereich bleibt. Als Ergebnis erhält man die erforderliche Vorlauftemperatur mit der die Raumtemperatur im Sollwertbereich, in diesem Fall bei  $23\text{ °C} \pm 3\text{ K}$ , gehalten werden kann.

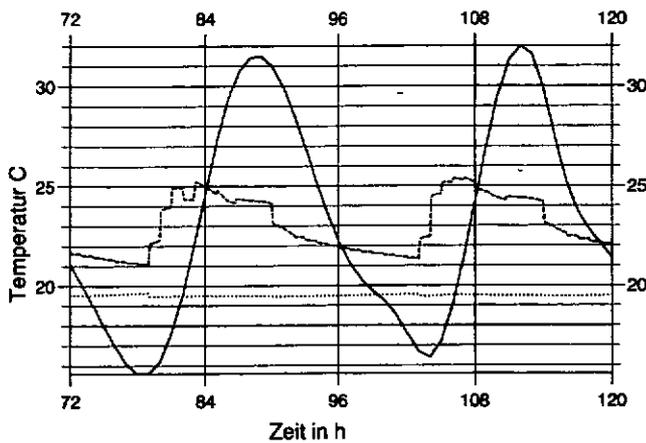
Parallel kann betrachtet werden, ob bei dieser Betriebsführung Kondensationsprobleme an den Kühlkörpern auftreten.

Mit Auswertung der Ergebnisse kann dann eine energetisch günstige Betriebsführung vorgeschlagen werden.

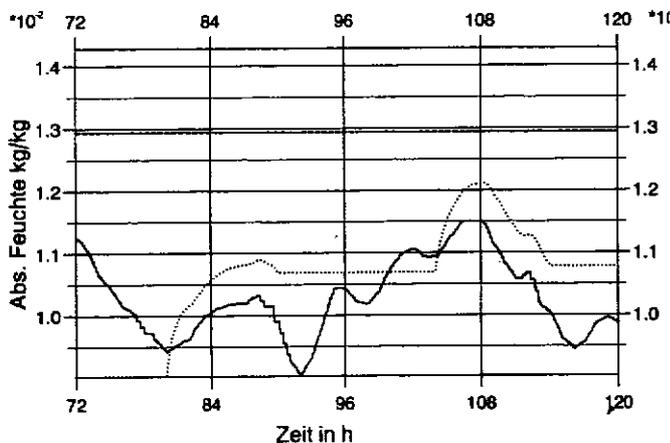
## Diskussion der Ergebnisse

Ein Teil der Ergebnisse der Betriebssimulation ist in **Bild 4** dargestellt. Hieraus ist ersichtlich, daß mit der installierten Anlage (Lüftung, Kühlkörper), nach einer mehrtägigen Hitzeperiode (Außentemperatur ca 32 °C) die Sollraumtemperaturen (23 °C ±3 K) eingehalten werden können. Die Vorlauftemperatur beträgt hierbei 18 °C. Die maximale Raumtemperatur ist in diesem Zeitraum 25,5 °C, die Außentemperatur ist 32 °C.

Die Untersuchung der Kondensation zeigt, daß erst ab einer Vorlauftemperatur kleiner als 17 °C, mit Kondensation an der Vorlaufleitung zu rechnen ist. **Bild 5** zeigt den Grenzfall mit 17 °C Vorlauftemperatur. Die absolute Feuchte der Raumluft erreicht gerade den Taupunkt an der Vorlaufleitung.

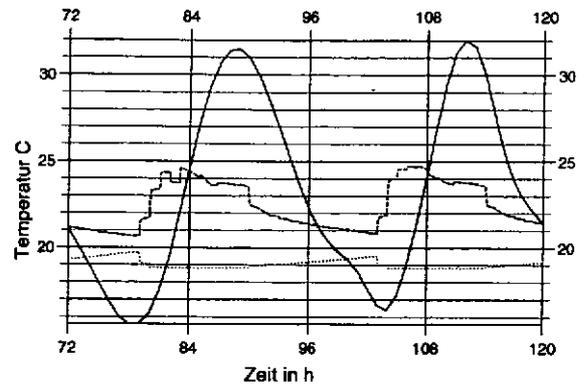


— TAMB : Außentemperatur  
 - - TIA : Raumlufttemperatur  
 - · TVL : Vorlauftemperatur an der Kühluffel  
 ··· TRL : Rücklauftemperatur an der Kühluffel

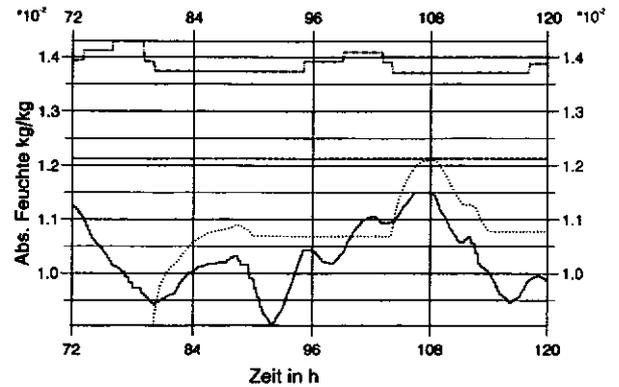


··· XRA : Absolute Feuchte der Raumluft  
 — XZU : Absolute Feuchte der Zuluft  
 - - XVL : Taupunktsollwert am Vorlauf  
 - · XRL : Taupunktsollwert am Rücklauf

**Bild 4:** Raum- und Anlagentemperaturen



— TAMB : Außentemperatur  
 - - TIA : Raumlufttemperatur  
 - · TVL : Vorlauftemperatur an der Kühluffel  
 ··· TRL : Rücklauftemperatur an der Kühluffel



··· XRA : Absolute Feuchte der Raumluft  
 — XZU : Absolute Feuchte der Zuluft  
 - - XVL : Taupunktsollwert am Vorlauf  
 - · XRL : Taupunktsollwert am Rücklauf

**Bild 5:** Kondensatbildung an der Vorlaufleitung

## Literatur

- /1/ Bauer, M. u.a.: Überprüfung der Raumkühlung in einem neuen Verwaltungsgebäude; Ergebnisse der Gebäude- und Anlagensimulation, August 1993 (unveröffentlicht).
- /2/ TRNSYS 13.1: A Transient System Simulation Program, Handbook, University of Madison, 1992
- /3/ Lebrun, J; Wang, S.: Evaluation and Emulation of Building Energy Management Systems, Synthesis of IEA-Annex 17, AN 17-921016-02, University of Liege, October 1992

# Laserlichtschnittverfahren zur Sichtbarmachung von Luftströmungen in Räumen

BERNHARD BIEGERT

## 1 Einleitung

Die Sichtbarmachung ist ein wichtiges Instrument bei der Untersuchung von Strömungen. Sie wird in der Literatur bereits von Leonardo da Vinci (1452-1519) beschrieben. Osborne Reynolds verwendete bei seinen berühmten Untersuchungen zur Turbulenzentstehung (1883) als wichtiges Hilfsmittel einen in der Strömung mitgeführten Farbfaden.

Dieser Beitrag behandelt nur die Sichtbarmachung von Luftströmungen. Genützt wird dabei die Lichtstreuung an den der Strömung zugegebenen, festen oder flüssigen Partikeln (Nebel, Rauch). Im Bereich der Lufttechnik werden schon lange einfache Verfahren zur Strömungssichtbarmachung angewendet (Rauchröhrchen, Nebelkerzen etc.), um Strömungen schnell und qualitativ beurteilen zu können; allen gemeinsam ist der geringe apparative Aufwand.

Strömungsvorgänge sind i.a. dreidimensional und damit sehr komplex. Sollen derartige Strömungen untersucht werden, ist es daher sinnvoll, zunächst nur die Vorgänge in einzelnen Raumebenen zu betrachten, d.h. eine Aufteilung in zweidimensionale Schnitte vorzunehmen. Dadurch können die interessierenden Abläufe innerhalb der Strömung gezielt dargestellt werden. Neben der nur qualitativen Auswertung sind auch Verfahren verfügbar, mit denen die Informationen aus den Schnittbildern quantitativ analysiert werden können. Luftgeschwindigkeiten lassen sich damit zeitgleich für einen ganzen Raumbereich ermitteln ("Ganzfeldmethode"). Diese Verfahren stellen eine wichtige Ergänzung zu den bisher üblichen Verfahren dar, bei denen in zeitlicher Folge punktweise gemessen wird.

Im folgenden sollen Grundlagen und Anwendungen des Laserlichtschnittverfahrens beschrieben werden, das im HLK-Raumluftströmungslabor /1/ eingesetzt wird. Neben den Techniken und Apparaten werden Beispiele aus der Forschungsarbeit vorgestellt und optionale Verfahren zur quantitativen Strömungsanalyse erläutert.

## 2 Das Laserlichtschnittverfahren

Die entscheidenden Kriterien für die Qualität eines Lichtschnitts sind einerseits das Verfahren, mit dem die Lichtebene erzeugt wird und andererseits die Lichtstreuteilchen, die der Luftströmung im Untersuchungsbereich zugegeben werden.

### 2.1 Verfahren zur Erzeugung von Lichtebenen

Ziel ist es, eine Lichtscheibe mit variabler Breite und Höhe, aber möglichst geringer Tiefenausdehnung zu erzeugen. Sollen große Bereiche ausgeleuchtet werden, kann nur ein Laser die erforderliche Leuchtdichte und die nötige homogene Ausleuchtung liefern. Durch den stark gebündelten und gerichteten Strahl (Durchmesser ca. 1-2 mm) läßt sich die geforderte geringe Tiefenausdehnung einfach erreichen. Die Lichtebene läßt sich aus dem Laserstrahl durch unterschiedliche Systeme erzeugen; sie werden als "statische Systeme" und "kinematische Systeme" bezeichnet. Jede Systemart hat dabei ihren bevorzugten Einsatzbereich.

Bei den "statischen Systemen" wird der Laserstrahl durch optische Bauelemente in einer Ebene stark aufgeweitet. Diese Systeme erfordern nur einen geringen optischen und mechanischen Aufwand. Im einfachsten Fall reicht eine einzige Zylinderlinse aus. Solche Systeme lassen sich mit geringem Aufwand aufbauen und justieren. Damit sind sie besonders für den vielseitigen Einsatz außerhalb der Laborumgebung geeignet. Nachteilig ist die ungleichmäßige Intensitätsverteilung in der Lichtebene. Die Intensität ist in der Mitte am größten und nimmt zum Rand der Lichtebene entsprechend einer Gaußfunktion ab. Durch die optische Transformation in der Zylinderlinse nimmt die Tiefe der Lichtebene zu (Divergenz). Dieser Effekt kann durch zusätzliche optische Elemente verringert werden.

Bei den "kinematischen Systemen" wird der Laserstrahl zeitabhängig so umgelenkt, daß er den vorgesehenen Raumbereich überstreicht (Scanning). Es liegt lokal keine kontinuierliche Beleuchtung mehr vor. Die zeitgemittelte räumliche Intensitätsverteilung kann aber homogener sein als bei den statischen Systemen. Der Strahl wird mit rotierenden (Facettenscanner) oder schwingenden (z.B. Galvanometer-Scanner) Spiegeln umgelenkt. Facettenscanner sind z.B. in Laserdruckern

und Barcodelesegeräten weitverbreitet.

Im HLK-Raumluftströmungslabor wird ein Galvanometer-Scanner-System eingesetzt. Die Schwingfrequenz und der Auslenkwinkel lassen sich in weiten Bereichen auf einfache Weise verstellen, indem die Signalform und die Signalfrequenz des Ansteuersignals verändert wird. Führt man den Laserstrahl über zwei Galvanometer-Scanner, die in verschiedenen Achsen schwingen und die synchron angesteuert werden, lassen sich auch gekrümmte Lichtflächen oder mehrere einander durchdringende ebene Lichtflächen erzeugen. Die kinematischen Systeme lassen sich damit optimal an die jeweilige Aufgabenstellung anpassen. Nachteilig ist bei diesen Systemen der sehr hohe apparative Aufwand und damit die Kosten, sowie der hohe Zeitaufwand für Aufbau und Justage.

Sowohl die statischen als auch die kinematischen Systeme lassen sich mit der Lichtleitertechnik kombinieren. Der Laserstrahl wird in einen Lichtwellenleiter (Glasfaserkabel) eingekoppelt und läßt sich damit sicher und flexibel auch über große Entfernungen führen.

## 2.2 Lichtstreuteilchen

Die Sichtbarmachung von Luftströmungen beruht auf der Lichtstreuung von Aerosolen, die in der zu untersuchenden Strömung enthalten sind. Liegt der Partikeldurchmesser deutlich über der Lichtwellenlänge, aber noch unterhalb der Abmessungen, für die die Gesetze der geometrischen Optik gelten, tritt an den Teilchen die sog. Mie-Streuung auf. Günstig sind Partikeldurchmesser zwischen  $1\ \mu\text{m}$  und  $10\ \mu\text{m}$ . Die von verschiedenen Punkten eines Partikels abgestrahlten Lichtwellen interferieren und heben sich dadurch teilweise auf oder verstärken sich. Die Streulichtintensität ist durch die Interferenz stark richtungsabhängig. Am günstigsten ist die Vorwärtsstreuung, d.h. Betrachtung entgegen der Beleuchtungsrichtung, am ungünstigsten die Rückwärtsstreuung. Bei Wassertröpfchen ist die Intensität der Vorwärtsstreuung ca. 100 mal größer als die Rückwärtsstreuung [2]. Neben dem Lichtstreuverhalten ist das Folgevermögen ein wesentliches Kriterium bei der Auswahl von Tracerpartikeln. Die Partikel sollen eine möglichst geringe Trägheit haben, damit sie Änderungen der Geschwindigkeit in Betrag und Richtung verzögerungsfrei folgen können. Unter dem Aspekt des Teilchenfolgevermögens sind also möglichst kleine Teilchen am günstigsten. Dieser Tendenz gegenläufig ist allerdings die Intensität des gestreuten Lichts, die ungefähr mit dem Quadrat des Durchmessers wächst.

Die Partikelkonzentration im Fluid muß so niedrig sein, daß keine Wechselwirkungen der Partikel untereinander auftritt und die Fluidbewegung unverändert bleibt.

Im HLK-Raumluftströmungslabor wird ein Aerosolgenerator eingesetzt, der Partikel mit einem Durchmesser kleiner als  $5\ \mu\text{m}$  produziert. Die Partikelrate ist variabel. Als Flüssigkeit wird ein organischer Stoff eingesetzt, der einen sehr stabilen Nebel ergibt und von dem keine gesundheitsschädigenden Wirkungen bekannt sind.

## 3 Konstruktiver Aufbau und praktische Erfahrungen

Als Lichtquelle wird im HLK-Raumluftströmungslabor ein Argon-Ionen-Laser (Leistung 5 W) eingesetzt. Die hohe Leistung ist dann erforderlich, wenn sehr große Lichtebenen erzeugt werden sollen (max. ca.  $7 \times 4\ \text{m}$ , entsprechend den Abmessungen des Versuchsraums), oder der Lichtschnitt aus konstruktiven Gründen nur unter einem ungünstigen Winkel betrachtet werden kann (z.B. Rückstreuung).

Die Vorwärtsstreuung kann erfahrungsgemäß nur in den seltensten Fällen genutzt werden, da oftmals Vorgänge an Wänden untersucht werden und eine Betrachtung entgegen der Beleuchtungsrichtung nicht möglich ist. Einen akzeptablen Kompromiß stellt hier die Betrachtung unter  $90^\circ$ -Winkel dar.

Die bisher eingesetzte Strahlführung ist offen, d.h. der Laserstrahl wird über feststehende Spiegel bis auf den Schwingspiegel umgelenkt. Führt der Strahl dabei durch partikelbeladene Raumbereiche, wird er teilweise erheblich geschwächt. Durch die Lichtstreuung im Strahl entsteht eine Störlichtquelle. Hier kann der Einsatz von Lichtwellenleitern die Strahlführung deutlich verbessern.

Große Sorgfalt ist auf die Partikelzugabe zu verwenden. Diese muß jeweils auf die konkrete Aufgabenstellung hin angepasst werden, so daß sich nur allgemeine Forderungen formulieren lassen. So sollten die Partikel möglichst gleichmäßig in die Strömung eingebracht werden, ohne diese jedoch zu stören.

Die Bildaufzeichnung erfolgt mit Video- und Kleinbildkamera. Bei den Hauptlichtwellenlängen des Argon-Ionen-Lasers (blau und grün) zeigen Videokameras und handelsübliches Filmmaterial eine gute Empfindlichkeit. Probleme bei der Bildaufzeichnung können auftreten, wenn reflektierende Teile im Strahlengang liegen (Überstrahlung). In den Strahlbereichen sollten möglichst matte, nicht reflektierende Oberflä-

chen verwendet werden.

#### 4 Beispiele

Die **Bilder 1 und 2** zeigen Beispiele aus Forschungsvorhaben, bei denen das Laserlichtschnittverfahren zur Strömungssichtbarmachung im HLK-Raumluftströmungslabor eingesetzt wurde.

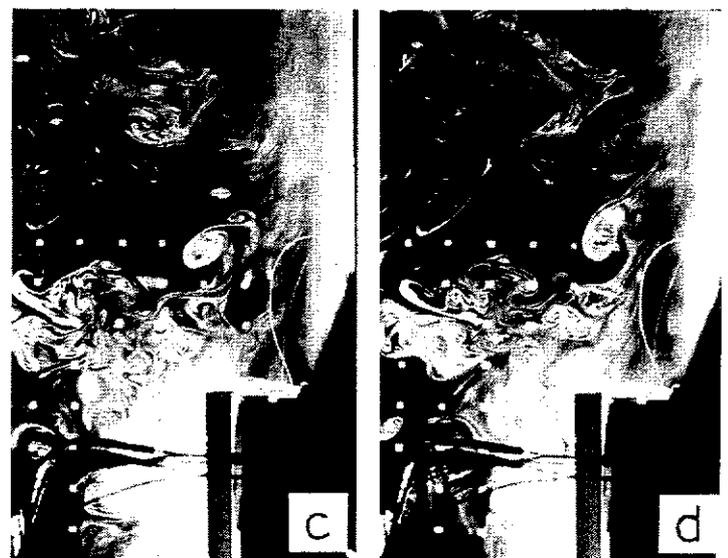
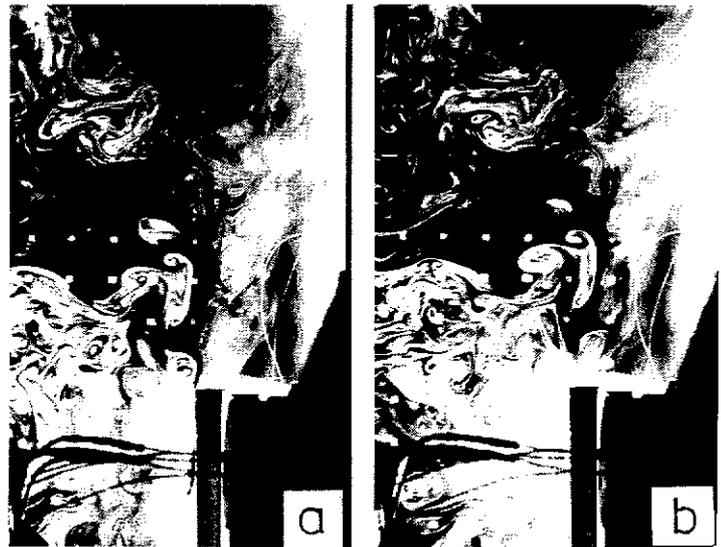
Die **Bilder 1 a bis 1 d** zeigen die Strömung an einem Raumheizkörper [3]. Der Zeitabstand zwischen den einzelnen Bildern beträgt ca. 0,5 s. Das Hintergrundraster hat eine Maschenweite von 10 cm. **Bild 2** zeigt einen isothermen Freistrah an einem Industrieluftdurchlaß. Die Austrittsgeschwindigkeit beträgt ca. 0,5 m/s.

#### 5 Quantitative Strömungsanalyse

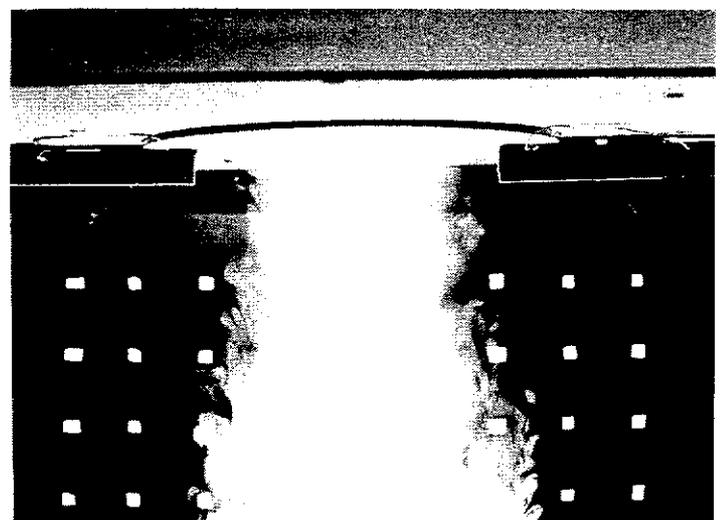
Wie bereits an den gezeigten Bildbeispielen deutlich wird, lassen sich bereits auf einfache Weise Geschwindigkeitsabschätzungen durchführen. Hierzu sind mindestens zwei aufeinanderfolgende Bilder erforderlich, zwischen denen jeweils eine bekannte Zeitspanne liegt. Außerdem müssen sich sichtbare Teile der Strömung (charakteristische Wirbel, einzelne Partikel) von einem Bild zum nächsten verfolgen lassen. Aus dem Zeitabstand und dem zurückgelegten Weg läßt sich dann eine lokale Strömungsgeschwindigkeit in Betrag und Richtung errechnen. Dabei ist es notwendig, daß sich die zu beobachtenden Markierungen innerhalb der Lichtebene bewegen (ebene Strömung). Anderenfalls kann durch dieses Verfahren nur die Geschwindigkeitskomponente ermittelt werden, die in der Lichtebene auftritt.

Die beschriebene Vorgehensweise bildet die Grundlage für die Verfahren zur Particle Image Velocimetry (PIV), mit denen sich Strömungsgeschwindigkeiten zeitgleich für eine ganze Ebene ermitteln lassen. Wichtigstes Hilfsmittel ist die elektronische Bildaufzeichnung und -verarbeitung. Streulichtbilder einer Strömung werden z.B. von einer Videokamera aufgezeichnet. Durch die definierte Videobildfrequenz erhält man automatisch konstante Zeitintervalle zwischen den Bildern. Die Videobilder werden digitalisiert. Mit Bildverarbeitungsprogrammen sind in aufeinanderfolgenden Bildern einzelne Partikel zu identifizieren; deren Geschwindigkeit kann dann berechnet werden.

Werden diese Schritte für eine genügend große Anzahl von Partikeln durchgeführt, kann das Geschwindigkeitsfeld für die untersuchte Ebene angegeben werden.



**Bild 1 a) bis d):** Strömung an einem Raumheizkörper [3]. Zeitabstand zwischen den Bildern: 0,5 s. Hintergrundraster 10 cm



**Bild 2:** Isothermer Freistrah an einem Industrieluftdurchlaß

Die Verfahren der PIV stellen damit eine relativ kostengünstige Ergänzung bzw. Alternative zu den punktwise arbeitenden Meßverfahren (z.B. Laser-Doppler-Anemometrie) dar. Die quantitative Strömungsanalyse (PIV) wird am IKE bereits erfolgreich bei der Untersuchung von Konvektionsvorgängen in einem Reaktorbehälter eingesetzt.

## 6 Literatur

- /1/ Scholer, W.: Planungskonzepte im Raumluftrömungslabor überprüft. HLH 41 (1990) Heft 7, S. 585-589.
- /2/ Ruck, B. (Hrsg.): Lasermethoden in der Strömungstechnik. Stuttgart: AT-Fachverlag, 1990.
- /3/ Bach, Heinz; Ch. Kochendörfer; J. Schmid: Tauglichkeitsnachweis für einen neuen CEN-Referenzprüfraum. Forschungsbericht Nr. HLK - 1 - 93. Stuttgart: Verein der Förderer der Forschung im Bereich HLK, 1993.

# Wärmeleistung einer Deckenstrahlplatte unter Prüfstands- und Praxisbedingungen

HARALD BITTER, REINALD MANGELSDORF

## Allgemeines

Bei der Erarbeitung der Prüfnorm für die Ermittlung der Wärmeleistungskennlinie von Deckenstrahlplatten DIN V 4706 wurde das Prüfverfahren mit folgenden wesentlichen Bedingungen festgelegt:

- geschlossener Prüfraum mit 6 gekühlten Wänden und den Abmessungen 4 m x 4 m x 3 m ( $\pm 0,2$  m),
- die Bezugstemperatur wird in Raummitte in 0,75 m Höhe mit einem strahlungsempfindlichen Thermometer (Globe-Thermometer) gemessen. Bei der Kennlinienmessung wird die Bezugstemperatur von 20°C mit zulässiger Abweichung von  $\pm 0,5$  K eingestellt und konstant gehalten.
- Die Oberflächentemperaturen aller sechs Kabinenwände müssen einheitlich sein, die Abweichung einzelner Wandtemperaturen darf maximal 0,5 K vom Mittelwert betragen.
- Die Deckenstrahlplatte ist mit einem Abstand von 2,5 Meter über dem Boden des Prüfraumes montiert.

Zu den hier aufgeführten Punkten kommt eine Reihe weiterer Bedingungen, mit denen die Einheitlichkeit der Meßergebnisse verschiedener Prüfstände gesichert werden soll, die hier nicht näher beschrieben werden.

Da Messungen unter ähnlichen Bedingungen bisher nicht existierten, wurden erste Versuchsergebnisse auch rechnerisch nachgeprüft.

Wegen der einheitlichen Oberflächentemperatur im Prüfraum und der wärmetechnisch unkompliziert gestalteten Heizflächen von Deckenstrahlplatten sind Rechenansätze für die Leistungsermittlung relativ einfach aufzustellen. Unsicherheiten ergaben sich bei der Wahl des Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektive Wärmeabgabe und selbstverständlich in der Nachbildung des Wärmeübertragungswiderstandes innerhalb der Deckenstrahlplatte. Durch verschiedene Experimente mit der Prüfanordnung wurde zum einen festgestellt, daß eine sehr starke Beeinflussung bei der Wärmeabgabe erzielt werden kann, wenn thermische Lasten unterhalb der Deckenstrahlplatte angeordnet werden. An einer Meßserie mit glatten Strahlplatten,

deren gesamte Fläche direkt beheizt war, wurde ein Ansatz für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten unter den Bedingungen des Prüfverfahrens ermittelt.

Die Frage nach der Übertragbarkeit der im Prüfstand gewonnenen Kennlinie auf die Einsatzbedingungen in der Praxis stellt sich generell bei der Einführung eines neuen Prüfverfahrens und sie stellte sich hier speziell, da die vorangehenden Experimente bereits einen sehr starken Einfluß der Umgebungsbedingungen auf die konvektive Wärmeabgabe erwarten ließen.

Für entsprechende Untersuchungen wurden Leistungsmessungen an ausgeführten Anlagen erwogen. Es wurde festgestellt, daß die Vergleichbarkeit derartiger Praxismessungen mit einem Prüfstandsversuch nur unter großen Schwierigkeiten erreichbar wäre; es sei hier nur die Ermittlung der Bezugstemperatur für eine Anordnung mehrerer Deckenstrahlplatten angesprochen. Es wurde deshalb der Weg beschritten, daß eine Deckenstrahlplatte, deren Leistung im Prüfstand ermittelt wurde, mit einer kompletten Wärmeversorgungseinrichtung und Meßeinrichtung ausgestattet und in einer Halle installiert wurde, die bereits mit einer Deckenstrahlplattenheizung ausgestattet war. Die Anordnung der Bezugstemperaturmeßstelle zur Deckenstrahlplatte war die gleiche wie im Prüfstand. Die Versuchseinrichtung und die Ergebnisse der Vergleichsversuche werden nachfolgend dargestellt.

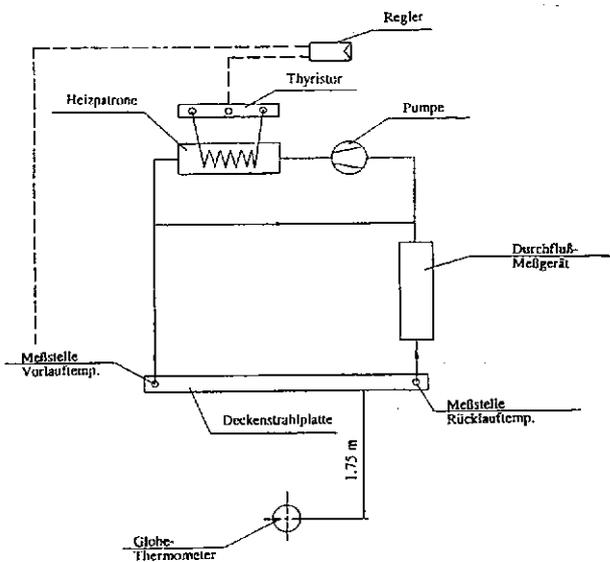
## Versuchsaufbau

Es wurde eine Versuchsvorrichtung (**Bild 1**) erstellt, die einen geschlossenen Wasserkreislauf mit Meßgeräten und Prüfling umfaßte. Diese Meßvorrichtung mit dem Prüfling wurde in den ausgewählten Hallen zwischen den installierten Deckenstrahlplatten angebracht. Es wurde darauf geachtet, daß die Strahlplatte in gleicher Höhe wie die in der Halle eingebauten Strahlplattenbänder montiert war.

Es wurden in 2 verschiedenen Hallen die Wärmeleistung bei jeweils 2 verschiedenen Vorlauftemperaturen ermittelt. Die Abhängenhöhe betrug in der Halle eins 4.0 m und in der Halle zwei 7.7 m.

Die Oberseite der Deckenstrahlplatte war werkseitig mit einer 4 cm dicken, aluminiumkaschierten Mineralwollematte wärmegeklämt.

Außer den Messungen zur Leistungsermittlung wurden zusätzlich Oberflächen-Thermoelemente an der Wärmedämmung auf der Oberseite und auf der Heizfläche der Deckenstrahlplatte angebracht.



**Bild 1:** Versuchsvorrichtung

Weiterhin wurden seitlich strahlungsunempfindliche Meßstellen für die Lufttemperatur angeordnet. Auch diese Meßstellen wurden gleich angeordnet (bezogen auf die Platte), wie beim Versuch in der Prüfkabine.

**Bild 2** zeigt die Montage der Versuchseinrichtung, bestehend aus Prüfheizkörper mit Versorgungseinheit und Steuerungs- und Registereinheit.

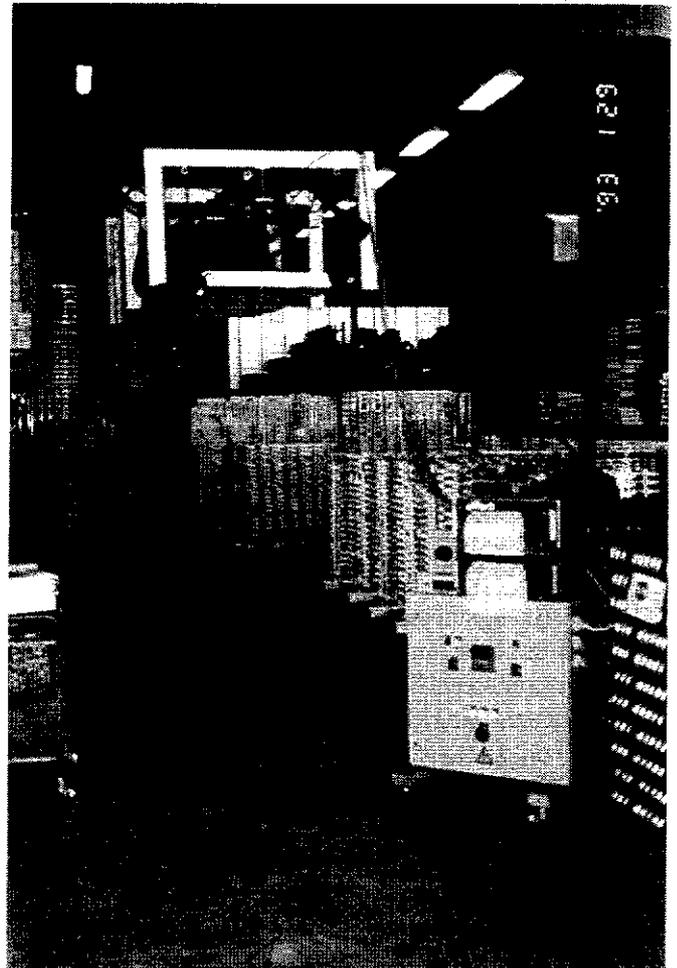
**Bild 3** zeigt die Versuchseinrichtung in Halle 2.

**Bild 4** zeigt das Prinzip der Anordnung im Vergleich.

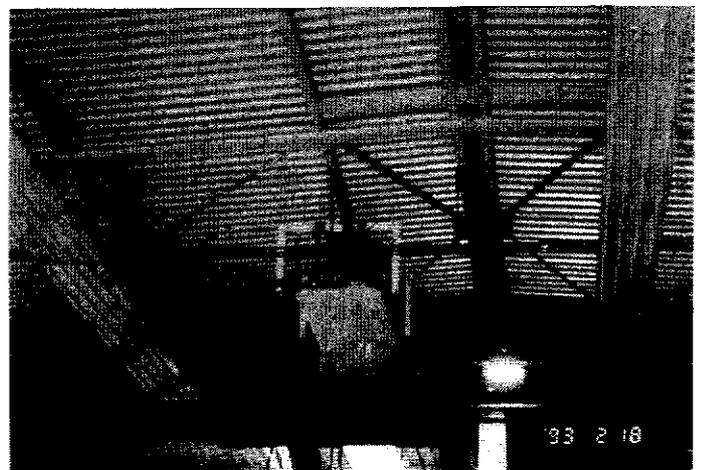
## Messungen

### Wärmeleistung

Die Leistungsbestimmung erfolgte nach dem Prinzip des indirekten Verfahrens entsprechend DIN 4704 Teil 1. Die Temperaturmessungen zur Leistungsbestimmung und die Bezugstemperatur wurde mit Widerstandsthermometern durchgeführt, die auf eine Meßtoleranz von  $\pm 0.02$  K kalibriert sind. Die Durchflußmessung erfolgte mit einem Meßgerät Fabrikat Danfoss, Typ Mass 1000 mit einer größten Meßunsicherheit von 0.3% vom Meßbereich. Die Kontrolltemperaturen wurden mit kalibrierten Thermoelemen-



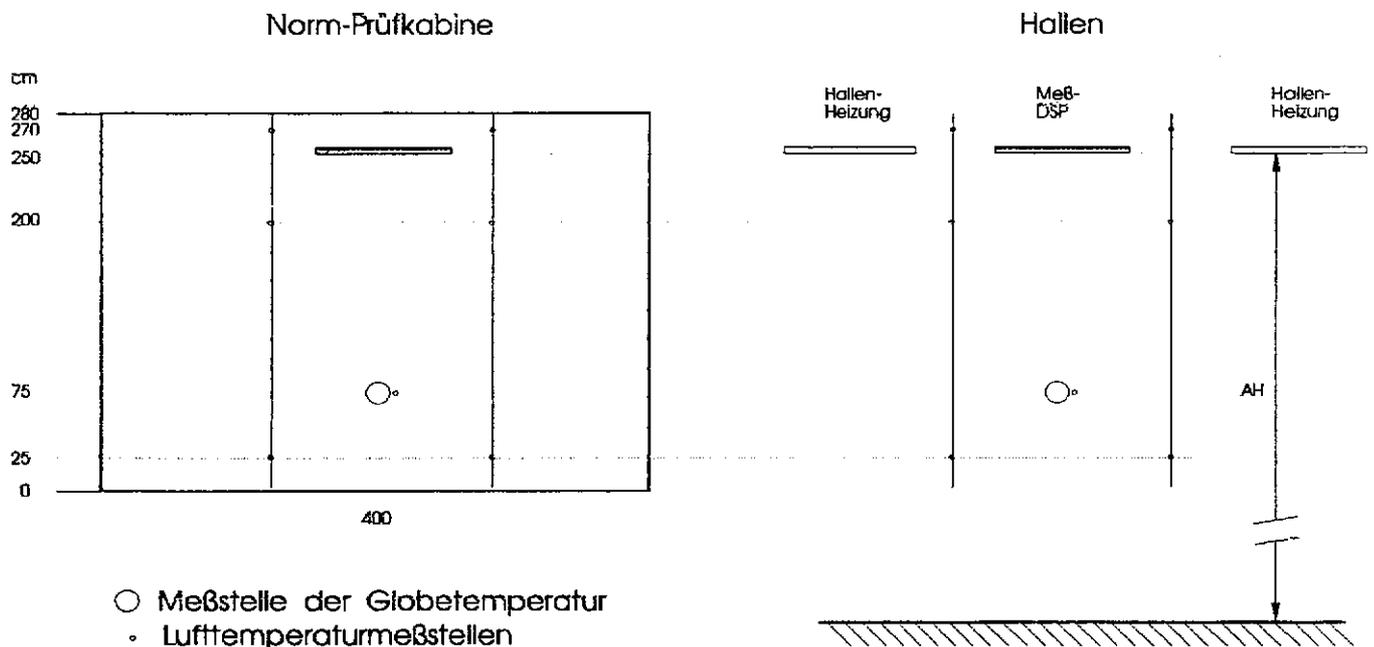
**Bild 2:** Montage der Versuchseinrichtung in Halle 1



**Bild 3:** Versuchseinrichtung Halle 3

ten gemessen mit einer Meßunsicherheit von  $\pm 0.05$  K.

Die Bezugstemperatur wurde als Globetemperatur in einem Abstand von 1.75 m von der Unterkante der



**Bild 4:** Anordnung der Deckenstrahlplatte und der Meßstellen im Prüfraum und in den Hallen mit vorhandener Deckenstrahlplatten-Heizung

Deckenstrahlplatte gemessen. Dies entspricht der gleichen räumlichen Anordnung zur Deckenstrahlplatte wie im Prüfstand.

#### Raumluftgeschwindigkeit

Zur Untersuchung der Luftbewegung wurde die Raumluftgeschwindigkeit mit thermischen Anemometern Typ TSI 1610 nach den Meßvorschriften der VDI-Richtlinie 2080 gemessen. Die Meßstellen lagen in einem Abstand von 0.7 m von der Unterkante Deckenstrahlplatte. Die Meßwerte wurden mit einer Meßzeit von mindestens 3 Minuten aufgenommen. Die Meßsignale wurden mit einem elektronischen Klassiergerät nach dem Stichprobenverfahren (DIN 45667) ausgewertet.

Als Meßergebnis wurden der Mittelwert der Geschwindigkeit während der Meßzeit und die Standardabweichung der Geschwindigkeitsschwankungen ermittelt.

#### Versuchsreihen

Die Versuchsreihen in der Normkabine und in den beiden Hallen wurden mit folgenden wesentlichen Einstellungen durchgeführt:

##### Meßreihe Normkabine (WSPLab, Fellbach)

- Massenstrom 335 kg/h,
- Prüfbedingungen nach DIN V 4706,

##### Meßreihe Halle 1 (Fa. Zehnder/Lahr, Halle Arcus)

- Massenstrom: 335 kg/h,
- 4.00 m Höhe der Deckenstrahlplattenunterseite über dem Boden,
- mittlere Oberflächentemperatur der Hallen Deckenstrahlplatten :  $t=56^{\circ}\text{C}$ ,
- Sammler und Verteiler des Versuchsheizkörpers wärmegeädämmt (wie beim Prüfstandsversuch).

##### Meßreihe Halle 2 (Fa. Freyler Industriebau Kenzingen, Halle Stahlbau):

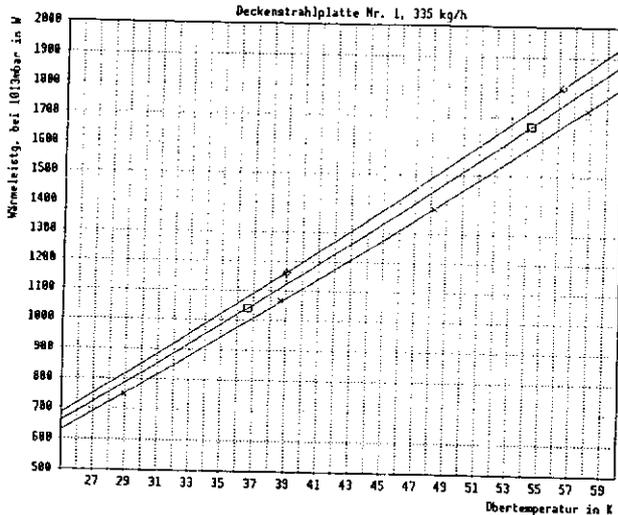
- Massenstrom: 335 kg/h,
- 7.7 m Höhe der Deckenstrahlplattenunterseite über dem Boden,
- mittlere Oberflächentemperatur der Hallen Deckenstrahlplatten :  $t=45^{\circ}\text{C}$ ,
- Sammler und Verteiler des Versuchsheizkörpers wärmegeädämmt (wie beim Prüfstandsversuch),
- Sammler und Verteiler wärmegeädämmt.

Die Rohre der Versuchsheizkörper wurden hintereinander einzeln vom Wasser durchflossen.

#### Meßergebnisse

##### Wärmeleistung

Aus den Meßwerten der einzelnen Meßreihen wurden die Kennlinien (**Bild 5**) nach folgender Gleichung bestimmt:



×.....Vergleichsmessung in der Prüfkabine  
 □.....MR 1, ◇.....MR 2

**Bild 5:** Gemeinsame Darstellung der Kennlinien von Meßreihe 1 und 2, sowie der Vergleichsmessung in der Prüfkabine

$$\Phi = C \cdot \Delta t^n$$

Die Konstante C und der Exponent n sind in **Tabelle 1** aufgeführt, ebenfalls die errechneten Normwärmeleistungswerte  $\Phi_s$  und  $\Phi_{SL}$  bei  $\Delta t = 55$  K.

*Oberflächentemperatur der Heizfläche*

In der Norm DIN V 4706 ist die Messung der Oberflächentemperaturen der Heizfläche nicht vorgesehen. Dies wurde bewußt vermieden, da bei den vielfältigen Arten der Heizflächengestaltung diese Messung mit einer hohen Unsicherheit behaftet ist.

Meßreihe	C W	n	$\Phi_s$ W	$\Phi_{SL}$ W/m	Abwg. <sup>1</sup> in %
Halle 1	13.969	1.197	1692	564	+4.3
Halle 2	14.892	1.189	1747	582	+7.7
Normkabine	13.127	1.202	1622	541	

$\Phi_s$  Norm-Wärmeleistung in W  
 $\Phi_{SL}$  Norm-Wärmeleistung je m in W/m

<sup>1</sup> bezogen auf die Vergleichsmessung in der Normkabine

**Tabelle 1:** Ergebnisse der Leistungsermittlung

Bei der direkt beheizten Versuchsheizfläche war die Messung dagegen durch Oberflächentemperaturmeßstellen möglich. Die mittleren Oberflächentemperaturen aus den Prüfstands- und den Vergleichsmessungen sind in Abhängigkeit der mittleren Heizwassertemperaturen dargestellt (**Tabelle 4, Bild 6**).

Die Heizflächentemperatur wurde zur Rückrechnung der Wärmeübertragung bei den Versuchsauswertungen benötigt.

*Raumluftgeschwindigkeiten*

Die Raumluftgeschwindigkeit wurde bei den Messungen in der Halle in einem Abstand von 0.7 m von der Strahlplattenunterseite gemessen.

**Erkenntnisse**

Die Meßergebnisse haben gezeigt, daß eine Deckenstrahlplatte im realen Einsatz eine höherer Leistung abgibt als in der Prüfkabine. Die Vorort-Versuche wurden in zwei Montagehallen mit 2 verschiedenen Höhen durchgeführt. In den Industriehallen lag eine durchschnittliche Wärmeentwicklung durch die Produktion vor. Die Messung in der höheren Halle zeigte eine Leistungserhöhung der Deckenstrahlplatte von ca. 8 % in der niedrigeren von ca. 4 % gegenüber dem Meßergebnis im Prüfraum.

Bei den Versuchen ergab sich, daß die Luftgeschwindigkeiten in den Hallen zu denen in der Prüfkabine keine nennenswerten Unterschiede aufwiesen. Damit ist bei den hier angetroffenen Verhältnissen auch kein wesentlicher Einfluß durch aufgeprägte Bewegung auf die Konvektion zu erwarten.

Eine Deutung der unterschiedlichen Leistung kann aus den Temperaturprofilen geschlossen werden. Im **Bild 7** sind die Differenzen der Lufttemperaturen zur Temperatur in 2,25 m Abstand zur Unterkante der Deckenstrahlplatte (Kontrolltemperatur in 0,25 m Höhe in der Normkabine) als Temperaturprofile aufgetragen. In beiden Fällen ergibt sich für die Lufttemperatur oberhalb der Deckenstrahlplatte ein deutlich unterschiedlicher Verlauf.

Versuch Nr.			NK/1	NK/2	NK/3	NK/4
Datum 1992			26.08	26.08	26.08	26.08
Luftdruck	p	mbar	981	979	979	980
Wasserstrom	$q_m$	kg/h	336	334.7	335.3	335.6
Bezugstemperatur (Globetemperatur)	$t_B$	°C	20.10	20.00	20.00	19.94
Vorlauftemperatur	$t_1$	°C	49.99	60.00	69.97	79.94
Rücklauf- temperatur	$t_2$	°C	48.08	57.27	66.44	75.94
Temperaturabfall	$t_1-t_2$	K	1.91	2.73	3.53	4.37
Mittlere Übertemperatur arithmetisch	$\Delta t$	K	28.94	38.64	48.21	57.82
Wärmeleistung, gemessen	$\Phi_{gem}$	W	744	1063	1377	1317
Wärmeleistung, 1013 mbar	$\Phi$	W	748	1069	1384	1722

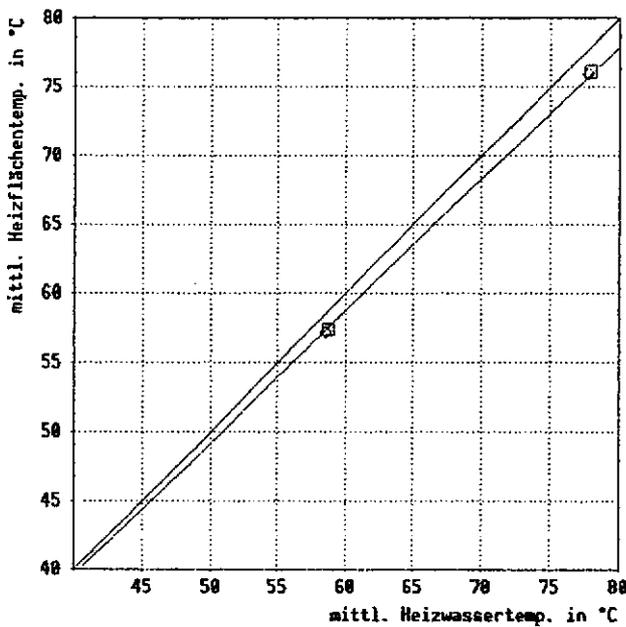
Tabelle 2: Meßwerte der Kennlinienmessung in der Normkabine

Versuch Nr.			1/1	1/2	2/1	2/2
Datum 1993			3.02	3.02	3.02	3.02
Luftdruck	p	mbar	1023	1024	1009	1008
Wasserstrom	$q_m$	kg/h	336	337	336	334
Meßstelle 1750 mm unter der Deckenstrahlplatte Bezugstemperatur (Globetemperatur)	$t_B$	°C	22.07	23.60	19.56	21.42
Lufttemperatur	$t_L$	°C	19.7	20.7	18.2	19.6
Vorlauftemperatur	$t_1$	°C	60.02	80.02	60.02	80.02
Rücklauf- temperatur	$t_2$	°C	57.35	75.76	57.05	75.39
Temperaturabfall	$t_1-t_2$	K	2.67	4.26	2.97	4.63
Mittlere Übertemperatur arithmetisch	$\Delta t$	K	36.62	54.29	38.98	56.29
Wärmeleistung, gemessen	$\Phi_{gem}$	W	1043	1670	1161	1798
Wärmeleistung, 1013 mbar	$\Phi$	W	1041	1668	1162	1799

Tabelle 3: Meßwerte der Kennlinienmessung in den Werkshallen

Versuch	mittlere Heizwassertemp. °C	mittlere Heizflächentemp. °C
NK/1	49,04	48,0
NK/2	58,64	57,3
NK/3	68,21	66,5
NK/4	77,78	75,7
1/1	58,69	57,4
1/2	77,89	76,1
2/1	58,58	57,2
2/2	77,71	76,0

**Tabelle 4:** Mittlere Oberflächentemperatur der Heizfläche in Abhängigkeit der mittleren Heizwassertemperatur



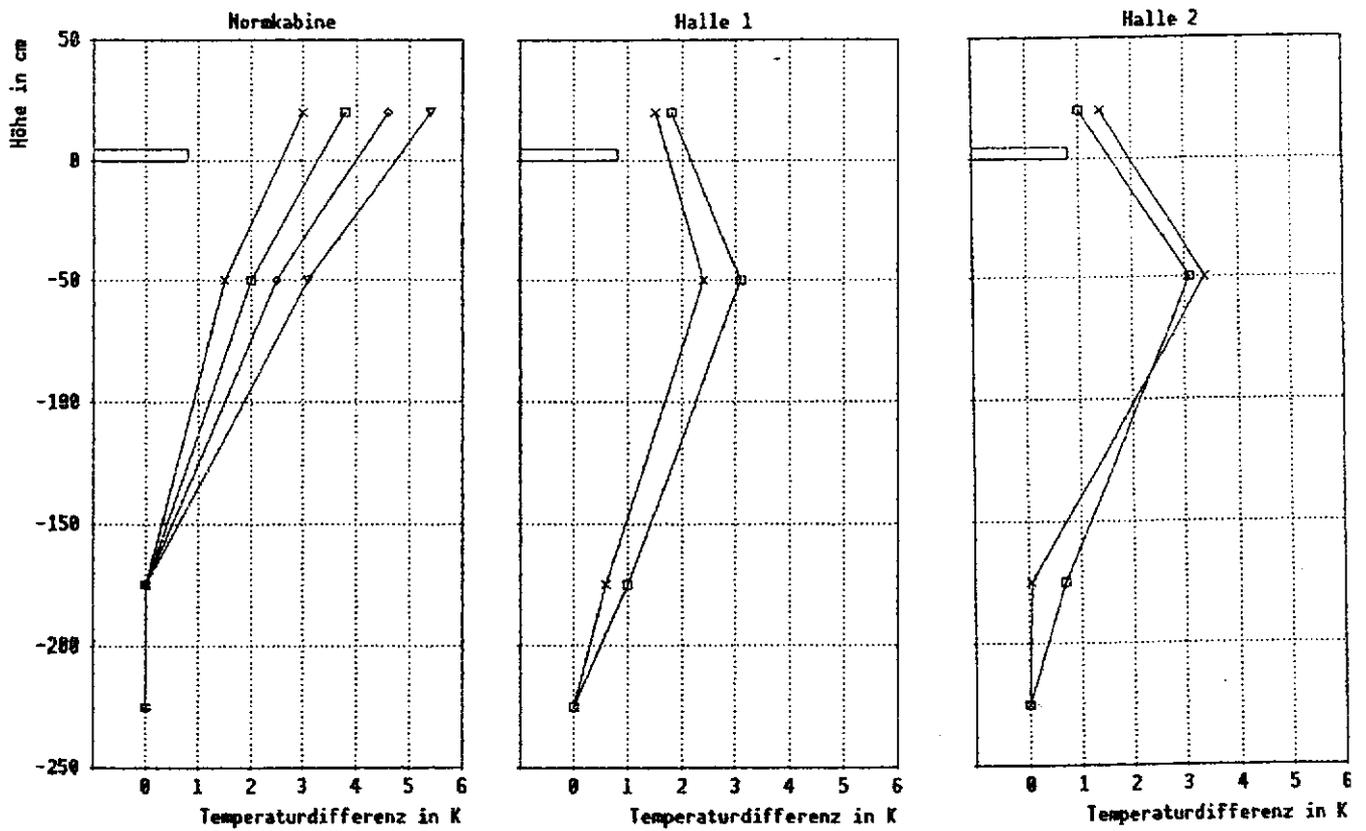
**Bild 6:** Oberflächentemperatur der Heizfläche in Abhängigkeit der mittleren Heizwassertemperatur. Die Kurve gilt für den Prüfstandsversuch, die Einzelpunkte sind bei den Vergleichsmessungen ermittelt

Meßreihe	Mittelwert x in cm/s	Standardabw. s in cm/s
1/1	< 5	< 5
1/2	< 5	< 5
2/1	7	< 5
2/1	8	< 5

**Tabelle 5:** Luftgeschwindigkeiten

Es sind darum für den Betrieb in der Normkabine andere Temperaturdifferenzen für die freie Konvektion an der Deckenstrahlplatte zu erwarten, als beim Einbau in einer Halle. Die Meßergebnisse sind als erste Erkenntnisse zu werten, weitere Versuche mit unterschiedlichen Randbedingungen sollten werden.

Es wird erwogen, einen Teil 2 der Norm DIN V 4706 zu erstellen, um die Praxisbedingungen bei der Auslegung zu berücksichtigen.



**Bild 7:** Lufttemperaturprofile bei den Kennlinienmessungen in der Normkabine und in den Hallen, aufgetragen als Temperaturdifferenz zur Lufttemperatur im Abstand 225 cm unter der Heizfläche

### Literaturangaben:

- /1/ DIN V 4706 Teil 1,  
Deckenstrahlplatten, Prüfregeln 06.93
- /2/ Glück, B.: Leistungen von Strahlplatten HLH 43 (1992) S.  
465/471
- /3/ Prüfberichte Nr. 92.55.1993 und 92.55.2009, Prüfstelle  
WSPLab, Dr.-Ing. Harald Bitter, Fellbach

# Konzeption und Dimensionierung von Wärmeerzeugern für Niedrigenergiehäuser

GUNTHER CLAUS

Mit der Einführung des Energieeinspargesetzes und der daraus resultierenden Verordnungen /1/ wurde der Forderung der Allgemeinheit nach sparsamer Energieverwendung zum ersten Mal politischer Ausdruck verliehen. Obwohl zu diesem Zeitpunkt bereits hinlänglich bekannt war, daß nur eine Gesamtbetrachtung von Gebäude, Anlage und Nutzer zu dem erwünschten Ziel führt (Bach, Claus /2/), beschränkte man sich im Bereich der Wärmeerzeuger auf die Begrenzung der Abgasverluste von Heizkesseln /3/ sowie auf kaum wirksame Grenzen für die Kesseldimensionierung (sog. NT-Kessel sind ausgenommen) und die Forderung nach Leistungsanpassung ab einer gewissen Anlagengröße (120 kW; mehrstufig, modulierend oder Mehrkesselanlage).

Bei der Wärmeverteilung wurde lediglich der bereits übliche Stand der Technik (z. B. Vorlauftemperaturregelung) festgeschrieben, bei der Wärmeübergabe im Raum wurden faktisch Thermostatventile vorgeschrieben ohne auch die dringend erforderliche korrekte Auslegung (dazu auch Rohrnetzrechnung) mit einzufordern - hier wurden die erhofften Einsparungen meist weit verfehlt, obwohl die spätere europäische Normung zu einer vorzüglichen Qualität der Ventile geführt hat.

Das eigentliche Ziel, das Gesamtsystem "Raumheizung" zu optimieren um geringsten Energieverbrauch und geringste Emissionen zu erreichen, wurde nicht formuliert. Da muß es nicht überraschen, daß zwar vorzügliche Heizkessel entstanden sind, beim Heizsystem insgesamt jedoch keine beeindruckenden Entwicklungen zu erkennen sind.

Die Beschränkung der Kesselgröße macht zwar auch bei NT-Kesseln Sinn /4/, (besser gesagt: Überdimensionierung bringt nichts außer höheren Anlagenkosten), der große Sprung von 2-6fach überdimensionierten Kesseln /5/ zur Dimensionierung nach dem Gebäudewärmebedarf entsprechend DIN 4701 war jedoch seit Ende der 70er Jahre Stand der Technik und konnte insofern keinen nennenswerten zusätzlichen Effekt ergeben.

Vom technischen Standpunkt aus gesehen war es schon damals möglich, das primäre Ziel - Kessel mit hohem Nutzungsgrad - zu formulieren und Dimensionierung oder Betriebstemperaturen dem Geschick des Konstrukteurs oder Planers zu überlassen. Da bereits die WSchV von 1982 /7/ im Bereich von Ein- und

Zweifamilien-Häusern zu Gebäudewärmebedarfswerten unter 15 kW führte, ergab sich eine gespaltene Entwicklung für gas- bzw. ölbefeuerten Anlagen. Da sich mit Gas beliebig kleine Leistungen realisieren lassen, bietet der Markt inzwischen Gasgeräte mit kleinsten Leistungen um 4 kW (modulierende Wärmeerzeuger mit Nennleistungen um 10 kW). Für den Brennstoff Öl wurden erhebliche Anstrengungen unternommen (sprich erhebliche BMFT-Mittel "verbraten") um zu kleineren Leistungen und dazu noch regelbaren Brennern zu kommen - am Markt ist davon nichts zu sehen: 12 bis 15 kW scheinen so eine Art Schallgrenze darzustellen (hauptsächlich durch die kleinsten zuverlässig zu betreibenden Düsen bedingt).

Dazu kam ein weiteres Problem, das ein völlig anderes Vorgehen (neue "Philosophie") als früher erforderte: die für eine komfortable Trinkwassererwärmung erforderliche Leistung ist vom Dämmstandard des Gebäudes völlig unabhängig, sondern nur durch das System (Durchfluß oder Speicher) und die Nutzung bedingt.

Was sich bei Gas durch einen großen Leistungsbereich abdecken ließ, ist für Öl so nicht lösbar. Der Gesetzgeber hat hier also wohl zurecht eine Öffnung zugelassen, indem er NT-Kessel von der Dimensionierungsbeschränkung ausgenommen hat, um Wettbewerbsnachteile zu vermeiden.

Dieses Problem wird sich zukünftig nach der Einführung einer novellierten WSchV /8/ noch deutlich verschärfen, für Niedrigenergiehäuser, die noch deutlich schärferen Anforderungen an die Wärmedämmung genügen, sind sicherlich andere Anlagenkonzepte auch für die Wärmeerzeugung notwendig - neue Konzepte sind es eigentlich nicht. Auf der ish 1983 wurde von der Universität Stuttgart auf dem Stand der Trägerverbände (VdZ u. a.) zum ersten Mal ein integriertes Speicherkesselkonzept präsentiert /9/,/10/ - allerdings verborgen unter einem gemeinsamen Gehäuse - bei dem neben der hydraulischen Entkopplung auch der Gedanke der Trennung von Brennerleistung und wasserseitiger Kesselleistung umgesetzt wurde.

Für das Konzept, das noch eine ganze Reihe weiterer Ideen zur Verbesserung des Betriebsverhaltens (geringe Startzahl, keine Kaltstarts u. a.) und des Nutzungsgrades sowie zur Reduzierung von Emissionen enthält, wurde zwar ein umfassendes Patent erteilt,

bisher fand sich jedoch noch kein Hersteller der es in allen Einzelheiten in ein Serienprodukt umsetzte. Das Speicher-Kessel-Konzept ist allerdings inzwischen Stand der Technik: mehrere Anbieter - nicht unerwartet sind es kleinere und somit wohl auch flexiblere Firmen - liefern es als Standardanlage in unterschiedlichen Ausführungen bzw. Konzepten /11/. Teilweise nur in Kombination mit einem Öl- oder Gaskessel, teilweise auch mit mehr oder weniger geschickten Einbindemöglichkeiten für weitere Wärmelieferanten-Holzessel, Wärmepumpe, Solaranlage u. a. Auch bezüglich der Regelstrategien unterscheiden sich die Angebote, eines ist jedoch allen gemeinsam: Die Entkopplung von Feuerungs- bzw. Wärmetauscherleistung und hydraulischer Auslegeleistung des Wärmeerzeugers.

Wenn nun in zukünftigen Gebäuden - nach neuer WSchV gilt dies auch für nachträglich gedämmte Altbauten - die Auslegeheizlasten bei 30-50 W/m<sup>2</sup> liegen, als Niedrigenergiehaus ausgeführt bei 20-30 W/m<sup>2</sup>, müssen wir mehrere Dinge erkennen:

- Im Ein-/Zweifamilienhaus ergibt sich eine Gebäudeheizlast von 5-10 kW nach WSchV, von 2-6 kW als Niedrigenergiehaus. Diese Leistungen sind derzeit auch mit Gasgeräten kaum darstellbar, mit Öl noch weniger. Soll die Trinkwassererwärmung durch den gleichen Wärmeerzeuger erfolgen, so werden hierfür Leistungen um 20 kW benötigt, wenn der Trinkwasserspeicher nicht übermäßig groß (und damit teuer) werden darf.

- In den entsprechend der Heizlastberechnung niedrigen Leistungswerten der Wärmeerzeugung sind keine Reserven mehr enthalten für einen betont instationären Betrieb, d.h. vor allem für Aufheizevorgänge nach längeren Absenkerperioden. Auch wenn die Temperatur in solchen Gebäuden in Heizpausen nur sehr langsam absinkt, wird für ein Wiederaufheizen eine höhere Leistung benötigt, da ja die gesamten inneren Speichermassen wie im konventionellen Gebäude aufgeheizt werden müssen.

- Selbst bei größeren Gebäuden klafft zwischen den Leistungen für Heizung und Trinkwassererwärmung eine erhebliche Lücke: ein 12-Familienhaus als NEH erfordert bei einer maximalen Heizlast von 21 kW eine Leistung von ca. 40 kW wenn der Trinkwasserspeicher normgemäß auf 450 Liter ausgelegt wird. Ohne Leistungszuschlag zur Gebäudeheizlast (wie eigentlich von der HeizAnIV gefordert) ist hier eine vernünftige Trinkwassererwärmung in Kombination mit der Heizung nicht mehr möglich - Speicher für den gesamten Tagesbedarf vorzusehen, ist wirtschaftlich nicht vertretbar.

Diese Zusammenhänge legen es nahe für die Wärmeerzeuger-Dimensionierung andere Kriterien festzu-

legen. In einem Großteil der Fälle wird dies die zur Trinkwassererwärmung notwendige Leistung sein. Da im Mehrfamilien-NEH etwa die Hälfte des gesamten Energiebedarfs für Wärme auf die Trinkwassererwärmung entfällt, ist dies auch gerechtfertigt. Für den Heizbetrieb besteht dann lediglich das Problem, eine Entkopplung zwischen den sehr unterschiedlichen Leistungen auf der Erzeuger- und der Nutzerseite sicherzustellen. Dies kann zunächst durch eine hydraulische Weiche erfolgen, für den Einsatz von Brennwärtekesseln kann es sich aber als Rücklaufanhebung sehr ungünstig auswirken.

Für kleinere Gebäude wird daneben eine im Einzelfall festzulegende Anheizleistung (das Heizsystem muß allerdings in der Lage sein, sie in den Räumen auch zu übertragen), die deutlich über der Normheizlast liegen kann (Bach in /12/). Am einfachsten läßt sich dies durch Anhebung der Vorlauftemperatur darstellen - bei richtiger hydraulischer Regelung ohne ungewolltes Ansteigen der Rücklauftemperatur.

In allen dargestellten Fällen besteht die einfachste, fast triviale Lösung im Einsatz eines Heizwasser-Pufferspeichers, der sowohl der hydraulischen als auch der Leistungs-Entkopplung dient (Bild). Durch Auswahl der geeigneten Regeltechnik können damit sämtliche Betriebsanforderungen erfüllt werden, bis hin zu "Warmstarts" bei Nicht-Brennwärtekesseln (z.B. für Heizöl). Eine drastische Reduzierung der Brennerstart-Zahl und damit von Start- und Stop-Emissionen geht selbstverständlich damit einher. Daß ein Betrieb mit Pufferspeicher auch ohne zusätzlichen regeltechnischen Aufwand realisiert werden kann, zeigt die Anwendung einer Schwerkraft-Entladung parallel zum Kessel, wobei lediglich eine Ladepumpe zusätzlich notwendig wird.

Die Frage der möglichen Wärmeverluste des Speichers wird meist erheblich überschätzt, da dieser als kompakter Zylinder sehr leicht mit bester Wärmedämmung versehen werden kann - auch einschäumen ist selbstverständlich möglich - und eine innere Auskühlung nicht vorkommt. Heutige Trinkwasserspeicher zeigen, daß bei 100 Litern Inhalt die Wärmeverluste unter 100 Watt liegen können.

Das Konzept der Dimensionierung des Wärmeerzeugers nach Anheizleistung oder Trinkwasserleistung kann ergänzt werden durch eine Festlegung von unteren Leistungsgrenzen je nach Brennstoff bzw. verwendetem Brennersystem. So sind nicht nur Ölbrenner sinnvollerweise auf kleinste Leistungen um 20 kW festzulegen, auch modernste Gasvormischbrenner können ihr ganzes Entwicklungspotential zu fast schadstofffreier Verbrennung und höchster energetischer

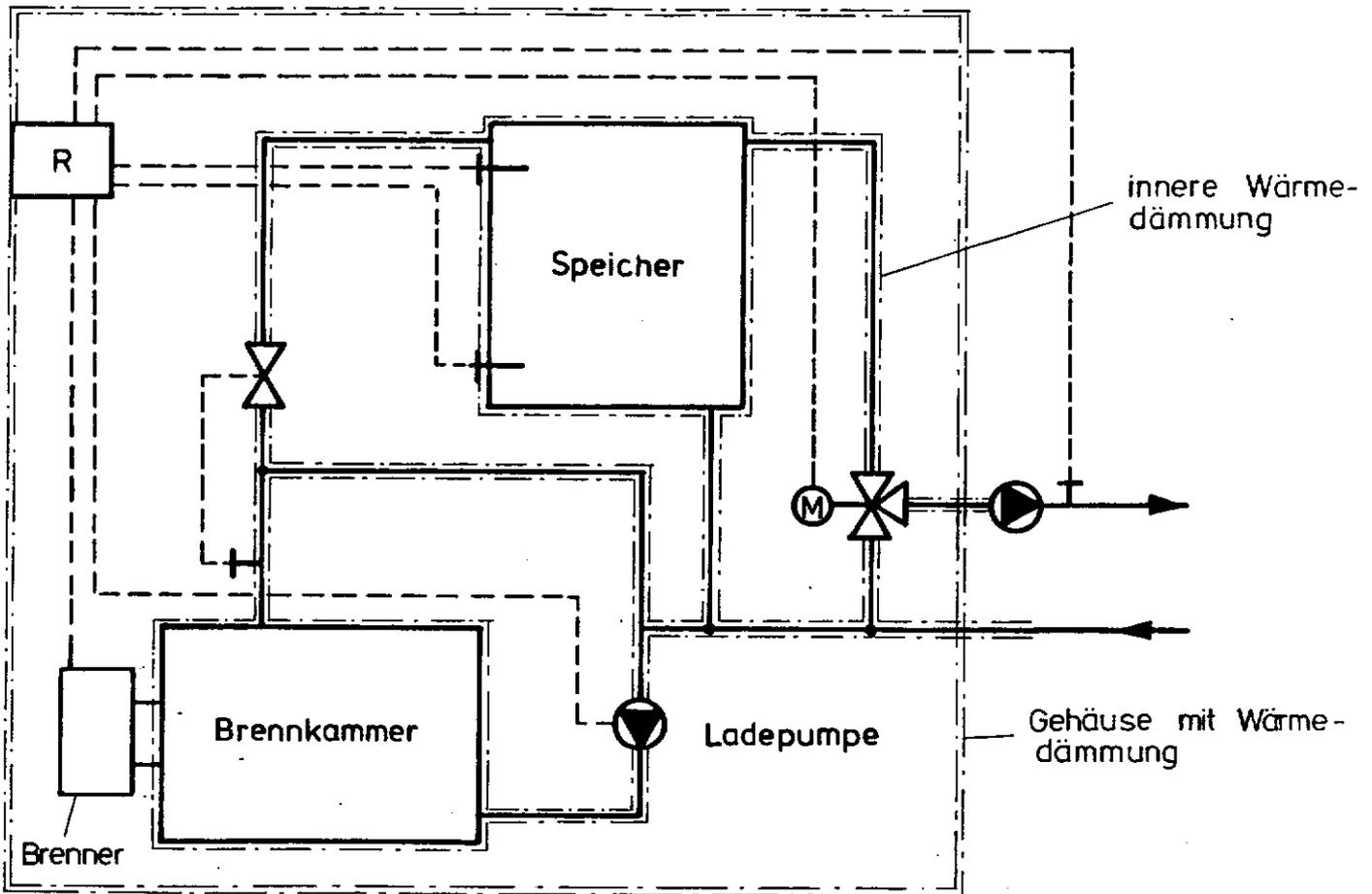


Bild 1: Schema eines Zwangsumlauf-Speicherkessels für extrem kleine Heizlasten

Effizienz im Kondensationsbetrieb am besten bei einer festen Leistung in diesem Bereich entwickeln. Von den Herstellern ist schließlich außer einer kompakten aber trotzdem wartungsfreundlichen Bauweise nur noch zu verlangen, daß sie zu der Speicher-Kessel-Einheit für den gesamten Leistungsbereich die zur hydraulischen Anpassung erforderlichen Daten liefern sowie Nutzungsgrad-Kennlinien, die für den dann zu führenden quantitativen Nachweis der Erfüllung der gesetzlichen Anforderungen geeignet sind.

- /1/ WSchV: Wärmeschutzverordnung, HeizanIV: Heizanlagenverordnung, HeizBetrV: Heizbetriebsverordnung
- /2/ Bach, H. und G. Claus: Ermittlung des Nutzungsgrades von Heizanlagen; BMFT-FB-T 81-116, Stuttgart, Juli 1983
- /3/ Verordnung über Kleinf Feuerungsanlagen: 1. Verordnung zu BImSchV
- /4/ Claus, G: Wärmeerzeuger kleiner Leistung, CCI, Karlsruhe, 1991

- /5/ Dittrich, A.: Ermittlung von Jahresnutzungsgraden an 100 öl- und gasbefeuelten Zentralheizungsanlagen. BMBau-Bericht BI 5-800180-108, 1980
- /6/ Bach, H. et. al.: Niedertemperaturheizung, C.F. Müller, Karlsruhe, 1981
- /7/ Wärmeschutzverordnung, novellierte Ausgabe 1982
- /8/ Novelle zur WSchV, 1992/93
- /9/ Patentschrift DE 3309741 A1, 1983
- /10/ VDI-Tagung Essen, 1984
- /11/ Firmenschriften: Binkert, Bommer, Capito, Eurotherm, Moosmann, Olymp, Paradigma, Schäfer u.a.
- /12/ VDI-Tagung Saarbrücken, 1993

# Erfassen von Gefahrstoffen in der Industrie

RÜDIGER DETZER

## 1 Einführung

Die Aufgaben der Lufttechnik in Industriehallen haben sich in den vergangenen Jahren erweitert durch:

- höhere Ansprüche der Beschäftigten an die Arbeitsumgebung,
- höhere Wärme- und Stofflasten aufgrund neuer Arbeitsstoffe, neuer Produktionsverfahren und effizienter Nutzung von Produktionseinrichtungen und Produktionsflächen,
- Auflagen zum Schutze der Umwelt vor produktionsbedingten Emissionen,
- höhere Anforderungen an die Luftreinheit und das thermische Umfeld zur Qualitätssicherung,
- Notwendigkeit zur rationellen Nutzung von Energie- und Rohstoffen.

Entsprechend diesen Anforderungen sind Wärme- und Stofflasten so abzuführen, daß

- die Stoffkonzentrationen im Arbeitsbereich möglichst niedrig sind, zumindest aber die Grenzwerte unterschreiten,
- die thermischen Arbeitsumgebungsbedingungen als angenehm empfunden werden,
- die Aufgaben mit möglichst niedrigem Luftstrom zu bewältigen sind.

## 2 Maßnahmen zur Reduzierung der Stoff- und Wärmelasten

Zur Abfuhr von Wärme- und Stofflasten können zwei lufttechnische Sekundärmaßnahmen eingesetzt werden:

- a) direkte Erfassung der entstehenden, luftfremden Stoffe an ihrem Entstehungs- oder Freisetzungsort,
- b) Belüftung der Halle.

Die Stofffassung, im allgemeinen die effizientere und damit vorrangige Maßnahme, sollte stets in Kombination mit einer Belüftung eingesetzt werden, um

die Erfassungsluft nachzuliefern, um Restbelastungen von nicht direkt erfassten, luftfremden Stoffen abzubauen und um die Anforderungen an das thermische Umfeld einzuhalten. Dabei muß die Zuluftnachführung so ausgebildet sein, daß die Erfassung an der Gefahrstoffquelle nicht gestört wird.

## 3 Gefahrstofffassungssysteme

Die Wirkungsweise von Erfassungseinrichtungen wird durch den Entstehungsmechanismus des Gefahrstoffes und die Art der Erfassungseinrichtung bestimmt; Senkenströmungen erreichen nur sehr geringe Tiefenerstreckungen und können häufig aus Handhabungsgründen nicht nahe genug an die Emissionsquelle herangeführt werden.

So sind sehr häufig für die jeweiligen Anwendungsfälle Sonderlösungen zu entwickeln, wobei jedoch verschiedene strömungstechnische Grundprinzipien eingesetzt werden können.

Bild 1 zeigt die Reduktion der Stoffbelastung durch eine an einer Kunststoffmaschine angeordnete Erfassungseinrichtung an Hand von Messwerten aufgenommen am Bedienungspersonal.

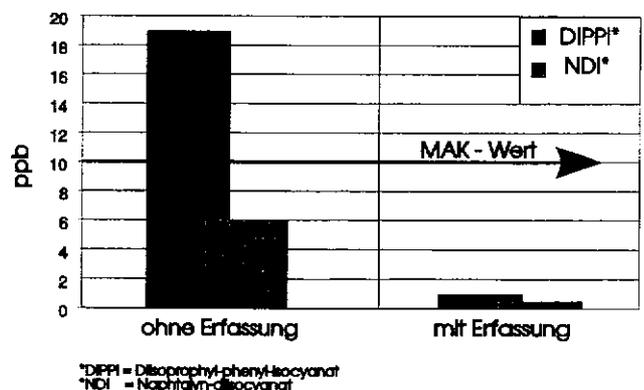
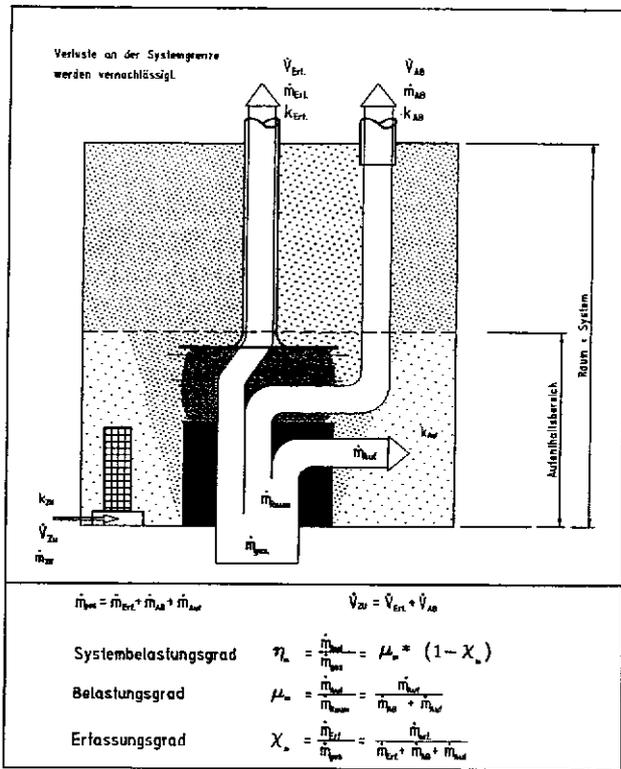


Bild 1: Gefahrstoffkonzentration am Arbeitsplatz in einem kunststoffverarbeitenden Betrieb vor und nach der Installation einer Erfassungseinrichtung (Fabrikat Kessler + Luch)

Zur Quantifizierung der Wirksamkeit von Erfassungseinrichtungen dient der Erfassungsgrad (Bild 2). Er gibt das Verhältnis des erfassten zum gesamt freigesetzten Stoffstrom an. Analoge Werte lassen sich auch für thermische Freisetzungen definieren.



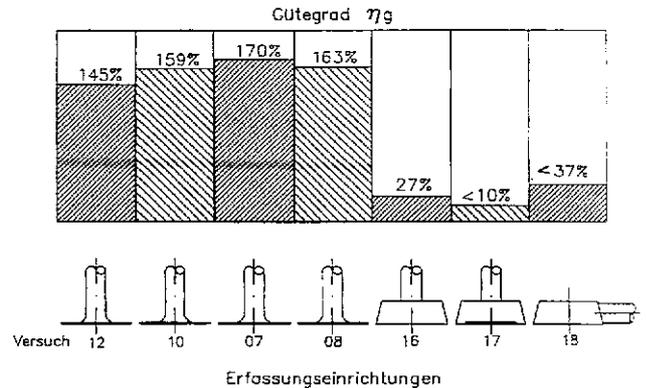
**Bild 2:** Schematische Darstellung der Verteilung von Gefahrstoffströmen; Definitionen der Bewertungsgrößen

Neben dieser Größe, die die Wirksamkeit in Verbindung mit der Quelle beschreibt, ist als Bewertungsmaßstab der sogenannte "Gütegrad" zu betrachten. Er ist in [1] definiert und liefert eine Aussage über die Tiefenwirkung der Senkenströmung. Basis ist hierbei die Tiefenwirkung einer Rohrabsaugung, wobei als Bezugsgröße die Fläche oberhalb der Isotache gewählt wurde, deren Absolutwert

5 % der Absauggeschwindigkeit im Rohr beträgt. Bildet man mit diesem Wert das Verhältnis zur Fläche oberhalb der 5 % - Isotache einer entsprechenden Erfassungseinrichtung, so ergibt sich der Gütegrad.

Vergleicht man die Isotachenfelder einer herkömmlichen Absaughaube mit der Düsenplatte, so wird der erhebliche Vorteil der Düsenplatte im Hinblick auf die Tiefenwirkung deutlich.

**Bild 3** zeigt die Gütegrade verschiedener Düsenplatten im Vergleich zu Absaughauben. Die große Tiefenwirkung ist insbesondere an den Stellen von Interesse, an denen der eingesetzte Emissionsstrom eine geringe Eigenbewegung entwickelt und an denen mit Querströmungen im Raum zu rechnen ist.



**Bild 3:** Gütegrade von Erfassungseinrichtungen

Haubenförmigen Elementen und Düsenplatten ist jedoch gemeinsam, daß ihre Erfassungswirkung sowohl in Achsrichtung der Absaugung als auch in radialer Richtung stark abnimmt, so daß insbesondere an örtlich unterschiedlichen Stellen impulsüberlagerte Schadstoffströme nicht oder nur mit extrem großen Abluftströmen bewältigt werden können.

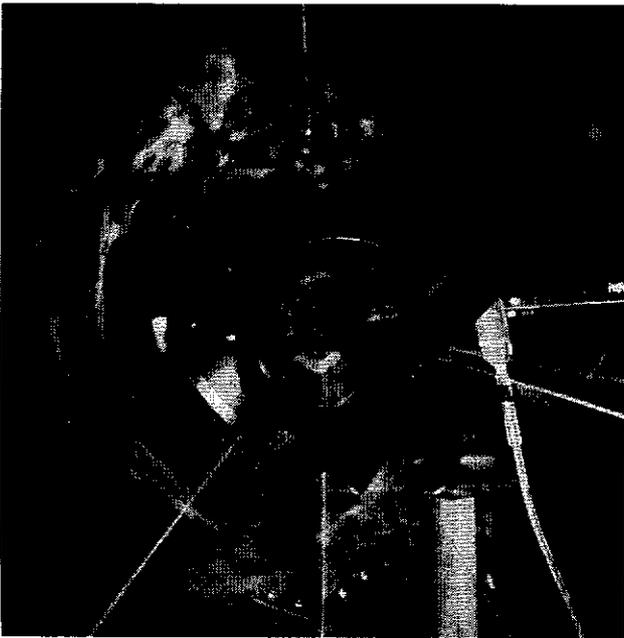
Um derartigen Nachteilen zu begegnen, wird im Hause KESSLER + LUCH ein Strömungsprinzip eingesetzt, das in der Natur unter den Begriffen "Wirbelsturm" oder "Hurricane" bekannt ist. Unter entsprechenden Voraussetzungen lassen sich derartige Strömungsformen in kleineren Maßstäben und wesentlich weniger energiereich nachbilden und erfolgreich für die Absaugetechnik einsetzen.

Voraussetzung für eine stabile und nicht wieder zerfallende Rotationsströmung ist das Anlegen von Abluftsenken in entsprechendem Abstand und ein in der Richtung definiertes Nachströmfeld.

Analog zu den Wirbelstürmen in der Natur, wächst die Luftgeschwindigkeit zum Zentrum hin an und erreicht in Zentrumsnähe nahezu den zehnfachen Wert der Absauggeschwindigkeit in der Senke. Unmittelbar im Zentrum herrscht über die gesamte Länge der Wirbelröhre absoluter Gleichdruck; hier findet auch der wesentliche Längstransport statt. Der sich in diesem Bereich einstellende Unterdruck entspricht ungefähr dem dynamischen Druck der zehnfachen Absauggeschwindigkeit in der Senke; ein Wert, der für entsprechende

Anwendungsfälle erhebliche Vorteile gegenüber anders gearteten Erfassungseinrichtungen bietet. Begrenzt wird die Wirbelröhre durch die angeordneten Strömungssenken. Um eine linienförmige Wirbelabsaugung aufbauen zu können, werden mehrere Strömungssenken in Längsrichtung hintereinander angeordnet und innerhalb einer Haubeneinrichtung integriert. Deren Form bestimmt zum einen die Erfassungsrichtung und sorgt für die erforderliche gerichtete Nachströmung der Luft.

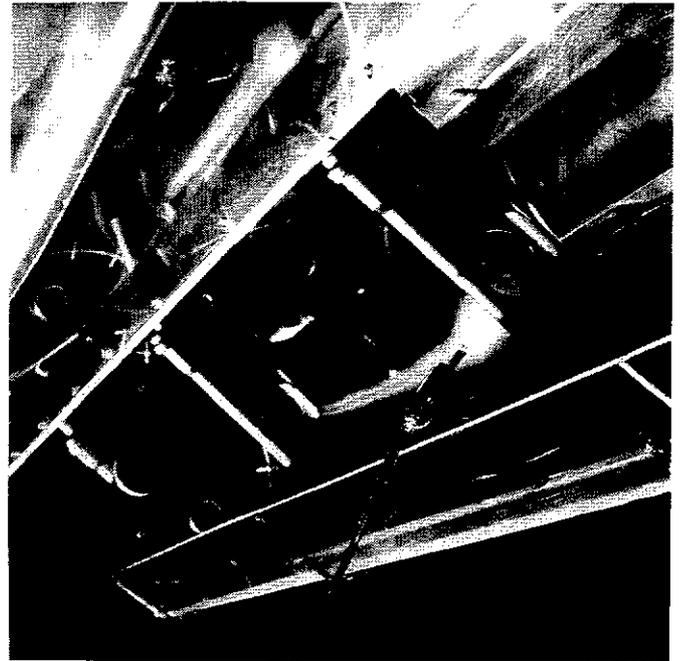
**Bild 4** zeigt den Aufbau einer Wirbelströmung, und in **Bild 5** ist ein Bereich des Wirbelzentrums mit Rauch sichtbar gemacht.



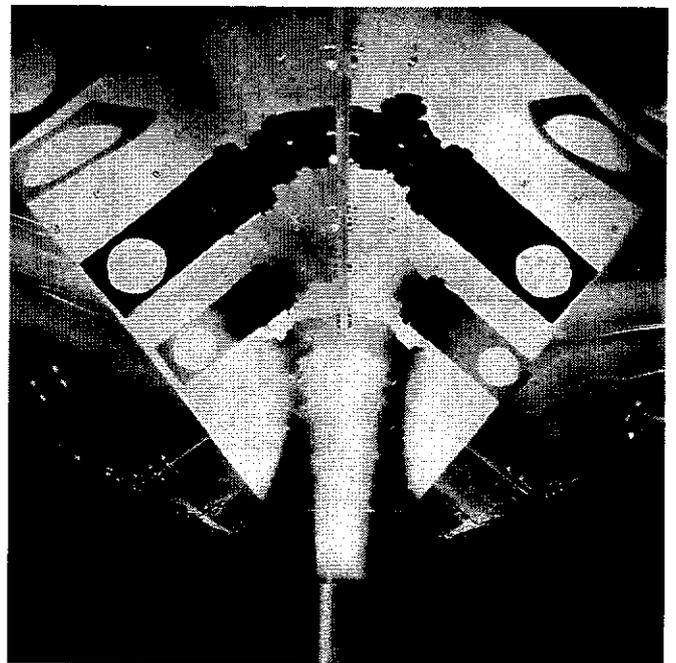
**Bild 4:** Aufbau einer Wirbelströmung

Als besonders geeignete Anwendungsbeispiele für diese Technologie, die noch keineswegs ausgereizt ist, seien genannt:

- Schleifarbeitsplätze
- Absaugen von Abgasen von Diesellokomotiven in Wartungshallen (**Bild 6**)
- Absaugehauben für thermisch überlagerte Stoffströme
- Erfassungseinrichtungen an Maschinen



**Bild 5:** Wirbelzentrum



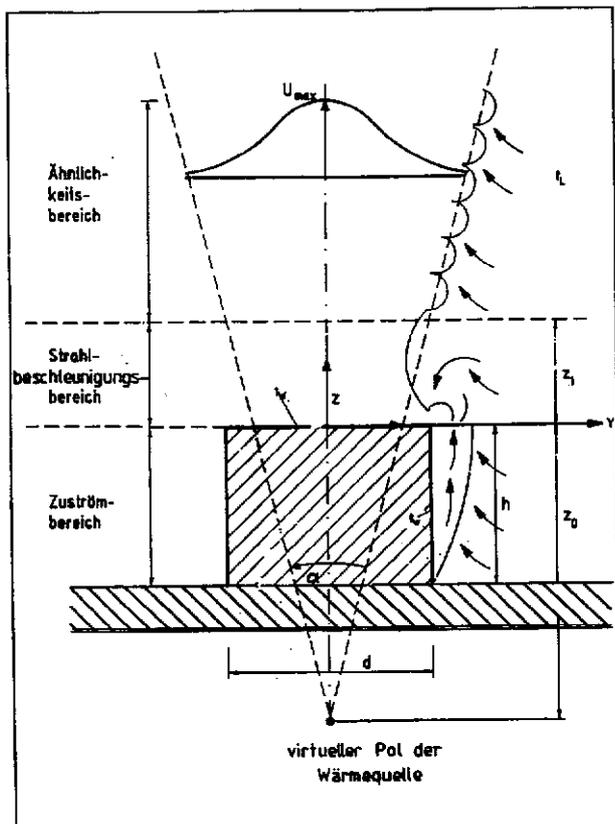
**Bild 6:** Modell einer Diesellokabsaugung in Wartungshallen

#### 4 Erfassungsluftströme

Die beste Erfassungseinrichtung kann jedoch nur dann den anfallenden Gefahrstoffstrom aufnehmen, wenn ihre Erfassungswirkung nicht durch unzureichende Luftzuführungskonzepte oder geöffnete Türen über

Gebühr gestört wird und wenn der abgesaugte Massenstrom mindestens dem an der Erfassungsstelle ankommenden Gefahrstoffstrom / Luftgemisch entspricht.

Dieses Problem ist insbesondere beim Erfassen von Thermikströmen zu beachten, die gleichzeitig den Gefahrstofftransport übernehmen. Der Erfassungsluftstrom ergibt sich dann aus der thermisch bewegten Luft zuzüglich der induzierten Umgebungsluft. Das Prinzip verdeutlicht schematisch **Bild 7**.



**Bild 7:** Schematischer Verlauf thermisch bewegter Luftströme

Sowohl an den vertikalen als auch den horizontalen Flächen einer wärmeproduzierenden Einrichtung findet eine durch konvektive Wärmeübertragung hervorgerufene Luftströmung statt, die sich oberhalb der Einrichtung zu einem gemeinsamen Strahl vereinigt, der gegenüber seiner Umgebung wie ein Freistrahler wirkt; das heißt, am Strahlrand findet ein Impulsaustausch statt, so daß ein Teil der Strömungsenergie Umgebungsluft beschleunigt.

Daher nimmt der Strahl kontinuierlich Umgebungsluft auf und vergrößert mit wachsender Lauflänge sein Vo-

lumen; das heißt, je höher die Erfassungseinrichtung oberhalb der Quelle angeordnet werden muß, um so größer ist auch der zur Erfassung notwendige Volumenstrom.

In dem gemeinsam mit der Universität Stuttgart, IKE, Abteilung HLK, durchgeführten Forschungsvorhaben /2/, sind diese physikalischen Vorgänge in einem Berechnungsmodell zusammengefaßt.

Bei Gefahrstoffen, die keiner oder nahezu keiner Eigenbewegung unterliegen, ist der Erfassungsluftstrom so zu dimensionieren, daß an der Emissionsquelle eine ausreichende Erfassungsgeschwindigkeit aufgebaut werden kann, so daß der Gefahrstoffstrom zur Senke geleitet wird. Hilfreich sind auch in diesen Fällen Rechenmodelle, die das Strömungsfeld beschreiben.

Besonders kritisch sind Gefahrstoffströme zu erfassen, die durch ihre Eigenbewegung ein diffuses Strömungsfeld aufbauen. In diesen Fällen sind im allgemeinen Kapselungen des Emissionsherdes in Verbindung mit geeigneten Erfassungseinrichtungen vorzuziehen.

#### Literatur

- /1/ Detzer, R., Absaugung an Induktionsöfen, VDI Berichte Nr. 655, 1987
- /2/ Bach, H. u.a.: Gezielte Belüftung der Arbeitsbereiche in Produktionshallen zum Abbau der Schadstoffbelastung, Schlußbericht zum BMFT-Verbundvorhaben 01 HK 216, Forschungsbericht HLK-1-92, Verein der Förderer der Forschung im Bereich Heizung-, Lüftung-, Klimatechnik Stuttgart e. V., 2. Auflage Sept. 1993.

# Zonenmodelle - Neue Planungsinstrumentarien für lastmindernde Luftführungen

WALTER DITTES

## Kurzfassung

Die Aufgaben von RLT-Anlagen in wärme- und stoffbelasteten Fabrikhallen sind, die Luft im Arbeitsbereich möglichst frei von luftfremden Stoffen zu halten und klimatisch erträgliche Bedingungen zu schaffen. Lufttechnische Anlagen werden häufig nicht nach den erwartbaren Wärme- und Stofflasten, sondern nach der Erfahrung (Luftstrombemessung nach dem Luftwechsel) geplant oder sogar nur vor Ort ausprobiert. Beim Einsatz moderner lastmindernder Luftführungen können die im Arbeitsbereich erreichbaren Verbesserungen bei der Belastungssituation und der zum Belastungsabbau notwendige Luftstrom bislang nur durch aufwendige Modelluntersuchungen quantifiziert werden. Numerische Verfahren zur Strömungssimulation sind für so komplexe Vorgänge wie in Fabrikhallen noch nicht einsatzbereit. Im folgenden Beitrag werden ein neues Planungsinstrument für lastmindernde Luftführungen vorgestellt und der Gesamtplanungsablauf erläutert. Zudem wird aufgezeigt, welche Daten für die Planung künftig bereitzustellen sind, und wie die Planungsinstrumentarien weiterentwickelt werden sollten.

## 1 Aufgaben und Ziele der Planung

Aufgaben bei der Planung der Lufttechnik für Fabrikhallen sind zum ersten die lufttechnischen Maßnahmen festzulegen, mit denen die bestehenden Wärme- und Stoffbelastungen für die Beschäftigten abgebaut werden können. Zu den lufttechnischen Maßnahmen zählen die direkte Stofffassung (vorgegeben sind Bauart und Anordnung der Erfassungselemente) und die Belüftung (charakterisiert durch die Luftführung). Zum zweiten sind die Luftströme (Erfassungs- und Zuluftströme) zu ermitteln, die für o.g. Maßnahmen gefördert werden müssen.

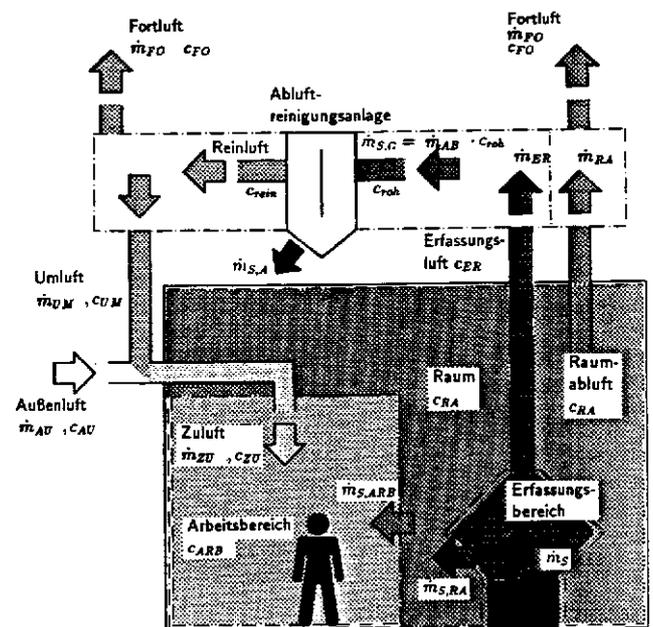
Ziel der Planung ist jedoch nicht allein, daß mit den lufttechnischen Einrichtungen die Anforderungen an die Luftqualität /1/ oder an das Arbeitsplatzklima /2/ einzuhalten sind. Angestrebt werden Lösungen, mit denen die Belastungssituationen für die Beschäftigten (charakterisiert durch Stoffkonzentrationen und Lufttemperaturen im Arbeitsbereich) **und** der Aufwand (Luftströme, Energiebedarf, Kosten und Platzbedarf) minimiert werden. Zwischen den grundsätzlich verfügbaren Konzepten ist mit den Methoden der Wert-

analyse zu entscheiden, da die Wichtung der genannten Anforderungen auf jeden Anwendungsfall zugeschnitten sein muß /3/.

Diese hohen Ansprüche an lufttechnische Einrichtungen für Fabrikhallen erfordern hochwirksame Erfassungseinrichtungen und sog. lastmindernd wirkende Luftführungskonzepte. Wichtige Qualitätsmerkmale für die lufttechnischen Einrichtungen sind die Bewertungsgrößen: Erfassungsgrad, Belastungsgrad und Systembelastungsgrad; ihre Definitionen für Wärme- und Stofflasten (nach /4/) sind in **Bild 1** angegeben.

## 2 Werkzeuge zur Planung der Luftführung

Schwierigster Schritt bei der Planung ist zu klären, welche Belastungssituationen sich bei den vorgesehenen lufttechnischen Maßnahmen im Sollbereich einer



Bewertungsgröße	Stofflast	Wärmelast
Erfassungsgrad	$\eta_S = \frac{\dot{m}_{S,ER}}{\dot{m}_S}$	$\eta_W = \frac{\dot{Q}_{ER}}{Q}$
Belastungsgrad	$\mu_S = \frac{\dot{m}_{S,ARB}}{\dot{m}_{S,RA}} = \frac{\dot{m}_{S,ARB}}{(1 - \eta_S)\dot{m}_S}$	$\mu_W = \frac{\dot{Q}_{ARB}}{Q_{RA}}$
Systembelastungsgrad	$\alpha_S = \frac{\dot{m}_{S,ARB}}{\dot{m}_S}$	$\alpha_W = \frac{\dot{Q}_{ARB}}{Q}$

Bild 1: Bewertungsgrößen für lufttechnische Maßnahmen

Fabrikhalle - dem Arbeitsbereich - einstellen. Bildet man die Wärmestrom-, Stoffstrom- und Luftstrombilanzen für den in **Bild 1** gekennzeichneten Arbeitsbereich und für die gesamte Halle, so erhält man (z.B. für Stofflasten) Beziehungen für die Belastungssituation oder den zum Belastungsabbau erforderlichen Luftstrom:

$$\bar{c}_{ARB} = c_{ZU} + (1 - \eta_S) \cdot m_{yS} \cdot \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_{ZU}} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{ZU} = (1 - \eta_S) \cdot m_{yS} \cdot \frac{\dot{m}_S}{\bar{c}_{ARB} - c_{ZU}} \quad (2)$$

Die Gleichungen zeigen, daß beide Größen sehr wesentlich von Erfassungsgrad und Belastungsgrad abhängen. Demzufolge benötigt man bereits bei der Planung Instrumentarien, um diese Bewertungsgrößen zu ermitteln. In **Bild 2** sind die derzeit verfügbaren Instrumentarien zur Planung aufgeführt und bewertet.

Der von vielen Planern bevorzugte, weil einfache Weg ist, die Luftströme nach Erfahrungswerten überwiegend dem Luftwechsel festzulegen. Eine ausführliche Analyse (siehe /5/ weist nach, daß Erfahrungswerte zur Planung lufttechnischer Anlagen für wärme- und stoffbelastete Produktionshallen ungeeignet

sind. Mit diesen Erfahrungswerten können allenfalls ausgeführte Anlagen verglichen werden; dann jedoch am bestem mit dem flächenbezogenen Luftstrom und nicht mit dem Luftwechsel.

Mit **Modelluntersuchungen** lassen sich alle Fragen zur Effizienz lufttechnischer Maßnahmen (sowohl für die Stofffassung als auch für die Luftführung) klären. Hierbei werden nach einer sorgfältigen Istzustandsanalyse von dem zu untersuchenden Produktionsbereich alle die für die Strömung wesentlichen Gebäudeteile und Einrichtungen (im allgemeinen im verkleinerten Maßstab nachgebildet). Wesentlich ist, daß bei den Laborversuchen gegenüber der Hauptausführung physikalische Ähnlichkeit der Wärme- und Stoffaustauschvorgänge und geometrische Ähnlichkeit von Gebäude und seinen Einrichtungen (u.a. Luftdurchlässe) bestehen /4;6/.

Für die Ähnlichkeit müssen beim Beispiel Fabrikhalle im allgemeinen sehr viele Wärme- und Stoffquellen nachgebildet werden. Durch Tracergasuntersuchungen und Temperaturmessungen lassen sich alle Bewertungsgrößen und die Daten für die zu planende RLT-Anlage ermitteln. Kosten- und Zeitaufwand für dieses Planungswerkzeug sind jedoch so hoch, daß es in der Praxis den Anwendungsfällen mit besonderen Anforderungen, der Entwicklung neuer Konzepte oder der Forschung vorbehalten ist.

### Erfahrungswerte für Luftströme

#### Luftwechsel [1/h]

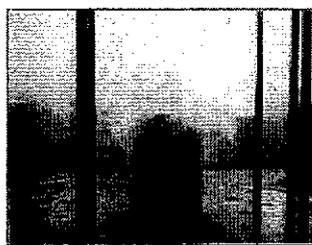
Schweißerei	5-8
Papier- und Druckindustrie	6-15
Beizraum	5-15

#### Flächenbez. Luftströme [m<sup>3</sup>/hm<sup>2</sup>]

mech. Fertigung	12-35
Kunststoffteilfertigung	40-60
Gießerei	60-180

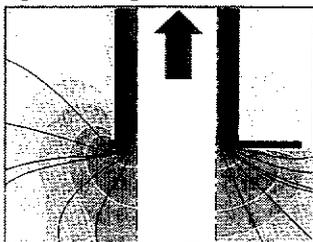
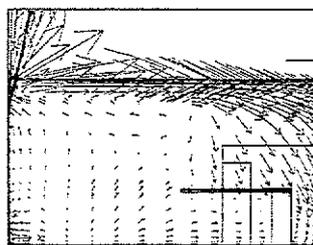
Keine Zuordnung zu den Lasten  
**UNGEEIGNET**

### Modelluntersuchungen im Labor



hoher Aufwand, für Einzelfälle

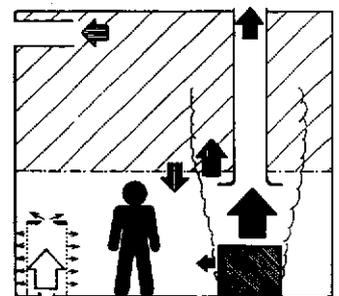
### Strömungssimulation mit CFD-Modellen



für Luftströmungen in Fabrikhallen noch zu aufwendig

### Zonenmodelle

Zur Ermittlung von Belastungsgraden



Analyse von Einzelströmungsvorgängen bei Schicht- oder bereichsweiser Mischströmung

vertretbarer Aufwand  
Datenbank !

**Bild 2:** Übersicht über Planungsinstrumente

Die numerische Simulation der Strömungsvorgänge mit sog. **CFD-Modellen** ist noch aufwendiger als Modelluntersuchungen /7;8/. Sie erfordert vom Planungsingenieur eine sehr hohe Qualifikation und wird bislang nur von großen ausführenden Firmen genutzt. Positive Erfahrungen liegen für die Simulation der Raumluftrömungen in Büros und Lagerräumen /9/ und für die von Senkenströmungen vor Erfassungseinrichtungen /10/ vor.

Will man ganze Bereiche von Fabrikhallen geschlossen betrachten, stößt man sehr schnell an die Grenzen auch von leistungsfähigen Großrechenanlagen, da eine sehr große Anzahl von Strömungsvorgängen nahe Wärme- und Stoffquellen, Zu- und Abluftdurchlässen und Erfassungseinrichtungen im Detail nachgebildet werden müssen. Eine breite Anwendung dieses Werkzeugs für Fabrikhallen ist zumindest für die nächsten Jahre noch nicht absehbar; zuerst müssen die kommerziell verfügbaren Programme - ausgerichtet auf die Anwendungsfälle in der Raumluftechnik - weiterentwickelt und in der Bedienung vereinfacht werden.

Sowohl die experimentelle als auch die numerische Simulation von Raumluftrömungen liefert nur Ergebnisse für den jeweils betrachteten Fall. Die als Planungsziel angestrebte Optimierung bedarf immer noch des Fingerspitzengefühls dessen, der die Versuchs- oder Rechenparameter richtig variieren muß. Die vor einer Optimierung darzustellenden Zusammenhänge lassen sich erst nach einer Vielzahl von Parametervariationen ableiten.

Für lastmindernde Luftführungskonzepte sind diese Zusammenhänge mit dem vierten Planungsinstrument aus **Bild 2** den sog. **Zonenmodellen** darstellbar. Dieses Verfahren wurde im Rahmen des BMFT-Verbundvorhabens "Arbeitsplatzlüftung" <sup>\*)</sup> entwickelt /4/. Es eignet sich für alle Luftführungskonzepte mit begrenzter Zuluftströmung zur Nutzung der Thermik (Schichtströmung, bereichsweise Mischströmung), da hier die Einzelströmungsbereiche weitgehend unabhängig voneinander wirken. Mit Zonenmodellen können der Belastungsgrad und die erforderlichen Luftströme berechnet werden. Der Aufwand hierfür ist angemessen; er kann durch noch zu erstellende Datenbanken und durch den Einsatz der Gebäude- und Anlagen-Simulationstechnik weiter reduziert werden. Dieses Planungsinstrument wird im folgenden detailliert erläutert.

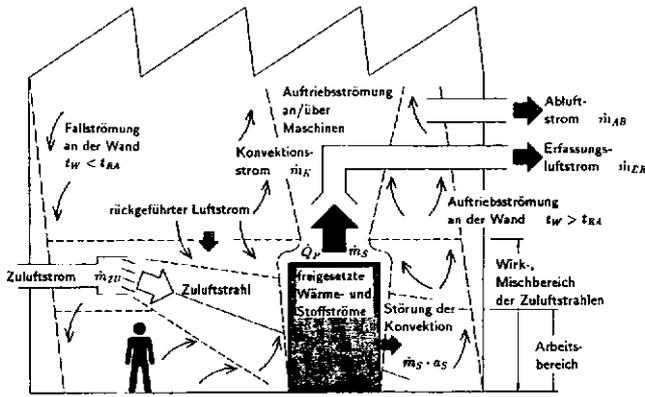
### 3 Zonenmodelle zur Berechnung der Belastungssituation

Die Belastungssituation in einer Fabrikhalle ist durch die Zustandsgrößen Stoffkonzentration und Lufttemperatur gekennzeichnet, die sich im Arbeitsbereich ergeben. Bei lastmindernden Luftführungskonzepten sind diese Größen im Arbeitsbereich niedriger als im ungenutzten oberen Raumbereich. Wie in /4;11/ gezeigt, lassen sich solche Verhältnisse mit einer bereichsweisen Mischströmung oder besser noch mit einer Schichtströmung erreichen. Bei diesen Luftführungsarten bleibt durch eine begrenzt wirkende Zuluftströmung die stoffbeladene Thermikströmung an/über Produktionseinrichtungen ungestört und transportiert somit die freigesetzten Lastströme vom Arbeitsbereich in den ungenutzten Raumbereich. Zonenmodelle nutzen die Tatsache, daß hierbei alle Strömungsvorgänge (siehe **Bild 3**) weitgehend unabhängig voneinander wirken. Die Einzelströmungsvorgänge sind:

- die Zuluftströmung,
- die Senkenströmung zur direkten Stofffassung,
- die Thermikströmung an/über Produktionseinrichtungen,
- die freie Konvektion an Hallenwänden und Hallendach,
- die Ausbreitung von Stoffen direkt in den Arbeitsbereich.

Diese Strömungsvorgänge können den Arbeitsbereich entweder belasten oder entlasten. Wie in /4/ ausführlich erläutert, werden für die Wirkbereiche der einzelnen Strömungsvorgänge sog. Zonenbilanzgleichungen für die Wärme-, Stoff- und Luftströme gebildet. Die Bilanzgrenzen sind für das Beispiel einer Schichtströmung in **Bild 4** gekennzeichnet. Aus diesen Zonenbilanzgleichungen lassen sich Berechnungsgleichungen für die erforderlichen Zuluftströme, für die sich in den Arbeitsbereichen einstellenden Stoffkonzentrationen und Temperaturen sowie für die Wärme- und Stoff-Belastungsgrade ableiten (s. **Bild 4**). Diese Berechnungsgleichungen zeigen, daß die Belastung im Arbeitsbereich abhängt vom Ort der Lastfreisetzung, von den Luftströmen, die zwischen der oberen und der unteren Raumzone ausgetauscht werden (insbesondere den Thermikluftströmen an Produktionsein-

<sup>\*)</sup> BMFT-Forschungsvorhaben 01 HK 216 "Gezielte Belüftung der Arbeitsbereiche in Produktionshallen zum Abbau der Schadstoffbelastung - Arbeitsplatzlüftung" bearbeitet von: Universität Stuttgart, IKE/Abt. Heizung-Lüftung-Klimatechnik; Kessler + Luch GmbH, Gießen; Forschungsgesellschaft Heizung-Lüftung-Klimatechnik Stuttgart mbH; TU München, Lehrstuhl für Ergonomie, Abt. Arbeitsphysiologie; Mercedes-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim und Sindelfingen; Volkswagen AG, Wolfsburg



**Bild 3:** Strömungsvorgänge in Fabrikhallen - Strömungsbereiche, Wechselwirkungen

richtungen), und von der Störung der Thermikluftströme an den Maschinen, ausgedrückt durch den Ausspülgrad. Weiterführende Betrachtungen - auch zu der Abfuhr von Wärmelasten - sind in /4;12/ zu finden.

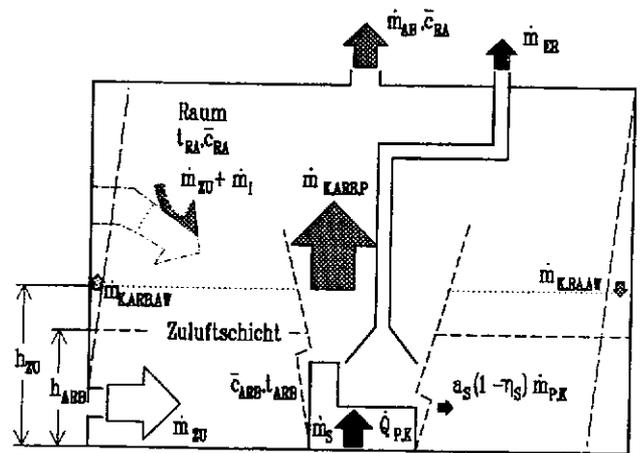
Zur Beurteilung der Qualität der lufttechnischen Maßnahmen ist es zweckmäßig, z.B. die Stoffkonzentration im Arbeitsbereich  $\bar{c}_{ARB}$  auf den zugeordneten Stoffgrenzwert  $GW$  (z.B. nach /1/) zu beziehen. Man erhält den Bewertungsindex für Stoffkonzentrationen  $I$ :

$$I = \frac{\bar{c}_{ARB}}{GW} \quad (3)$$

Zur Bewertung des Aufwandes empfiehlt es sich, die Luftströme auf den sog. Verdünnungsluftstrom  $\dot{m}_{ZU,0}$  zu beziehen; der Verdünnungsluftstrom ist der Luftstrom, der benötigt wird, um den freigesetzten Stoffstrom  $\dot{m}_S$  mit einer idealen Mischströmung in der ganzen Halle so zu verteilen, daß gerade der zugeordnete Stoffgrenzwert  $GW$  gehalten werden kann:

$$\dot{m}_{ZU,0} = \frac{\dot{m}_S}{GW} \quad (4)$$

Mit den Berechnungsgleichungen (z.B. aus **Bild 4**) und den Gleichungen (1) und (2) werden der Bewertungsindex für die Stoffkonzentration und der auf den Verdünnungsluftstrom bezogene Zulufstrom ermittelt und in einem für jeden Anwendungsfall zu erstellenden Diagramm (Beispiel siehe **Bild 5**) aufgetragen. Anhand solcher Bewertungsdiagramme lassen sich die lufttechnischen Maßnahmen optimieren.



**Stoffkonzentration:**

$$\bar{c}_{ARB} = c_{ZU} + (1 - \eta_S) \cdot \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_{ZU}} \cdot \left( \frac{\dot{m}_I + \dot{m}_{K,RA,AW} + a_S(\dot{m}_{ZU} - \dot{m}_{ER})}{\dot{m}_I + \dot{m}_{K,RA,AW} + \dot{m}_{ZU} - \dot{m}_{ER}} \right)$$

**Zulufstrom:**

$$\dot{m}_{ZU} = (1 - \eta_S) \dot{m}_S \frac{[\dot{m}_I + \dot{m}_{K,RA,AW} + a_S(\dot{m}_{ZU} - \dot{m}_{ER})]}{\bar{c}_{ARB} - c_{ZU}}$$

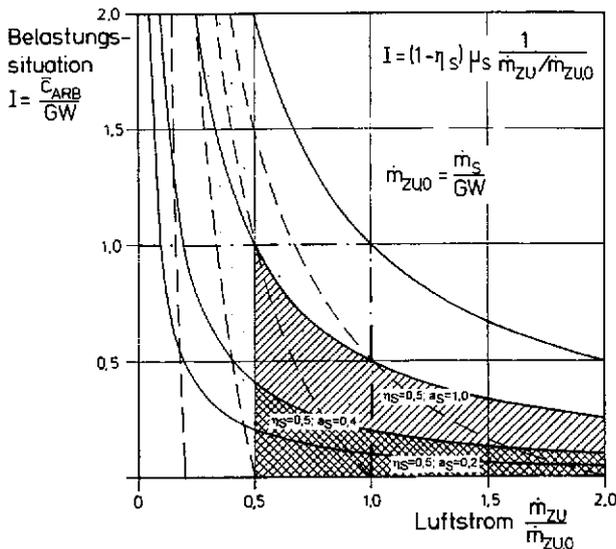
**Belastungsgrad:**

$$\mu_S = \frac{\dot{m}_I + \dot{m}_{K,RA,AW} + a_S(\dot{m}_{ZU} - \dot{m}_{ER})}{\dot{m}_I + \dot{m}_{K,RA,AW} + \dot{m}_{ZU} - \dot{m}_{ER}}$$

**Bild 4:** Bilanzgrenzen, Definition der Luft- und Stoffströme und Rechengleichungen für Schichtströmungen (Luftzufuhr im bzw. oberhalb des Arbeitsbereiches)

#### 4 Planungsablauf

Die wesentlichen Schritte bei der Planung von lufttechnischen Maßnahmen für wärme- und stoffbelastete Hallen sind in **Bild 6** zusammengefasst. Zu Beginn jeder Planung sollten der Istzustand analysiert und die Anforderungen (durch Gesetze, Behörden oder auch den Auftraggeber) zusammengestellt werden. Das Vorgehen bei der Istzustandsanalyse unterscheidet sich danach, ob die Lufttechnik in einer bestehenden Halle zu modernisieren ist, ob die Luftführung geänderten Produktionseinrichtungen angepaßt werden muß oder ob lufttechnische Maßnahmen für eine neu zu errichtende Halle zu planen sind. In den ersten beiden Fällen können die Daten von Produktionstechnik und Gebäude an den bestehenden Einrichtungen recherchiert werden. Bei der Neuplanung sind die Daten über die Hallenbelegung erst sehr spät verfügbar. Für den Hallenaufbau muß man bereits sehr früh den Platzbedarf für das Zentralgerät, die Schächte und die Trassen wissen; ggf. sind dafür Erfahrungswerte heranzuziehen.

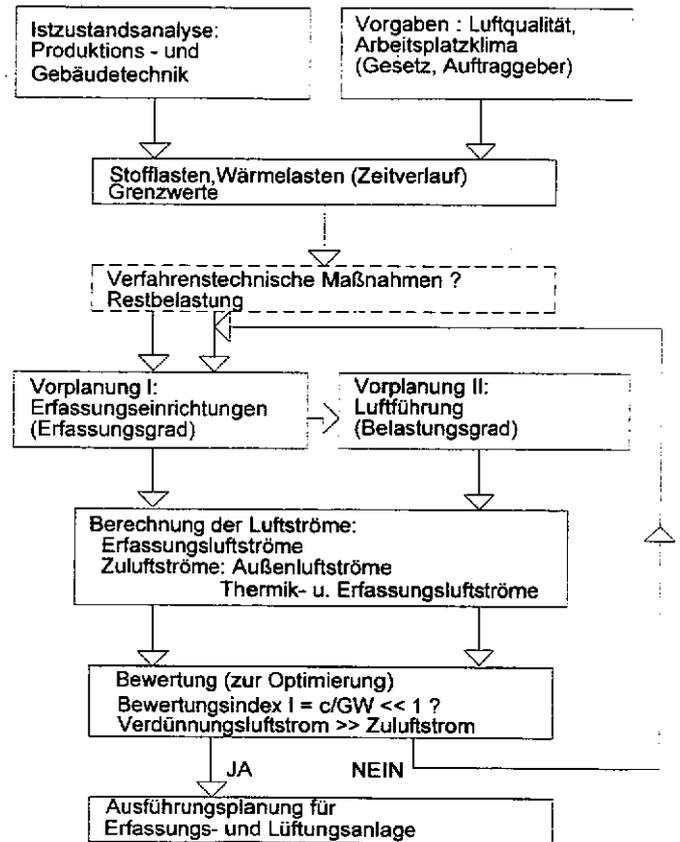


**Bild 5:** Darstellung der Belastungssituation für eine Fabrikhalle: Bewertungsindex abhängig vom Zuluftstrom und vom Erfassungsgrad (hier 0,5); doppelte Schraffur:  $\alpha_s = 0 - 0,4$

Einrichtungen zur Luftzuführung sind jedoch erst planbar, wenn ein genauer Belegungsplan für die Produktionseinrichtungen einschließlich sämtlicher Daten der Wärme- und Stoffbelastung vorliegen. Ggf. können diese zunächst nicht verfügbaren und auch nicht meßbaren Daten aus sog. Wärme- und Stofflastkatastern entnommen werden. Für die Lasten sind Erfahrungswerte eher geeignet, da sich der Einfluß produktionstechnischer Randbedingungen auf die Last besser einschätzen läßt. Die lufttechnischen Maßnahmen können danach korrekt geplant werden; dies ist nicht der Fall, wenn man sich nur auf Erfahrungswerte für die Luftströme verläßt. Aus den bei der Istzustandsanalyse gewonnenen Daten müssen die Lasten für die Konzeption und Auslegung der lufttechnischen Einrichtungen aufbereitet werden. Wichtig sind die Lastverläufe und zugeordnet die im Mittel oder in der Spitze einzuhaltenen Grenzwerte (siehe /1;4;5/).

Im ersten Schritt der Vorplanung ist zu prüfen, welche Stoffemissionen mit Erfassungseinrichtungen direkt an der Entstehungs- oder der Austrittsstelle zu erfassen sind. Hinweise für die Planung und Ausführung von Erfassungseinrichtungen sind in /13;14;15/ zu finden.

Die Konzentrationen nicht direkt erfäßbarer Stoffe sind durch die Raumlüftung unter die Stoffgrenzwerte herabzusetzen. Der dafür erforderliche Aufwand richtet sich nach der Art der Luftführung. Der Belastungsgrad und die sich im Arbeitsbereich einstellenden Zustandsgrößen für Stoffkonzentrationen und



**Bild 6:** Planungsablauf für lufttechnische Einrichtungen bei wärme- und stoffbelasteten Fabrikhallen

Temperaturen können mit Zonenmodellen berechnet werden. Liegt der erreichbare Belastungsgrad fest, so lassen sich die Luftströme zur Wärme- und Stofflastabfuhr ermitteln. Im Sinne der o.g. Optimierung von Aufwand und Wirkung sind dann als weitere Bewertungsmaßstäbe der sog. Bewertungsindex und der sog. Verdünnungsluftstrom zu berechnen. Bei hochwirksamen lufttechnischen Maßnahmen sind der Bewertungsindex  $I$  wesentlich kleiner als eins und der erforderliche Zuluftstrom viel kleiner als der sog. Verdünnungsluftstrom; vergl. **Bild 5**. Ist dies nicht der Fall, so ist zu überprüfen, ob sich mit Änderungen an den Erfassungseinrichtungen oder bei der Luftführung, ggf. auch durch eine Reduktion der Thermikluftströme, keine günstigeren Ergebnisse erzielen lassen. Den Abschluß bildet die Ausführungsplanung. Zudem sind bei lastmindernden Luftführungskonzepten Anforderungen an die Beheizung und die Bauweise der Halle zu richten (ergänzende Hinweise siehe /4/).

## 5 Notwendige Entwicklungen

Mit den vorgestellten Zonenmodellen ist es erstmals möglich, den Einfluß lastmindernder Luftführungskonzepte auf die Belastungssituation im Arbeitsbereich und den zur Lastabfuhr erforderlichen Luftstrom bereits bei der Planung zu berechnen. Hierzu müssen die Wärme- und Stofflasten sowie die Thermikluftströme an den Produktionseinrichtungen im Rahmen der Istzustandsanalyse in den Betrieben gemessen oder aus den Betriebsaufzeichnungen von produktionstechnischen Daten, sofern vorhanden, abgeschätzt werden. Dieser erste Planungsschritt ist stets aufwendig.

Mit Datenkatalogen, die charakteristische Wärme- und Stofflasten (Lastkataster) und Thermikluftströme für die verschiedenen Produktionseinrichtungen enthalten, könnte der Aufwand für viele Anwendungsfälle reduziert werden. Erste Daten sind bereits in VDI-Richtlinien (VDI 2084 /16/ und VDI 3802 /17/) aufgeführt. Der Planungsaufwand läßt sich zudem verringern, wenn oben vorgestellte Zonenmodelle in bereits bestehende Gebäude- und Anlagensimulations-Programmen integriert werden; hierzu sind u.a. Programmodule für das thermische Verhalten von Produktionsanlagen zu entwickeln. Ziel ist, mit der Simulationstechnik auf der Basis nur weniger charakteristischer Produktionsdaten (z.B. Antriebsleistung, Maschinenmassen, Kühlmittelströme u.ä.) die Wärmelasten, die Thermikluftströme und die luftführungsabhängig erreichbaren Belastungsgrade zu berechnen. Ergänzend dazu müßten dann in den Betrieben nur noch die Stoffströme gemessen oder ebenfalls aus entsprechenden Lastkatastern entnommen werden.

Die vorgestellten Zonenmodelle ermöglichen, die CFD-Modelle so weiterzuentwickeln, daß sie in Fabrikhallen angewandt werden können. Da die Strömungsvorgänge in einer Halle nicht geschlossen simuliert werden können, werden zunächst die stabilen Einzel-Strömungsvorgänge getrennt berechnet. Aus den Ergebnissen der Teilbereiche wird wiederum die Gesamtströmung zusammengesetzt; die Vorgänge an den Bereichsgrenzen sind durch Iterationsrechnungen in Einklang zu bringen. Für z. T. ständig wiederkehrenden Strömungsvorgänge können zudem Programmibliotheken angelegt werden.

## Literatur

- /1/ Deutsche Forschungsgemeinschaft: MAK- und BATWerte-Liste 1992. Senatskommission zur Prüfung gesundheitsschädlicher Arbeitsstoffe. Mitteilung 28, Weinheim: VCH Verlagsges. 1992.
- /2/ DIN 33403: Klima am Arbeitsplatz und in der Arbeitsumgebung; Teil 1 Grundlagen, Teil 2 Einfluß auf den Wärmehaushalt des Menschen, Teil 3 Beurteilung.
- /3/ Bach, H.: Gestalten der Luftführung. Vortrag gehalten am 22. Juni 1993 bei der Firma Krantz-TKT anläßlich der Einweihung der Niederlassung Stuttgart.
- /4/ Bach, H. u.a.: Gezielte Belüftung der Arbeitsbereiche in Produktionshallen zum Abbau der Schadstoffbelastung Forschungsbericht: HLK-1-92, Verein der Förderer der Forschung im Bereich Heizung-Lüftung-Klimatechnik Stuttgart e.V., 2. Auflage Sept. 1993.
- /5/ Brunk, M.F.; W. Dittes; W. Pfeiffer: RLT-Anlagenauslegung für Produktionshallen. Ist der Luftwechsel eine Auslegungsgröße für RLT-Anlagen in schadstoffbelasteten Produktionshallen? HLH 43 (1992) Nr.3, S. 118/26.
- /6/ Bach, H.: Ähnlichkeitskriterien bei Raumströmungen. KI 1 (1973) Nr. 9, S. 37/42.
- /7/ Hanel, B.; M. Rösler: Numerische Berechnung drei dimensionaler Raumluftströmungen eine Übersicht. Luft- und Kältetechnik 1993, Nr. 2. S. 56/58.
- /8/ Moser, A.: Luftströmungen in Gebäuden. Kongreßband zum XXIII. Internat. Kongreß für Technische Gebäudeausrüstung. Hamburg, März 1992, S. 88/91.
- /9/ Kegel, B.; J. Borth: Die numerische Berechnung von Raumluftströmungen im praktischen Einsatz. Kongreßband zum XXIII. Internat. Kongreß für Technische Gebäudeausrüstung. Hamburg, März 1992, S. 165/170.
- /10/ Scholer, W.; G. Frech: Entwicklung numerischer Berechnungsverfahren von Schadstofffassungseinrichtungen. Fb 677, Bremerhaven, Wirtschaftsverlag NW, 1993.
- /11/ Detzer, R.: Luftführung in Produktionshallen. VDI-Bericht 1069 "Reinhaltung der Luft in Industriehallen", Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.
- /12/ Dittes, W.: Raumluftbelastung durch Baustoffe - Konsequenzen für die Raumlufttechnik. Deutsches Architektenblatt Nr. 5 1993, S. 890/94.
- /13/ VDI 3929: Erfassen luftfremder Stoffe.
- /14/ VDI 2262, Bl. 3: Luftbeschaffenheit am Arbeitsplatz Minderung der Exposition durch luftfremde Stoffe: Lufttechnische Maßnahmen.
- /15/ Dittes, W.; D. Goettling; H. Wolf: Arbeitsplatzluft-reinhaltung - Erfassungseinrichtungen in der Fertigungstechnik. Fb 438, Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW, 2. Auflage 1987.
- /16/ VDI 2084: Lüftung von Schweißwerkstätten.
- /17/ VDI 3802: Raumlufttechnische Anlagen für Fertigungsstätten. Wird derzeit überarbeitet.

# Wärmenutzungskonzept für ein sächsisches Milchwerk

MANFRED ERSING

## 1 Einführung

Die Sachsenmilch AG plant am Standort Leppersdorf bei Dresden die Errichtung einer neuen Molkerei. Dabei sollen folgende Produkte erzeugt werden:

- Frischmilch
- H-Milch
- Milchmischgetränke
- Joghurt
- Sahneprodukte
- Butter
- verschiedene Käsesorten
- Milchpulver
- Milchpulvernebenprodukte

Die Molkerei ist für eine Anlieferungsmenge von 550 Mio. kg Rohmilch pro Jahr ausgelegt und soll Ende 1993 den Betrieb aufnehmen.

## 2 Gesamtenergiebilanz

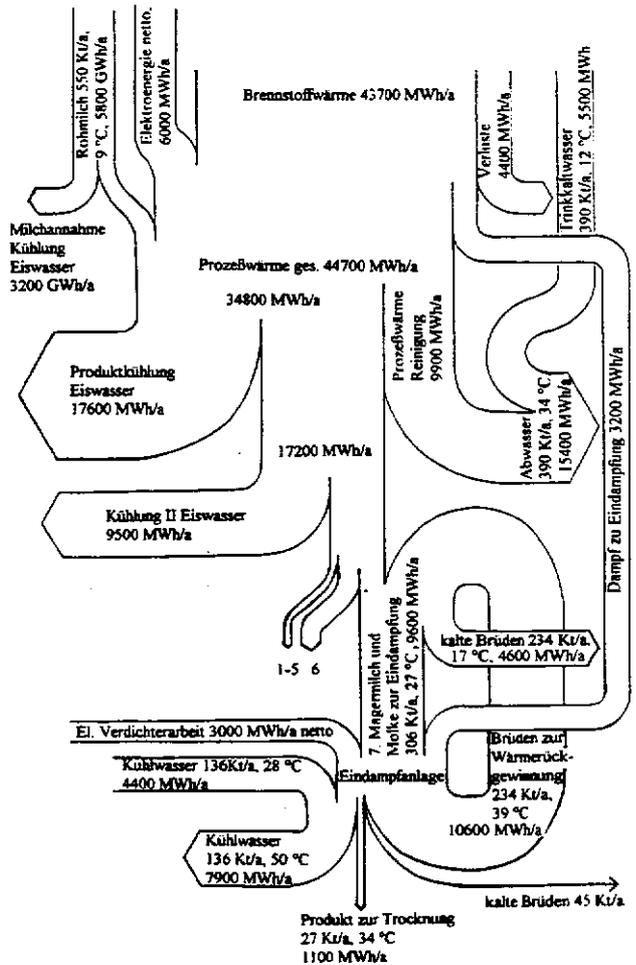
Anhand des Energieflußbildes für den Molkereiteil (Bild 1) ist die Energiebilanz auf Basis von Jahreswerten im folgenden kurz erläutert.

Die angelieferte Rohmilch (mittlere Temperatur ca. 9°C) wird in der Annahme auf ca. 4°C gekühlt. Dabei müssen 3200 GWh/a mittels Eiswasser abgeführt werden.

In den diversen Betrieben erfolgt eine Erhitzung der Milch je nach Produkt auf unterschiedliche Temperaturen (z.B. H-Milch auf 137°C, Trinkmilch auf 72°C) mit anschließender Rückkühlung (z.B. H-Milch ca. 25°C, Trinkmilch 5°C). Zwar erfolgen diese Anwärm- und Rückkühlvorgänge mit interner Wärmerückgewinnung (siehe Punkt 3). In der Summe müssen dabei jedoch 32.200 MWh/a entsprechend ca. 74% der Gesamtwärme zugeführt und 27.100 MWh/a über Eiswasser abgeführt werden.

Entsprechend der Käseproduktion von ca. 37.000 t/a fällt in etwa die zehnfache Menge an Molke an. Diese gelangt zur Eindampfanlage und von dort zur Trocknungsanlage, wo Milchpulver erzeugt wird.

Im Bereich der Eindampfanlage fallen große Mengen an Brüden an (234 x 10<sup>3</sup> t/a), entsprechend ca. 42%



		kt/a	°C	MWh/a
1	Frischmilch	63	5	370
2	Sahneprod.	2	5	10
3	Joghurt	34	5	200
4	Käse	37	14	600
5	Butter	15	5	90
6	H-Milch	98	25	2860
7a	Magermilch	49	6	340
7b	Molke	257	31	9270

Bild 1: Energiebilanz Molkerei

der zugeführten Rohmilch. Mit einer Temperatur von 39°C sind diese in idealer Weise für die Wärmerückgewinnung geeignet und werden zur Kesselmilchvorwärmung eingesetzt. Dadurch erfolgt eine Abkühlung auf 17°C und eine Wärmerückgewinnung von 6.000 MWh/a, entsprechend ca. 15 % der insgesamt zugeführten Prozeßwärme.

An dieser Stelle sei angemerkt, daß die Brüden als

Zusatzwasser der Verflüssiger der Kompressionskälteanlage weiter Verwendung finden und somit den Frischwasserbedarf erheblich reduzieren. Leider ist es bis heute nicht möglich diese Brüden, die BSB<sub>5</sub>-Werte von ca. 15 - 20 mg/l aufweisen, für Reinigungszwecke einzusetzen, die Trinkwasserqualität erfordern.

Ein nicht unerheblicher Teil der zugeführten Prozesswärme (ca. 25%) wird im Bereich der Reinigung eingesetzt. Dabei sind besonders die Flaschenreinigung und die CIP-Anlagen (Cleaning-in-process) zu nennen, die zusammen 75% der hier eingesetzten Prozesswärme verbrauchen. Im Mittel verläßt das zu Reinigungszwecken eingesetzte Wasser (370 x 10<sup>3</sup> t/a) die Molkerei mit ca. 34°C. Wegen der Verschmutzung und anderer Faktoren scheiden diese Wässer für die Wärmerückgewinnung aus.

Es sei darauf verweisen, daß das Energieflußbild periphere Bereiche wie Druckluftherzeugung, Eiswassererzeugung etc. nicht darstellt.

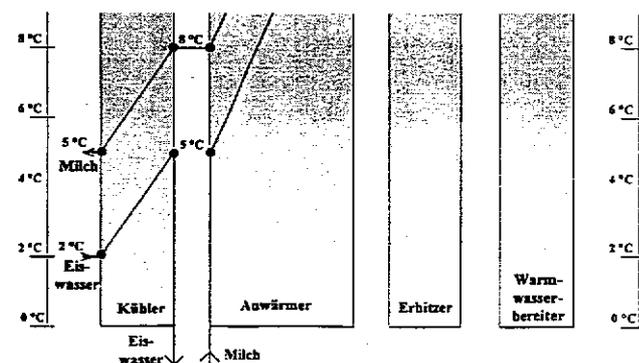
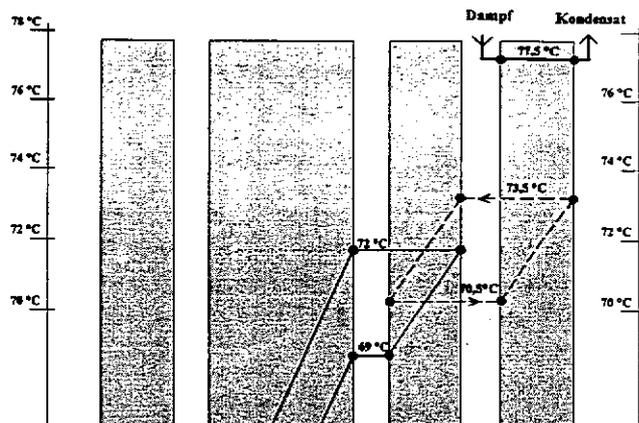
### 3 Wärmerückgewinnung/Energieeinsparung im Bereich der Produktionsabteilungen

#### 3.1 Bereich Basismolkerei

Aus Sicht des Energieeinsatzes sind im Bereich der Molkerei die Erhitzungsprozesse von großer Wichtigkeit. Dabei werden Milch oder Milchprodukte von 5°C auf Temperaturen bis zu 137°C (Hoherhitzung von H-Milch), jedoch typischerweise auf 72°C erhitzt und anschließend rückgekühlt. Die dafür eingesetzten Plattenwärmetauscher sind so aufgebaut, daß ein hoher Wärmerückgewinn erfolgt. **Bild 2** zeigt den repräsentativen Temperaturverlauf über der schematischen Wärmetauscherfläche. Die Milch wird von 5°C auf 72°C aufgewärmt. Dabei trägt die von außen zugeführte Wärme jedoch nur zur Erwärmung um 3 K (entsprechend 4,5%) bei, während der Großteil durch Wärmerückgewinnung übertragen wird.

Da die Milch den Wärmetauscher wieder mit 5°C verläßt, muß die zugeführte Wärme am kalten Ende mittels Eiswasser wieder abgeführt werden. Der Optimierung der Wärmetauscherlegung kommt große Bedeutung zu. Ein Prozentpunkt höhere Wärmerückgewinnung führt zu einer Ersparung von 22% bezogen auf das o.g. Beispiel, sowohl bei der zugeführten Energie als auch bei der mittels Eiswasser abzuführenden Energie.

Dazu ist allerdings die Grädigkeit um 1,3 K auf 1,7 K zu reduzieren, was sich in wesentlich höheren Kapitalkosten ausdrückt. Das Optimum der Wärmerückgewinnung liegt heute, je nach Kombination der Basispara-



**Bild 2:** Temperaturverlauf bei der Milcherhitzung

meter (Energiekosten, Kapitalkosten, Betriebszeit), zwischen 96% und 97%. Anzumerken ist, daß sich bei höheren Rückgewinnungsraten aufgrund der längeren Verweilzeit bakteriologische Probleme ergeben können, so daß nicht nur wirtschaftliche Überlegungen eine Begrenzung darstellen. In ähnlicher Weise erfolgt auch in anderen Bereichen (z.B. Flaschenreinigung) eine Wärmerückgewinnung durch internen Wärmeaustausch.

#### 3.2 Bereich Eindampfanlage

Wie **Bild 1** zeigt, fallen erhebliche Mengen an Molke an (ca. 45% der eingesetzten Rohmilch), die einzudampfen sind. Hierzu kommen heute ausschließlich mehrstufige Anlagen zum Einsatz. Der spezifische Energieverbrauch, ausgedrückt als Dampfverbrauch bezogen auf das verdampfte Wasser nimmt mit zunehmender Stufenzahl  $n$  in etwa gemäß

$$1 \text{ kg Dampf} / n \text{ kg Wasser}$$

ab, so daß zur Erzielung günstiger Energieverbräuche

hohe Stufenzahlen erforderlich sind. Die Investitionen steigen jedoch überproportional zur Stufenzahl. Dies setzt der Reduzierung des Energieverbrauchs Grenzen. Eine wirtschaftlichere Maßnahme als die ausschließliche Erhöhung der Stufenzahl ist die Brüdenverdichtung. Dabei werden nach dem Prinzip der Wärmepumpe Brüden vom niedrigen Druck- bzw. Temperaturniveau des Siederaums verdichtet und dann zu Heizzwecken auf höherem Temperaturniveau eingesetzt. Dazu können sowohl thermische Brüdenverdichter (Dampfstrahler) als auch mechanische Brüdenverdichter (Ventilatoren, Turboverdichter) eingesetzt werden.

**Bild 3** zeigt einen Vergleich der Wärmestrombilder beider Verdichterprozesse /1/. Während bei der Dampfstrahlbrüdenkompression systembedingt in etwa der Wärmeinhalt, der mit dem Treibdampf zugeführt wird, mit den nicht verwertbaren Brüden kondensiert werden muß, arbeitet die mechanische Brüdenverdichtung weitestgehend abwärmefrei.

Mit thermischen Verdichtern, die günstigere Investitionen als mechanische Verdichter aufweisen, werden Eindampfanlagen mit bis zu 7 Stufen verwirklicht. Diese weisen einen Dampfbedarf von ca. 75 kg/t Wasserverdampfung entsprechend ca. 45 kWh/t Wasserverdampfung auf.

Mechanische Verdichter werden in der Regel mit 1 bis 4 Eindampfstufen gebildet und erreichen dabei einen elektrischen Energieverbrauch von 8 bis 10 kWh/t Wasserverdampfung. Rechnet man beide Energieverbräuche auf Primärenergieeinsatz um, so ergeben sich folgende Werte:

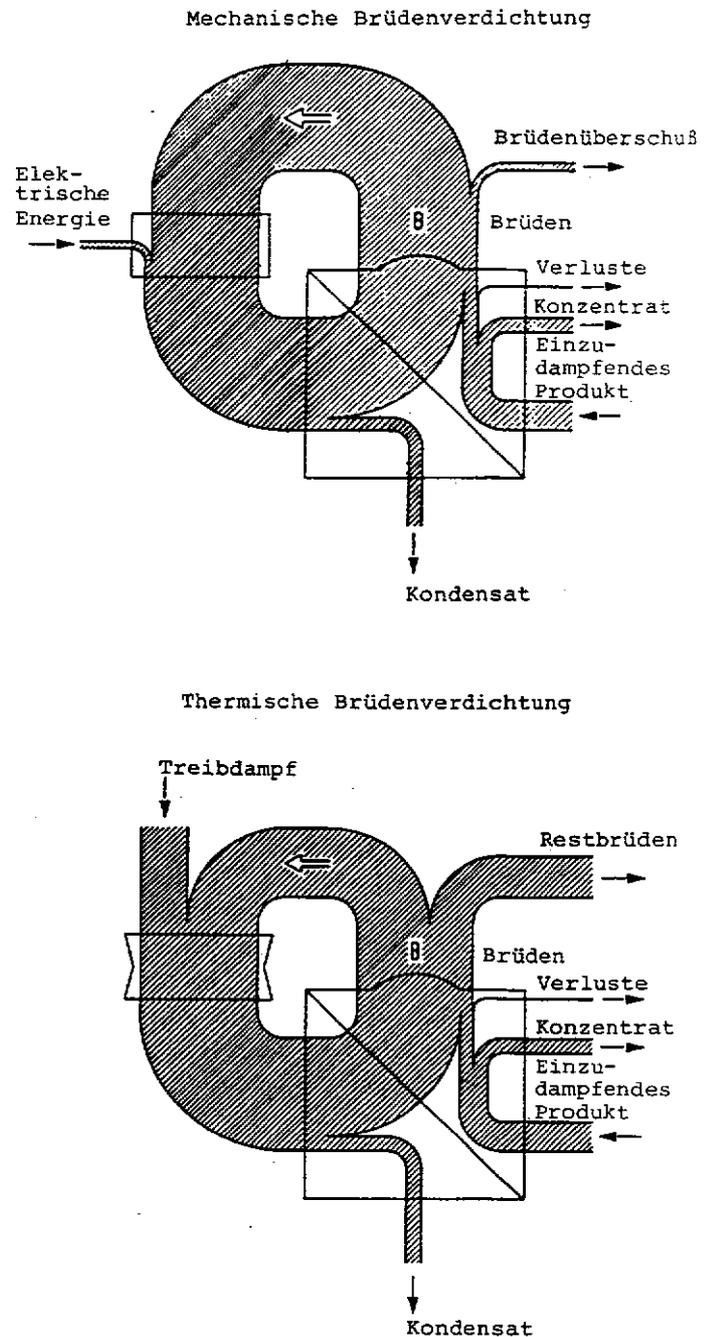
thermische Brüdenverdichtung:  
ca. 50 kWh/t

mechanische Brüdenverdichtung:  
ca. 25 kWh/t

Man erkennt den deutlich geringeren Energiebedarf der mechanischen Brüdenverdichtung, der sich letztlich auch wirtschaftlich bezahlt macht und dieses Verfahren bei entsprechenden Randbedingungen (insbesondere hohe jährliche Laufzeit) als vorteilhaft darstellt.

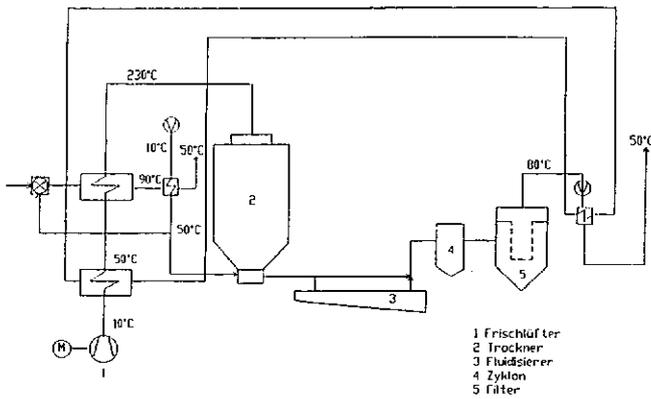
### 3.3 Trocknungsanlage

**Bild 4** zeigt das vereinfachte Fließbild der Trocknungsanlage. Umgebungsluft, angesaugt durch den Frischlüfter gelangt über Filter, Luftvorwärmer und Lufterhitzer in den Sprühtrockner. Von dort führt der Weg über verschiedene Abscheide- und Filtersysteme



**Bild 3:** Wärmestrombilder  
a) Mechanische Brüdenverdichtung  
b) Thermische Brüdenverdichtung

zusammen mit sonstigen Abluftströmen (ca. 50%) zum Schornstein. Ohne Wärmerückgewinnung würde die Abluft mit ca. 80°C an die Umgebung abgegeben. Durch Einbau eines Wärmerückgewinnungssystems kann die Temperatur bei wirtschaftlich vertretbarem Aufwand auf 50°C abgesenkt werden. Dazu nimmt im vorliegenden Projekt ein geschlossener Wasserkreislauf im Abluftwärmetauscher Wärme auf und gibt diese im Luftvorwärmer an die eintretende Umgebungsluft ab. Dadurch kann der Energieeinsatz um rund 15% reduziert werden.



**Bild 4:** Fließbild Trocknungsanlage

Die Lufterhitzung erfolgt durch Heißgase, die in einer Brennkammer erzeugt werden und die im Lufterhitzer die Trocknungsluft auf die gewünschte Temperatur von 230 °C aufwärmen. Die abgekühlten Rauchgase treten mit ca. 90°C aus dem Wärmetauscher aus. Auch hier erfolgt eine Wärmerückgewinnung der Abwärme durch Vorwärmung sonstiger Luftströme (z.B. für das statische Fließbett und die Verbrennungsluft). Allerdings fällt hier die Wärmerückgewinnung wegen des deutlich geringeren Abgasmassenstroms im Vergleich zum Abluftmassenstrom nicht so sehr ins Gewicht. Sie beläuft sich auf maximal 10% und ist daher aus wirtschaftlicher Sicht fraglich.

Zur Erzielung einer optimalen Wärmenutzung ist es denkbar, den Abluftstrom der Trocknungsanlage zumindest soweit benötigt, direkt als Verbrennungsluft einzusetzen. Dagegen sprechen jedoch die erforderlichen langen Luftkanäle sowie mögliche Verschmutzungs- bzw. Korrosionsprobleme. Den Verfassern ist eine derartige Anlage nicht bekannt.

#### 4 Konzepte der gekoppelten Erzeugung von Strom und Wärme

Neben dem eigentlichen Molkereibetrieb, wie unter Punkt 2 beschrieben, besteht im Bereich der Trocknungsanlage mit ca. 26.000 MWh/a ein erheblicher Bedarf an thermischer Energie zur Trocknungslufterwärmung (siehe Pkt. 3.3). Diese wird auf einem Temperaturniveau von 230°C benötigt. Daher scheidet Niederdruckdampf sowohl aus einer Entnahme- oder Gegendruckturbine als auch aus Flammrohr/Rauchrohrkesseln als Heizmedium aus.

Es gibt daher zwei wesentliche Möglichkeiten der

Kraft-Wärme-Kopplung und zwar den Bereich der Dampferzeugung und den Bereich der Trocknungslufterhitzung.

#### 4.1 Bereich Dampferzeugung

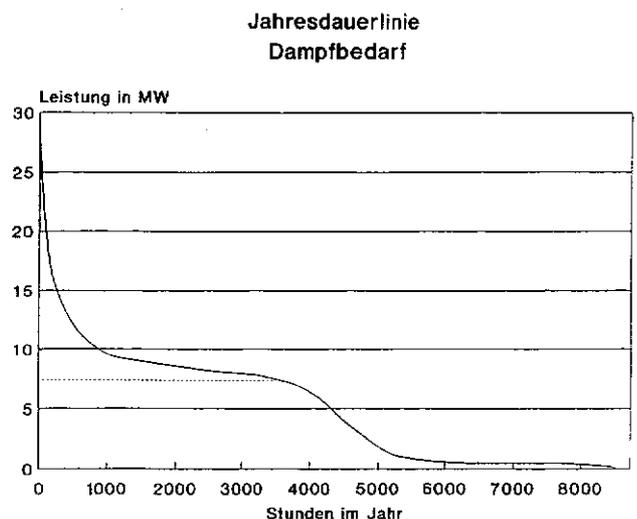
Dampf wird im Bereich der Produktion auf verschiedenen Druckstufen benötigt. Wegen der recht großen Ausdehnung der Produktionsanlagen erfolgt die Dampferzeugung einheitlich für die gesamte Molkerei mit 12 bar.

#### Bedarfsstruktur

Der Dampfbedarf ist durch folgende Merkmale gekennzeichnet:

- Spitzen, insbesondere zu Beginn und am Ende des Produktionszyklus aufgrund von Sterilisation und Reinigung
- moderat schwankender Bedarf während der eigentlichen Produktionszeiten (überwiegend werktags, zweischichtig)
- geringer Bedarf außerhalb der Produktionszeiten, insbesondere an Wochenenden

**Bild 5** zeigt die erwartete Jahresdauerlinie des Dampfbedarfs. Deutlich erkennbar ist der starke Abfall des Leistungsbedarfs zwischen 4.000 und 5.000 h/a, d.h. der Übergang von Hauptproduktion zu Nacht- bzw. Wochenendzeiten. Diese Struktur ist für die Anwendung der Kraft-Wärme-Kopplung nicht besonders vorteilhaft, da nur ca. 4.500 Vollaststunden pro Jahr erzielt werden können. Dem gegenüber erreichen An-



**Bild 5:** Jahresdauerlinie Dampfbedarf

lagen mit anderer Charakteristik bis über 8.000 h/a.

### Kraft-Wärme-Kopplung

Als Konzepte für Kraft-Wärme-Kopplung kommen in Frage:

- Heißdampfkessel mit Gegendruckturbine
- Gasturbine mit Abhitzeessel.

Diese sind zu vergleichen mit der Grundvariante bei der die Dampferzeugung mittels Flammrohr/Rauchrohrkesseln erfolgt.

Es sei angemerkt, daß der GUD-Prozeß in diesem Fall wegen des hohen erforderlichen Dampfdruckes und der geringen Vollaststunden nicht vorteilhaft ist.

Die Bilder 6, 7 und 8 zeigen die vereinfachten Wärmeschaltbilder der 3 Varianten.

Die thermische Leistung der KWK-Anlage mit 7,4 MW liegt für die Variante mit Gasturbine im optimalen Bereich. Bei größeren Leistungen steigen die Kapitalkosten und die Vollaststunden nehmen ab. Für kleinere Leistungen steigen die spezifischen Investitionen und der elektrische Wirkungsgrad der verfügbaren Gasturbinenmodelle geht merklich zurück. Für die Variante mit Heißdampfkessel und Dampfturbine ist dieser Effekt weniger ausgeprägt.

Es sei angemerkt, daß der elektrische Leistungsbedarf stets wesentlich größer ist als die Eigenstromerzeugung, so daß eine Stromrücklieferung nicht zur Diskussion steht.

Der Wirtschaftlichkeitsvergleich ergibt folgende Ergebnisse.

	Grund- variante	Gegen- druck- turbine	Gas- turbine
Amortisations- zeit in a		29,0	5,7

Aufgrund der hohen Investitionen und der geringen Stromkennzahl schneidet die Variante mit Dampfturbine schlecht ab, wohingegen die Gasturbinenvariante eine attraktive Amortisationszeit aufweist.

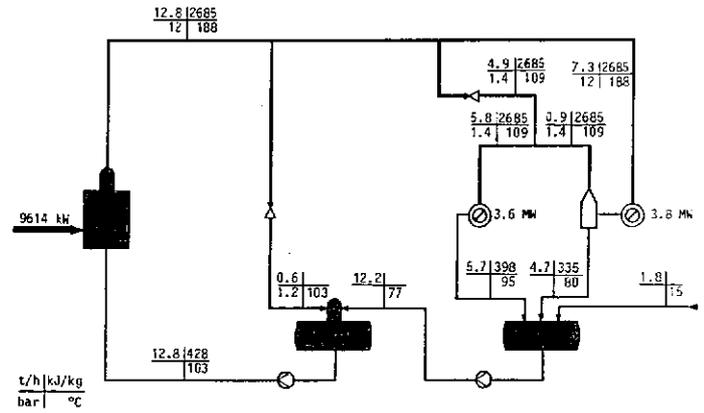


Bild 6: Wärmeschaltbild, Grundvariante

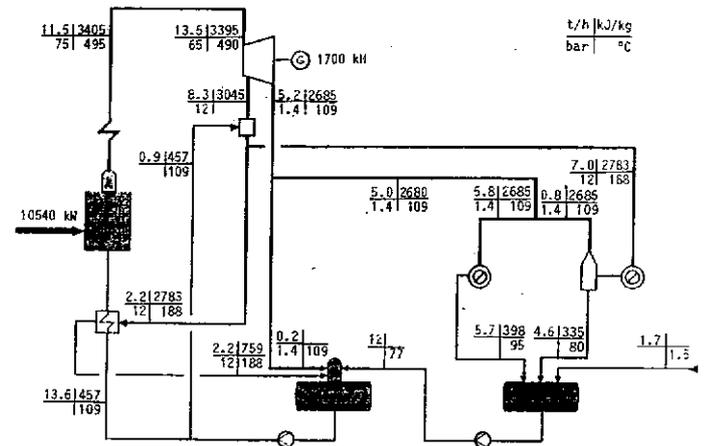


Bild 7: Wärmeschaltbild, Variante mit Dampfturbine

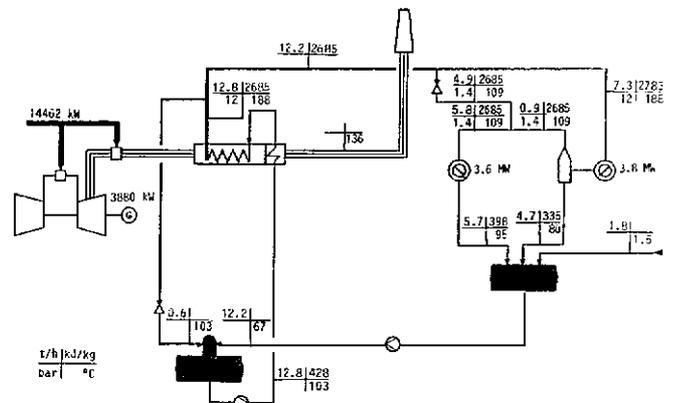


Bild 8: Wärmeschaltbild, Variante mit Gasturbine

## 4.2 Bereich Trocknungsanlagen

Die Brennkammer zur Heißgaserzeugung gemäß Punkt 3.3 kann durch eine Gasturbine ersetzt werden, deren Abgase über einen Wärmetauscher die Trocknungsluft erwärmen. Zur Erzielung eines möglichst flexiblen Betriebs empfiehlt es sich, diese Variante mit einem Bypass-Schornstein und einem Flächenbrenner sowie gegebenenfalls einem Frischlüfter auszurüsten. Damit können Trocknungsanlage und Gasturbine entkoppelt betrieben werden. Auch ist bei entsprechender konstruktiver Ausbildung der Grundvariante die Gasturbine zu einem späteren Zeitpunkt nachrüstbar. Der Wirtschaftlichkeitsvergleich zeigt für die Gasturbinenvariante eine Amortisationszeit von 5,7 a gegenüber der Grundvariante. Diese entspricht in etwa dem Wert, der sich für die Gasturbinenvariante zur Dampferzeugung ergibt.

## 4.3 Kraft-Wärme-Kopplung für Dampferzeugung und Lufterhitzung

Grundsätzlich ist es möglich, für Dampferzeugung und Lufterhitzung eine gemeinsame größere Gasturbine einzusetzen. In diesem Fall dienen die Abgase bei höheren Temperaturen zunächst der Dampferzeugung in einem Abhitzeessel. Die auf ca. 350 - 400°C abgekühlten Rauchgase erwärmen die Trocknungsluft und kühlen sich dabei auf ca. 80°C ab. Diese im Auslegungspunkt sehr interessante Alternative scheidet jedoch an den unterschiedlichen Betriebsweisen von Molkerei (werktags, 2-schichtig) und Trocknungsanlage (weitestgehend durchgehend) sowie anderen räumlichen Gegebenheiten.

## 4.4 Sonstige Möglichkeiten der Kraft-Wärme-Kopplung

Die Brüdenverdichter der Eindampfanlage werden normalerweise von Elektromotoren angetrieben. Grundsätzlich ist aber auch der Einsatz von Gasmotoren bzw. Dampfturbinen möglich.

Beim Einsatz von Gasmotoren kann die eingesetzte Primärenergie, wie bei BHKW-Anlagen allgemein üblich, zu ca. 85% ausgenutzt werden. Dabei gibt der Kühlwasserkreislauf, aufgewärmt durch Ölkühler, Motorkühlung und Abgase, seine Wärme zur Produktvorwärmung ab, wobei die Kühlwassertemperaturen bei 65°C (Motoreintritt) und 85°C (Motorausritt) liegen.

Beim Einsatz von Dampfturbinen wird der Turbinenabdampf mit dem komprimierten Brüden Dampf vermischt und das Dampfgemisch zur Beheizung der 1.

Eindampfstufe verwendet. Während ein dem Turbinenabdampf entsprechender Dampfstrom durch alle Eindampfstufen geführt wird und schließlich zur Kondensation gelangt, arbeitet der Brüdenverdichter nur über einen Teil der Eindampfstufen. Dieses Verfahren ist dann besonders interessant, wenn Dampf mit geeigneten Parametern zur Verfügung steht.

## 4.5 Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung

Eine interessante Alternative könnte die Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung mittels Einsatz von Absorptionskälteanlagen bieten. Eiswasser mit einer geforderten Temperatur von + 1°C kann allerdings mit dem üblichen Stoffpaar Lithiumbromid/Wasser nicht erzeugt werden. Absorptionskälteanlagen auf Ammoniak/Wasser-Basis, die dafür geeignet sind, werden jedoch nicht standardisiert angeboten und weisen lange Lieferzeiten auf. Deswegen und auch wegen der langen Amortisationszeit kommt eine derartige Anlage für diesen Anwendungsfall nicht in Betracht.

## 5. Niedertemperaturkreislauf

Im Bereich der Molkerei gibt es einige Verbraucher, bei denen Produkte auf niedrigem Temperaturniveau angewärmt werden müssen. Dies sind im wesentlichen:

- Rahmanwärmer
- Joghurtwärmer
- Vorwärmer Brauchwaschwasser

Dabei liegt die produktseitige Anwärmtemperatur zwischen ca. 20°C und 45°C.

In anderen Bereichen muß Wärme mittels Kühlwasser abgeführt werden. Es sind dies im wesentlichen:

- Kompressoren
- Kälteanlage
- Eindampfanlage

Dabei fällt Kühlwasser bei maximal ca. 50°C an.

Es bietet sich also an, die anfallende Abwärme den Niedertemperaturverbrauchern zuzuführen. Dabei kann auch die in den Abgasen des Grundlastkessels nach dem Economiser noch vorhandene Abwärme mit einbezogen werden.

**Bild 9** zeigt die Schaltung des Niedertemperaturkreislaufs für den Winterbetrieb. Da unter Einbeziehung der Kesselabwärme mehr Energie zur Verfügung steht

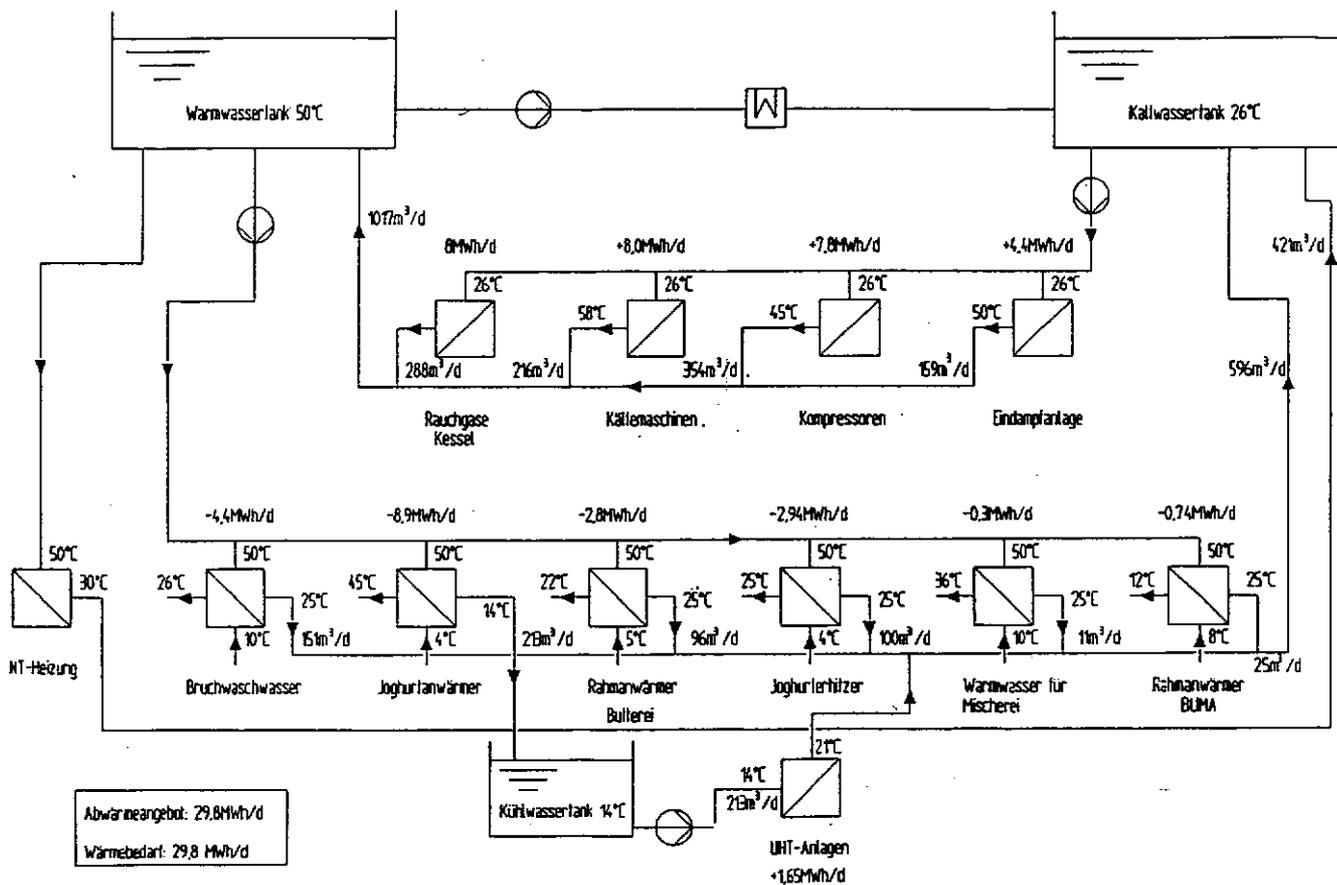


Bild 9: Schaltbild Niedertemperaturkreislauf

als in der Produktion benötigt wird, kann auch ein Teil des Wärmebedarfs der Heizungsanlage über dieses System gedeckt werden.

Der zeitliche Verbrauch von Wärmeinspeisung und Wärmeabgabe in das System ist sehr unterschiedlich. Die Laufzeiten der einzelnen Verbraucher liegen zwischen ca. 4 h und 20 h pro Tag, wogegen die Wärmeinspeisung zeitlich eher konstant anfällt. Aus diesem Grund ist es erforderlich in das System zwei Speicher zu integrieren. Die Wärmezufuhr kann über den Abgaswärmetauscher des Kessels geregelt werden. Ist die Wärmeinspeisung unter Ausschöpfung der Speicherkapazität höher als die Wärmeabgabe, muß Wasser aus dem Warmwasserspeicher über einen Kühler zum Kaltwasserspeicher gefahren werden.

Durch das System werden ohne Berücksichtigung der möglichen Gebäudeheizung ca. 5.500 MWh/a zurückgewonnen. Verglichen mit dem Brennstoffeinsatz zur Dampferzeugung von 43.700 MWh/a gemäß Bild 1 sind das ca. 12%.

## 6. Schlußbetrachtung

Zur rationellen Wärmenutzung stehen im Projekt Sachsenmilch 2000 folgende wesentliche Möglichkeiten zur Verfügung:

- Interne Wärmerückgewinnung im Bereich der einzelnen Erhitzungsanlagen
- Wärmerückgewinnung der Brüdenwärme
- Wärmerückgewinnung der Trocknungsabluft
- Kraft-Wärme-Kopplung im Bereich der Dampferzeugung mittels Gasturbine
- Kraft-Wärme-Kopplung im Bereich der Trocknungslufterhitzung mittels Gasturbine
- Wärmerückgewinnung von Kühlwasserabwärme (Niedertemperaturkreislauf)

Darüberhinaus gibt es noch eine Reihe weiterer weniger bedeutender Möglichkeiten zur Verbesserung des

Wärmenutzungskonzepts, auf die hier jedoch nicht eingegangen werden kann.

Alle Maßnahmen sind unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten durchführbar. Sie sind größtenteils in zum Teil abgewandelter Form praxiserprobt und tragen insgesamt zu einer erheblichen Energieeinsparung und damit zur Schonung der Umwelt bei.

### **Schrifttum**

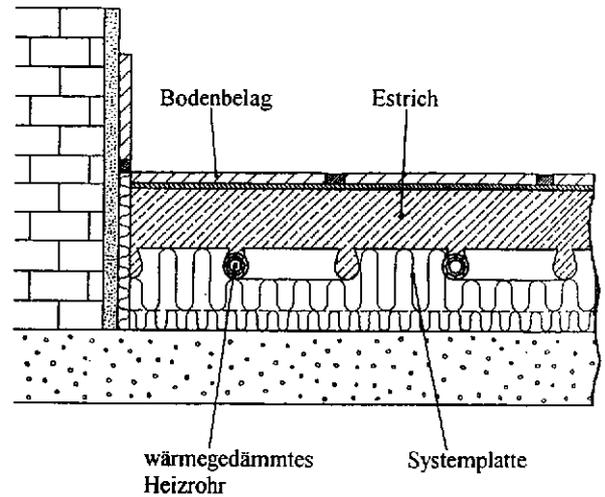
- /1/ Frank, E. Möglichkeiten der Energieeinsparung beim Eindampfen mit Beispielen aus der Praxis Starch/Stärke 32 (1980) S. 1-4

# Verbesserung des Betriebsverhaltens einer Fußbodenheizung durch Verwendung eines wärmegeprägten Heizrohres

FRANZ GRAMMLING

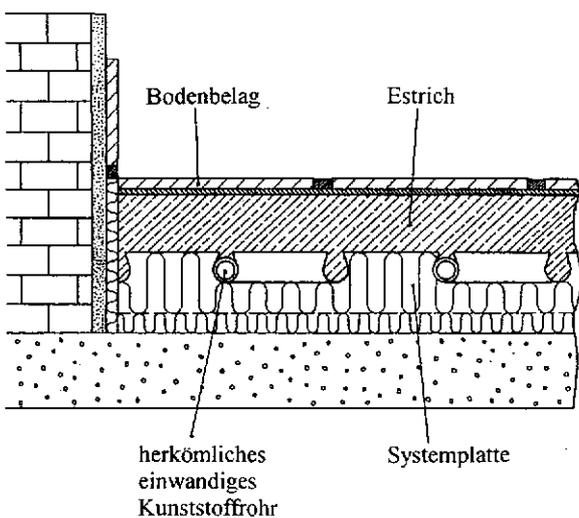
Heizrohre, die mit einer exakt definierten Wärmedämmung versehen sind, werden seit mehreren Jahren für Warmwasserfußbodenheizung eingesetzt. Das vorrangige Ziel dabei ist, die Betriebswassertemperatur der Fußbodenheizung auf das Niveau der freien Heizflächen, z. B.: der Heizkörper anzuheben, um beide Heizflächenarten mit der selben Wassertemperatur zu betreiben. Dadurch läßt sich die Heizungsanlage gegenüber herkömmlichen Lösungen mit zwei getrennten Wasserverteilern samt Regelung und Umwälzpumpe, mit erheblich weniger Aufwand erstellen und betreiben.

Diese heute vielfach praktizierte und anerkannte Technik bietet über den Effekt der problemlosen Kombination von Fußbodenheizung und Heizkörper in einem Gebäude hinaus, auch deutliche Vorteile beim Betrieb der Fußbodenheizung selbst. Diskutiert werden soll hier der Unterschied zwischen einer herkömmlichen Fußbodenheizung, bei der einwandige Kunststoffrohre direkt im Estrich eingebettet sind (Bild 1) und einer Fußbodenheizung mit wärmegeprägtem Heizrohr im Estrich. (Bild 2). Die Wärmedämmung des wasserführenden Rohres kann hier z. B. durch eine Doppelrohrkonstruktion realisiert werden (Bild 3).

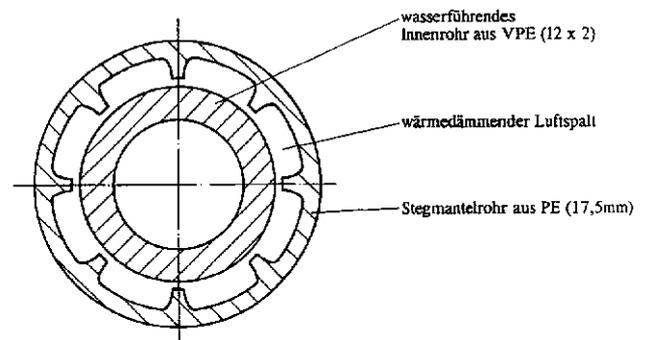


**Bild 2:** Schnitt durch ein Fußbodenheizungssystem mit wärmegeprägtem Heizrohr.

Der Luftspalt zwischen dem wasserführenden Rohr und Hüllrohr dient dann als präzise definierte Wärmedämmung. Die Auslegungsvorlaufstemperatur beim herkömmlichen Naßsystem beträgt etwa 45°C während ein Fußbodensystem mit gedämmtem Heizrohr mit bis zu 70°C betrieben werden kann, ohne die zulässigen Oberflächentemperaturen auf dem Fußboden zu überschreiten.



**Bild 1:** Schnitt durch ein herkömmliches Fußbodenheizungssystem.



**Bild 3:** Schnitt durch ein wärmegeprägtes Heizrohr.

## Einfluß der Rohrteilung auf die Leistungsabgabe

Bei einem herkömmlichen Fußbodenheizungs-Naßsystem ist der Einfluß der Rohrteilung auf die Wärmestromdichte bei festgehaltener Heizmittelübertemperatur im wesentlichen nur auf die Veränderung des Rippenwirkungsgrades im Estrich quer zur Rohrachse zurückzuführen. Also eine Art Effekt, der sich in der Zunahme der Temperaturwelligkeit wiederfindet /1/. Dieser Effekt ist bei den in der Wohnraumbeheizung üblichen Rohrteilungen nicht sehr ausgeprägt, so daß eine Veränderung der Rohrteilung keine allzu großen Einfluß auf die Wärmestromdichte hat (Bild 4). Beim 70°C-System stellen sich hier andere Verhältnisse ein. Zu dem Effekt der zunehmenden Welligkeit kommt bei diesem System noch die Zunahme des resultierenden Wärmeleitwiderstandes vom Wasser bis an die Bodenoberfläche, da dieser direkt von der Rohrteilung abhängig ist.

Erklärbar wird dieser Zusammenhang bei Berücksichtigung der wirksamen Fläche der Rohrwärmedämmung bezogen auf die Fußbodenoberfläche. Mit Abnahme der Rohrteilung reduziert sich die auf die Bodenfläche bezogene Rohroberfläche. Bei konstanter Wärmestromdichte am Fußboden nimmt somit die Wärmestromdichte durch die Rohrwand entsprechend zu und im gleichen Verhältnis nimmt auch die zu Erreichung dieser Leistung notwendigen Temperaturdifferenz an der Wärmedämmung des Heizrohres zu (Bild 5). Bei einem herkömmlichen System können ausgehend von einer Rohrteilung von 150 mm  $\pm$  75 mm die Leistungen bei konstant gehaltener Übertemperatur im Bereich von -14 % bis +17 % verändert werden. Beim

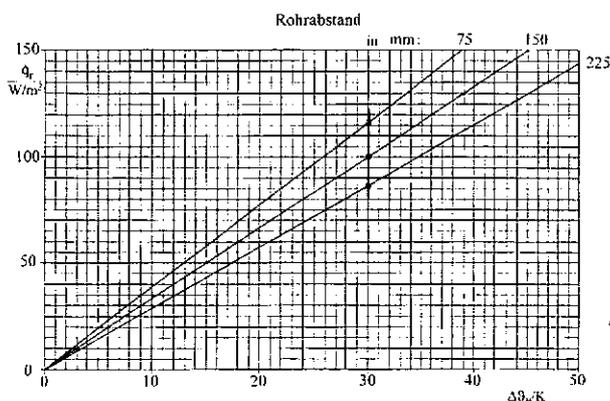


Bild 4: Kennlinienfeld eines herkömmlichen Naßsystems mit  $R_{\lambda,B}=0,10 \text{ m}^2\text{K/W}$ .

70°C-System hingegen beträgt die Veränderung -22 % und +33 %. Der Einfluß der Rohrteilung auf die Leistung ist hier also etwa doppelt so groß, wie beim herkömmlichen System.

Diese Eigenschaft gibt dem planenden Ingenieur, die Möglichkeit den unterschiedlichen Auslegungswärmestromdichten einzelner Räume durch Variation der Rohrteilung nachzukommen. Eine Möglichkeit die in diesem Umfang bei herkömmlichem Aufbau nicht gegeben ist.

Besonders interessant ist dabei, daß man mit enger Rohrteilung eine deutlich stärker beheizte Randzone erstellen kann, die ohne Veränderung der Wassertemperatur erheblich höhere Wärmestromdichten aufweist, als die Fußbodenheizung im Aufenthaltsbereich.

## Bodenbelageeinfluß

Der Einfluß des Bodenbelagswiderstandes ist im wesentlichen auf den systembedingten Wärmeleitwiderstand vom Heizwasser an die Bodenoberfläche zurückzuführen. Dieser Wärmeleitwiderstand findet sich implizit auch in der max. zulässigen Vorlauftemperatur nach DIN 4725 /2/ wieder. Die Begrenzung für die Vorlauftemperatur wird durch die max. zulässige Fußbodenoberflächentemperatur von 29°C vorgegeben. Ein Fußbodenheizungssystem mit niedriger maximal zulässiger Vorlauftemperatur und damit mit niedrigem Wärmeleitwiderstand im Bodenaufbau reagiert demnach auf eine Veränderung des Bodenbelagswiderstandes bei konstanter Wassertemperatur wesentlich stärker, als ein System mit höher zulässiger

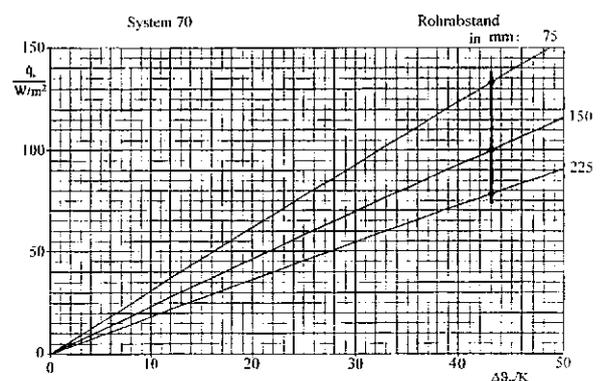


Bild 5: Kennlinienfeld eines 70° Fußbodenheizungssystems mit  $R_{\lambda,B}=0,10 \text{ m}^2\text{K/W}$ .

Vorlauftemperatur. Aus **Bild 6** wird ersichtlich, daß eine Veränderung im Bodenbelagswiderstand um  $0,10 \text{ m}^2\text{K/W}$  bei einem herkömmlichen System ( $t_{v,max} = 45^\circ\text{C}$ ) 29 % Änderung in der Wärmeleistung zur Folge hat. Während bei einem  $70^\circ\text{C}$ -System (mit  $t_{v,max} = 70^\circ\text{C}$ ) die Veränderung nur 17 % beträgt.

Der erheblich reduzierte Bodenbelageinfluß des  $70^\circ\text{C}$ -Systems gegenüber herkömmlichen Systemen gibt den Nutzern von Gebäuden die mit  $70^\circ\text{C}$ -Systemen ausgestattet sind, wesentlich mehr Freiheit bei der Auswahl und der Veränderung der Bodenbeläge während der Nutzung des Gebäudes. Die thermischen Verhältnisse im Raum bleiben dabei nahezu unberührt.

Darüberhinaus ist die Belegung der einzelnen Räume mit Bodenbelägen mit unterschiedlichen Belagswiderständen bei einer  $70^\circ\text{C}$ -System- Fußbodenheizung wesentlich unkritischer als bei herkömmlichen Systemen.

### Spreizungseinfluß

Der Einfluß der Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf einer Fußbodenheizung auf die Wärmeabgabe bei konstanter Vorlaufübertemperatur ist im **Bild 7** wiedergegeben.

Da bei der Warmwasserfußbodenheizung nach DIN 4725 lineare Leistungskennlinien vorliegen, läßt sich dieser Einfluß nach folgender Formel einfach beschreiben:

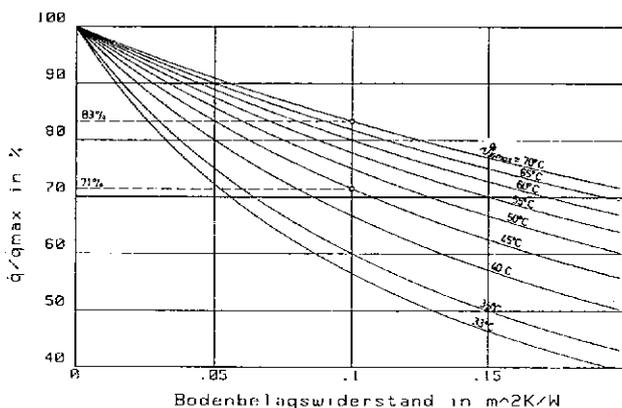
$$\Delta \dot{q}_{F,rel} = k_H \cdot \left(1 - \frac{\sigma}{2 \Delta \vartheta_{v,max}}\right)$$

Darin sind:

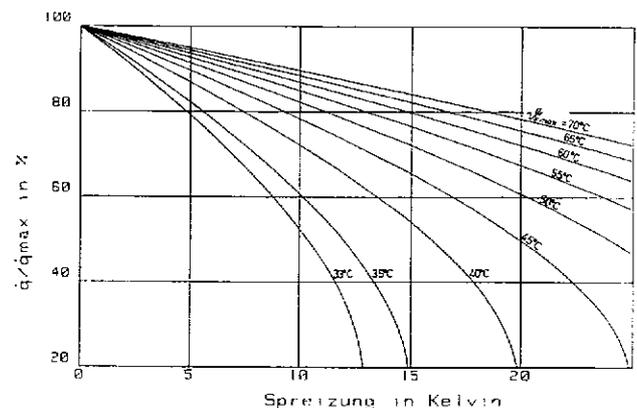
- $\sigma$  : Temperaturspreizung
- $k_H$  : Kennlinien-Steigung
- $\Delta \vartheta_{v,max}$  : max. zul. Vorlaufübertemperatur
- $\dot{q}_{F,rel}$  : relat. Veränderung der Wärmestromdichte.

(Diese Formel gilt für kleine Spreizungen. Für größere Spreizungen muß die logarithm. gemittelte Übertemperatur verwendet werden).

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich, daß die Spreizung bei zunehmender Vorlaufübertemperatur angehoben werden kann, wenn man den Einfluß der Spreizung auf die Leistungsabgabe konstant halten will. Dies hat zur Folge, daß die Spreizung beim  $70^\circ\text{C}$ -System um den Faktor 2,1 größer sein kann, als bei einem  $45^\circ\text{C}$ -System, wenn man dieselbe Leistungsreduktion infolge der Spreizung erreichen will. Der für diesen Betriebszustand notwendige Wasserstrom reduziert sich dabei um denselben Faktor.



**Bild 6:** Einfluß des Bodenbelags auf die Wärmeleistung unterschiedlicher Fußbodenheizungssysteme.



**Bild 7:** Einfluß der Spreizung auf die Wärmeleistung unterschiedlicher Fußbodenheizungssysteme.

Der verringerte Wasserstrom und die erhöhte Spreizung sind wesentliche Voraussetzungen, um auch den Wärmeverbrauch einer Fußbodenheizung der Messung mit einem Wärmezähler zugänglich zu machen. Eine 70°C-System Fußbodenheizung schafft hier mit einer Auslegungsspreizung von 15 K grundlegend neue Möglichkeiten. Die gemeinsame Verbrauchserfassung von Fußbodenheizung und Heizkörper über einen zentralen Wärmezähler bei akzeptablem Messfehler wird durch die Besonderheit der Fußbodenheizung mit wärmegeädmmtem Heizrohr erst möglich.

### **Schlußfolgerung**

Wie zuvor aufgezeigt, ist es leicht nachvollziehbar, daß die gewollte Erhöhung der Betriebswassertemperatur einer Fußbodenheizung durch Verwendung eines wärmegeädmmten Heizrohres eine ganze Reihe von signifikanten Vorteilen für den Betrieb in sich birgt. So ist auch der Umkehrschluß zulässig, daß der Versuch die Heizwassertemperatur der Fußbodenheizung extrem abzusenken, erhebliche Probleme beim Betrieb zu Folge hat. Werden alle Heizflächen in einem Gebäude hingegen mit derselben Vorlauftemperatur betrieben und ist diese bei der heute üblichen Auslegungstemperatur für Heizkörper mit 70°C angesiedelt, dann wird zum einen die gesamte Anlage wesentlich vereinfacht und zum anderen das Betriebsverhalten der Fußbodenheizung deutlich positiv beeinflusst.

### **Literatur**

- /1/ Bach H. und S. Hesslinger: Warmwasserfußbodenheizung. Verlag C.F. Müller, Karlsruhe, 3. Auflage 1991
- /2/ DIN 4725 (E): Warmwasserfußbodenheizung; Teil 3: Heizleistung und Auslegung. Entwurf Dez. 1993.

# Beurteilung von Heizkostenverteilsystemen durch Betriebssimulation

CHRISTIAN HAUPT, MARKUS TRITSCHLER

Neben den "klassischen" Aufgaben Prüfung und Zulassung von Heizkostenverteilern werden die Aktivitäten der Sachverständigen Stelle für Heizkostenverteiler seit einiger Zeit auf anderen Tätigkeitsfeldern ausgebaut; dazu zählt vor allem das Gebiet der Simulation von Heizkostenverteilsystemen.

## Simulation im Prüfbereich Heizkostenverteilung

Die "klassische" Aufgabe der Sachverständigen Stelle, die ihr durch §5 der Heizkostenverordnung (HKVO) /1/ übertragen wird, ist die Prüfung von Heizkostenverteilern, denn es dürfen nur solche Ausstattungen zur Verbrauchserfassung eingesetzt werden, die "den anerkannten Regeln der Technik entsprechen" oder deren "Eignung auf andere Weise nachgewiesen wurde" /1/. Anerkannte Regel der Technik ist für Heizkostenverteiler die zur Zeit gültige Norm DIN 4713. Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip (HKVV) werden nach Teil 2 /2/ dieser Norm geprüft; der dritte Teil /3/ definiert die Anforderungen und die Prüfung für Heizkostenverteiler mit elektrischer Hilfsenergie (HKVE). Die europäischen Normen für diese beiden Gerätetypen liegen zur Zeit im Entwurf vor (HKVE: prEN 834 /4/, HKVV: prEN 835 /5/). Für die Zulassung herkömmlicher Geräte unter speziellen, durch o.g. Norm nicht eindeutig geregelten Einsatzbedingungen (z.B. Einsatz von Verdunstern in Zweirohranlagen mit Auslegungstemperaturen von 110°C/70°C) und für alle anderen Verteilsysteme, auf die die Norm DIN 4713 nicht anwendbar ist, werden Sonderprüfungen durchgeführt. Dabei lehnt sich die Prüfstelle an anerkannte Regeln der Technik - soweit möglich - an; es werden aber auch häufig Simulationsrechnungen durchgeführt, um die Eignung dieser Systeme zur Verbrauchserfassung nachzuweisen. Aufwendige und teure Feldversuche können dadurch meist entfallen.

Der c-Wert, eine für die Bewertung von Heizkostenverteilern wichtige Kenngröße, wird von der Prüfstelle zum einen im Rahmen der DIN-Prüfung für verschiedene Heizkörper auf dem Heizkörperprüfstand gemessen. Zum anderen werden im Auftrag der Abrechnungsunternehmen für weitere Heizkörpertypen zusätzliche c-Werte gemessen, wobei immer häufiger Sonderfälle wie z.B. Design-Badheizkörper zu untersuchen sind. Während bei den "Standardfällen" (Radiatoren, senkrechte Wasserführung, gleich- oder wechselseitiger Anschluß) der Montageort üblicher-

weise in 75% der Heizkörperbauhöhe und 50% der Baulänge liegt, muß der Montageort bei den Sonderfällen vor der eigentlichen c-Wert-Messung erst ermittelt werden. Bei dieser Suche muß ein Ort gefunden werden, an dem "sich für einen möglichst großen Betriebsbereich ein Zusammenhang zwischen Anzeigegeschwindigkeit und Wärmeleistung der Heizfläche mit hinreichender Genauigkeit ergibt" /3/. Dazu wird die Temperaturverteilung auf der Oberfläche der Heizfläche für bestimmte Betriebspunkte entweder mit Hilfe von Infrarotaufnahmen oder direkt durch Messungen bestimmt. Aus jeder Oberflächentemperatur kann eine fiktive Anzeigegeschwindigkeit  $\dot{E}$  und daraus eine Anzeige  $E$  berechnet werden. Bezieht man diese Anzeige auf die Wärmeabgabe  $Q$  der Heizfläche, so erhält man die wärmebezogene Anzeige  $E/Q$  (vgl. dazu auch Abschn. Systembeurteilung). Man erhält so für einen möglichen Montageort und für unterschiedliche Betriebszustände eine bestimmte Bandbreite der wärmebezogenen Anzeige, die mit der Bandbreite der "Standardfälle" verglichen wird, um den Montageort beurteilen zu können. Die Bandbreiten der "Standardfälle" wurden für wichtige Betriebszustände aus Messungen bestimmt und sind inzwischen durch Simulationsrechnungen so erweitert worden, daß theoretisch alle möglichen Betriebszustände überprüft werden können (vgl. Bild 2).

Der direkte Vergleich unterschiedlicher Heizkostenverteilsysteme ist ein weiteres Einsatzgebiet der Simulation. So werden beispielsweise parallel zu den zur Zeit stattfindenden Feldversuchen zum Einsatz von Verdunstern in senkrechten Einrohrheizungen und zur Wärmeabgabe von Rohrleitungen (vgl. auch /6/) Simulationsrechnungen durchgeführt. Die Prüfstelle überwacht einige dieser Feldversuche, die wichtige Ergebnisse für die im Entwurf befindliche europäische Norm prEN 835 /5/ liefern sollen. Durch gezieltes Verändern des Nutzerverhaltens bei der Simulation lassen sich die im Feldversuch gewonnenen Ergebnisse verallgemeinern.

## Simulationsprogramm

Heizkostenverteiler sind bei der Wärmekostenerfassung in Heizanlagen eine einzelne Komponente in dem komplexen System Witterung-Gebäude-Heizanlage-Nutzer-Heizkostenverteiler. Durch das Zusammenwirken der verschiedenen Systemteile ergeben sich je nach Randbedingungen unterschiedliche Betriebszu-

stände, die das Anzeigeverhalten der Heizkostenverteiler beeinflussen.

Zur Untersuchung komplexer Systeme kommt heute vorwiegend die Simulationstechnik zum Einsatz, da sich der zeitliche und finanzielle Aufwand gegenüber Feldversuchen erheblich reduziert. Weiterhin besteht der Vorteil, daß Randbedingungen eindeutig festgelegt und gezielt verändert werden können, wodurch die Ergebnisse reproduzierbar sind. Die Simulationsrechnungen werden mit dem Programmsystem TRNSYS /7/ durchgeführt, wobei es aufgrund des modularen Aufbaues leicht möglich ist, ergänzende Module zu entwickeln und einzubinden.

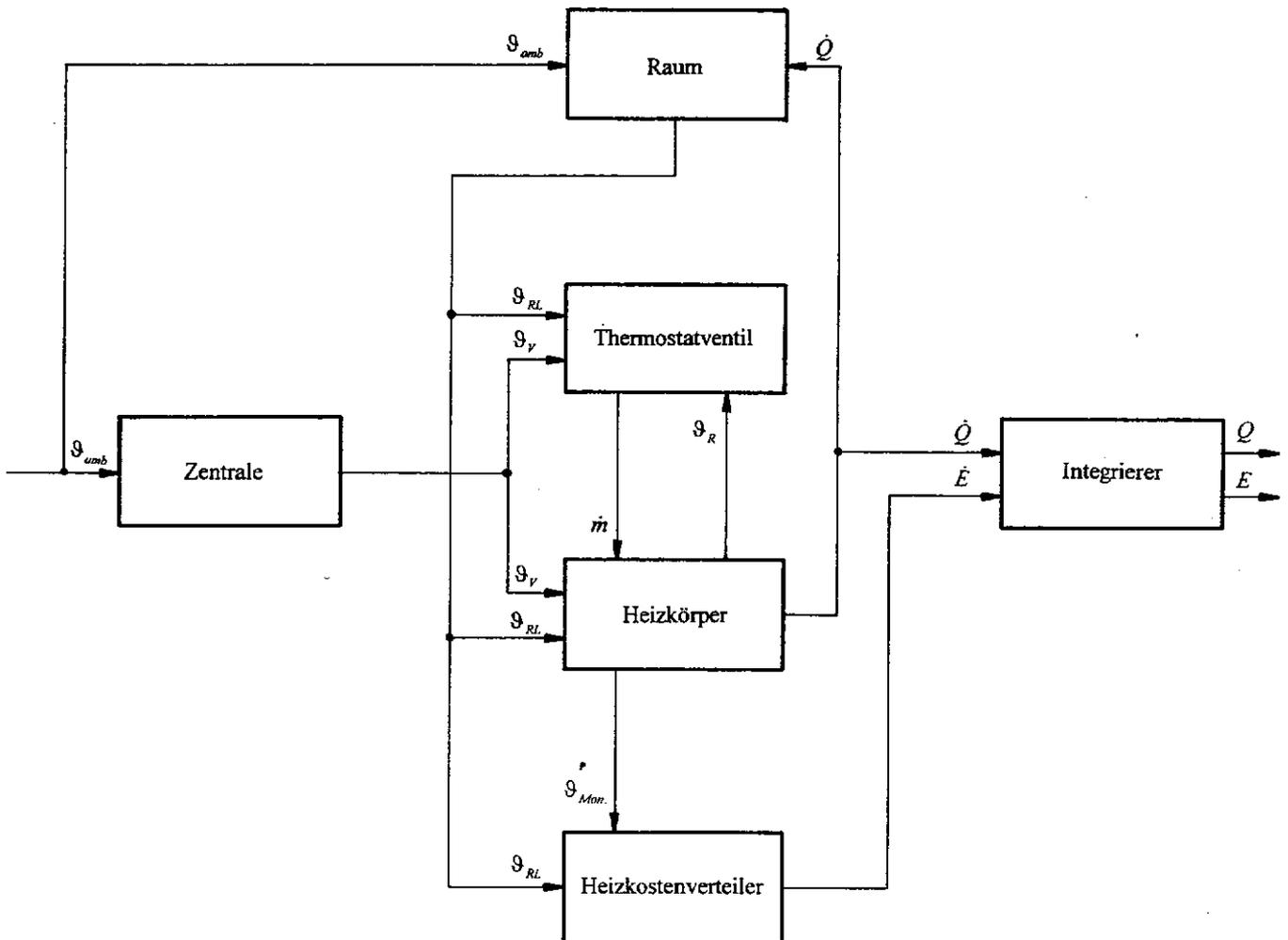
Bisher wurden folgende Module selbst entwickelt /8/:

- Ein Gebäudemodell.
- Ein Heizkörpermodul, das ausgehend vom Schichtenmodell nach Bach /9/, so weiterentwickelt wurde, daß es sowohl das Abkühlverhalten eines nicht durchströmten Heizkörpers, als auch das Aufheizverhalten richtig wiedergibt.
- Ein Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip.

- Ein elektronischer Heizkostenverteiler als Einfühlergerät und als Zweifühlergerät.
- Eine Raumtemperaturregelung (stetig /10/ oder unstetig /11/).
- Ein Modell, das das thermische Verhalten von Rohren wiedergibt.
- Eine außertemperaturgeführte Vorlauftemperaturregelung.

Mit diesen Modulen sind nun beliebige Anlagen zusammenstellbar, so daß z.B. senkrechte Einrohranlagen inklusive Rohrwärmeabgabe modelliert werden können (vgl. Abschn. Simulation im Prüfbereich). Weiterhin können bei der Simulation die Auswirkungen von Regelungsstrategien (z.B. Nachtabsenkung), der Einfluß von Fremdwärme oder eines variablen Luftaustausches berücksichtigt werden.

Das Flußdiagramm in **Bild 1** zeigt schematisch die Abhängigkeiten (Datenfluß) zwischen den einzelnen Systemkomponenten für eine vereinfachte Konstellation ohne Rohrwärmeabgabe.



**Bild 1:** Datenfluß bei der Simulation

## Systembeurteilung

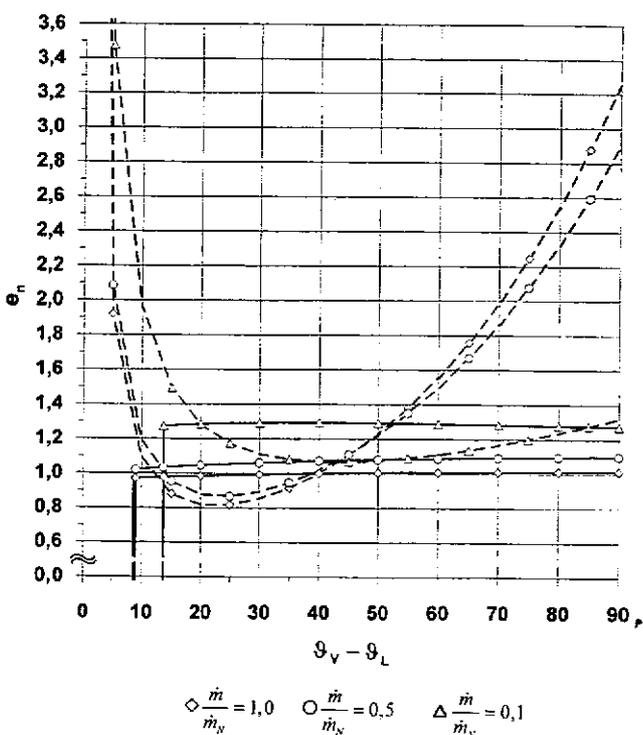
Ziel der Simulationsrechnungen ist die Beurteilung des Betriebsverhaltens eines Heizkostenverteilersystems oder der Vergleich unterschiedlicher Systeme. Zur Bewertung des Systems wird die wärmebezogene Anzeige

$$e = \frac{E}{Q}$$

herangezogen. Bezieht man die Anzeige  $E$  des Heizkostenverteilers (z.B. HKVV: Striche, HKVE: Anzeigeeinheiten) auf die vom Heizkörper abgegebene Wärmemenge  $Q$  (z.B. in kWh), so muß ein ideales Heizkostenverteilersystem, trotz unterschiedlicher Betriebsweisen, immer den selben Wert für die wärmebezogene Anzeige  $e$  liefern. Für diesen Idealfall ist die wärmebezogene Anzeige für alle Betriebsbereiche konstant und damit der Verteilfehler in der gesamten Liegenschaft Null.

Normiert man die wärmebezogene Anzeige unterschiedlicher Betriebszustände mit der wärmebezogenen Anzeige des Basiszustandes  $e_B = (E/Q)_B$ , so erhält man die normierte wärmebezogene Anzeige

$$e_n = \frac{(E/Q)}{(E/Q)_B} = \frac{e}{e_B}$$



**Bild 2:** Normierte wärmebezogene Anzeige  $e_n$  für HKVE und HKVV und ausgewählte Massenströme

Sie ist in **Bild 2** für einen Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip und ein elektronisches Einfühlergerät mit fester Zählbeginntemperatur in Abhängigkeit der Vorlaufübertemperatur für drei unterschiedliche Massenströme und einem  $c$ -Wert von 0,1 (Montagehöhe 75%) dargestellt. Die technischen Daten der simulierten Heizkostenverteiler entsprechen gängigen Gerätetypen. Die Raumlufttemperatur beträgt für den dargestellten Fall 20°C. Abweichende  $c$ -Werte und Raumlufttemperaturen verändern den Kurvenverlauf. Der Basiszustand ist folgendermaßen festgelegt:  $\vartheta_V = 60^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_L = 20^\circ\text{C}$ ; Normheizmittelstrom; Exponent der Heizfläche:  $n = 1,3$ ; Montageort: 75%.

Der Vorteil der normierten Darstellung begründet sich in der besseren Vergleichbarkeit verschiedener Betriebsbedingungen, wie z.B. abweichende  $c$ -Werte, Raumlufttemperaturen und unterschiedlicher Systeme.

Der extreme Anstieg der normierten wärmebezogenen Anzeige des Verdunsters bei hohen Vorlaufübertemperaturen ist dem exponentiellen Verlauf der Verdunstungscharakteristik zuzuschreiben. Die ins unendliche ansteigende normierte wärmebezogene Anzeige für geringe Temperaturdifferenzen zwischen Vorlauf- und Lufttemperatur wird dagegen durch die Kaltverdunstung hervorgerufen. Falls die Vorlauftemperatur der Lufttemperatur entspricht, gibt der Heizkörper keine Wärme ab; die Meßflüssigkeit verdunstet trotzdem, so daß für den Grenzwert gilt:

$$\lim_{\vartheta_V - \vartheta_L} e_n = \infty.$$

Der sprunghafte Anstieg der normierten wärmebezogenen Anzeige für das Einfühlergerät ergibt sich durch die Startbedingung für den Zählbeginn. In diesem Fall beginnen die Geräte ab einer Fühlertemperatur von 27°C mit der Registrierung.

**Bild 2** suggeriert durch die große Bandbreite der normierten wärmebezogenen Anzeige des Verdunsters gegenüber der wesentlich geringeren Spannweite beim Einfühlergerät eine größere Verteilgenauigkeit des elektronischen Heizkostenverteilers. Um tatsächlich eine Aussage über die Verteilgenauigkeit eines Systems treffen zu können, müssen die Randbedingungen, wie z.B. Auslegungstemperaturen und Nutzerverhalten, berücksichtigt werden. Gleiches Nutzerverhalten führt unter gleichen Randbedingungen selbst bei großen Schwankungen der wärmebezogenen Anzeige  $e$  nicht zu Verteilfehlern. Um die Auswirkungen des Nutzerverhaltens unter unterschiedlichen Randbedingungen auf die wärmebezogene Anzeige zu erläutern, werden nachfolgend Simulationsergebnisse vorgestellt.

Es wird ein Jahreslauf simuliert, wobei von einem spezifischen Wärmebedarf von 100 W/m<sup>2</sup> im Ausle-

gungsfall ausgegangen wird. Die Plattenheizkörper sind 10% überdimensioniert und haben in Kombination mit den Heizkostenverteilern einen c-Wert von 0,1. Die Nachtabsenkung wird von 23:00 Uhr bis 6:00 Uhr eingestellt. Die beiden Gerätearten HKVV und HKVE werden jeweils bei Auslegungstemperaturen von 90°C/70°C und 70°C/50°C eingesetzt. Die Kaltverdunstungsvorgabe der HKVV reicht für ca. 150 Tage bei 20°C.

Beim ersten Nutzertyp handelt es sich um einen "Wenig-Verbraucher", der durch folgende Eigenschaften charakterisiert wird:

Uhrzeit	Raumtemperatur	Fremdwärme bezogen auf Normwärmebedarf
6:00 -23:00	17°C	10%
23:00- 6:00	14°C	6,5%

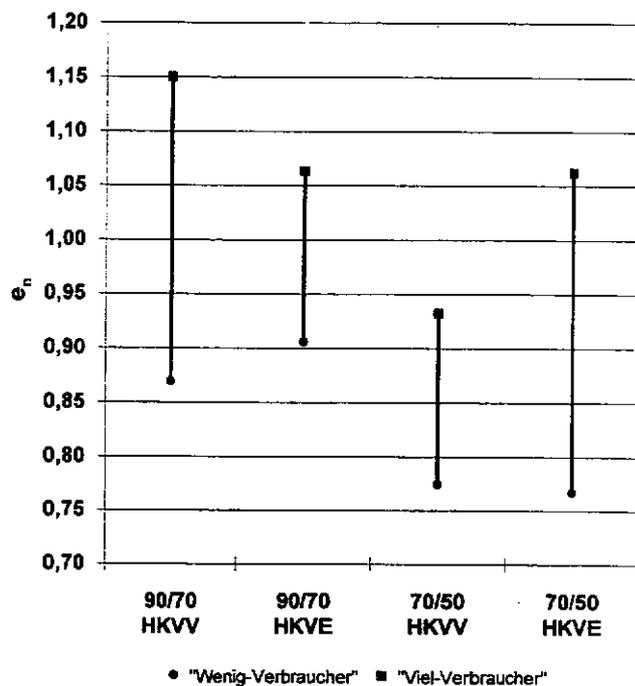
Der zweite Nutzertyp "Viel-Verbraucher" ist folgendermaßen gekennzeichnet:

Uhrzeit	Raumtemperatur	Fremdwärme bezogen auf Normwärmebedarf
6:00 -23:00	22°C	15%
23:00 -6:00	18°C	11%

Eine detailliertere Aufgliederung des Raumtemperaturverlaufes bzw. des Fremdwärmeanteils der beiden Nutzertypen wurde ebenfalls untersucht, wobei die Ergebnisse nur geringfügig von den nachfolgend dargestellten abweichen, so daß auf deren Darstellung verzichtet wird.

In **Bild 3** sind die Ergebnisse der Simulationsläufe für die beiden Verteilsysteme und die Auslegungstemperaturen dargestellt.

Während bei hohen Auslegungstemperaturen die Spannweite der normierten wärmebezogenen Anzeige des Verdunsters deutlich größer ist als beim elektronischen Einfühlergerät, sind die Verhältnisse bei niedrigen Auslegungstemperaturen gerade umgekehrt. Niedrigere Auslegungstemperaturen führen auch zu niedrigeren Temperaturen an den Heizflächen, so daß bei den Drosselzuständen des "Wenig-Verbrauchers" die Fühlertemperatur öfter kleiner ist als die feste Einschaltsschwelle von 27°C, d.h. das Gerät zählt nicht, obwohl der Heizkörper Wärme abgibt; dies verringert die normierte wärmebezogene Anzeige. Der Wert des "Viel-Verbrauchers" bleibt beim HKVE bei beiden Auslegungsfällen nahezu konstant. Beim Verdunster nimmt sowohl die Spannweite als auch das absolute Niveau der normierten wärmebezogenen Anzeige mit sinkender Auslegungstemperatur ab. In diesem Fall



**Bild 3:** Normierte wärmebezogene Anzeige  $e_n$  für HKVE und HKVV bei unterschiedlichem Nutzerverhalten und Auslegungstemperaturen

macht sich der exponentielle Verlauf der Verdunstungscharakteristik nicht mehr so stark bemerkbar (vgl. dazu auch **Bild 2**).

Die Spannweite ist zugleich ein Maß für die möglichen maximalen Verteilfehler, die folgende Werte annehmen können:

System	Auslegung	Max. pos.	Max. neg.
HKVV	90/70	32,3%	-24,4%
HKVE	90/70	17,4%	-14,8%
HKVV	70/50	20,5%	-17,0%
HKVE	70/50	38,5%	-27,8%

### Zusammenfassung

Auch im Prüfbereich Heizkostenverteiler ist die Simulation zu einem wichtigen Hilfsmittel bei der Beurteilung und Zulassung von Systemen geworden. Es können dadurch oft zeitraubende und teure Feldversuche entfallen. Der Verlauf der wärmebezogenen Anzeige  $e$  dient dabei als Beurteilungskriterium; kleine Spannweiten dieser Kenngröße führen zu geringen Verteilfehlern.

## Literatur

- /1/ Verordnung über die verbrauchsabhängige Abrechnung der Heiz- und Warmwasserkosten, Bundesgesetzblatt I, 26.1.1989.
- /2/ DIN 4713 Teil 2, Verbrauchsabhängige Wärmekostenabrechnung, Heizkostenverteiler ohne Hilfsenergie nach dem Verdunstungsprinzip, März 1990.
- /3/ DIN 4713 Teil 3, Verbrauchsabhängige Wärmekostenabrechnung, Heizkostenverteiler mit Hilfsenergie, Januar 1989.
- /4/ prEN 834, Heizkostenverteiler für die Verbrauchserfassung von Raumheizflächen, Geräte mit elektrischer Energieversorgung, Mai 1993.
- /5/ prEN 835, Heizkostenverteiler für die Verbrauchserfassung von Raumheizflächen, Geräte ohne elektrische Energieversorgung nach dem Verdunstungsprinzip, Mai 1993.
- /6/ Tritschler, M.: Rohrwärmeabgabe und Heizkostenabrechnung, Wärmetechnik 7/1993, S. 350-366.
- /7/ TRNSYS: A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA 1983.
- /8/ Haupt, Ch.: Aufbau eines Systems zur Simulation von Heizkostenverteilern mit dem Programm TRNSYS, Studienarbeit HLK 7D-236, Universität Stuttgart, (unveröffentlicht), 1992.
- /9/ Bach, H. und Claus, G.: Ermittlung des Nutzungsgrades von Heizanlagen, BMFT-Forschungsbericht T 81-116, 1981.
- /10/ Tritschler, M.: Simulation des thermischen Verhaltens von Thermostatventilen, Studienarbeit HLK 7D-177, Universität Stuttgart, (unveröffentlicht), 1988.
- /11/ Bach, H.; Striebel, D.; Tritschler, M.: Rechnergestützte Analyse und hydraulischer Abgleich von Rohrnetzen angewandt auf II. Entwicklung eines kombinierten Regelungs- und Heizkostenverteilungssystems, (IKE 7-16), 1991.

# Optimierung der Wärmeübertragung durch freie Konvektion im Deckenhohlraum einer Kühldecke<sup>1</sup>

SIEGMAR HESSLINGER

## Einleitung

In den letzten Jahren hat die Verwendung von Kühldecken alleine als auch in Verbindung mit Raumlufttechnischen Anlagen durch den zunehmenden Einsatz von EDV-Geräten und damit gesteigener Kühllast deutlich zugenommen.

Zu den bereits bekannten Kühldeckensystemen (s. z.B. Zusammenstellungen in /1/ und /2/) wurde ein neuartiges System entwickelt, bei dem der Deckenhohlraum oberhalb der abgehängten Decke durch Konvektoren gekühlt wird, wobei die Wärmeübertragung ausschließlich durch freie Konvektion und Strahlung erfolgt.

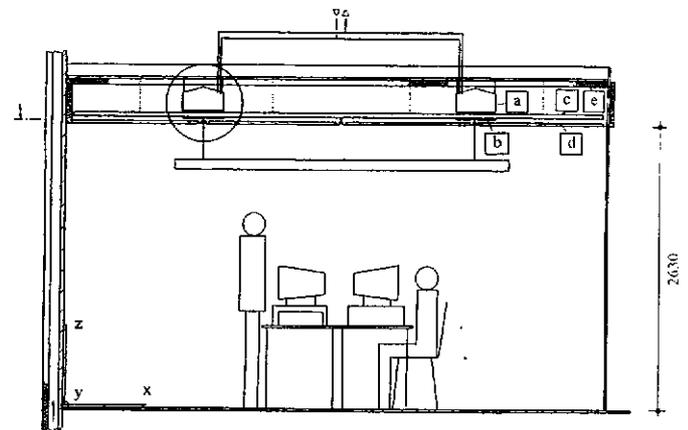
Aufbauend auf der Arbeit von Hesslinger/3/ wurde das in dieser Arbeit entwickelte Optimierungsverfahren verfeinert und ein DV-Programm entwickelt, mit dem die Konvektoren für den Anwendungsfall der Kühldecke optimiert werden konnten.

Mit Hilfe von Vorversuchen wurden für die auf maximale Kühlleistung optimierten Rippenrohre die günstigsten Einbaubedingungen im Deckenhohlraum ermittelt. Die Ergebnisse der Hauptversuche bestätigen die von Glück /4/ bereits theoretisch ermittelte Gleichung für die Wärmeübertragungsvorgänge an der Kühldeckenunterseite.

## Aufbau der Kühldecke

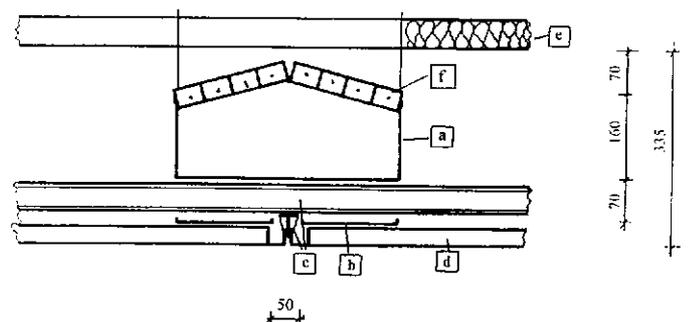
Der grundsätzliche Aufbau der Kühldecke geht aus **Bild 1** hervor. Die Kühldecke besteht aus einer abgehängten Decke (mit möglichst guter Wärmeleitung der Deckenplatten) sowie Konvektoren mit Schächten im Deckenhohlraum. Den genauen Aufbau der Konvektoren - Anordnung der Rippenrohre, seitliche Verkleidung und Kondensatauffangwanne - zeigt **Bild 2**.

Die abgehängte Decke nimmt durch Strahlung und freie Konvektion Wärme aus dem darunter liegenden Büroraum auf und gibt sie über freie Konvektion an die Luft im Deckenhohlraum ab sowie durch Strahlung an die Begrenzungsflächen des Deckenhohlraums.



a Konvektor; b Kondensatauffangwanne; c Tragkonstruktion der abgeh. Decke; d Deckenblech; e Wärmedämmung

**Bild 1:** Prinzipieller Aufbau der Kühldecke mit abgehängter Decke



a Konvektor; b Kondensatauffangwanne; c Tragkonstruktion der abgeh. Decke; d Deckenblech; e Wärmedämmung; f Rippenrohr

**Bild 2:** Aufbau und Anordnung des Konvektors innerhalb des Deckenhohlraumes der Kühldecke

mes. Die vom Kühlwasser durchströmten Rippenrohre nehmen ihrerseits Wärme aus der Luft im Hohlraum

<sup>1</sup> Dieser Beitrag basiert auf den Ergebnissen der Diplomarbeit von Dipl.-Ing. (FH) Felix Rutsch /5/

auf, die infolge der freien Konvektion durch die Rippenrohre strömt. Zur Aufnahme des bei starker Belastung und Dauerbetrieb anfallenden Kondensats ist unter den Konvektor eine Kondensatauffangwanne angebracht.

### Optimierung der Rippenrohre auf Kühlleistung

Die Verwendung von Rippenrohren im Deckenhohlraum zu Kühlzwecken weicht von der üblichen Anwendung im Bereich der Heizung bzw. der Wärmeabfuhr bei Kälteprozessen deutlich ab, so daß die für diese Anwendungsbereiche üblichen Rippenabmessungen nicht verwendet werden können.

Als Grundlage für die Optimierung der Rippenrohre auf Kühlleistung diente Rutsch /5/ das von Hesslinger in/3/ angegebene Optimierungsverfahren. Mit dem von Rutsch erstellten Rechenprogramm war es möglich, für verschiedenste Randbedingungen die Rippenrohre auf maximale Kühlleistung zu optimieren. Voraussetzung für die direkte Anwendung dieses Berechnungsverfahrens waren jedoch ungestörte An- und Abströmbedingungen der Luft am Konvektor.

Betrachtet man die Einbausituation der Rippenrohre im Deckenhohlraum (s. **Bild 2**) treffen diese Voraussetzungen nicht zu. Durch gezielte Vorversuche wurde der Einfluß der Behinderung im Anström- und Abströmbereich auf die Kühlleistung ermittelt und im Berechnungsverfahren als Korrekturfaktor berücksichtigt.

Mit der Einbausituation des Konvektors, Typ E (s. **Bild 2**) im Deckenhohlraum einer Kühldecke erreicht man 90 % der Leistung, die der Konvektor erbringt, wenn keine Beeinträchtigung für die Luft An- und Abströmung vorhanden ist.

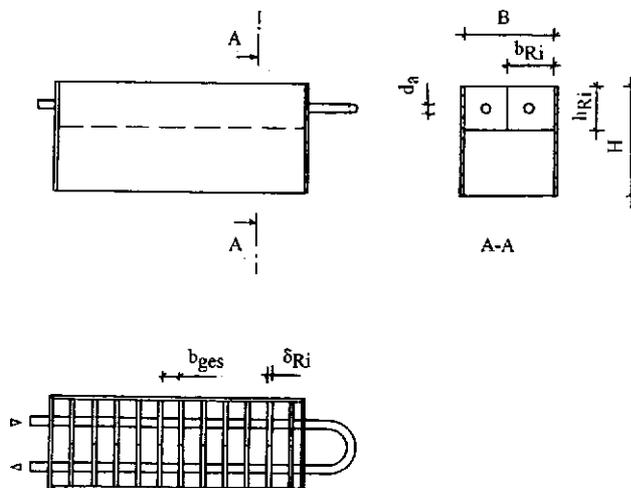
Bildet sich beim längerem Betrieb auf den Rippen ein geschlossener Kondensatfilm, reduziert sich die Kühlleistung auf ca. 80 % der maximal möglichen.

Damit möglichst viele Varianten der Konvektoren miteinander verglichen werden können, war es erforderlich, die Optimierung auf der Basis der Rippenrohr-Oberflächentemperatur durchzuführen.

Ausgehend von einem Rippenrohr, aus der Serienfertigung seien die Auswirkungen der Veränderung der verschiedenen Parameter auf die Kühlleistung gezeigt. Der prinzipielle Aufbau des Konvektors geht aus **Bild 3** hervor.

Hauptabmessungen:

Rippen- und Rohrmaterial:	Kupfer
Rippenbreite:	$b_{Ri} = 49 \text{ mm}$
Rippenhöhe:	$h_{Ri} = 40 \text{ mm}$
Rippenstärke:	$\delta_{Ri} = 0,14 \text{ mm}$
Rippenabstand:	$b_{ges} = 5,7 \text{ mm}$
Rohrabmessungen:	15 x 0,5 mm
Schachthöhe:	$H = 200 \text{ mm}$

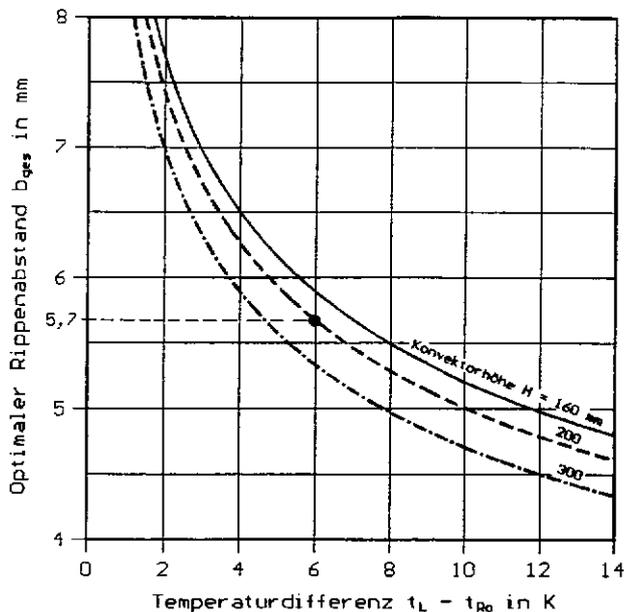


**Bild 3:** Aufbau eines Konvektors aus Rippenrohren

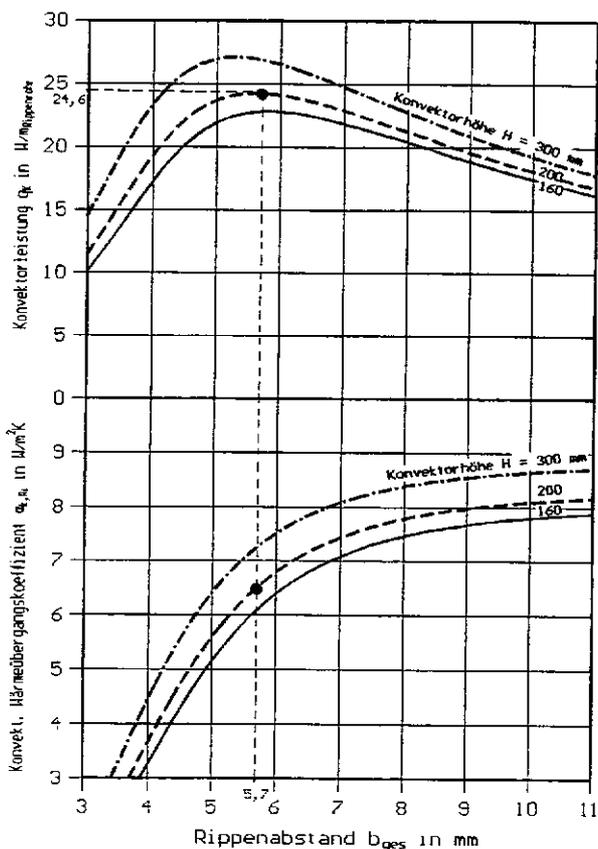
Beispielhaft enthalten die **Tabellen 1 a** und **1 b** die Rechenergebnisse für die auf Kühlleistung optimierten Rippenrohre mit zwei verschiedenen Rippenhöhen bei optimalem Rippenabstand.

Aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten für Bürobauten kann der Deckenhohlraum oberhalb der abgehängten Decken nicht beliebig in der Höhe verändert werden. Daher sind der Schachthöhe relativ enge Grenzen gesetzt. Ausgehend von den zuvor genannten Randbedingungen für das Rippenrohr berechnet man mit dem DV-Programm den optimalen Rippenabstand für maximale Kühlleistung in Abhängigkeit der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsluft im Deckenhohlraum und der Rippenrohrerfläche in Abhängigkeit der Schachthöhe. Die Ergebnisse sind in **Bild 4** dargestellt.

Die Vorversuche von Moschberger /6/ zeigen, daß man bei der üblicherweise ohne Probleme realisierbaren Schachthöhe von 200 mm die maximale Kühlleistungen mit einer Lufttemperatur im Deckenhohlraum von ca. 15° C und einer Rohroberflächentemperatur von ca. 9° C erhält. Ausgehend von diesen Randbedingungen ergibt sich aus der Darstellung in **Bild 4** der optimale Rippenabstand von 5,7 mm. Für die konstante Temperaturdifferenz von 6 K kann die



**Bild 4:** Abhängigkeit des optimalen Rippenabstandes von der Untertemperatur



**Bild 5:** Konvektorleistung und konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an der Rippe in Abhängigkeit vom Rippenabstand und der Temperaturpaarung  $t_L=15^\circ\text{C}$  und  $t_{Ro}=9^\circ\text{C}$  (gültig für Konvektor aus AKG-Rippenrohr)

von den Rippenrohren abgegebene Konvektorleistung sowie der mittlere konvektive Wärmeübergangskoeffizient ebenfalls berechnet werden. Die Ergebnisse sind in **Bild 5** graphisch dargestellt.

### Optimierung des Gesamtkonvektoraufbaus und der Anordnung im Deckenhohlraum

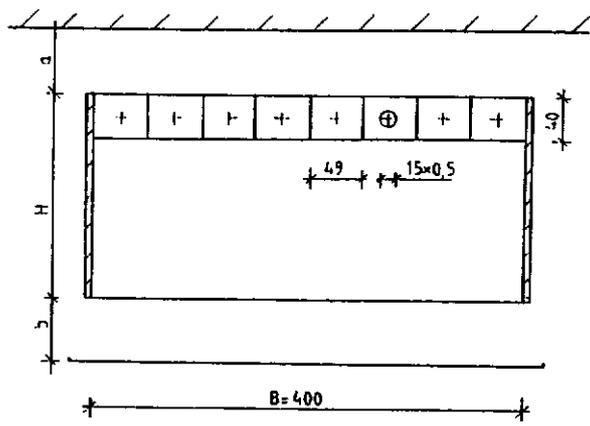
Neben der Optimierung der Rippenrohre auf Kühlleistung ist für die erreichbare Kühllast von entscheidender Bedeutung der Aufbau der eigentlichen Kühldecke, die Luftströmung im Deckenhohlraum und die Austrittstemperatur aus den Konvektoren. Die maximale Kühlleistung der Rippenrohre kann nur erreicht werden, wenn alle Einzelrippenrohre nahezu gleichmäßig durchströmt werden und günstige Abströmverhältnisse vorhanden sind.

Die Auswirkung veränderter Einbausituationen auf die unterschiedlichen Konvektortypen wurde in Vorversuchen ermittelt. Insgesamt umfaßte die Untersuchung vier grundsätzlich verschiedene Konvektortypen. Beim Konvektortyp D wurden zusätzlich noch zwei Varianten vorgenommen - Veränderung der Schachtverkleidung im Einströmbereich (Typ E), zusätzliche Anbringung von Leitblechen innerhalb des Schachtes (Typ F).

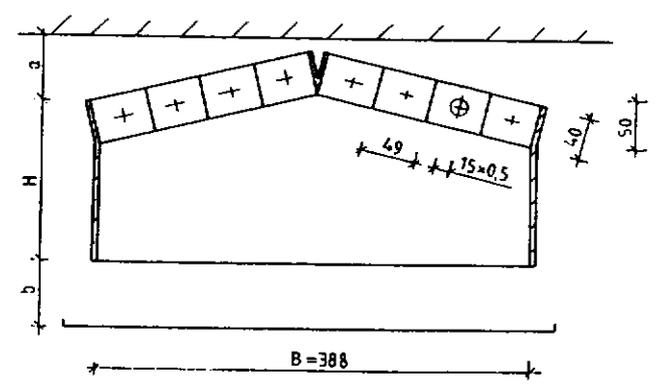
Der grundsätzliche Aufbau der verschiedenen Konvektortypen geht aus **Bild 6** hervor.

Die Strömungsverhältnisse im Deckenhohlraum und innerhalb der Konvektoren wurden durch Rauch sichtbar gemacht und auf Video aufgezeichnet. Dabei zeigte es sich, daß die Strömungsverhältnisse bei den Konvektortypen A, D und E in etwa ähnlich sind. Die Strömungsverhältnisse innerhalb des Konvektors, Typ E, zeigt das **Videoprint 1** und die Ausströmung aus dem Konvektorschacht in den Deckenhohlraum die **Videoprints 2 und 3**.

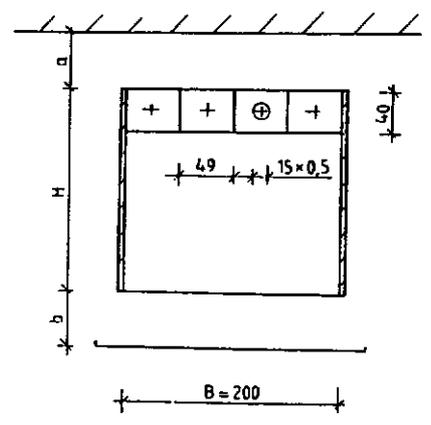
Aus den Vorversuchen ging hervor, daß bei Konvektorbreiten von 200 mm die Höhe der Ein- und Austrittsöffnung ca. 50 mm und bei der Konvektorbreite von 400 mm die Ein- und Austrittshöhen ca. 70 mm betragen sollen. Bei diesen Abmessungen sind die Leistungseinbußen durch die Einbausituation, wie bereits ausgeführt, am geringsten. Für den praktischen Einsatz des Konvektors im Anwendungsfall Kühldecke müssen verschiedene Anforderungen erfüllt werden. Die Auswahlkriterien sind in **Tabelle 2** zusammengestellt. Unter Berücksichtigung der wichtigsten Auswahlkriterien - Kühlleistung, Montageaufwand vor Ort, Materialaufwand und Fertigungsaufwand zeigt sich, daß der Konvektortyp E am besten abschneidet.



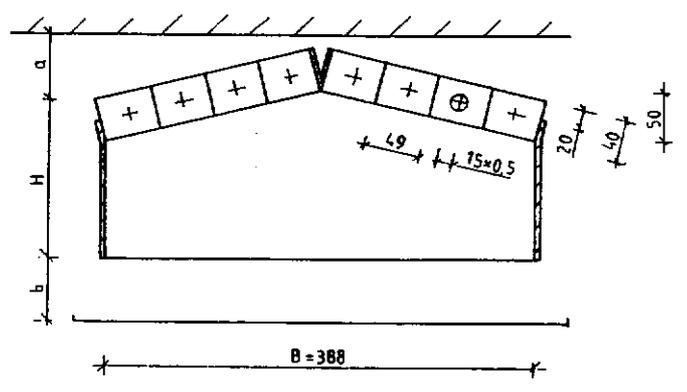
Konvektortyp A



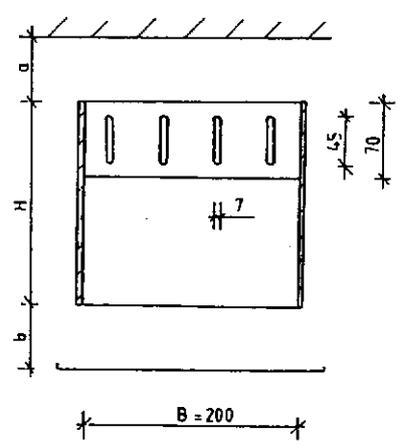
Konvektortyp D



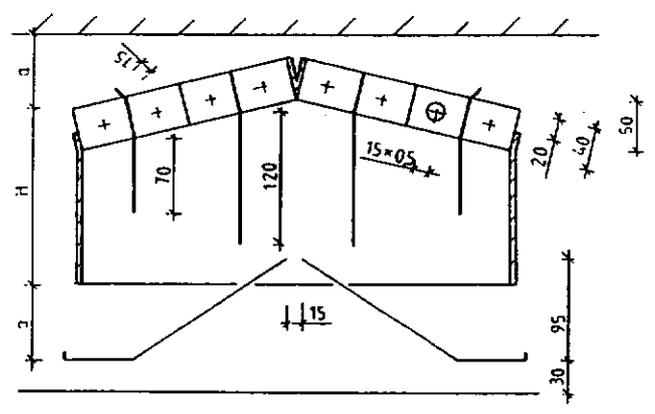
Konvektortyp B



Konvektortyp E

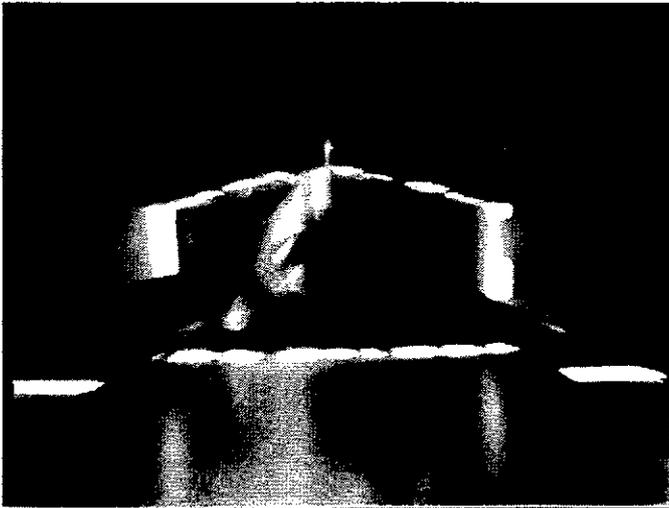


Konvektortyp C



Konvektortyp F

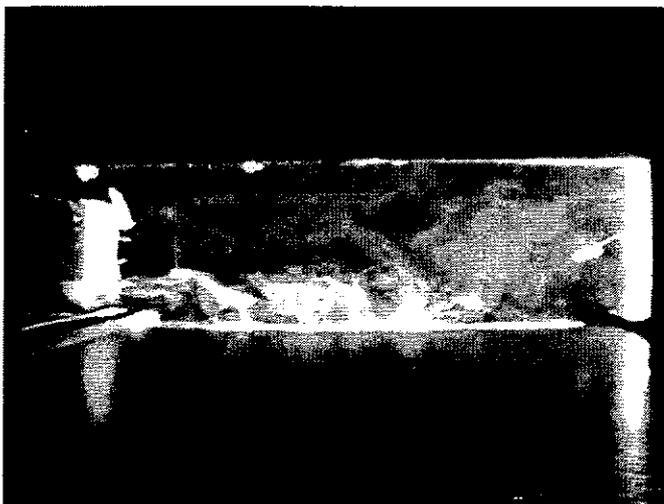
Bild 6: Aufbau und Abmessungen der untersuchten Konvektortypen



Videoprint 1: Strömung im Konvektor (Type E)



Videoprint 2: Strömung im Deckenhohlraum (Konvektortyp E)



Videoprint 3: Strömung im Deckenhohlraum (Konvektortyp E)

Die Hauptversuche wurden deshalb nur noch mit Konvektortyp E durchgeführt.

### Temperaturverteilung an der Kühldecke

Entscheidenden Einfluß auf die Temperaturverteilung an der Kühldecke haben:

- Breite des Konvektors, - Konstruktion der Kondensatauffangwanne, - Abstand der Konvektoren und Konvektortyp.

Aus der Vielzahl der Versuche sei auszugsweise der Einfluß der Konstruktion der Kondensatauffangwanne am Beispiel des Konvektortyps E gezeigt (s. Bild 7). Der Konvektorabstand beträgt 2,5 m.

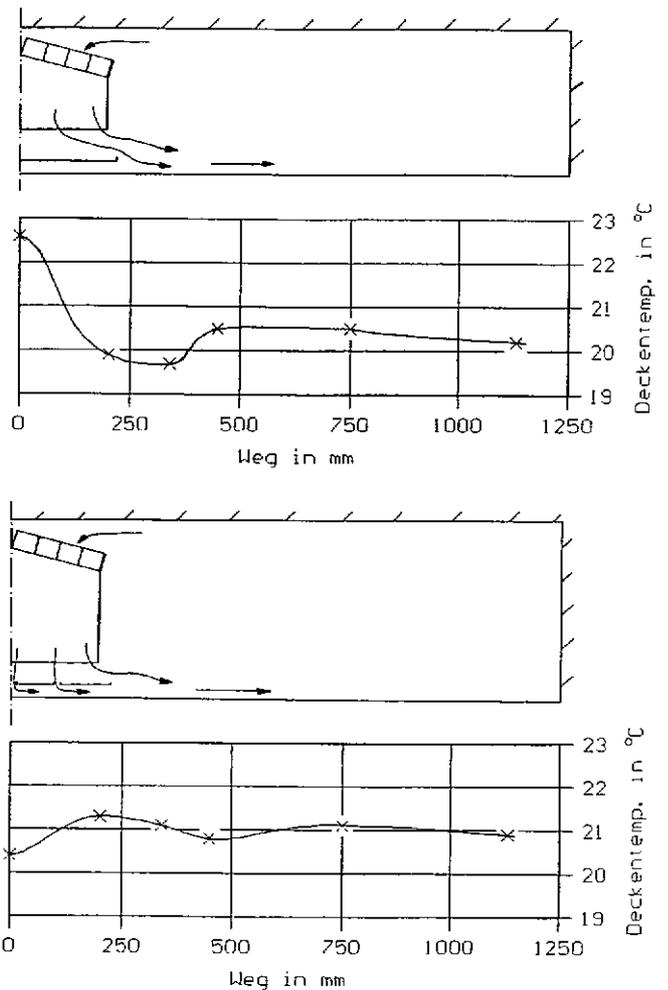


Bild 7: Temperaturverlauf an der Kühldecke für unterschiedliche Einbausituationen

Man erkennt deutlich, daß bei mehrfach geteilter Kondensatauffangwanne eine wesentlich gleichmäßigere Temperaturverteilung an der Kühldecke erreicht wird. Direkt unterhalb der ungeschlitzten Kondensatauffang-

		Bild 7 oben	Bild 7 unten
Deckenhohlraumhöhe	in mm	320	400
Schachthöhe	in mm	160	280
Eintritts- und Austrittshöhe	in mm	70	50
mittlere Wassertemperatur	in °C	9,1	9,1
Deckenhohlraumtemperatur	in °C	14,1	14,5
Raumlufttemperatur	in °C	26,6	27,0
mittl. Kühldeckentemperatur	in °C	20,5	21,0
Kühlleistung	in W/m <sup>2</sup>	40,1	43,2

Tabelle zu Bild 7

wanne beträgt die Temperaturdifferenz ca. 3 K und unterhalb der geschlitzten Auffangwanne lediglich ca. 1 K. Der Temperaturgradient im Abströmbereich ist in beiden Fällen nahezu gleich und liegt bei ca. 0,2 - 0,3 K/m.

### Gesamtwärmeübertragung (Strahlung und Konvektion) vom Raum an die Kühldecke

Die Funktion der Gesamtkühlleistung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz  $t_i - t_{DE}$  ist in Bild 8 dargestellt. Die Versuchsergebnisse lassen sich mit genügender Genauigkeit durch die Regressionsfunktion darstellen.

$$\dot{q}_{DE,ges} = 8,54 (t_i - t_{DE})^{1,12}$$

Diese Gleichung stimmt mit der von Glück in /3/ ermittelten Funktion sehr gut überein.

$$\dot{q}_{DE} = 8,92 (t_i - t_{DE})^{1,1}$$

Deutlich höhere Kühlleistungen werden erzielt, wenn durch größere innere Lasten z. B. Beleuchtung bzw. DV-Geräte, aufgrund verstärkter freier Konvektion der Wärmeübergang an der Kühldecke erhöht wird (s. Versuche Nr. 28, 29 und 30 in Bild 8).

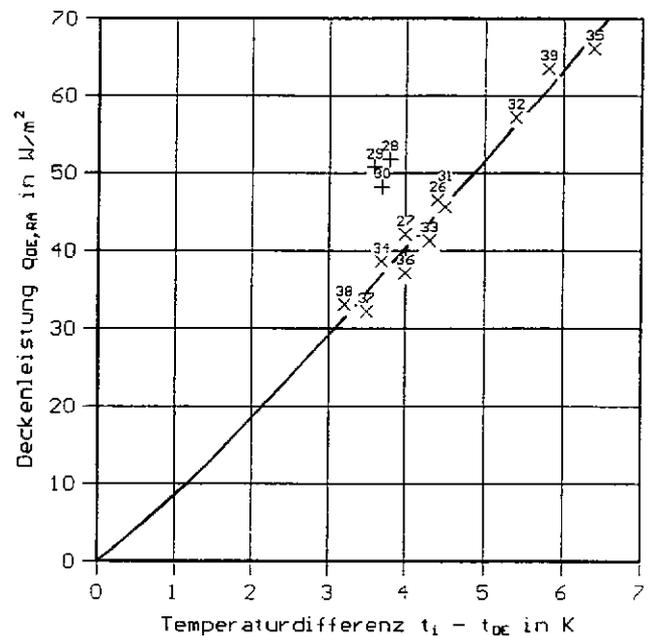


Bild 8: Gesamtwärmeübertragung (Strahlung und Konvektion) vom Raum an die Kühldecke

### LITERATUR

- /1/ Marktübersicht Kühldeckensysteme, CCI (25 Jahrg.), 1991), Nr. 4
- /2/ Kühldecke und Raumlüftung, Informationsbroschüre des Fachinstitutes Gebäude-Klima e. V. Bericht über die Informations- und Diskussionsveranstaltung im Sept. 1990 in Stuttgart
- /3/ Hesslinger, S.: Beitrag zur Berechnung der Wärmeleistung von Konvektoren. Diss. Uni Stuttgart (1983) Fortschr.-Ber. VDI-Z., Reihe 6, Nr. 134 und HLH, Bd. 36 (1985) Nr. 5, S 217 - 222 sowie HLH, Bd. 36 (1985) Nr. 6, S 305/311
- /4/ Glück, B.: Leistung von Kühldecken, HLH, Bd. 42 (1991) Nr. 3, S. 213/215
- /5/ Rutsch, F.: Optimierung des Wärmeübergangs im Deckenhohlraum einer Kühldecke, Diplomarbeit an der FHT Offenburg, Juni 1992
- /6/ Moschberger, U.: Untersuchung einer Kühldecke, Forschungsbericht des Transferzentrums Energie- und Raumtechnik, Offenburg, 1991.

Rippenmaterial: Kupfer  
 Kernrohrmaterial: Kupfer  
 Rippenhöhe: 40 mm  
 Rippenbreite: 49 mm  
 Rippenabstand: 5,7 mm  
 Konvektorgesamthöhe: 200 mm  
 mittl. Rohroberflächentemp.: 9,0°C  
 mittl. Lufttemperatur: 15,0°C

n	$d_2$ mm	$\delta_{Ri}$ mm	$A_{ges}$ m <sup>2</sup> /m	$\eta_{Ri}$ -	$\alpha_{K,Ri}$ W/m <sup>2</sup> K	$\dot{Q}_{K,ges}$ W/m	$m_{Ri}$ kg/m	$m_{Ro}$ kg/m
1	12	0.30	0.651	0.9658	6.579	24.83	0.81	0.31
2	10	0.30	0.657	0.9595	6.557	24.80	0.81	0.25
3	10	0.40	0.646	0.9691	6.590	24.76	1.07	0.25
4	12	0.40	0.641	0.9740	6.610	24.75	1.07	0.31
5	8	0.40	0.650	0.9630	6.569	24.66	1.07	0.20
6	15	0.30	0.639	0.9734	6.604	24.65	0.81	0.39
7	12	0.20	0.662	0.9501	6.525	24.64	0.55	0.31
8	8	0.30	0.660	0.9517	6.530	24.63	0.81	0.20
9	10	0.50	0.636	0.9750	6.613	24.60	1.31	0.25
10	15	0.20	0.650	0.9609	6.562	24.59	0.55	0.39
11	12	0.50	0.630	0.9790	6.626	24.54	1.31	0.31
12	8	0.50	0.639	0.9701	6.593	24.53	1.31	0.20
13	10	0.20	0.668	0.9412	6.494	24.50	0.55	0.25
14	15	0.40	0.629	0.9798	6.628	24.50	1.07	0.39
15	6	0.40	0.651	0.9551	6.542	24.41	1.07	0.14
16	10	0.60	0.626	0.9790	6.626	25.35	1.55	0.25
17	6	0.50	0.640	0.9636	6.571	24.33	1.31	0.14
18	8	0.60	0.629	0.9748	6.612	24.33	1.55	0.20
19	6	0.30	0.662	0.9416	6.495	24.29	0.81	0.14
20	12	0.60	0.620	0.9824	6.637	24.27	1.55	0.31

$d_2$ : Rohraußendurchmesser in mm  
 $\delta_{Ri}$ : Rippenstärke in mm  
 $A_{ges}$ : Gesamte Wärmetausfläche (Rohr und Rippe) pro Meter Rippenrohr in m<sup>2</sup>/m  
 $\eta_{Ri}$ : Rippenwirkungsgrad  
 $\alpha_{K,Ri}$ : Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an der Rippe in W/m<sup>2</sup> K  
 $\dot{Q}_{K,ges}$ : Gesamt konvekt.Kühlleistung des Rippenrohres pro Meter  
 $m_{Ri}$ : Rippenmasse pro Meter Rippenrohr in kg/m  
 $m_{Ro}$ : Rippenmasse pro Meter Rippenrohr in kg/m

Tabelle 1a: Abhängigkeit der Kühlleistung von der Rippendicke bei optimalen Rippenabstand von 5,7 mm

Rippenmaterial: Kupfer  
 Kernrohrmaterial: Kupfer  
 Rippenhöhe: 80 mm  
 Rippenbreite: 49 mm  
 Rippenabstand: 7,2 mm  
 Konvektorgesamthöhe: 200 mm  
 mittl. Rohroberflächentemp.: 9,0°C  
 mittl. Lufttemperatur: 15,0°C

n	d <sub>s</sub> mm	δ <sub>Ri</sub> mm	A <sub>ges</sub> m <sup>2</sup> /m	η <sub>Ri</sub> -	α <sub>K,Ri</sub> W/m <sup>2</sup> K	Q̇ <sub>K,ges</sub> W/m	m <sub>Ri</sub> kg/m	m <sub>Ro</sub> kg/m
1	15	0.40	1.030	0.9717	4.410	26.48	1.71	0.39
2	15	0.30	1.043	0.9628	4.390	26.46	1.30	0.39
3	18	0.30	1.032	0.9694	4.405	26.44	1.30	0.47
4	12	0.40	1.038	0.9653	4.396	26.41	1.71	0.31
5	18	0.40	1.018	0.9768	4.424	26.40	1.71	0.47
6	15	0.5	1.016	0.9771	4.425	26.37	2.11	0.39
7	12	0.5	1.024	0.9719	4.411	26.34	2.11	0.31
8	12	0.30	1.051	0.9546	4.371	26.32	1.30	0.31
9	10	0.40	1.041	0.9600	4.384	26.28	1.71	0.25
10	10	0.50	1.027	0.9675	4.401	26.24	2.11	0.25
11	18	0.50	1.005	0.9813	4.434	26.23	2.11	0.47
12	18	0.20	1.046	0.9553	4.373	26.21	0.88	0.47
13	12	0.60	1.011	0.9764	4.423	26.20	2.50	0.31
14	22	0.30	1.010	0.9765	4.423	26.28	1.30	0.59
15	15	0.60	1.003	0.9808	4.433	26.17	2.50	0.39
16	10	0.30	1.055	0.9478	4.356	26.12	1.30	0.25
17	15	0.20	1.058	0.9459	4.351	26.12	0.88	0.39
18	10	0.60	1.014	0.9727	4.413	26.11	2.50	0.25
19	22	0.20	1.024	0.9654	4.396	26.07	0.880	0.59
20	22	0.40	0.997	0.9822	4.436	26.06	1.71	0.59

Tabelle 1b: Abhängigkeit der Kühlleistung von der Rippendicke bei optimalen Rippenabstand von 7,2 mm

	Konvektortyp					
	A	B	C	D	E	F
Kühlleistung	○	++	-	○	+	+
Erreichen geringerer Deckenhohlraumtemperatur	○	++	-	○	+	+
Materialaufwand	+	+	--	+	+	○
Fertigungsaufwand	+	○	○	○	○	-
Montageaufwand vor Ort	+	--	--	+	+	+
Versperrter Raum, Hindernis für sonstige Installationen	○	-	-	○	○	○
Verpackungen, Transport (Beschädigung)	○	+	+	-	-	--

Tabelle 2: Beurteilungskriterien für den praktischen Einsatz verschiedener Konvektortypen

# Untersuchungen an Deckenstrahlplatten und Raumkühlflächen

CHRISTOPH KOCHENDÖRFER, JÖRG SCHMID

Die Einführung einheitlicher Prüfmethode für Deckenstrahlplatten (DIN V 4706) und Raumkühlflächen (DIN 4715, Entwurf) ermöglicht den Vergleich unterschiedlicher Systeme. Von der Prüfstelle HLK Stuttgart wurden in diesem Zusammenhang in den vergangenen Wochen zahlreiche Messungen durchgeführt. Besonders interessant sind dabei Systeme, die mit und ohne kombinierte Lüftung untersucht wurden.

Die Leistungsmessungen nach den beiden Normen werden in einem geschlossenen Prüfraum durchgeführt. Die Abmessungen sind 4,0 x 4,0 x 3,0m. Die Begrenzungsflächen des Raumes können gekühlt bzw. beheizt werden. Üblicherweise ist der Prüfraum aus wasserdurchströmten Metallplatten aufgebaut. Diese werden mit großem Massenstrom, d.h. geringer Temperaturspreizung betrieben. Die geringen zulässigen Toleranzen zwischen den verschiedenen Oberflächentemperaturen werden durch eine DDC-Regelung eingehalten.

Eine Besonderheit dieses Prüfraumes ist die Möglichkeit, zwei Seitenwände durch Acrylglasplatten zu ersetzen. Diese werden luftgekühlt bzw. -beheizt. Somit können Strömungsvorgänge visualisiert (Nebel, Rauch, Laserlichtschnitt) und ohne Störung des Versuchs von außen beobachtet werden. Dies ist insbesondere bei **Systemen mit kombinierter Lüftung** interessant. Aber auch bei System ohne zusätzliche Lüftung (z.B. Kühlkonvektoren im Deckenbereich) kann die Kenntnis der Raumluftströmung z.B. als Entscheidungshilfe für die Anordnung im Raum wichtig sein.

## Leistungsmessung von Deckenstrahlplatten (DIN V 4706)

Die Prüflinge werden entsprechend den vom Hersteller angegebenen Einbaubedingungen symmetrisch im Prüfraum angeordnet. Die Abhängöhe über Boden beträgt 2,50 m. Die abgegebene Wärmeleistung wird über die Begrenzungsflächen abgeführt. Die Oberflächentemperatur wird dabei soweit abgesenkt, daß die Bezugslufttemperatur im Raum  $20^{\circ}\text{C} \pm 0,5\text{K}$  beträgt. So sind beispielsweise Wandtemperaturen von ca.  $17^{\circ}\text{C}$  erforderlich, um eine Leistung von 2000 W abzuführen. Der Meßort für die Bezugstemperatur des Raumes liegt im Grundriß-Diagona-

lenschnittpunkt in einer Höhe von 0,75 m über dem Boden. Die Temperatur wird vereinbarungsgemäß mit einem Globusthermometer gemessen. Zusätzlich werden die Lufttemperaturen in verschiedenen Raumhöhen erfaßt. Die abgegebene Wärmeleistung des Prüflings wird als Produkt aus Massenstrom und Enthalpiedifferenz des Heizmediums bestimmt. Die Leistung wird jeweils bei verschiedenen Temperaturdifferenzen zwischen Raum- und mittlerer Fluidtemperatur gemessen und in einer Kennlinie zusammengefaßt. Die Gleichung dieser Kennlinie beschreibt den Zusammenhang zwischen Leistung und der zugehörigen Temperaturdifferenz:

$$\phi = C \cdot \Delta t^n.$$

Die Konstante C und der Exponent n sind systemabhängig.

## Leistungsmessung von Raumkühlflächen (DIN 4715, Entwurf)

Bei Raumkühlflächen, die konstruktionsgemäß eine vollflächige Anordnung vorsehen, müssen mindestens 70% der Fläche mit aktiven Elementen belegt werden. Ansonsten wird der Prüfling nach Herstellerangaben im Prüfraum angeordnet. Die Kühllast wird dem Raum über 12 elektrisch beheizte Simulatoren (Dummies) zugeführt. Die Leistungsabgabe wird mit Stelltrafos gesteuert und mit Leistungsmeßgeräten erfaßt.

Die Innenseite der Raumbegrenzungsflächen wird 10 cm stark wärmedämmend. Die Flächen hinter der Wärmedämmung werden adiabatisch, d.h. auf Bezugslufttemperatur gehalten. Die Bezugstemperatur des Raumes wird im Grundriß-Diagonalschnittpunkt in einer Höhe von 1,1 m über dem Boden gemessen. Darüber hinaus werden verschiedene Lufttemperaturen mit strahlungsgeschützten Thermoelementen gemessen. Zusätzlich werden Strömungsgeschwindigkeiten der Luft an ausgewählten Meßorten bestimmt, um die thermische Behaglichkeit unterschiedlicher Systeme (z.B. Zugscheinungen) beurteilen zu können. Für die Kühlleistung gilt analog zu den Deckenstrahlplatten die Kennlinie:

$$\dot{Q} = C \cdot \Delta t^n.$$

Die Konstante C und der Exponent n sind auch hier systemabhängig.

### Leistungsmessung von Kühldecken mit kombinierter Lüftung

Raumkühlssysteme sollten aus Hygienegründen immer mit einer Belüftung kombiniert werden. Die Praxis zeigt, daß Luftströme von 6 - 10 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>/h zugeführt werden müssen. Neben Schichtlüftungssystemen (Quellüftung) bieten einige Hersteller Produkte an, bei denen die Luftdurchlässe in die Kühldecke integriert sind. Bei den untersuchten Deckensystemen wird die Luft jeweils über integrierte Dralldurchlässe dem Prüfraum zugeführt. Die aus der Belüftung selbst und der Luftführung resultierende zusätzliche Kühlleistung kann im Raum auf unterschiedliche Weise ersetzt werden:

- Erhöhen der Leistungsabgabe der Kühllastsimulatoren.
- Erhöhen der Temperaturen einer oder mehrerer Wände.

Beide Vorgehensweisen werden angewandt. Die Kühlleistung der Decke wird dabei analog zu Systemen ohne Belüftung ermittelt. Die zusätzlich abgeführte Leistung wird aus dem mit Einströmdüsen gemessenen Luftstrom sowie der Enthalpiedifferenz berechnet.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen zeigen, daß eine Erweiterung des vorliegenden Normentwurfs um Kühldecken mit kombinierter Lüftung ernsthaft diskutiert werden sollte.

### Konstruktionmerkmale der untersuchten Systeme Deckenstrahlplatten

Bisher wurden drei verschiedene Systeme untersucht.

A Der "Klassiker" unter den Strahlplatten besteht aus parallel durchströmten Rohren, die im Abstand von 150 mm -beidseitig punktgeschweißt- in Metallblech eingebettet sind. An den Rändern ist das wärmeleitende Metallblech nach oben abgewinkelt. In diesen Rahmen wird von oben aluminiumkaschierte Mineralwolle (40 mm stark) eingelegt, um den ungewollten Wärmefluß nach oben zu vermindern. Maßgeblich für den Wärmestrom nach unten sind der Abstand der Rohre und deren Anbindung an das wärmeleitende Blech.

B Bei diesem System wird ein einlagiger Heizkörper als Strahlplatte von der Decke abgehängt. Dieser Heizkörper ist aus parallel durchströmten Rechteckrohren (11mm•70 mm) aufgebaut und ebenfalls oben wärmegeämmt (40 mm stark). Wegen der geringen Welligkeit der Oberflächen-temperatur ist die Wärmeleistung dieser Systeme relativ hoch.

C Das dritte System wurde ursprünglich als Kühldecke entwickelt. In eine gelochte Stahlpaneele sind Kapillarrohre aus Kunststoff ("Matten") eingelegt. Der Abstand der Kapillarrohre beträgt 6,25 mm. Auf diese Matten wird 45 mm starke Wärmedämmung gelegt und durch ein abschließendes Metallblech angepreßt. Diese Module werden vollflächig (Belegungs-dichte: 92%) installiert. Im Unterschied zu den beiden anderen Systemen strömt keine erwärmte Luft in den Raum oberhalb der Heizfläche ab. Die Wärmeleistung wird beeinflusst durch den Abstand der Kapillarrohre und den von der Anpressung abhängigen Wärmeübergang vom Kunststoffrohr an die Metallpaneele.

Die Ergebnisse der Leistungsmessungen sind in Bild 1 zusammengefaßt.

### Kühldeckensysteme

Die Untersuchungen umfassen 6 Systeme ohne und 2 mit kombinierter Belüftung des Raumes.

1. Aus Einzelmodulen aufgebaute Kühldecke, die vollflächig (Belegungs-dichte 92%) installiert wurde. Sie entspricht dem System C der oben beschriebenen Deckenstrahlplatten; der mittlere Abstand zwischen den Kapillaren beträgt in diesem Fall 12,5 mm.
2. Der Aufbau dieser Kühldecke entspricht genau dem o.g. System C. Durch eine Verdoppelung der Anzahl der Kapillarrohre gegenüber System 1 wird die Welligkeit der Oberflächentemperatur der Metallkassette reduziert. Eine Leistungszunahme gegenüber System 1 ist zu erwarten.
3. Bei diesem Versuchsaufbau wird das System 2 mit einer Belüftung des Raumes kombiniert. Die Zuluft wird dem Raum über einen in ein Deckenmodul integrierten Dralldurchlaß zugeführt. Der Luftstrom beträgt 150 m<sup>3</sup>/h. Dies entspricht einem Luftwechsel von 4 h<sup>-1</sup>. Die Temperatur des Luftstroms am Durchlaß ist 18°C. Die erwärmte Abluft strömt durch Wandöffnungen frei aus dem

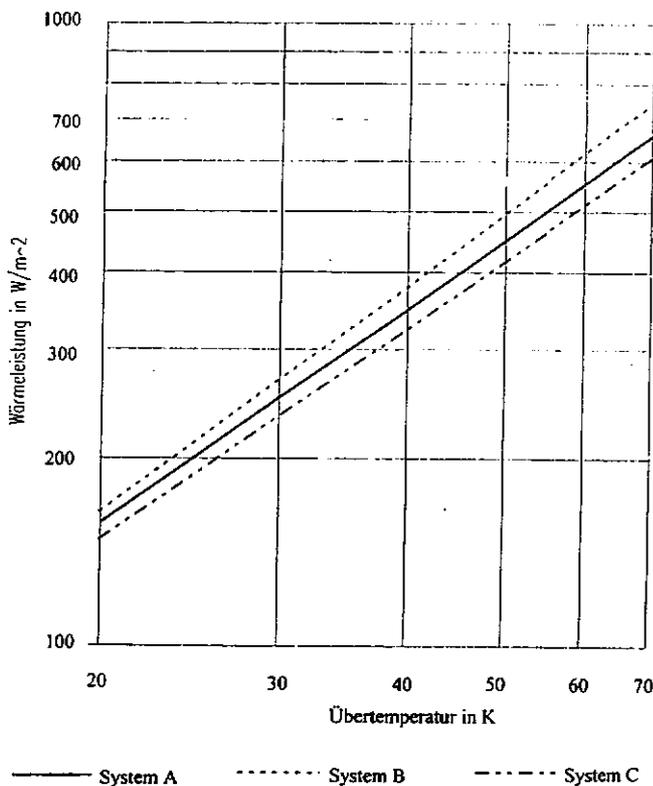


Bild 1: Leistungskennlinien der untersuchten Stahldecken

Prüfraum. In der Praxis findet man solche Überströmöffnungen häufig im Türbereich von Büroräumen. Der Zuluftstrom wird im Dralldurchlaß in Rotation versetzt und verläßt ihn radial. Dabei wird die warme Raumluft von unten in den Radialstrahl induziert, wodurch die Lufttemperatur im Strahl zunimmt. Dieser Luftstrom legt sich an die Kühldecke an und erhöht den konvektiven Anteil des Wärmeübergangs an der Unterseite der Kühldecke. Die äußeren Kühllasten über warme Wände und Fenster sind bei modernen Gebäuden oft größer als die inneren Lasten im Raum, deshalb wird im Versuch die zusätzliche Kühlleistung (Belüftung und erhöhte Konvektion an der Decke) nicht über die Kühllastsimulatoren in den Raum eingebracht, sondern über eine erwärmte Wand. Damit entspricht der Versuchsaufbau den häufig in der Praxis vorliegenden Einbaubedingungen in außenliegenden Räumen.

4. Wasserführenden Kapillarrohrmatten werden an einer Unterkonstruktion so fixiert, daß die Rohre mit Ausnahme der Auflagestelle ca. 3 cm Abstand zur eigentlichen Decke haben. Die Rohre können somit frei umströmt werden. Im Abstand von 150 mm folgt nach unten eine Spanndecke

aus PVC. Die Folie ist in einer Rahmenkonstruktion befestigt und kann somit frei von der Decke abgehängt werden. Die Spanndecke wird also durch Konvektion und Strahlung von oben gekühlt. Theoretisch ergeben sich aus den Berechnungsgleichungen für den Wärmetransport in waagerechten Luftspalten bei ca. 150 mm und zusätzlich bei < 20 mm optimale Werte für diese Vorgänge. Konstruktionsbedingt sind Abstände < 100 mm jedoch nicht realisierbar.

5. Eine Verbesserung der mäßigen Kühlleistung von System 4 ist zu erwarten, wenn es gelingt, den Wärmedurchgang im waagerechten Luftspalt zwischen Kapillarrohrmatte und Spanndecke zu verbessern. Dies ist durch den Übergang von freier Konvektion auf erzwungene Konvektion im Spalt möglich, was mit einem integrierten Walzenlüfter (ca. 300  $m^3/h$ ) realisiert wird. Maßgebend für die Leistungssteigerung ist das Verhältnis aus der Güte der Hinterlüftung und der dafür zusätzlich eingebrachten Ventilatorleistung. Dabei ist jedoch zu beachten, daß durch die Hinterlüftung keine sichtbare Bewegung der Spanndecke hervorgerufen wird. Der umgewälzte Luftstrom kann also nicht beliebig vergrößert werden.

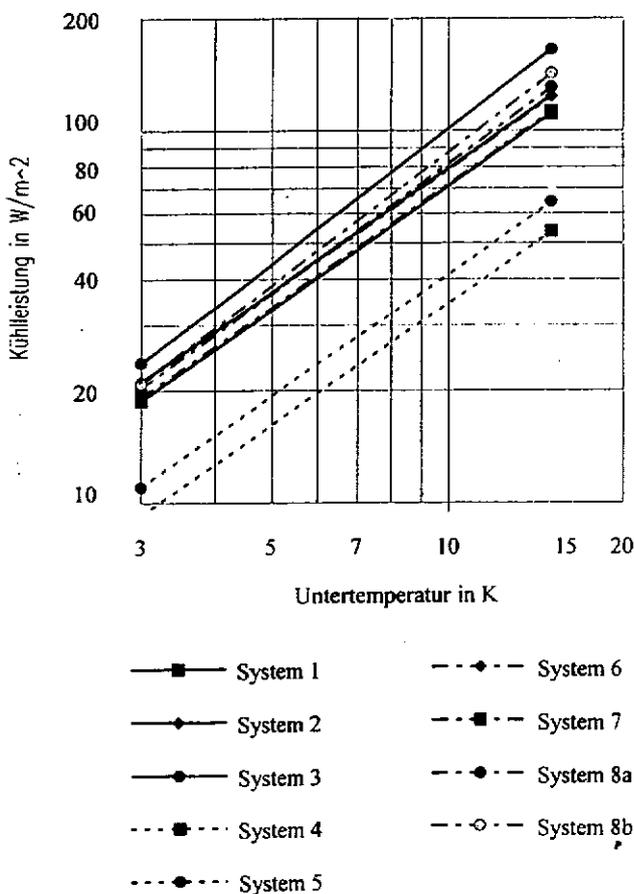
6. In gelochte Stahlpaneele sind Kapillarrohr-Matten eingelegt. Der mittlere Abstand der parallel durchströmten Rohre beträgt 12,5 mm. Die Rohre werden mit einem Spezialkleber auf die Stahlpaneele aufgeklebt, was den Wärmeübergang zum Metall verbessern soll. Die raumseitige Oberfläche der Stahlpaneele ist mit einem Vlies und einem dünnen schallabsorbierendem Spritzputz versehen (Micropor).

7. Hier ist im Unterschied zu System 6 eine 15 mm starke Wärmedämmung in die Paneele eingelegt worden, um den ungewollten Wärmestrom aus dem Raum oberhalb der Kühldecke zu reduzieren. Auswirkungen der Dämmung auf die Wärmeströme an der Unterseite sind nicht zu erwarten, da aufgrund des Anklebens der Kapillarrohre bereits ein guter Kontakt zwischen Matte und Metallpaneele besteht.

8. Ergänzend zu System 7 ist bei dieser Anordnung eine Belüftung des Raumes mit der Decke kombiniert. Ein Dralldurchlaß in Deckenmitte sowie Überströmöffnungen im Bodenbereich bilden das Luftführungskonzept. Die Messungen werden bei Luftwechselraten von  $4 h^{-1}$  sowie  $8 h^{-1}$  durchgeführt, was Luftströmen von ca. 150  $m^3/h$  bzw. 300  $m^3/h$  entspricht. Leistungssteigernd

gegenüber den Systemen 6 und 7 wirkt die erzwungene Überströmung der Deckenunterseite und der damit verbundene verbesserte konvektive Wärmeübergang. Abweichend von System 3 wird bei diesen Untersuchungen die gesamte Kühllast über die Simulatoren im Raum freigesetzt. Diese Vorgehensweise entspricht der Einbausituation in innenliegenden Gebäudeteilen ohne direkten Kontakt mit den Außenflächen. Damit erlauben die Messungen der Systeme 3 und 8 durch Quervergleich der Ergebnisse eine Beurteilung des zusätzlichen Einflusses einer warmen Außenfassade auf die Kühlleistung.

Die Leistungskennlinien sind in **Bild 2** dargestellt.



**Bild 2:** Leistungskennlinien für Kühldecken

## Diskussion der Ergebnisse

Die unterschiedlichen Wärmeleistungen der verschiedenen **Deckenstrahlplatten** zeigen, wie wichtig ein guter Wärmeübergang an die Oberfläche der Decke ist. Hierin unterscheiden sich die Systeme A und B vom System C. Weiterhin ist die Welligkeit der resultierenden Oberflächentemperatur für die Leistungsabgabe von Bedeutung, da sie deren Mittelwert bestimmt. Beim System B mit den wasserdurchströmten Rechteckrohren ist die Welligkeit konstruktionsbedingt minimal. Auch System C mit dem sehr geringen Abstand der Kapillarrohre zeigt nur sehr geringe Unterschiede in der Temperatur der Oberfläche. Anders hingegen verhält sich die klassische Deckenstrahlplatte (System A). Hier ergibt sich zwischen den wasserdurchströmten Rohren der bekannte Temperaturverlauf in einer Rippe mit dem Minimum in der Mitte zwischen den Rohren. Die mittlere Temperatur der Oberfläche liegt somit deutlich unter den Werten an den Rohren, was die festgestellte Leistungsminderung erklärt.

Im Einzelnen ergeben sich folgende Normwärmeleistungen (bei 55K Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluid- und Bezugslufttemperatur) für die Systeme:

- System A: 500 W/m<sup>2</sup>
- System B: 556 W/m<sup>2</sup>
- System C: 463 W/m<sup>2</sup>

Die Exponenten der Leistungskennlinien liegen zwischen 1,129 bei System C und 1,208 für System B. Sie sind abhängig vom Anteil der konvektiv abgegebenen Leistung an der Gesamtwärmeabgabe. Die vollflächige Anordnung von System C verhindert die Konvektion an der Decke weitgehend (niedriger Exponent). Bei den beiden Einzelelementsysteme kann hingegen die erwärmte Luft nach oben abströmen (hoher Exponent).

Messungen nach DIN V 4706 ermöglichen den Vergleich des Einflusses produkt- oder typspezifischer Eigenschaften auf die Heizleistung und liefern Basisgrößen für die Auslegung.

Die umfangreichen Messungen verschiedener **Kühldeckensysteme** geben einen Überblick über die Bandbreite der erzielbaren Leistungswerte. Die folgende Tabelle faßt die wichtigsten Ergebnisse aus **Bild 2** zusammen.

Während die Leistungen unterschiedlicher Systeme erheblich voneinander abweichen können, sind die Unterschiede von Kühlelementen mit ähnlichen Konstruktionsmerkmalen erwartungsgemäß gering.

System	Normkühlleistung in W/m <sup>2</sup> bei 10K Untertemperatur	Exponent n	Konstante C
1	70,8	1,105	5,56
2	79,1	1,10	6,28
3	101,0	1,205	6,30
4	34,4	1,097	2,75
5	41,2	1,098	3,29
6	78,5	1,106	6,15
7	71,9	1,105	5,65
8a	81,5	1,16	5,63
8b	87,7	1,19	5,62

Luftführung kann die Kühlleistung um 10% - 20% erhöht werden. Bei warmen Außenfassaden liegen diese Werte noch höher (bis zu 30%).

Deshalb sollten in diesen Fällen die Verhältnisse im Labor untersucht werden, um die Einflüsse auf die Leistung einerseits und die Behaglichkeit andererseits sicher beurteilen zu können.

Großen Einfluß auf die Kühlleistung hat dagegen die Belüftung des Raumes. Die Leistungen können leicht 10 bis 20% zunehmen. Besonders hohe Werte erhält man bei warmer Außenfassade (System 3). Die Zunahme des konvektiven Wärmeübergangs auch in den Randbereichen durch die erzwungene Strömung, sowie die Erhöhung der Strahlungsleistung sind Ursache hierfür.

Die Messungen der Luftgeschwindigkeit ergaben für alle Systeme ohne Belüftung des Raumes Werte unter 0,10 m/s, was im allgemeinen als unkritisch betrachtet wird. Die Lufttemperaturen im Bodenbereich sind ebenfalls unbedenklich. Sie liegen maximal 1 K unterhalb der Bezugslufttemperatur in 1,1 m Höhe, was in Verbindung mit den festgestellten Luftgeschwindigkeiten nicht als unbehaglich gilt.

Abweichend hiervon sind die Verhältnisse bei kombinierten Systeme. Hier treten Luftgeschwindigkeiten in Bodennähe von bis zu 0,20 m/s auf. Die zugehörigen Untertemperaturen dieser Fallströmung betragen ebenfalls ca. 1K. Auch diese Bedingungen gelten noch als behaglich.

Dies wird jedoch bei anderen Systeme - besonders bei Kühlkonvektoren - nicht mehr in jedem Fall zutreffen. Hier sind örtlich sowohl höhere Temperaturdifferenzen als auch größere Luftgeschwindigkeiten zu erwarten.

Prüfungen nach DIN 4715 sind also eine gute Basis dafür, die Auswirkung produkt- oder typspezifischer Eigenschaften auf die Kühlleistung eines Systems zu quantifizieren. Die Vergleichbarkeit unterschiedlicher Produkte ist möglich und gewollt.

Bei der Auslegung von Kühldecken sollte darüberhinaus die Luftführung bekannt sein. Durch gezielte

## Europäische Normung im Bereich Heizkostenverteiler

### FRIEDEMANN KUPPLER

Seit 1981 gilt in Deutschland die Heizkostenverordnung /1/, in der die verbrauchsorientierte Abrechnung der Heiz- und Warmwassererwärmungskosten von zentralen Heizungs- und Warmwasserbereitungsanlagen gefordert wird. Energiepolitisches Ziel der Heizkostenverordnung ist es, Mietern und Wohnungseigentümern einen größeren Anreiz zu geben, sparsam mit Heizwärme und Warmwasser umzugehen. Neben dem volkswirtschaftlichen Ziel durch einen geringeren Energieverbrauch Kosten einzusparen, gewinnt immer mehr die Erkenntnis an Bedeutung, daß die rationelle Energieverwendung auch einen wichtigen Beitrag zum Umweltschutz und zur Schonung der natürlichen Ressourcen leistet. Die drohende Gefährdung des globalen Klimas durch steigende Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>)-Konzentration in der Atmosphäre - "Treibhauseffekt" - gibt der Energieeinsparung zusätzliche Impulse, die jetzt auch von der EG aufgegriffen werden.

Im Rahmen der Bemühungen, die Kohlendioxidemissionen durch eine effizientere Energienutzung zu begrenzen, werden von seiten der EG die folgenden Programme von den Mitgliedsstaaten gefordert: /2/

- Energieausweis für Gebäude
- Abrechnung der Heizungs-, Klimatisierungs- und Warmwasserbereitungskosten nach dem tatsächlichen Verbrauch
- Förderung der Drittfinanzierung von Energie-sparinvestitionen im öffentlichen Bereich
- Wärmedämmung von Neubauten
- Regelmäßige Überprüfung von Heizkesseln
- Energiebilanzen in Unternehmen mit hohem Energieverbrauch

Diese Programme können Rechts- und Verwaltungsvorschriften sowie Wirtschafts- und Verwaltungsinstrumente, Aufklärungs- und Erziehungsmaßnahmen und freiwillige Vereinbarungen sein, deren Wirkung objektiv einschätzbar ist.

Mit der folgenden Begründung wird die Energiekostenabrechnung nach Verbrauch EG-weit gefordert /2/:

"Die in einem angemessenen Verhältnis zum tatsächlichen Verbrauch der Hausbewohner erstellte Abrechnung der Heizungs-, Klimatisierungs- und Warmwasserbereitungskosten trägt zur Energieeinsparung im Wohnbereich bei. Es ist wünschenswert, daß die Bewohner solcher Gebäude in die Lage versetzt werden,

ihren eigenen Wärme-, Kaltwasser- und Warmwasserverbrauch zu regeln. Bisher sind die Empfehlungen und Entschlüsse des Rates zur Abrechnung Heizungs- und Warmwasserbereitungskosten nur in zwei Mitgliedsstaaten umgesetzt worden. Ein erheblicher Teil der Heizungs-, Klimatisierungs- und Warmwasserbereitungskosten wird noch nach anderen Faktoren als dem Energieverbrauch abgerechnet."

Um EG-einheitlich diesen Anforderungen gerecht zu werden, bedarf es selbstverständlich auch europäischer Vorschriften und Normen.

Europaweite Anforderungen und Normen gibt es lediglich für den Bereich der einzusetzenden Meßgeräte, nicht jedoch für das Abrechnungsverfahren. Im Augenblick ist auch nicht daran gedacht, ein einheitliches Abrechnungsverfahren zur verbrauchsabhängigen Abrechnung der Energiekosten vorzuschreiben. EG-einheitliche Vorschriften gibt es für Kaltwasserzähler /3/ und Warmwasserzähler /4/. In Arbeit befinden sich europäische Normen für Wärmezähler /5/, und es liegen Entwürfe vor für europäische Normen für Heizkostenverteiler.

Seit Mitte 1989 laufen im TC 171 die Normungsarbeiten für "Heizkostenverteiler für die Verbrauchswertfassung von Raumheizflächen, Geräte mit elektrischer Energieversorgung" prEN 834 /6/ und prEN 835 "Heizkostenverteiler für die Verbrauchswertfassung von Raumheizflächen, Geräte ohne elektrische Energieversorgung nach dem Verdunstungsprinzip" /7/.

Als Basis für die europäische Normungsarbeit im Bereich Heizkostenverteiler wurde die deutsche DIN 4713 Teil 2 "Verbrauchsabhängige Wärmekostenabrechnung, Heizkostenverteiler ohne Hilfsenergie nach dem Verdunstungsprinzip" /8/ und die deutsche DIN 4713 Teil 3 "Verbrauchsabhängige Wärmekostenabrechnung, Heizkostenverteiler mit Hilfsenergie" /9/ herangezogen. Diese Normen sowie die CEN-Normentwürfe definieren Heizkostenverteiler, die zur Verbrauchswertfassung von Raumheizflächen dienen. Sie spezifizieren die Mindestanforderungen an die Konstruktion, das Material, die Fertigung, den Einbau, die Funktion und die Auswertung der Anzeigewerte, die von diesen Meßgeräten erzeugt werden. Außerdem geben diese Normen Prüfverfahren an, durch welche die Erfüllung der aufgestellten Anforderungen kontrolliert wird. In drei, allerdings wesentlichen Punkten

weichen die prEN Anforderungen von den Anforderungen der DIN 4713 ab.

1. Verdunstungsheizkostenverteiler sollen auch für Einrohrheizungsanlagen freigegeben werden, die über den Bereich einer Nutzeinheit hinaus gehen.
2. Es soll zwischen zwei Arten von Verdunstungsheizkostenverteilern unterschieden werden, die dann auch unterschiedliche untere Temperatureinsatzgrenzen haben sollen.
3. Es wird empfohlen, die vom Nutzer nicht beeinflussbare Wärmeabgabe (Zwangswärmeconsum) von Rohrleitungen, welche durch die Nutzeinheit geführt sind, bei der verbrauchsabhängigen Abrechnung zu berücksichtigen, wenn der Anteil der Wärmeabgabe der Rohre an der Jahreswärmemenge der Nutzeinheit im metrologischen Normaljahr mehr als 15 % beträgt.

Diese drei Punkte werden vom deutschen Spiegelausschuß zu TC 171 **nicht** mitgetragen. Ein Einspruch von deutscher Seite gegen diese drei Punkte ist schriftlich an das Sekretariat für das TC 171 eingereicht worden.

Der Einsatz von Verdunstungsheizkostenverteilern in Einrohrheizungen wird von deutscher Seite als nicht normungswürdig angesehen, da bisher lediglich durch Rechnersimulationen der Nachweis geführt werden sollte, daß in senkrechten Einrohrheizungen, mittels eines neuen Bewertungsfaktors  $K_E$  (Korrekturfaktor Einrohrheizung) eine sinnvolle Heizkostenabrechnung möglich ist. Diese Rechnersimulationen werden von der Mehrheit des deutschen Spiegelausschusses auf Grund von entweder nicht vollständig bekanntgegebenen oder aber zum Teil auch ungeeigneten Randbedingungen als nicht ausreichend angesehen. Außerdem gibt es Veröffentlichungen zu diesem Themenbereich, die sich in ihren Aussagen total widersprechen. Aus diesem Grund hat der deutsche Spiegelausschuß beschlossen, daß einige senkrechte Einrohrheizungen, wie sie beispielsweise in den neuen Bundesländern auftreten, mit Auslegungstemperaturen 110 °C / 70 °C zu Versuchszwecken mit Verdunstungsheizkostenverteilern ausgerüstet werden. Sinnvollerweise werden in diesen Versuchsanlagen parallel neben den Verdunstungsheizkostenverteilern auch elektronische Heizkostenverteiler montiert. Nach Abschluß von zwei Heizperioden wird sich der deutsche Normenausschuß wieder mit diesem Problem beschäftigen und endgültig entscheiden, ob die Freigabe zur Ausstattung von senkrechten Einrohrheizungen mit Verdunstungsheizkostenverteilern technisch vertretbar ist.

Eine Unterteilung von Verdunstungsheizkostenverteilern in zwei unterschiedliche Geräteklassen wird vom deutschen Normenausschuß prinzipiell abgelehnt, da dies technisch nicht zu begründen ist, während das Problem des Zwangswärmeconsums durch ungedämmte Verteilleitungen durchaus gesehen wird. Es mangelt jedoch bisher an einem anerkannten Verfahren, dieses Problem verordnungskonform in den Griff zu bekommen. Das TC 171 hat hierzu einen Arbeitsausschuß einberufen, der unter Leitung von Herrn Professor Bach Vorschläge für ein geeignetes Verfahren zur Berücksichtigung von Zwangswärmeconsum innerhalb der Heizkostenabrechnung erarbeiten soll. Entgegen den schwerwiegenden Bedenken von Deutschland, das auch deutlich erklärt hat, den Normenentwurf bei der Endabstimmung abzulehnen, hat das CEN TC 171 die pr-Normen mit kleinen Änderungen zur Endabstimmung freigegeben. Es ist davon auszugehen, daß im "Formal Vote" weitere Länder die Normen ablehnen werden. Dies scheint nach den bisher vorliegenden Ausarbeitungen auch der sinnvollere Weg zu sein, denn es ist sicherlich besser, keine europäische Norm im Bereich Heizkostenverteiler zu haben, als europäische Normen, die zu einer deutlichen Verschlechterung der Anforderungen an die verbrauchsabhängige Abrechnung führen.

### Was sind Heizkostenverteiler?

Heizkostenverteiler arbeiten nach einem Meßhilfsverfahren zur Erfassung des anteiligen Wärmeverbrauchs. Der anteilige Wärmeverbrauch wird nicht in physikalischen Einheiten angezeigt, wie beim Wärmezähler. Dies ist aufgrund der physikalischen Prinzipien, nach denen die Heizkostenverteiler arbeiten nicht möglich. Heizkostenverteiler sind bei der verbrauchsabhängigen Heizkostenabrechnung unentbehrlich, da die meisten Heizungsanlagen so ausgeführt sind, daß der Einsatz von Wärmezählern unmöglich ist. Wärmezähler benötigen für ihren Einsatz einen geschlossenen Heizkreis pro Wohnung, so daß mit einem einzigen Wärmezähler das durchfließende Volumen sowie die Vorlauf- und die Rücklauf-temperatur wohnungsweise erfaßt werden können. In der Praxis herrscht jedoch die vertikale Verteilung vor, bei der die Heizkörper einer Wohnung an verschiedenen Steigsträngen angeschlossen sind. Der Einsatz von Wärmezählern ist aus praktischen Gründen nicht möglich. Es gibt keine Wärmezähler, die so kleine Volumenströme erfassen können, wie sie durch einen einzigen Heizkörper gehen. Auch aus finanziellen Gründen (für jeden Heizkörper würde man einen separaten Wärmezähler benötigen), wäre eine derartige Installation unsinnig.

Zur Wärmekostenabrechnung in solchen Heizungsan-

lagen setzt man Heizkostenverteiler ein. Alle Heizkostenverteiler, seien es nun solche nach dem Verdunstungsprinzip oder auch elektronische, verzichten auf die Durchflußmessung, da diese technisch sehr anspruchsvoll und auch sehr teuer ist. Man begnügt sich damit, die Temperatur des abzurechnenden Heizkörpers zu erfassen und zum Teil wird noch die Raumlufttemperatur des betreffenden Raumes mit berücksichtigt. Alle Heizkostenverteiler, die den Anforderungen der pr EN 834 oder pr EN 835 entsprechen, machen von dem bekannten Zusammenhang zwischen Heizkörperwärmeleistung und Übertemperatur des Heizkörpers Gebrauch:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_n \cdot \left( \frac{\Delta t}{\Delta t_n} \right)^n$$

$\dot{Q}$  = Heizkörperleistung

$\dot{Q}_n$  = Heizkörperleistung unter Normbedingungen

$\Delta t$  = Heizkörperübertemperatur (mittlere Heizkörpertemperatur - Raumlufttemperatur)

Index n = Normzustand

n = Heizkörperexponent

Um mit dieser Gleichung arbeiten zu können, wenn man, wie dies bei allen Heizkostenverteilern der Fall ist, seien es Verdunster oder elektronische, nur Temperaturen erfaßt, muß der Heizkörper, der mit einem Heizkostenverteiler ausgerüstet werden soll, eindeutig identifiziert werden. Bei einem eindeutig identifizierten Heizkörper sind die folgenden Größen bekannt:

$\dot{Q}_n$  : aus dem Katalog des Heizkörperherstellers oder den Veröffentlichungen der DGWK

n : aus dem Katalog des Heizkörperherstellers oder den Veröffentlichungen der DGWK.

$$\Delta t_n = \frac{90^\circ\text{C} + 70^\circ\text{C}}{2} - 20^\circ\text{C} = 60\text{K}$$

Gemessen werden muß also nur die aktuelle Übertemperatur  $\Delta t$  des Heizkörpers.

Für die verbrauchsorientierte Heizkostenabrechnung ist nicht die momentan wirksame Wärmeleistung  $\dot{Q}$ , sondern die über eine gewissen Zeit maßgebende Wärme Q des Heizkörpers maßgebend. Sie berechnet sich aus der Wärmeleistung über das Zeitintegral:

$$Q = \int_0^t \dot{Q} d\tau$$

Der angegebene Zusammenhang zwischen Heizkörperleistung und Übertemperatur, das sogenannte Potenzgesetz gilt im wesentlichen bis zu Drosselungen des Heizmittelstroms auf 20 % des Normheizmittelstroms.

### Bewertungsfaktoren der Heizkostenverteiler

Charakteristisch für alle Heizkostenverteiler nach prEN 834/835 ist, daß sie im Gegensatz zu Wärmehzählern, Bewertungsfaktoren benötigen, mit denen die über der Heizperiode aufintegrierten Übertemperaturen gewichtet werden müssen. Diese Faktoren benötigt man für Verdunstungsheizkostenverteiler und elektronische Heizkostenverteiler.

Nach prEN 834/835 gibt es für die folgenden Punkte Bewertungsfaktoren:

- die Wärmeleistung des Heizkörpers  $K_Q$
- den mittleren Temperaturabstand zwischen der mittleren Heizwassertemperatur im Heizkörper und dem Meßwertaufnehmer (beim Verdunstungsheizkostenverteiler ist dies die Verdunstungsflüssigkeitstemperatur, bei elektronischen Heizkostenverteilern der gemessene Wert des Temperatureaufnehmers an der Montagestelle), der sogenannte C-Wert, Kontaktgüte  $K_C$
- die Raumlufttemperatur  $K_T$
- die Heizkörperanschlußart  $K_A$ .

### Bewertungsfaktor $K_Q$ für die Heizkörperleistung

Mit der Normwärmeleistung wird das Anzeigergebnis des Heizkostenverteilers gewichtet. Betrachtet man zwei Heizkörper des gleichen Typs, die sich nur in der Baulänge unterscheiden, von denen einer eine Normwärmeleistung von 1000 Watt und der zweite eine von 2000 Watt hat und die unter gleichen Betriebsbedingungen betrieben werden, so zeigen beide Heizkostenverteiler den gleichen Anzeigewert. Folglich muß die Anzeige des Heizkostenverteilers, der an einem Heizkörper mit 2000 Watt montiert ist, zweifach gewichtet werden, gegenüber der Anzeige des Heizkostenverteilers, der an einem Heizkörper mit 1000 Watt Normwärmeleistung montiert ist, damit man einen der Wärmeabgabe des Heizkörpers proportionalen Verbrauchswert bekommt. Die Bewertungsfaktoren  $K_Q$  müssen so gewählt werden, daß die Heizkörperleistung mit einer maximalen Stufung von 60 Watt oder 5 % in dem Leistungsbereich von 300 - 3000 Watt und 3 % in

dem Leistungsbereich über 3000 Watt erfaßt werden kann.

**Bewertungsfaktor  $K_C$  zur Berücksichtigung unterschiedlicher C-Werte**

Sind unterschiedliche Heizkörpertypen in einer Liegenschaft montiert, so wird der Wärmeübergang von der Wasserseite des Heizkörpers zum Heizkostenverteiler unterschiedlich verlaufen, so daß bei gleicher Normwärmeleistung und gleichen Betriebsbedingungen unterschiedliche Anzeigergebnisse an den Heizkostenverteilern auftreten. Die angezeigte Registrierung des Heizkostenverteilers soll ein Maß für die abgegebene Wärme sein. Zu fordern ist, daß bei gleicher Normwärmeleistung von zwei Heizkörpern, die unter gleichen Betriebsbedingungen betrieben werden, die Registrierung gleich sein muß. Zum Ausgleich des veränderten Wärmeübergangs wird der sogenannte  $K_C$ -Wert eingeführt. Der  $K_C$ -Wert ergibt sich aus dem C-Wert. Der C-Wert ist ein Temperaturabstandsverhältnis zwischen der mittleren Heizkörpertemperatur und der Temperatur des Meßwertaufnehmers einerseits und der mittleren Heizkörpertemperatur und der Raumlufttemperatur andererseits.

$$C = \frac{t_m - t_F}{t_m - t_L}$$

$$t_m = \frac{t_v + t_R}{2}$$

- $t_m$  = mittlere Heizkörpertemperatur
- $t_F$  = beim Verdunstungsheizkostenverteiler: mittlere Meßflüssigkeitstemperatur  
beim Heizkostenverteiler mit Hilfsenergie: Meßfühlertemperatur
- $t_L$  = Raumlufttemperatur
- $t_v$  = Vorlauftemperatur
- $t_R$  = Rücklauftemperatur

Zur Erläuterung soll anhand eines Stahlradiators und eines Konvektors, die je mit einem Verdunstungsheizkostenverteiler ausgerüstet sind, die  $K_C$ -Wert Korrektur vorgeführt werden (für elektronische Heizkostenverteiler gilt dies sinngemäß).

Bei den in **Bild 1** gezeigten Heizkörpern, ergeben sich entsprechend den eingetragenen Temperaturen:

$$C_1 = \frac{60 - 56}{60 - 20} = 0,1$$

$$C_2 = \frac{60 - 52,5}{60 - 20} = 0,19$$

Aus der Verdunstungskurve (**Bild 2**) entnimmt man die Verdunstungsgeschwindigkeit, die sich bei den beiden Heizkostenverteilern auf den Heizkörpern einstellt.

$$\begin{aligned} m_1 &= 0,615 \text{ mg/h} \\ m_2 &= 0,492 \text{ mg/h} \end{aligned}$$

Als Bezugsgröße wird die Verdunstungsgeschwindigkeit beim DIN-Stahlradiator gewählt. Daraus ergibt sich dann der Bewertungsfaktor  $K_C$  für den Konvektor mit:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{0,615 \text{ mg/h}}{0,492 \text{ mg/h}} = 1,25 = K_C$$

Wird die Flüssigkeitsspiegelabsenkung des Heizkostenverteilers auf dem Konvektor mit 1,25 gewichtet, ergeben sich bei gleichen Betriebsbedingungen die gleichen Anzeigewerte. Der  $K_C$ -Wert ist also der Bewertungsfaktor, der die Abweichung der Ist-Anzeige zur Soll-Anzeige unter Basisbedingungen aufhebt.

**Der  $K_T$ -Korrekturwert zur Berücksichtigung unterschiedlicher Raumtemperaturauslegungen**

Verdunstungsheizkostenverteiler und zum Teil auch elektronische Heizkostenverteiler (Einfühlergeräte) erfassen nur die Oberflächentemperatur des Heizkörpers, nicht jedoch die Übertemperatur, die für die Heizkörperleistung entscheidend ist. (Übertemperatur = mittlere Heizkörpertemperatur - Raumlufttemperatur). Die Raumlufttemperatur wird üblicherweise mit 20 °C als konstant angesetzt.

Da sich jedoch bei starken Abweichungen der tatsächlichen Raumtemperaturen sowohl die Heizkörperlei-

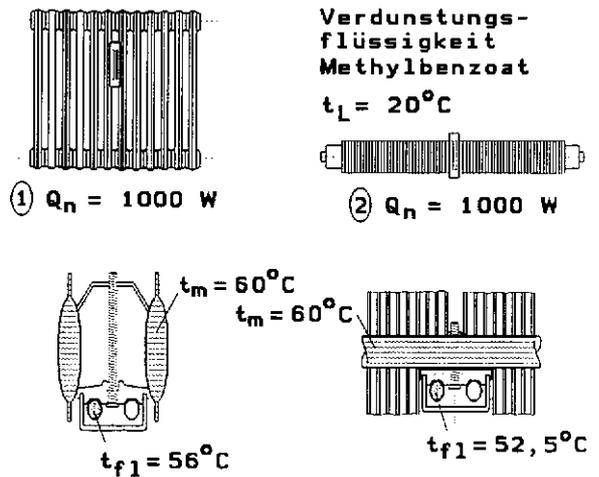


Bild 1

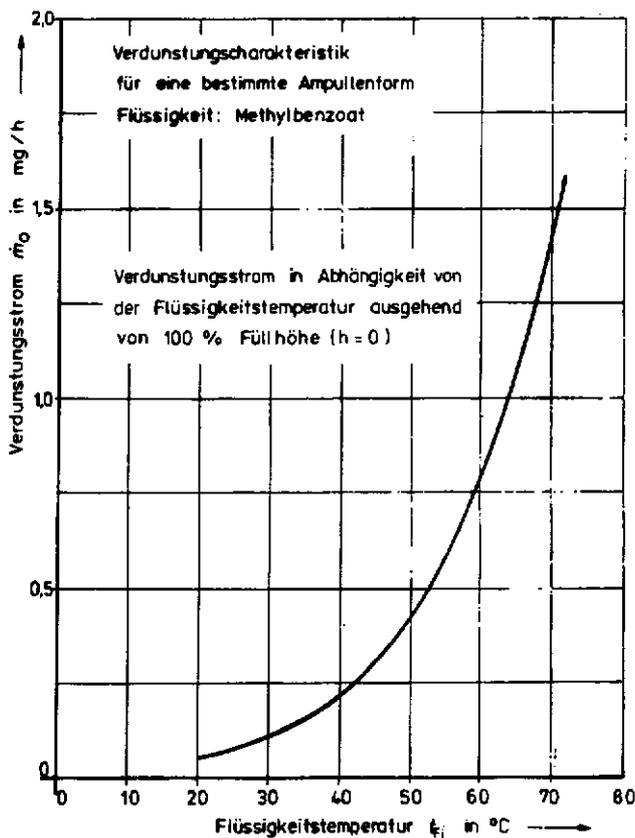


Bild 2

stung als auch der C-Wert ändert, muß dies bei Räumen, bei denen die Auslegungsraumtemperatur von 20°C um  $\pm 4$  Kelvin abweicht, z. B. Garagen oder Lagerräume, berücksichtigt werden.

### Der $K_A$ -Anschlußart-Korrekturwert

Die übliche Heizkörperanschlußart ist gleich- oder wechselseitig mit oberem Vorlauf. Wachsende Verbreitung finden davon abweichende Anschlußarten z. B. "reitend" oder Einrohranschluß.

Die Einflüsse des Anschlusses auf die Normwärmeleistung des Heizkörpers sind beträchtlich. Bei reitendem Anschluß ergibt sich nach Schlapmann /10/ eine Minderleistung bis zu 11 % bei Normdurchsatz und bei Einrohranschluß bis zu 14 %, ebenfalls bei Normdurchsatz, wobei diese Leistungsminderung stark von der Ventilkonstruktion abhängt. Da es möglich ist, daß innerhalb des Wohnblocks unterschiedliche Heizkörper mit von einander abweichenden Anschlüssen eingebaut werden, kann eine nicht korrigierte Normwärmeleistung eines Heizkörpers mit Einrohranschluß oder

reitend angeschlossen, zu starken Verfälschungen der Abrechnung führen. Außerdem verändert sich der C-Wert bei unterschiedlichen Anschlußarten ebenfalls; auch dies muß korrigiert werden.

### Der $K_{ges}$ -Wert, Gesamtkorrekturwert

Der Gesamtbewertungsfaktor wird aus den Einzelbewertungsfaktoren, die miteinander multipliziert werden, errechnet. Mit diesem Gesamtbewertungsfaktor ist dann das Anzeigeergebnis des Heizkostenverteilers zu gewichten.

$$K_{ges} = K_Q \cdot K_C \cdot K_T \cdot K_A$$

Üblicherweise kommen nur  $K_Q$  und  $K_C$  zur Anwendung.  $K_T$  und  $K_A$  sind selten anzuwenden (nur, wenn ihr Einfluß größer als 5 % ist).

### Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip Einsatzbereiche

Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip dürfen nach prEN 835 für die folgenden Heizsysteme **nicht** eingesetzt werden

- Fußbodenheizung,
- Deckenstrahlungsheizungen,
- klappengesteuerte Heizkörper,
- Heizkörper mit Gebläse
- Warmlufterzeuger
- Badenwannenkonvektoren
- Heizsysteme, deren Heizkörper mit Dampf betrieben werden
- und horizontale Einrohrheizungen, über mehr als eine Nutzeinheit.

Außerdem dürfen Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip nur in solchen Heizungsanlagen eingesetzt werden, deren Auslegungsvorlauftemperatur größer als 60 °C (55 °C) und kleiner als 120 °C ist.

### Befestigung am Heizkörper

Die Befestigung des Heizkostenverteilers am Heizkörper muß dauerhaft und sicher gegen Manipulation sein. Die Verdunstungsheizkostenverteiler werden bei Radiatoren (Glieder-, Rohr- und Plattenheizkörpern) zwischen 66 und 80 % der Bauhöhe des Heizkörpers, bezogen auf die Gerätemitte des Heizkostenverteiler, montiert. Die horizontale Befestigung soll in bzw. nahe der Mitte der Baulänge des Heizkörpers erfolgen. Innerhalb einer Abrechnungseinheit muß der Befestigungsort nach einheitlichen Kriterien festgelegt werden (z. B. einheitlich in 75 % der Bauhöhe des Heizkörpers). Die Abweichungen für die Höhe des Befestigungsortes dürfen  $\pm 10$  mm nicht überschreiten.

## Heizkostenverteiler mit Hilfsenergie

### Einsatzbereiche

Heizkostenverteiler mit Hilfsenergie dürfen nur innerhalb der für das gewählte Meßverfahren festgelegten Temperatureinsatzgrenzen angewendet werden. Die Anwendung ist in solchen Heizsystemen nicht statthaft, bei denen der Bewertungsfaktor für die Wärmeleistung nicht eindeutig definiert ist oder bei denen die Heizfläche nicht zugänglich ist. Dies trifft z. B. für die folgenden Heizsysteme zu:

- Fußbodenheizungen,
- Deckenstrahlungsheizungen,
- klappengesteuerte Heizkörper,
- Heizkörper mit Gebläse,
- Warmlufterzeuger,
- Heizungssysteme, bei denen die Heizkörper mit Dampf betrieben werden.

Die Norm unterscheidet bei den Heizkostenverteilern mit Hilfsenergie die folgenden Meßverfahren:

- Einfühlermeßverfahren:  
Dieses Meßverfahren arbeitet mit einem Temperatursensor. Dieser erfaßt die Temperatur der Raumheizfläche bzw. des Heizmediums.
- Zweifühlermeßverfahren:  
Bei diesem Meßverfahren arbeitet man mit zwei Temperatursensoren. Ein Temperatursensor erfaßt die Temperatur der Raumheizfläche bzw. des Heizmediums, der zweite Sensor erfaßt die Raumtemperatur bzw. eine mit dieser in definiertem Zusammenhang stehende Temperatur.

Für Heizkostenverteiler nach dem Einfühlermeßverfahren gilt, daß die minimal zulässig Auslegungsvorlauftemperatur der Heizungsanlage 55 °C beträgt. Zweifühlermeßverfahren können auch für niedrigere Auslegungsvorlauftemperaturen eingesetzt werden. Die untere Einsatzgrenze für diese Geräte wird von der Prüfstelle festgelegt.

### Fehlergrenzen der HKVE

Wichtig für den Anwender ist, daß Fehlergrenzen angegeben sind, die es gestatten, den Heizkostenverteilern, ähnlich wie einen Wärmezähler, ständig auf seine Funktionstüchtigkeit zu überprüfen. Es wird gefordert, daß die relative Abweichung der Anzeige in Abhängigkeit von der Heizmittelübertemperatur  $\Delta t$  bei Normheizmittelstrom folgende Fehlergrenzen nicht übersteigen darf:

- für 5 K  $\leq \Delta t < 10$  K : 12 %
- für 10 K  $\leq \Delta t < 15$  K : 8 %
- für 15 K  $\leq \Delta t < 40$  K : 5 %

für 40 K  $\leq \Delta t$  : 3 %

Die angegebene Fehlergrenze ist bei der Gerätezulassung einzuhalten, im Langzeitverhalten dürfen die Fehler einschließlich des Einflusses einer Batterieentladung das zweifache der Fehlergrenzen bei der Gerätezulassung nicht überschreiten. Hieraus ergibt sich auch die maximale Einsatzdauer der Geräte, die jedoch individuell für jedes Gerät festzulegen ist. Damit die Geräte einer Befundprüfung unterzogen werden können, müssen sie jederzeit demontierbar sein, ohne daß eine Deformation auftritt, die eine Nachprüfung der Fehlergrenzen verhindern würden. Dies bedeutet, daß die Heizkörpertemperaturaufnahmerelemente nicht geklebt werden dürfen.

### Typenschild

Der Heizkostenverteiler muß mit einem Typenschild versehen sein, auf dem die folgenden Angaben sichtbar gekennzeichnet sind:

- Gerätetyp
- bei unbewerteter Anzeige: Gerätenummer bei bewerteter Anzeige: Gesamtbewertungsfaktor K
- maximal zulässige Temperatur  $T_{\max}$ .
- minimal zulässige Temperatur  $T_{\min}$ .

## Literatur

- /1/ Verordnung über die verbrauchsabhängige Abrechnung der Heiz- und Warmwasserkosten (Verordnung über Heizkostenabrechnung -HeizkostenV) vom 20. Januar 1989 BGBl. I S. 115 ff. vom 26.01.1989.
  - /2/ Entwurf Richtlinie 93 / / EWG des Rates vom 20.07.1993 zur Begrenzung der Kohlendioxidemissionen durch eine effizientere Energienutzung.
  - /3/ Richtlinie 75 /33/ EWG des Rates vom 17. Dezember 1974 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Kaltwasserzähler (ABI. EG 1975 Nr. L 14 S. 1).
  - /4/ Richtlinie 79 /830/ EWG des Rates vom 11. September 1979 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Warmwasserzähler (ABI. EG 1975 Nr. L 259 S. 1).
  - /5/ CEN / TC 176 "Wärmemesser"
  - /6/ pr EN 834 "Heizkostenverteiler für die Verbrauchswertfassung von Raumheizflächen, Geräte mit elektrischer Energieversorgung" Entwurf Mai 1993, Beuth Verlag, Berlin 1992
  - /7/ pr EN 835 "Heizkostenverteiler für die Verbrauchswertfassung von Raumheizflächen, Geräte ohne elektrische Energieversorgung nach dem Verdunstungsprinzip", Entwurf, Mai 1993, Beuth Verlag, Berlin 1992
  - /8/ DIN 4713 Teil 2 "Verbrauchsabhängige Wärmekostenabrechnung, Heizkostenverteiler ohne Hilfsenergie nach dem Verdunstungsprinzip" Ausgabe 1990, Beuth Verlag, Berlin 1992
  - /9/ DIN 4713 Teil 3 "Verbrauchsabhängige Wärmekostenabrechnung, Heizkostenverteiler mit Hilfsenergie", Ausgabe 1989, Beuth Verlag, Berlin 1989
  - /10/ Schlapmann, D.: Wärmeleistung und Oberflächentemperaturen von Raumheizflächen, HLH 27 (1976) Nr. 9, S. 317/21
  - /11/ Kuppler, F. und D. Göttling: Zusammenhang zwischen Heizkörperwärmeabgabe und Anzeige von Heizkostenverteilern, Abschlußbericht zum Forschungsvorhaben des BMFT, Förderzeichen ET4228 A, 1980
- Kuppler, F.: Wärmekostenabrechnung - was ist zu beachten, Heizungsjournal März/April 1987, Seite 93 - 104
- Kuppler, F.: Heizkostenverteilung nach dem Verdunstungsprinzip, Fernwärme international Jahrgang 15 (1986) Heft Nr. 6, Seite 361 - 367
- Kuppler, F.: Wärmeverbrauchserfassung mit elektronischen Heizkostenverteilern, KI 7-8/81, Seite 345 - 350
- Göttling, D. und F. Kuppler: Heizkostenerfassung, Möglichkeiten und Grenzen der Heizkostenverteilung, SBZ 19, 1980, Seite 1742 - 1750
- Diemer, R.: Energieverbrauch von Heizanlagen, Wärmetechnik 11/1990, Seite 511 - 519
- Tritscher, M.: Rohrwärmeabgabe und Heizkostenabrechnung, Wärmetechnik 7/1993, Seite 360 - 366
- Kuppler, F., u. a.: Heizkosten richtig erfassen und verteilen, Expert Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1993
- Schlapmann, D.: Warmwasserkosten exakt abrechnen, Heizungsjournal Nr. 4, Sept. 1992, S. 17 - 22
- Bässler, R.G.: Erfassungsgeräte zur Warmwasserkostenverteilung, Heizungsjournal 1986, 1 und 2, Seite 37 - 48 und S. 22 - 30
- Hesslinger, S.: Einsatz von Wärmehzählern zur Heizkostenverteilung, "Heizkosten richtig erfassen und verteilen", Expert-Verlag 1984
- Hesslinger, S.: Praktische Erfahrungen bei Heizkostenabrechnungen - Problemfälle mit Wärmehzählern und Heizkostenverteilern, "Heizkosten richtig erfassen und verteilen", Expert-Verlag 1984

### Ergänzende Literatur aus dem Bereich HLK-Stuttgart zum Gebiet Wärmekostenverteilung

- Göttling, D. und F. Kuppler: Zur Theorie und Praxis der Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip, HLH 30 (1979) Nr. 5, Seite 172/77
- Göttling, D. und F. Kuppler: Heizkostenverteilung, technische Grundlagen und praktische Anwendung, Verlag C.F. Müller, Karlsruhe.1981
- Bach, H., Kuppler, F.H., Göttling, D. R. Lepple, H.: Einfluß von Heizanlagen und Nutzerverhalten auf die Anzeige von Heizkostenverteilern, HLH 32 (1981), Seite 93 - 97
- Göttling, R.: Elektronische Heizkostenverteiler, HLH 34 (1983), Seite 205 - 210
- Kuppler, F. u. a. "Heizkosten richtig erfassen und verteilen", Expert Verlag, 1984

MADJID MADJIDI

## Einleitung

Die rechnerische Betriebssimulation von heiz- und raumluftechnischen Anlagen beinhaltet sowohl eine detaillierte Gebäudesimulation als auch die gleichzeitige Simulation aller energetisch relevanten Vorgänge in den Anlagenkomponenten. Sie wird zunehmend als Planungsinstrument zur Beurteilung von Neubauten, Anlagenkonzepten und Betriebsführungsstrategien eingesetzt. Im Rahmen von zwei neuen Forschungsvorhaben **VITE-BEMS**<sup>1)</sup> und IEA-Annex 25 **BOFD**<sup>2)</sup> werden zur Zeit zwei weitere Anwendungsbereiche ausgelotet: Die Simulation als virtuelle Testumgebung für Building Energy Management Systeme und die Simulation als Referenz für Fehlererkennung und Betriebsüberwachung (Building Optimization and Fault Detection). Der nachfolgende Beitrag klärt über die Anwendung der sog. Echtzeitsimulation in den o. g. Vorhaben auf.

## Emulation

Mit digitalen regel- und steuerungstechnischen Anlagen (i.a. DDC: Direct Digital Control) können heiz- und raumluftechnische Anlagen energetisch effizient betrieben werden. Voraussetzung dafür ist, daß die einzelnen Regel- und Steuerfunktionen korrekt arbeiten und das Gesamtkonzept der Regel- und Steuerstrategie eine energetisch günstige Betriebsweise gewährleistet. Gleichzeitig sind im Bereich der rechnerischen Betriebssimulation von heiz- und raumluftechnischen Anlagen in den letzten Jahren große Fortschritte erzielt worden. So ist man heute in der Lage, heiz- und raumluftechnische Anlagen mit allen regel- und steuerungstechnischen Funktionen detailliert abzubilden /1/. Simulationsprogramme werden bereits zum Entwickeln und Testen geeigneter Regel- und Energiemanagement-Funktionen eingesetzt /2;3/.

Es liegt jedoch der Gedanke nahe, nicht alle Anlagenkomponenten zu simulieren, sondern Regelungs- und Steuerungskomponenten durch reale Hardware zu ersetzen. So ist es denkbar, eine DDC-Unterstation oder einen DDC-Leitrechner an ein Simulationspro-

gramm zu koppeln. Durch das Simulationsprogramm kann dann der DDC-Anlage das Betriebsverhalten aller anderen Anlagenkomponenten realitätsgetreu vorgespiegelt werden.

Das Vorhaben VITE-BEMS verfolgt das Ziel, Planern von Building Energy Management Systemen (BEMS) ein geeignetes Instrumentarium zur Erprobung solcher Geräte zur Verfügung zu stellen. Dies soll durch die numerische und gleichzeitige Betriebssimulation von Gebäuden und ihren HLK-Anlagen in Echtzeit und die Kopplung des Simulationsrechners an ein BEMS-Gerät ermöglicht werden (siehe Bild 1).

Eine solche Echtzeitsimulation samt permanenter Kommunikation mit realen Objekten wird auch Emulation genannt. Ähnlich wie bei einem Flugsimulator, bei dem ein Pilot in einer virtuellen Umgebung agiert und reagiert, kann mit Hilfe der Emulation sowohl die Hardware als auch die Software eines BEMS in einer numerisch simulierten Umgebung erprobt werden. Gegenüber der Erprobung im realen Feld bietet die Emulation den Vorteil der absoluten Reproduzierbarkeit der Versuche und die Freiheit der Definition beliebiger Randbedingungen, wie z.B. Nutzung und Witterung. Den Ablauf in Echtzeit muß ein Zusatzpro-

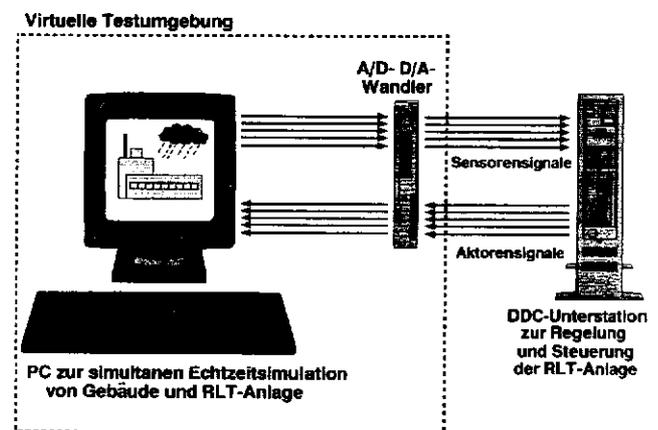


Bild 1: Prinzip der Emulation

1) Das Vorhaben wird mit Mitteln des Bundesministers für Wirtschaft gefördert.

2) Das Vorhaben wird mit Mitteln des Bundesministers für Forschung und Technologie unter dem Förderkennzeichen 0329331A gefördert.

gramm zur Feinabstimmung des Simulationsprogramms mit einer im Rechner eingebauten Uhr gewährleisten (siehe Bild 2).

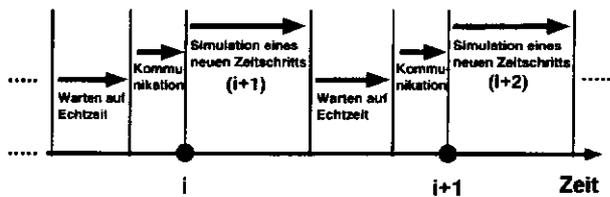


Bild 2: Echtzeitbetrieb eines Simulationscomputers

Für die Kommunikation zwischen Simulationsprogramm und DDC-Gerät wird zur Zeit eine herstellerneutrale Schnittstelle entwickelt. Die Schnittstelle wird für die Ein- und Ausgänge des DDC-Gerätes konzipiert, welche den Datenaustausch zur Feldebene gewährleisten. Es werden sowohl analoge als auch digitale Signale verarbeitet. Um beliebige DDC-Fabrikate anschließen zu können, wird eine leichte Konfigurierbarkeit dieser Schnittstelle angestrebt. Zum Entwickeln und Testen werden für ausgewählte Einzel- und Gesamtfunktionen Testverfahren vorgeschlagen und ihre Praktikabilität erprobt. Der erarbeitete Prototyp eines Emulator wird beispielhaft während der Planung, Inbetriebnahme und Abnahme einer realen DDC-Anlage erprobt. Das Gesamtkonzept und die in der Testphase gewonnenen Betriebserfahrungen werden dokumentiert, so daß für zukünftige Anwender Hilfestellungen zur Verfügung stehen.

### Betriebsüberwachung

Bei der Internationalen Energieagentur (IEA) wird zur Zeit im Rahmen der Arbeitsgruppe Annex 25 die Idee der modellbasierten Betriebsüberwachung verfolgt. Basierend auf der in früheren IEA-Vorhaben entwickelten Methode der Systemsimulation /4/ wird das Simulationsmodell einer Heiz- und RLT-Anlage aus der Kopplung einzelner Programmodule zusammengestellt. Diese Module beschreiben mit Hilfe von Gleichungen, die i.a. auf am Prüfstand ermittelten Kennlinien beruhen, die thermodynamischen, strömungsmechanischen und regelungstechnischen Vorgänge in den einzelnen Anlagenkomponenten. Während einer ersten Anlagenbetriebsphase können die aus dem realen Prozeß gewonnenen Meßwerte zunächst dazu dienen, die Parameter der Simulationsmodelle zu verbessern, d.h. die Kennlinien zu kalibrieren. Danach kann das Simulationsmodell als Referenz für den permanenten Soll- und Istwertvergleich herangezogen wer-

den, um Fehler im Betrieb frühzeitig zu erkennen und den Betriebsablauf zu optimieren. Hierbei werden nicht triviale Störungen, wie z.B. Ventilatorausfall analysiert; diese werden bereits mit der heutigen Standardinstrumentierung der Anlagen zufriedenstellend identifiziert. Vielmehr wird das Ziel verfolgt, Abweichungen vom Referenzbetrieb frühzeitig zu entdecken, um Betriebsstörungen und Energieverschwendung erst gar nicht auftreten zu lassen.

Für eine automatische und permanente Betriebsüberwachung werden zusätzlich zum Simulationsmodell benötigt: 1) eine Fehlerdatenbank mit typischen Betriebsfehlern von heiz- und raumluftechnischen Anlagen, 2) ein Signalauswertesystem zur Auswertung von Meßdaten und Simulationsergebnissen und 3) ein regelbasiertes Entscheidungssystem, in dem Expertenwissen über Vergleichskriterien und Toleranzbereiche gespeichert ist. Bild 3 zeigt das Konzept eines solchen Fehlererkennungssystems.

Es soll am Beispiel der Anlagen eines Verwaltungsgebäudes im Raum Stuttgart erprobt werden. Am IKE-HLK existiert bereits das Rechenmodell eines Teilbereichs dieses Gebäudes samt der in Bild 4 dargestellten Variabel-Volumenstrom-Anlage.

Aus den Messungen während einer zweitägigen Sommerperiode ist das Modell des Luftkühlers kalibriert worden: Bild 5 zeigt die aus Messungen am Luftküh-

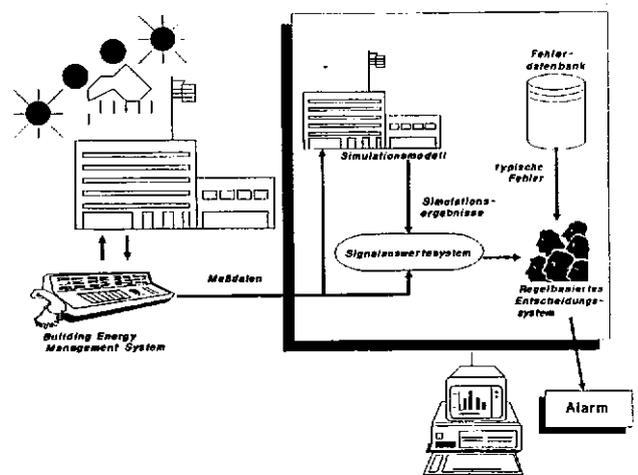
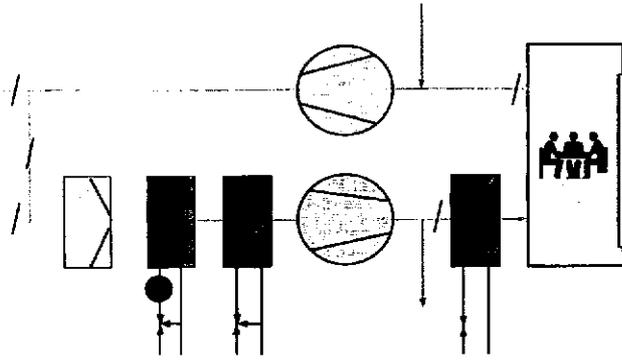


Bild 3: Prinzip der modellbasierten Betriebsüberwachung

ler errechneten Abkühlzahlen in Abhängigkeit der jeweils am BEMS angezeigten Ventilstellung im Kühl-

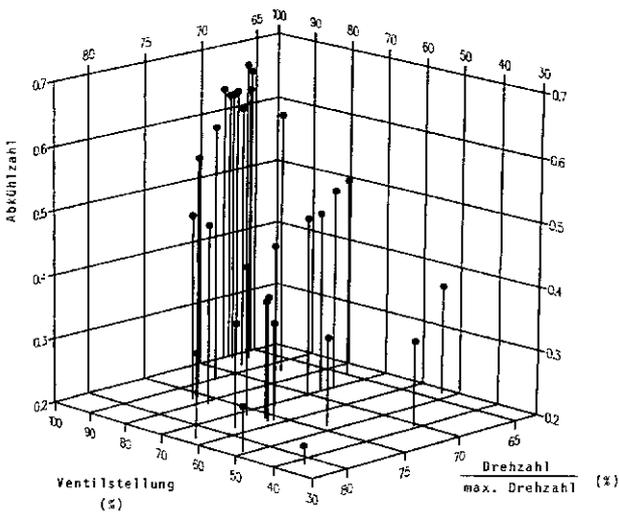


**Bild 4:** Schema der Variabel-Volumenstrom-Anlage

wasser-Kreislauf und der Drehzahl des Zuluftventilators /5;6/.

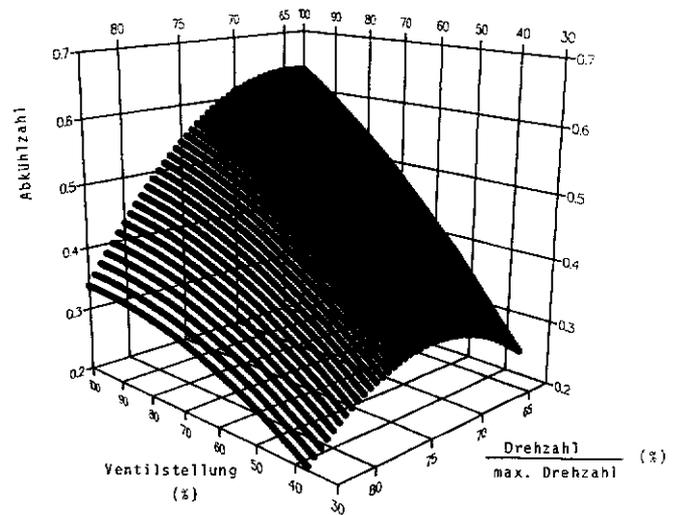
Bild 6 zeigt die daraus resultierenden Kennlinien des Luftkühlers.

Die Ventilstellung im Kühlwasser-Kreislauf repräsentiert den Wassermassenstrom und die auf die maximale Drehzahl bezogene Drehzahl des Zuluftventilators repräsentiert den Luftmassenstrom. Mit Hilfe dieses



**Bild 5:** Gemessene Abkühlzahl des Luftkühlers in Abhängigkeit der Ventilstellung im Kühlwasser-Kreislauf und der Drehzahl des Zuluftventilators

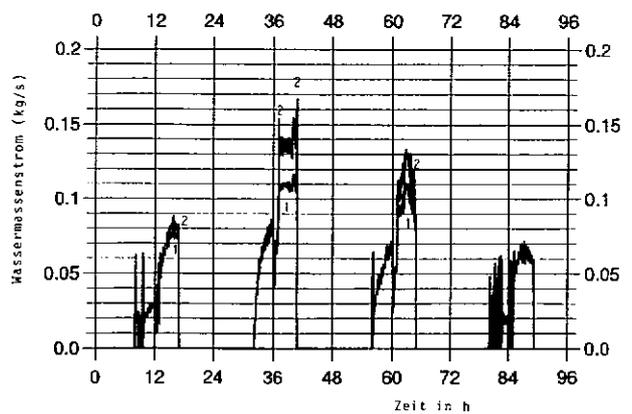
Rechenmodells sind bereits erste Simulationsläufe durchgeführt worden. Bild 7 zeigt den Verlauf des Wassermassenstroms im Luftkühler während einer viertägigen Sommerperiode in zwei Fällen: Im Fall 1



**Bild 6:** Kalibrierte Kennlinien des Luftkühlers: Abkühlzahl in Abhängigkeit der Ventilstellung im Kühlwasser-Kreislauf und der Drehzahl des Zuluftventilators

ist der Rippenrohr-Luftkühler nicht verschmutzt und im Fall 2 ist die luftseitige effektive Wärmeaustauschfläche durch Schmutz um 50 % reduziert.

Aus den Lufttemperaturen entlang der Klimaanlage und in den Zonen kann die Verschmutzung nicht ent-



**Bild 7:** Verlauf des Kühlwasser-Massenstroms in einer viertägigen Sommerperiode im Fall 1 (Referenzfall) und im Fall 2 (luftseitige Wärmeaustauschfläche des Luftkühlers infolge Verschmutzung um 50 % reduziert)

deckt werden, weil der Zulufttemperaturregler den schlechten Wärmeaustausch durch einen erhöhten Wassermassenstrom im Luftkühler kompensiert. Der Mangel kann nur entdeckt werden, wenn voraus-

berechnet werden kann, welcher Massenstrom wasserseitig benötigt wird, um den momentanen Sollwert für die Zulufttemperatur zu erfüllen.

## Literatur

- /1/ Lebrun, J. Wang, S.: Evaluation and Emulation of Building Energy Management Systems, IEA-Annex 17 Endbericht, AN 17-921016-02, Universität Lüttich, Oktober 1992.
- /2/ Ast, H.: Energetische Beurteilung von Warmwasserheizanlagen durch rechnerische Betriebssimulation, Universität Stuttgart, Dissertation, 1989.
- /3/ Stephan, W.: Energetische Beurteilung der Betriebsweise heiz- und raumluftechnischer Anlagen durch rechnerische Betriebssimulation, Universität Stuttgart, Dissertation, 1991.
- /4/ Lebrun, J. et al: System Simulation, IEA-Annex 10 Endbericht, Universität Lüttich, 1988.
- /5/ Madjidi, M.: Simulation of faults in a VAV-system - preliminary example, Arbeitsbericht für die IEA, AN25/FRG/250193/1.0, Universität Stuttgart, Tokio 1993.
- /6/ Madjidi, M.: Design data and preliminary measurements in a VAV System for model calibration and fault detection purposes, Arbeitsbericht für die IEA, AN25/FRG/150993/1.0, Universität Stuttgart, Zürich 1993.

# Trinkwassererwärmung nach Norm

HANS MESSERSCHMID

Im Laufe der letzten Jahre hat sich der Trend zum höheren Warmwasserverbrauch weiter verstärkt. Dieser Anstieg ist vor allem auf die verbesserte und erweiterte Ausstattung von Dusche oder Bad zurückzuführen. Höhere Komfortansprüche haben dazu geführt, daß inzwischen ca. 90 % aller Haushalte über entsprechende sanitäre Einrichtungen verfügen. In Neubauten ist eine zeitgemäße Warmwasserversorgung nicht mehr wegzudenken.

Der tägliche Warmwasserbedarf für eine Person liegt heute, bei einer Auslauftemperatur von 50°C, bei 30 bis 60 Litern. Bei gehobenem Standard steigt der Bedarf sogar bis auf ca. 90 Liter an.

Demgegenüber fordern ein gestiegenes Umwelt- und Energiebewußtsein sowie das Bestreben nach hygienisch einwandfreiem Warmwasser oft eine konstruktive Überarbeitung der verwendeten Warmwasseraufbereitungssysteme.

Je nach technischem Aufbau unterscheidet man

- Durchlaufsystem und
- Speicher-System.

Beide Systeme sind sowohl bei der zentralen als auch bei der dezentralen Trinkwassererwärmung üblich, wobei zusätzlich nach der Art der Wärmeübertragung zwischen mittelbarer und unmittelbarer Erwärmung unterschieden werden muß.

## Gerätenormen

Wassererwärmer sind umfassend in der Norm-Reihe DIN 4753 festgelegt.

Grundlage dieser Normenreihe ist der Teil 1. Hier werden Konstruktionsprinzipien der Wassererwärmer festgelegt, wie z.B. die verwendeten Materialien, Mindestwanddicken der druckbeaufschlagten Teile oder Mindestgrößen von Reinigungs-, Besichtigungs- oder Revisionsöffnungen. Weiterhin legt dieser Teil die regel- und sicherheitstechnische Mindestausrüstung sowie die Mindestinformationen in den technischen Unterlagen fest.

Während es in DIN 4753 hauptsächlich um Bau- und Auslegungskriterien geht, wird die Berechnung des Wärmebedarfes zur Erwärmung von Trinkwasser für zentrale Wassererwärmungsanlagen in DIN 4708, Teile 1-3, geregelt. Während in Teil 1 die Berechnungsgrundlagen und Begriffsdefinitionen besprochen werden, legt Teil 2 die Regeln zur Ermittlung des Wärmebedarfes von Trinkwasser in Wohngebäuden fest. Der für die Prüfstellen wichtigste Teil 3 regelt

die Methoden und Verfahren zur Prüfung der Trinkwassererwärmer.

## Prüfungen nach DIN

Standardmäßig durchgeführt werden die Prüfungen für *Dauerleistung*, *Auslaufkurve* und *N<sub>L</sub>-Zahl*, nach denen heute hauptsächlich die Größe von Trinkwassererwärmern festgelegt wird. Die Dauerleistung ist die Wärmeleistung, die der Wassererwärmer bei dauernder Entnahme von erwärmtem Wasser bei einer Temperaturdifferenz von 35 K zwischen einströmendem kaltem und ausfließendem warmem Wasser erbringt. Die zapfbare Menge ist abhängig von der zugeführten Wärmeleistung  $\dot{Q}_K$  sowie der gewünschten Temperaturerhöhung ( $t_{sp} - t_{kw}$ ). Diese wiederum ist abhängig von der Leistung der Wärmequelle, sowie bei indirekt beheizten Trinkwassererwärmern von der Vorlauftemperatur  $t_{HV}$  und der umgewälzten Heizwassermenge. Die Heizwasserspreizung andererseits wird von den trinkwasserseitigen Größen  $t_{sp}$ ,  $t_{kw}$  sowie der Zapfmenge  $\dot{m}_{TW}$  beeinflusst. Die Bestimmung der Dauerleistung wird daher zu einem aufwendigen Versuch. Es hat sich deshalb als vorteilhaft erwiesen, bei der Durchführung des Dauerleistungsversuches praktikable Randbedingungen wie z.B. Heizmittelstrom bzw. die Heizwasserspreizung festzulegen. Diese Vorgaben ergeben sich oft aus der herstellerbedingten Heizkessel-Speicher Kombinationen mit anschlussfertigen Ladepumpen-Verrohrungsgruppen.

Eine weitere aussagekräftige Prüfung ist die Ermittlung der sogenannten Auslaufkurve. Dabei wird der Speicher aus dem kalten Zustand mit dem für die Dauerleistung ermittelten Massenstrom und der zugehörigen Kesselleistung beladen und auf eine Temperatur von ( $t_{kw} + 55K$ ) gebracht. Nach dem Abschalten von Wärmeerzeuger und Ladepumpe sowie einer kurzen Wartezeit, in der turbulente Temperaturengleichungsvorgänge abklingen, wird der Speicher entleert. Dabei wird der gesamte Speicherinhalt innerhalb von 10 min gezapft. Der Verlauf von  $t_{sp}$  über dem gezapften Volumen entspricht dann der Auslaufkurve. Die gespeicherte Wärmemenge kann durch das Aufsummieren kleiner Abschnitte mit deren mittleren Temperaturen und Volumina ermittelt werden. Das Abbruchkriterium für diesen Versuch ist gegeben, wenn die Auslauftemperatur den Wert ( $t_{kw} + 35K$ ) unterschreitet. Aus diesem nutzbaren Speicherinhalt wird der Ent-

nahmegütegrad des Speichers bestimmt. Wichtiger für die Auslegung von Trinkwasserspeichern ist jedoch die Leistungskennzahl  $N_L$ , die angibt, für wieviele Einheitswohnungen mit dem Wärmebedarf  $W_B$  (für ein Wannenbad oder eine Wannenfüllung) ein Wassererwärmer geeignet ist. Die Zahl der zu versorgenden Einheitswohnungen spiegelt sich in der Bedarfskennzahl  $N$  wider. Die Leistungskennzahl  $N_L$  des nach DIN 4708, Teil 3, geprüften und gekennzeichneten Speichers hat dann mindestens der Bedarfskennzahl  $N$  nach DIN 4708, Teil 2, zu entsprechen. Für diesen Teil der Norm wurde versucht, anhand empirischer Untersuchungen unter Verwendung statistischer Rechenmethoden die zeitliche Verteilung des Warmwasserbedarfes in Formeln zu fassen. Dabei ergab sich für den Leistungsverlauf eine Gaußsche Glockenkurve. Die Berechnung der Bedarfskennzahl wird von folgenden Faktoren bestimmt: Anzahl zu versorgender Wohnungen, Zahl der Personen, die in diesen Wohnungen leben, Art und Anzahl der sanitären Einrichtungen, die mit Warmwasser versorgt werden müssen, Lebensgewohnheiten bzw. Komfortansprüche der Personen in den zu versorgenden Wohnungen. Der Verbrauchsverlauf wird durch ein Zapfprogramm beschrieben, das der Symmetrie der Glockenkurve angepaßt ist. Um die Leistungskennzahl  $N_L$  eines Speichers zu ermitteln, kann aus dem vorausgehenden Auslaufversuch ein  $N_L$ -Wert abgeschätzt werden. Über weitere Versuche, mit höheren oder niedrigeren Werten als beim Vorversuch, kann so die tatsächliche Leistungskennzahl des Speichers iterativ ermittelt werden.

Im Gegensatz zu den Dauerleistungsversuchen wird bei der  $N_L$ -Zahl-Messung die Vorlauftemperatur  $t_{HV}$  nur durch die Schaltdifferenz des Kesselthermostaten verändert; der Heizmittelstrom  $\dot{m}_{HW}$  bleibt dabei konstant. Die Zapftemperatur  $t_m$  wird durch Zumischen von kaltem Wasser auf einem konstanten Wert ( $t_{KW} + 35K$ ) gehalten.

Für die Beurteilung des Bereitschafts-Wärmeaufwandes ist die Wärmedämmung maßgeblich. Hierzu sind in DIN 4753, Teil 8 (Entwurf), Anforderungen und Prüfmethode zu seiner Ermittlung aufgezeigt. Der Bereitschafts-Wärmeaufwand ist die Wärmeabgabe eines voll aufgeheizten Speichers, ohne daß warmes Wasser gezapft wird, also der Wärmeverlust durch Strahlung, Konvektion und Wärmeleitung über die Oberfläche, sowie vor allem an Anschlüssen, Füßen usw. Dabei darf der Bereitschafts-Wärmeaufwand  $W_B$  bei einer Speicherwasserübertemperatur von 40 K (Temperaturdifferenz zwischen Speichertemperatur und Umgebungstemperatur) in 24 Stunden den Wert von  $W_B = 0,142 \cdot V^{0,5}$ , mit dem Speicherinhalt  $V$  in Litern, nicht überschreiten.

## Sonderprüfungen

Neben den Standardprüfungen nach Norm werden in diesem Prüfbereich auch Sonderuntersuchungen an Speichermodellen bzw. Prototypen durchgeführt. Dabei werden nicht nur rein indirekt beheizte Speicher, sondern auch multivalent heizbare oder auch im Heizkessel integrierte Speicher untersucht. Auf der Basis der Auslaufkurve wird der Einfluß der Kaltwassereinführungsvorrichtung auf die "Qualität" der Schichtung bzw. auf das wirksame Speichervolumen ermittelt. Anhand von Vergleichsmessungen am selben Speicher bei verschiedenen Speichertemperaturen und unterschiedlichen Zapfmengen können so wichtige Aussagen über die Optimierung der Kaltwasserzulaufeinrichtung gemacht werden.

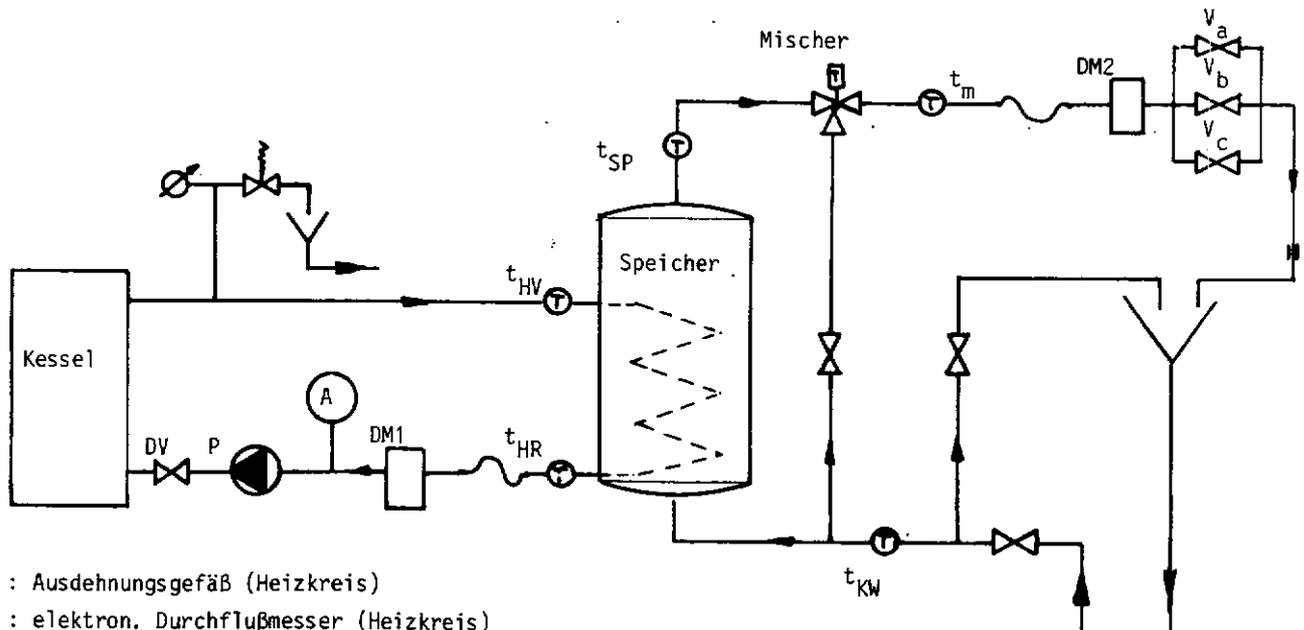
Bei den Versuchen zur Bestimmung der  $N_L$ -Zahl wird der Einfluß der Speichergeometrie besonders deutlich. Durch zusätzliche Experimente lassen sich Aussagen über die optimale Form und Anordnung des Wärmetauschers bzw. die Platzierung des Temperaturfühlers gewinnen.

Detaillierte Untersuchungen zum Wärmeübergang an Rohrwendel- und Rippenrohr-Wärmetauschern sowie zum Abköhlverhalten von Speichern dienen allesamt dem Ziel, die Effektivität der Wassererwärmer zu verbessern.

## Der Prüfstand

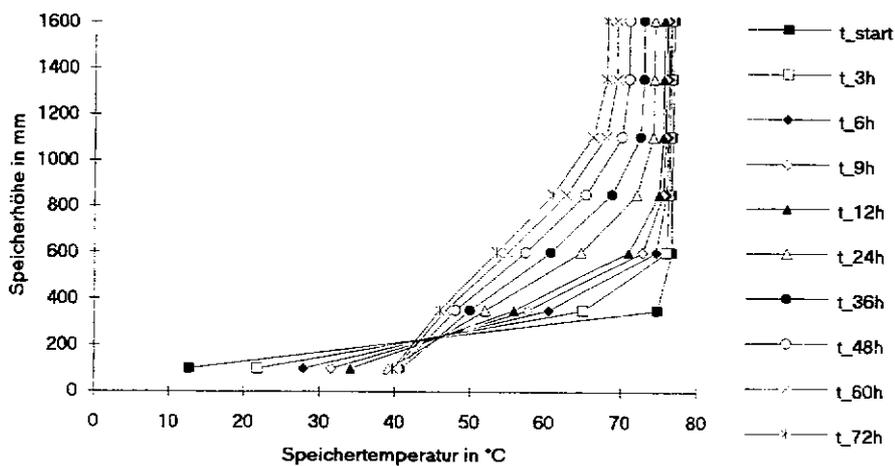
Der Prüfstand für Brauchwasserspeicher ist gemäß den Richtlinien der DIN 4708, Teil 3, sowie DIN 4753, Teil 8 (Entwurf), eingerichtet. Darüberhinaus können auch Zapfprogramme nach anderen Normen wie z.B. 4702, T 8 durchgeführt werden. Ein Schema mit sämtlichen Armaturen ist in **Bild 1** dargestellt.

Zur Beladung der Speicher steht eine Gesamtleistung von ca. 200 kW zur Verfügung; damit sind Untersuchungen bis Speichergrößen von 1000 Liter problemlos möglich. Die Messung der relevanten Temperaturen erfolgt mit NiCr-Ni-Thermoelementen, die zur besseren Auflösung bzw. Meßwertverstärkung als 3-fach-Schaltung aufgebaut sind. Um Meßwertverfälschungen durch Strahlenbildung auszuschließen, wurde ein spezieller Temperaturmeßkopf entwickelt, der durch starke Verwirbelung der Stromfäden sowie einen allseitig umspülten Temperatur-Sensor mit geringer Trägheit (hoher Temperaturleitkoeffizient) solche Effekte ausschließt. Die Bestimmung von Durchflüssen erfolgt durch Wägung und Zeitmessung bzw. mit magnetisch-induktiven Durchflußmeßgeräten. Sämtliche Meßdaten werden permanent erfaßt und über Meßstellenumschalter und AD-Wandler auf den Rechner übertragen. Hier erfolgt dann die Analyse der Werte und die Darstellung der Ergebnisse (siehe z.B. **Bild 2**).



- A : Ausdehnungsgefäß (Heizkreis)
- DM1 : elektron. Durchflußmesser (Heizkreis)
- DM2 : elektron. Durchflußmesser (Brauchwasser)
- DV : Drosselventil (Heizkreis)
- P : Pumpe (Heizkreis)
- V<sub>a,b,c</sub>: Ventilgruppen für Zapfraten r<sub>1</sub>,r<sub>2</sub>,r<sub>3</sub>

**Bild 1:** Aufbau des Prüfstandes für Trinkwassererwärmer



**Bild 2:** Temperaturverläufe in einem Trinkwasserspeicher nach verschiedenen Zeiten ohne Zapfbetrieb

# Qualitätssicherung der Prüfstelle Heizung Lüftung Klimatechnik

KLAUS NEUSCHELER, DIETER R. GOETTLING

## Einleitung

Qualitätssicherung ist heute auch bei den Prüfstellen nicht mehr wegzudenken, die Komponenten und Systeme der Heizung, Lüftung, Klimatechnik prüfen. Mit der europäischen Norm EN 45001 ist sie seit Mai 1990 /1/ offiziell definiert. Bei der Prüfstelle HLK wurden der Begriff und die Verfahrensweisen der Qualitätssicherung (QS) im heutigen Sinn Ende der achtziger Jahre eingeführt. Die zuvor durchgeführten Maßnahmen zur Verbesserung und Sicherung der Qualität der Prüfungen bezeichnet man heute mit "Guter Laborpraxis" (GLP).

## Geschichte

Die Prüfstelle HLK prüft seit über zweieinhalb Jahrzehnten Komponenten und Systeme der Heiztechnik. Angefangen hat die Prüftätigkeit mit einem Auftrag von Heizkörperherstellern, die sich 1967 darauf einigten, die Wärmeleistung von Heizkörpern nach einem einheitlichen Verfahren unter klar definierten Laboratoriumsbedingungen zu ermitteln.

Ein Zeugnis dieses Anfangs ist das Protokoll von 1967 /2/. Veröffentlichungen von Bach /3/, /4/, Detzer /5/ und Mangelsdorf /6/ zeugen von dem Bestreben nach genauer und reproduzierbarer Meßtechnik und dokumentierten Verfahrensweisen. In /3/ wird dargestellt, wie die Fehler bei der Messung von Temperaturen und Temperaturdifferenzen, d.h. Spreizung und Übertemperatur, verringert werden können, wenn man Thermolemente in geeigneter Weise miteinander verbindet.

Das in Stuttgart entwickelte Prinzip des Prüfstandes mit konstanter Fallhöhe und konstanter Temperatur des Heizwassers ist in den Literaturstellen /3/ bis /6/ zu finden. Den Prüfstand der zweiten Generation beschreibt Detzer /5/. Inzwischen betreibt man einen Heizkörperprüfstand der vierten Generation, und ein Prüfstand nach dem Entwurf der neuen EN 442 /7/ steht vor der Vollendung. Bei der Heizkörperprüfung besteht bei HLK also die längste Tradition, mit hoher Genauigkeit und Zuverlässigkeit zu messen, auszuwerten und zu dokumentieren. Über sie wird im folgenden eingehender berichtet, während andere Prüfbereiche nur gestreift werden.

## Referenznormale

Neben der Notwendigkeit von hochwertiger Meßtechnik ergab sich schon früh die der internen und externen Kontrolle der Messungen. Unerlässlich für die Überwachung und Kalibrierung von Meßgeräten ist das Vorhandensein von geeigneten Bezugs- oder Referenznormalen. Dies kann ein Prüfgegenstand wie ein Heizkörper oder ein Ventil sein, ebenso wie spezielle hochgenaue Meßinstrumente oder Kalibratoren, die regelmäßig durch externe Stellen (Eichamt und Kalibrierstellen) geprüft und kalibriert werden. So ist eine Rückführung auf international anerkannte Standards gegeben, wie dies inzwischen auch in der EN 45001 gefordert wird. Folgende Normale sind bei HLK vorhanden oder jederzeit extern verfügbar:

- \* Quecksilberthermometer im Bereich -5..+100 °C mit einer Auflösung von 0,01 K;
- \* Betz-Manometer bis 500 mmWS;
- \* Feinmeßmanometer bis 1,6 bar..25 bar, Klasse 0,6;
- \* Druckwaage für den Bereich 0,5 mbar bis 30 bar, Genauigkeit 0,01 % vom Meßwert;
- \* Spannungskalibrator, Bereich 0,1 µV..11 V;
- \* Stromkalibrator, Bereich 1 µA-110 mA;
- \* Normalwiderstände mit 100 und 1000 Ohm, Genauigkeitsklasse 0,005 %;
- \* 8-1/2-Stellen-Digitalmultimeter für Spannung, Strom, Widerstand, und Frequenz;
- \* Präzisionsgewichte 1 g bis 10 kg, Klasse F2;
- \* Kalibriereinrichtung für Luftgeschwindigkeitsmesser ab 0,05 m/s.

Daneben gibt es auf die einzelnen Prüfbereiche abgestimmte Normale wie Kontrollheizkörper, Durchflußmeßblenden und nicht zuletzt die Kalibriergase für die Abgasanalyse.

## Eigenüberwachung

Mittels solcher Normale werden in regelmäßigen Abständen und immer, wenn ein unerwartetes Meßergebnis auftritt, die Meßeinrichtungen überprüft.

Zuerst wurde die regelmäßige Überwachung beim Heizkörperprüfstand eingeführt. Hier wird für einen Kontrollheizkörper, den sogenannten internen Master Radiator, in regelmäßigen Abständen die Wärmelei-

stung gemessen. Damit überwacht man die gesamte Kette der Messungen von Masse, Zeit, Temperaturen und Temperaturdifferenzen bis hin zum Ergebnis, das man über ein EDV-Auswerteprogramm erhält, das u.a. die Kennlinie des Heizkörpers ausplottet. Man verwendet immer denselben Heizkörper und immer dieselbe Methode. So lassen sich nicht nur markante Veränderungen feststellen, sondern auch solche, die schleichend auftreten.

### **Reproduzierbarkeit**

Es ist bemerkenswert, wie stabil die Ergebnisse der letzten Jahre sind. Die Auswertung der Leistungsmessungen /8/ mit dem häufigst verwendeten Kontrollheizkörper ergibt einen Mittelwert von 1410 Watt. Bei einer Standardabweichung von  $\pm 0,35\%$ , entsprechend 5 Watt, betrachtet über die letzten fünf Jahre, liegen die maximalen Abweichungen bei nur rund  $\pm 0,5\%$ .

### **Ringversuche**

In den 60er und 70er Jahren wurde über die Prüfkablenkonzeption bei der Heizkörperprüfung kontrovers diskutiert. Ein Ergebnis dieser Diskussionen ist die Darstellung von Coles /9/. Hier wird dargelegt, ob und inwieweit dieselben Heizkörpertypen auf den verschiedenen Prüfständen gemessen, in ihrer Wärmeleistung differieren. Seit dieser Zeit werden Heizkörper (Master Radiators) in regelmäßigen Abständen von den anerkannten Prüfstellen in einem Ringversuch (Round-Robin-Test) gemessen und die Ergebnisse zusammengestellt und dokumentiert. Auf diese Weise hat man eine wirkungsvolle externe Kontrolle.

Bei allen komplexeren Prüfungen, bei denen verschiedenste, im einzelnen schwer zu erfassende Einflüsse sich auf das Prüfergebnis auswirken, bietet sich solch ein Ringversuch an. Er wird deshalb in verschiedenen anderen Prüfbereichen angewandt und ist inzwischen ein Bestandteil der Zulassungsprozeduren für Prüfstellen.

### **Bessere Temperaturmeßtechnik**

Gerade bei den Anforderungen der Prüfstelle HLK an die Temperaturmeßtechnik - schnell und hochgenau, oft viele Meßstellen - ist es schwierig, geeignete und bezahlbare Sensoren zu beschaffen. In Fällen, in denen Meßgeräte bzw. Sensoren im Prinzip zwar konstante Werte liefern, aber in einer für den beabsichtigten Zweck unzureichenden Genauigkeitsklasse liegen, kann durch Nachkalibrierung die Genauigkeit erhöht

werden. Dies ist z.B. bei Thermoelementen der Fall, die nach DIN IEC 584 /10/, /11/ eingestuft sind.

In den Katalogen der Hersteller findet man üblicherweise die Abgaben nach DIN IEC 584. Der begrenzte Prüfaufwand des Herstellers nach dieser Norm macht Thermoelemente preiswert. Aus physikalischen Gründen und bestätigt durch die Erfahrung kennt man die stabile Charakteristik von Thermoelementen (vergleichbar mit Pt100-Messwiderständen), was sie besonders für sorgfältige Kalibrierungen eignet.

Mit der neuesten Ausführung einer Kalibriereinrichtung, 1989 entwickelt und gebaut /12/, können bei HLK bis zu 100 Thermoelemente einzeln oder in Schaltungen im Bereich von 2 bis 98 °C (bei Verwendung von Wasser) innerhalb eines Tages mit einer Messunsicherheit von weniger als 0,015 K kalibriert werden.

### **Europäischer Impuls durch EN 215**

1988 wurde die für thermostatische Heizkörperventile bis dahin gültige nationale Norm DIN 3841, Teil 1 und Teil 2, ersetzt durch die europäische Norm EN 215, Teil 1 /13/, im Zusammenhang mit dem europäischen Harmonisierungsdokument HD 1215, Teil 2 /14/. In den besonderen Regeln zu EN 215 /15/ forderte man zum ersten Mal, daß sowohl der Hersteller als auch die Prüfstelle ein anerkanntes Qualitätssicherungssystem vorweisen müssen. Nur wenige der bis dato tätigen Prüfstellen für thermostatische Heizkörperventile ergriffen die aufwendigen Maßnahmen, um diese Forderung zu erfüllen. Das QS-System bei HLK wurde von einer internationalen CEN-Kommission begutachtet und am 04.05.1988 anerkannt. Damit ist HLK eine der beiden einzigen Prüfstellen in Europa für die Prüfung nach EN 215 und HD 1215.

### **Solide Basis**

Es ist dem damaligen Prüfbereichsleiter D. Striebel zu verdanken, daß ein QS-System bei HLK erarbeitet wurde. Anhand der damals existierenden ISO-Guides /16/ und /17/ schuf er ein QS-System sowohl für die Prüfung von thermostatischen Heizkörperventilen als auch für die gesamte Prüfstelle. Seine Arbeiten sind die solide Basis des heute bei HLK angewandten Systems zur Qualitätssicherung in allen Prüfbereichen, die in /18/ aufgeführt sind.

## Qualitätsmanagement und seine Kosten

Ein Qualitätsmanagement in einer Prüfstelle einzuführen und zu erhalten, stellt neben einiger Überzeugungsarbeit einen großen ständigen Aufwand dar, was sich auch in einer starken finanziellen Belastung auswirkt. Allein das Erstellen und Aktualisieren der notwendigen Dokumentationen wie Prüfanweisungen und Verfahrensweisungen, Handbücher, Gerätelisten usw. kostet jährlich einige Personenmonate. Hinzu kommen die Kosten für Wartung, Prüfung und Kalibrierung, für Schulung und Weiterbildung und nicht zuletzt Kosten für die notwendigen hochwertigen Normale, Prüf- und Kalibriermittel.

Für eine anerkannte Prüfstelle stellt dieser Aufwand jedoch keinen "Luxus", sondern eine Notwendigkeit dar. Bei jedem Antrag auf Zulassung als Prüfstelle wird inzwischen der Nachweis eines QS-Systems gefordert. Dies war erst kürzlich der Fall für die Zulassung von HLK als Prüfstelle für Raumkühlflächen nach DIN 4715.

Wächst die Zahl der von unabhängigen Stellen, wie der Deutschen Gesellschaft zur Zertifizierung von Qualitätsmanagementsystemen (DQS) oder TÜVCERT, wird auch der Druck auf solche Prüfstellen zunehmen, die bisher noch ohne ein QM-System arbeiten.

## Prüfung, Zertifizierung, Akkreditierung - Quo Vadis?

QS hört nicht bei der Prüfstelle auf. In einem umfassenden System entsteht ein Produkt, es wird gefertigt, geprüft, zertifiziert und in Zukunft auch geordnet entsorgt, so daß das System den ganzen Weg "von der Wiege bis zur Bahre" überspannt. Aber in kaum einem Bereich der Heizung, Lüftung, Klimatechnik weiß man für die europäische Zukunft, welches Produkt man wie und wo prüfen muß und wie und wo die Zertifizierung stattfinden soll. Nur für das thermostatische Heizkörperventil gibt es bislang ein durchgängiges System, von der Herstellung über die Prüfung, Überwachung bis zur Zertifizierung. Bei anderen Produkten wie Heizkesseln, Heizkörpern, Heizkostenverteilern, Fußbodenheizung, Deckenheiz- und Raumkühlflächen, Warmwasserspeichern und anderen mehr, besteht noch weitgehende Unklarheit.

Betrachtet man z.B. das Geschehen Heizkessel oder Heizkörper betreffend, dann sind für beide Produkte Prüfregeln vorhanden, aber die Grundlagen für eine europäische Zertifizierung, nämlich eine Mandatierung entsprechender umfassender Normen, fehlt noch. Wei-

ter fehlen die Festlegungen der Zertifizierungen ( wer, was, wo, wie, wie lange? ). Sie sind für eine praktische Durchführung von Zertifizierungen unabdingbar und unentbehrlich /19/.

## Beteiligung bei der Gremienarbeit

Die Prüfstelle HLK ist von dieser Unsicherheit weniger betroffen als die Hersteller, die längerfristig planen und entscheiden müssen. Trotzdem beteiligt man sich seit Jahren an der Arbeit entsprechender Gremien, um

- rechtzeitig über Entwicklungen informiert zu sein und
- die Entwicklung bei Prüfungen, Zertifizierungen, QS-Maßnahmen und Akkreditierungen der Prüf- und Zertifizierstellen beeinflussen zu können.

Bedauerlicherweise ist das Interesse einiger Firmen der HLK-Branche an der Gremienarbeit für europäisch harmonisierte Lösungen gering. Doch gerade bei der QS kommt es darauf an, daß Normen und Verfahrensregeln von den Prüfern, Zertifizierern und Herstellern gemeinsam erarbeitet und verteidigt werden.

## EG-Bauproduktenrichtlinie und QS

Für die Hersteller von HLK-Komponenten ist eine der bedeutendsten Geschäftsgrundlagen die Bauproduktenrichtlinie der EG /20/. Sie wird in nationales Recht über die Bauordnungen der Länder umgesetzt. Diesen Länder-Bauordnungen steht die Musterbauordnung (MBO) /21/ vor. In §62 der MBO werden die genehmigungsfreien Vorhaben aufgezählt, z.B. unter Ziffer

8. Feuerstätten bis 50 kW Nennwärmeleistung und Gasfeuerstätten bis 90 kW Nennwärmeleistung, sowie offene Kamine
9. Anlagen zur Verteilung von Wärme bei Warmwasser- und Niederdruckdampfheizungen
10. Lüftungsleitungen und Leitungen von Warmluftheizungen, sofern sie nicht Brandabschnitte oder Geschosse in Gebäuden mit mehr als zwei Vollgeschossen überbrücken
12. Warmwasserversorgungsanlagen, einschließlich der Warmwasserversorgungsanlagen, der Einrichtungsgegenstände und der Armaturen,
14. Energieleitungen

Wie genehmigungsbedürftige Vorhaben wie z.B. Feu-

erstatten über 50 kW und Gasfeuerstätten über 90 kW Nennwärmeleistung zu behandeln sind, ist im Prinzip in der MBO festgelegt, z.B. in §21 bis §24. Im Detail, in der praktischen Ausführung und vor allem beim Übergang von nationalen Regeln zu europäischen, sind viele Fragen offen. Will man z.B. aus den Bauregellisten konkrete Vorgehensweisen ableiten, so bedarf man hier noch einiger Hilfen und Festlegungen, wie die Übereinstimmungs- und/oder Verwendungsnachweise geführt werden sollen.

Unabhängig davon, wie und wann diese Fragen beantwortet werden, muß man davon ausgehen, daß die QS ein zentraler Punkt der praktischen Ausführung wird. Hersteller, Prüfer, Zertifizierer und Überwacher werden nicht umhinkommen, eine QS einzuführen und möglichst zertifizieren zu lassen. In dieser Hinsicht ist die Prüfstelle HLK gut gerüstet und kann sich den Prüfungen stellen, sobald die Anforderungen festgelegt und die Zertifizierungs-, Akkreditierungs- und Überwachungsstellen eingerichtet und arbeitsfähig sind.

### Zusammenfassung

QS wurde bei HLK schon in einer Zeit praktiziert, als man den Begriff noch nicht kannte. D. Striebel schuf ab 1987 die Grundlagen der QS bei HLK, auf der solide weitergebaut werden konnte. Die Forderungen der nunmehr gültigen QS-Normen zu erfüllen, erfordert von allen nicht nur formales Abhaken auf geduldigem Papier, sondern aufwendigen und verantwortungsvollen Einsatz beim Messen, Kalibrieren, Überwachen und Dokumentieren. Für die Prüfung und Zertifizierung von thermostatischen Heizkörperventilen ist der ganze Weg im Detail festgelegt. Für andere Komponenten müssen die Wege und Verfahren noch festgelegt werden.

### Schrifttum

- /1/ DIN EN 45001, Mai 1990: Allgemeine Kriterien zum Betreiben von Prüflaboratorien.
- /2/ Bach, H.: 25 Jahre HLK-Prüfstelle an der Universität Stuttgart. HLK-Brief Nr. 4 (1992) S. 1
- /3/ Bach, H.: Der Heizkörperprüfstand im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Stuttgart. Klima-Technik (1967) Nr. 9.
- /4/ Bach, H.: Zur Genauigkeit der Heizkörperprüfung. Klima-Technik (1967) Nr. 10.
- /5/ Detzer, R.: Der neue Heizkörperprüfstand im Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart. Wärme-, Lüftungs- und Gesundheitstechnik (1969) Nr. 4.
- /6/ Mangelsdorf, R.: Prüfstand für die Messung der Wärmeleistung von Heizkörpern nach DIN 4704. Fachzeitschrift für Wärme-, Klima- und Sanitärtechnik (1972) Nr. 10, S. 294/296.
- /7/ DIN EN 442, Entwurf 11/1991: Radiatoren, Konvektoren und ähnliche Heizkörper. Prüfung und Leistungsangabe. Deutsche Fassung prEN442:1991.
- /8/ Interne Aufzeichnungen zur Überwachung des Heizkörperprüfstandes durch Kontrollheizkörper. Prüfstelle HLK.
- /9/ Coles, P. A.: Comparative Radiator Testing. BSRIA Technical Note TN 2/80 (1980) Bracknell.
- /10/ DIN IEC 584, Teil 1: Thermoelemente. Grundwerte.
- /11/ DIN IEC 584, Teil 1: Thermoelemente. Grenزابweichungen.
- /12/ Röhl, B.: Temperaturmessung in strömenden Flüssigkeiten mit hoher Genauigkeit. HLK-Brief Nr.1, Dez. 1989, S. 11/12
- /13/ DIN EN 251, Teil 1, 3/1988: Thermostatische Heizkörperventile Anforderungen und Prüfung.
- /14/ HD 1215-2: Harmonisierungsdokument zur EN 215, Teil 1.
- /15/ Besondere Regeln für das CEN-Zertifizierungsprogramm für thermostatische Heizkörperventile nach EN 215 Teil 1 und HD 1215 Teil 2, 1. Ausgabe, 1988-02-09, CENCER/CCC 3 N 25 Rev. 3.
- /16/ ISO-Guide 2, 1986: General Terms and their Definition Concerning Standardization and Related Areas.
- /17/ ISO-Guide 25, 1987: General Requirements for the Technical Competence of Testing Laboratories.
- /18/ Bach, H.: Übersicht über unsere Arbeiten. HLK-Brief Nr.1, Dez. 1989, S. 1/2.
- /19/ Goettling, D.R. und Schlapmann, D.: Nationale und europäische Zulassungen und Zertifizierungen von Heizkesseln. HLH Bd.43 (1992) Nr. 3, S. 133/140
- /20/ EG-Bauproduktenrichtlinie: Council Directive 89/106/EEC of Dec 21, 1988 concerning construction products.
- /21/ ARGEBAU: Musterbauordnung (MBO). Fassung gemäß Beschluß vom April 1992 der Arbeitsgemeinschaft der für das Bau-, Wohnungs- und Siedlungswesen zuständigen Minister der Länder. Insbesondere U17, 20 bis 24, 62 und 72 der MBO.

# Maßgebende Stoffwerttemperaturen und Einfluß des Luftdruckes bei freier Konvektion

HERMANN SAUTER

## 1 Einleitung

Der europäische Heizkörpermarkt ist hart umkämpft. Als Hauptvergleichsmaßstab gilt der auf die Heizkörperleistung bezogene Preis. Es kommt daher auf eine zuverlässige und einheitliche Bestimmung dieser Leistung an. Die Meßunsicherheit am selben Prüfstand darf 1 % nicht überschreiten. Veränderliche Einflüsse auf den Strahlungsanteil der Gesamtleistung eines Heizkörpers können genügend kleingehalten werden (konstante Temperatur der umgebenden Flächen). Beim konvektiven Anteil ist der Einfluß des Luftdruckes zu berücksichtigen. Bei Versuchen am Heizkörper wird nur die Übertemperatur  $\Delta\vartheta$  variiert, während der Luftdruck und die Umgebungstemperatur etwa gleich bleiben. Da sich die Übertemperaturen nur gering ändern (zwischen 30 und 65 K), ergeben sich für den Zusammenhang von Nu und Gr auch nur kleine Änderungen. In diesem Fall ergibt sich die Gr-Zahl durch die Änderung der Übertemperatur und der Stoffwerte. Die konvektive Wärmeleistung eines Heizkörpers in Abhängigkeit von seiner Übertemperatur läßt sich nach Rietschel/Raiß /1/ und Hesslinger /2/ sehr gut durch die Potenzfunktion

$$\dot{Q} = c \cdot \Delta \vartheta^n$$

$$\text{mit} \quad \Delta \vartheta = 0,5 \cdot (\vartheta_V + \vartheta_R) - \vartheta_\infty$$

darstellen. Betrachtet man nur den Wärmeübergangskoeffizienten für Konvektion  $\alpha_K$ , so ist dieser in Abhängigkeit von der Übertemperatur  $\Delta\vartheta$

$$\alpha_K \sim \Delta \vartheta^{n-1}$$

Für den Zusammenhang zwischen Nu und Gr ergibt die Kennzahlgleichung

$$N \sim Gr^m \quad (1).$$

Es kann nun nicht von der gemessenen Hochzahl  $(n-1)$  auf die Hochzahl  $m$  geschlossen werden. Würde man die Hochzahl  $m$ , so ließe sich der Druckeinfluß wie folgt berechnen:

$$\alpha_K \sim \varrho^{2m} \sim p^{2m}$$

Auf die gemessene Hochzahl  $(n-1)$  wirkt sich zum einen der Temperatureinfluß auf die Stoffgrößen aus

und zum anderen auch eine je nach Heizkörperkonstruktion unterschiedliche Verteilung des Wassers.

Ziel der Untersuchung ist herauszufinden, welche Temperaturen für die Stoffwerte maßgebend sind. Sind es die Oberflächentemperaturen oder ein Mittelwert zwischen diesen und den Temperaturen der Umgebung? Bei der alten DIN 4704 /3/ stützte man sich auf die gemessene Hochzahl  $n$ . Bei einer homogenen Wasserverteilung, z.B. wie bei Radiatoren (Gliederheizkörper), nimmt  $n$  einen Wert in Abhängigkeit von der Bauhöhe zwischen 1,20 und 1,25 an. In der ISO-Norm wird gar nur mit der konstanten Hochzahl  $m=0,5$  auf den Normluftdruck umgerechnet. Dies hat viele Hersteller bewogen, nur an den Orten mit hohem Luftdruck prüfen zu lassen. Daß eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse nicht mehr gegeben ist, ist leicht einzusehen.

Das neue Korrekturverfahren soll die in Diagrammen oder Tabellen festgehaltenen Hochzahlen  $m$  anwenden, die für unterschiedliche Heizkörperformen und -größen vorausberechnet werden.

Bei der theoretischen Bestimmung der Nu,Gr-Funktionen darf nicht die Übertemperatur  $\Delta\vartheta$  als Variable auftreten; die Temperaturen müssen konstant gehalten und stattdessen eine charakteristische Länge  $l$  oder der Luftdruck  $p$  variiert werden. Hieraus ergibt sich die Abhängigkeit der Nu-Zahl von der sogenannten Ga-Zahl

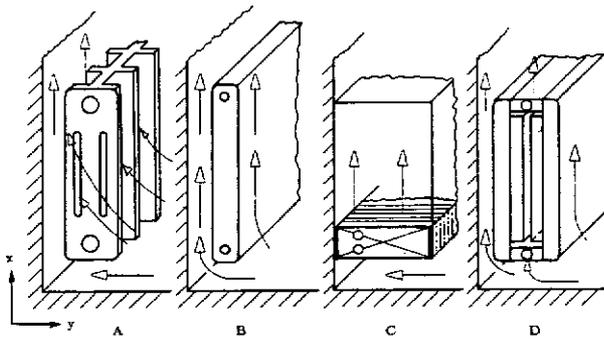
$$Ga = \frac{g \cdot \varrho^2 \cdot l^3}{\eta^2} \quad (2).$$

Auch wenn die Temperaturen bei der Variation von  $l$  oder  $p$  jeweils konstant gehalten werden, müssen für die Temperaturen der Stoffwerte Annahmen getroffen werden.

Dieses Problem gilt es für die Luftdruck-Korrekturrechnung zu lösen. Man muß erwarten, daß je nach Heizkörperform unterschiedliche Stoffwerttemperaturen und vor allem unterschiedliche Auftriebsübertemperaturen auftreten. Wie **Bild 1** zeigt, können nach Konvektionsmerkmalen eingeteilt, nur vier grundsätzlich unterschiedliche Heizkörperformen vorkommen:

Beim **Heizkörper-Typ A** (z.B. Glieder- oder Rohrheizkörper, vertikal oder horizontal gliedert) werden

## 2 Phänomenologische Betrachtung der freien Konvektion am Heizkörper



**Bild 1:** Luftströmungen an verschiedenen Heizkörpern

die einzelnen Glieder aus dem Raum frei angeströmt. Die Luft durchdringt den Heizkörper zur Rückwand hin, die vom Heizkörper bestrahlt als Sekundärheizfläche ebenfalls konvektiv Wärme abgibt.

Beim **Heizkörper-Typ B** (z.B. einreihiger unberippter Plattenheizkörper) handelt es sich um einen Einzelkörper wie eine senkrechte ebene Platte, die von vorn frei angeströmt wird, während sich zwischen Rückseite Heizkörper und Rückwand eine geführte Auftriebsströmung entwickelt. Die vom Heizkörper angestrahlte Rückwand bildet mit dem Plattenheizkörper einen Schacht und wirkt als Sekundärheizfläche.

Beim **Heizkörper-Typ C** (z.B. Konvektor mit Schacht) besteht ausschließlich eine geführte Auftriebsströmung. Je nach Höhe des Schachtes wird die geführte Auftriebsströmung im Konvektor verstärkt.

Beim **Heizkörper-Typ D** (z.B. berippter Plattenheizkörper mehrreihig) ist die Konvektionsströmung auf der Vorder- und Rückseite gleich der beim Heizkörper-Typ B. Zwischen den Platten jedoch findet in den von den Rippen gebildeten beheizten Kanälen eine geführte Auftriebsströmung wie beim Heizkörper-Typ C statt.

Bei den Heizkörpern vom Typ A, B und C sind durch entsprechende Untersuchungen die Wärmeleistungen in Abhängigkeit von der Bauhöhe oder vom Rippenabstand zu berechnen. Lediglich beim Heizkörper-Typ D, einer Kombination vom Typ A bis C bezüglich der Strömungsformen, ist die Wärmeleistung in Abhängigkeit des Rippenabstandes, der Rippenhöhe und der Bauhöhe rechnerisch zu bestimmen.

Gliedert man die konvektiven Strömungen nach dem Gesamtbewegungsbild und nach den Ursachen, so sind die geführten Strömungen in Kanälen, Rohren und Schächten von einer freien Strömung in einem größeren Raum an einer Wand zu unterscheiden. Bei den Heizkörper-Typen A und B überwiegt die freie Auftriebsströmung; die Glieder des Heizkörper-Typs A werden frei um- und durchströmt. Die Vorderseite des Heizkörper-Typs B wird aus dem Raum frei angeströmt. Zwischen Heizkörper und Rückwand besteht eine geführte Auftriebsströmung.

Beim Heizkörper-Typ C liegt ausschließlich eine geführte Auftriebsströmung vor.

Beim Heizkörper-Typ D sind die freie und die geführte Auftriebsströmung kombiniert.

### 2.1 Beschreibende Differentialgleichungen

Für das hier behandelte Problem kann für die Bewegungsgleichung (Navier-Stokes-Gleichung) die einfachere Prandtl'sche Grenzschichtgleichung mit Berücksichtigung des Auftriebs im Massenkraft-Glied angewandt werden. Die Energiegleichung gilt unter der gleichen Annahme wie die Bewegungsgleichung und unter Vernachlässigung der durch Druckunterschiede und Reibung hervorgerufenen Leistung sowie der Wärmeleitung in Strömungsrichtung. Aus der Wärmeübergangsgleichung und der Kontinuitätsgleichung ergeben sich zusammen mit der Bewegungs- und Energiegleichung die vier partiellen Differentialgleichungen für die fünf Unbekannten  $u$ ,  $v$ ,  $T$ ,  $\theta$  und  $p$ .

Aus der Zustandsgleichung für ideale Gase ergibt sich

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}$$

In dieser Gleichung gilt, daß die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  konstant bleibt, während  $\eta$  und  $\lambda$  temperatur- und ortsabhängig sind. Die Temperaturabhängigkeit von  $\eta$  und  $\lambda$  läßt sich durch eine Potenzfunktion (vgl. Nußelt /4/, Miyamoto /5/) darstellen:

$$\frac{\eta}{\eta_\infty} = \frac{\lambda}{\lambda_\infty} = \left( \frac{T}{T_\infty} \right)^\omega$$

Für die Stoffwerte in der Nu-Zahl wird die Wandtem-

peratur eingesetzt; welche Temperaturen für die Stoffwerte in der Ga-Zahl einzusetzen sind, bleibt offen. Ebenso wie Nußelt [4] eine Näherung der Abhängigkeit der Stoffwerte von der Temperatur durch eine Potenzfunktion vorschlägt, hat Bach [6] die Abhängigkeit der Stoffwerte von der Übertemperatur durch eine Potenzfunktion angenähert.

Sollen nun zwei geometrisch und physikalisch ähnliche Systeme mit unterschiedlichen Übertemperaturen ähnliche Übertemperaturfelder aufweisen, müssen ihre Differentialgleichungen für Bewegung und Energie-transport gleich sein. Die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte von der Übertemperatur ergibt sich zu:

$$\frac{\eta}{\eta_{\infty}} = \frac{\lambda}{\lambda_{\infty}} = C \cdot \theta^{\chi} \quad (3)$$

und

$$\frac{\rho}{\rho_{\infty}} = C_{\rho} \cdot \theta^{\Psi} \quad (4)$$

Es ergeben sich für bestimmte Übertemperaturbereiche unterschiedliche Konstanten C und C<sub>ρ</sub> sowie verschiedene Hochzahlen χ und Ψ.

Die Gleichungen (3) und (4) lassen sich in die Nu- und Ga-Zahlen einsetzen, man erhält daraus die modifizierten Nu\* - und Ga\* -Zahlen:

$$Nu^* = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda_{\infty} \cdot C \cdot \theta^{\chi_w}}$$

und

$$Ga^* = \frac{g \cdot \rho_{\infty}^2 \cdot C \cdot \rho^2 \cdot l^3 \cdot \theta^{2(\Psi - 2\chi)}}{\eta_{\infty}^2 \cdot C^2}$$

Unter Beachtung der Ähnlichkeit, nach der sich die Übertemperaturen in den betrachteten ähnlichen Systemen gleich verhalten, läßt sich der Zusammenhang zwischen Wärmeübergangskoeffizienten und Heizflächenübertemperatur ableiten:

$$\alpha \sim \theta_w^{\chi_w} \cdot \theta_w^{m^*} \cdot \theta_{St}^{2(\Psi_{St} - \chi_{St})m^*}$$

bzw.

$$\alpha \sim \theta_w^{\chi_w + m^* + 2(\Psi_{St} - \chi_{St})m^*} \quad (5)$$

unter der Annahme, daß  $\theta_w = \theta_{St}$  ist. Der Index W steht für Wandtemperatur und St für Stoffwerttemperatur.

Aus den Versuchsreihen, z.B. mit senkrechten Platten, erhält man durch Variation der Übertemperatur den Zusammenhang

$$\alpha \sim \theta_w^m \quad (6)$$

Die auf verschiedene Arten bestimmten Hochzahlen aus den Gleichungen (5) und (6) lassen sich gleichsetzen

$$m = \chi_w + m^* \cdot [1 + 2 \cdot (\chi_{St} - \chi_{St})] \quad (7)$$

daraus erhält man eine Bestimmungsgleichung für die Hochzahlen der Stoffwerte:

$$\Psi_{St} - \chi_{St} = \frac{1}{2} \left( \frac{m - \chi_w}{m^*} - 1 \right) \quad (8)$$

Es ist nach wie vor nicht geklärt, welche Temperatur für die Stoffwerte einzusetzen ist. In der Literatur werden die Stoffwerte meist für die Wandtemperatur eingesetzt (z.B. Schmidt/Beckmann [7], Elenbaas [8], Lorenz [9], Aihara [10] und andere). Nußelt setzt die Stoffwerte für die integrale Mitteltemperatur ein.

### 3 Experimentelle Untersuchungen

Die Variation der Abmessungen zur Bestimmung der Nu, Ga-Funktion läßt sich am einfachsten bei einer senkrechten Platte durch Veränderung der Höhe verwirklichen. Kuppler [11] hat dazu umfangreiche Versuche durchgeführt. Aus den Versuchsergebnissen lassen sich die mittleren Wärmeübergangsüberkoeffizienten für verschieden hohe Platten bei konstanter Wandtemperatur gewinnen.

Der Versuchsheizkörper bestand aus schmalen Aluminiumblechstreifen, die mit Elektroheizfolien beschichtet waren. Die Einzelelemente hatten eine Länge von 470 mm und eine Dicke von 6 mm. Ein Element hatte die Höhe von 23 mm, die restlichen Elemente eine Höhe von je 46 mm.

Die überströmte Länge L' (in Anlehnung an Krischer [12]) ergibt sich zu:

$$L' = (GE \cdot \text{Anzahl}) + KE + B$$

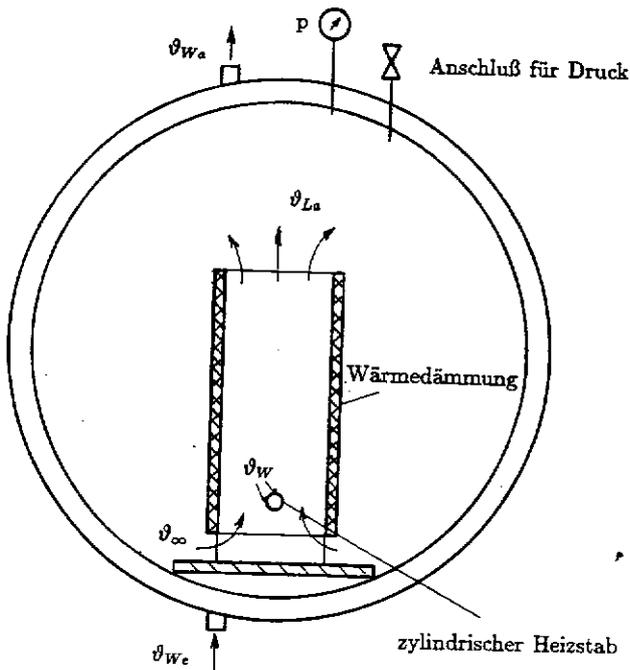
GE: großes Element (Höhe = 46 mm)

KE: kleines Element (Höhe = 23 mm)

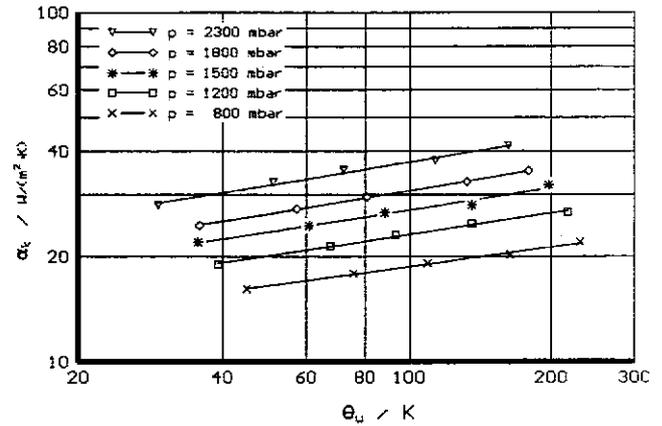
B: Breite (6 mm).

Näher ausgewertet wurden die überströmten Längen  $L' = 75 \text{ m}, 213 \text{ mm}, 443 \text{ mm}$  und  $909 \text{ mm}$ . Aus den Meßergebnissen können die Exponenten  $m$  (nach Gleichung (6)) und  $m^*$  (aus  $Nu^* \sim Ga^{*m^*}$ ) ermittelt werden. Nach Gleichung (7) ergeben sich die Exponenten für die Hochzahlen der Stoffwerte. Diese Werte werden mit den aus den Gleichungen (3) und (4) gewonnenen Werten verglichen. Stimmen diese Werte relativ gut miteinander überein, so bedeutet dies, daß die Übertemperatur der Wand gleich sein muß der Übertemperatur für die Stoffwerte, d.h., daß die Wandtemperatur maßgebend ist für die Stoffwerte.

In einer weiteren Versuchsreihe, vom Verfasser durchgeführt, ist ein elektrisch beheizbarer zylindrischer Stab mit Schacht (vgl. Bild 2) untersucht worden. Der Heizstab hat einen Durchmesser von  $8,5 \text{ mm}$  und eine beheizte Länge von  $1145 \text{ mm}$ . Der  $307 \text{ mm}$  hohe Schacht ist wärmedämmend; die für den Auftrieb maßgebliche Schachthöhe beträgt  $294 \text{ mm}$ . Die außen kühlbare Druckkammer besitzt einen Durchmesser von  $600 \text{ mm}$ . Die Oberflächentemperaturen auf dem Heizstab und an den Seitenwänden des Schachtes werden mit Thermoelementen gemessen; ebenso die Temperaturen der Luft am Eintritt und am Austritt des Schachtes. Der Heizstab kann bis auf  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  aufgeheizt werden. Der Luftdruck in der Kammer wird zwischen  $800$  und  $2300 \text{ mbar}$  variiert. Die charakteristische Länge für den Heizstab ist  $L = \pi/2 * D = 0,01335 \text{ m}$ .

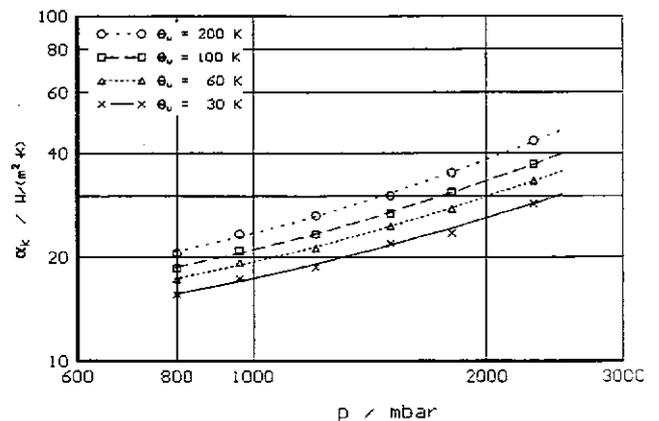


**Bild 2:** Versuchsaufbau zur Untersuchung des Luftdruckeinflusses auf den konvektiven Wärmeübergang

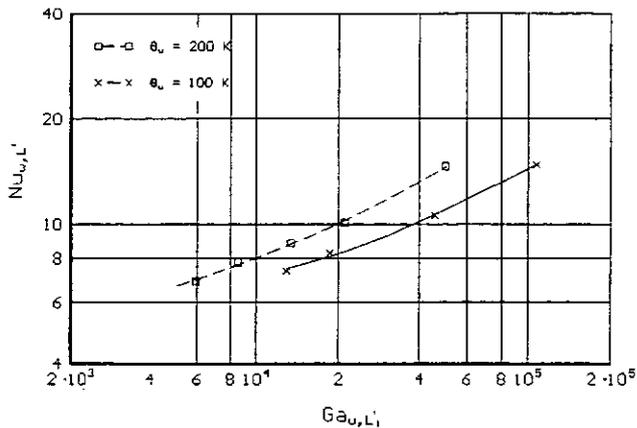


**Bild 3:** Abhängigkeit  $\alpha_k$  von der Übertemperatur  $\theta_w$  bei verschiedenen Luftdrücken  $p$

Gemessen wird die gesamte elektrisch zugeführte Leistung, von der die berechnete Strahlungsleistung abgezogen wird. Das Ergebnis ist die konvektiv abgegebene Leistung. Aus dieser können die Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_k$  (vgl. Bild 3) bei entsprechender Übertemperatur  $\theta_w$  (Differenz der Oberflächentemperatur  $\theta_w$  und der Lufttemperatur  $\theta_{Le}$ ) in Abhängigkeit vom Luftdruck ermittelt werden. Bei einer Übertemperatur  $\theta_w = 100 \text{ K}$  ergeben sich die Exponenten zwischen  $0,20$  (bei  $p = 800 \text{ mbar}$ ) und  $0,23$  (bei  $p = 2300 \text{ mbar}$ ). Aus dem Diagramm in Bild 3 lassen sich auch  $\alpha_k$ - $p$ -Kurven nach Bild 4 und daraus wiederum  $Nu, Ga$ -Kurven mit  $\theta_w = \text{const.}$  ableiten (vgl. Bild 5). Um die bei unterschiedlichen Luftdrücken



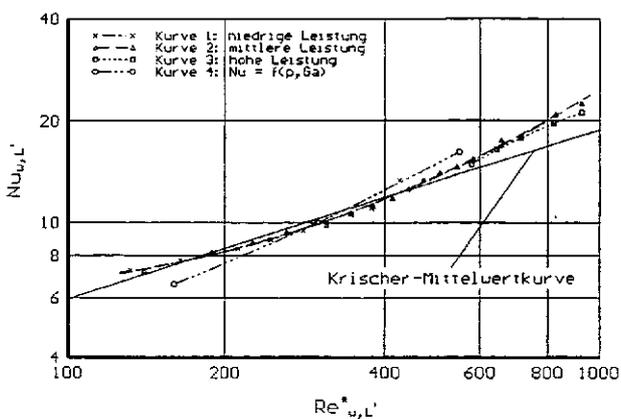
**Bild 4:** Abhängigkeit von  $\alpha_k$  vom Luftdruck  $p$  bei unterschiedlichen Übertemperaturen  $\theta_w$



**Bild 5:** Zusammenhang zwischen  $Nu$  und  $Ga$  für den Heizstab mit Schacht in Abhängigkeit vom Luftdruck  $p$

ken gemessenen Werte vergleichbar machen zu können, müssen die  $Ga$ -Zahlen mit dem Faktor  $(p/p_n)^2$  multipliziert werden. Die  $Ga$ -Zahlen gelten dann alle für den Normluftdruck  $p_n$ . Aus diesen Versuchen ergibt sich teilweise eine gute Übereinstimmung zwischen den Werten für  $\theta_w$  und  $\theta_{st}$ . Dies beweist, daß der Ansatz, für die Stoffwerte die Wandtemperatur einzusetzen, richtig ist.

Als weitere Bestätigung, daß die Stoffwerte für die Wandtemperatur einzusetzen sind, sind Versuche am Heizstab mit Zwangsanzströmung durchgeführt worden. Werden die Stoffwerte zur Auswertung für die Wandtemperatur eingesetzt, so ergeben sich Kurven (vgl. **Bild 6**), die nur unwesentlich von der Krischer-Mittel-



**Bild 6:** Zusammenhang zwischen  $Nu$  und  $Re^*$  für Zwangsanzströmung (Kurven 1 bis 3) und geführte Auftriebsströmung (Kurve 4)

wertkurve abweichen. Auch die Kurven aus den Ergebnissen der freien Konvektion in der Druckkammer reihen sich gut in diese Ergebnisse ein.

Damit ist für den Zweck der Druckumrechnung bei der Heizkörperprüfung nachgewiesen, daß die Wandtemperatur für die Stoffwerte maßgebend ist.

#### 4 Aufbau der Rechenmodelle für Heizkörper der Typen A und C

Die Heizkörper vom Typ A bestehen aus umströmten Einzelkörpern mit einfacher Form (Platte, Rohre). Aufgrund dessen lassen sich die konvektiven Wärmeleistungen aus bekannten Formeln berechnen und daraus die  $Nu, Ga$ -Funktionen sowie die Hochzahlen für eine Druckkorrektur ableiten (kennzeichnende Länge ist die Bauhöhe  $H$ ).

Beim Heizkörper-Typ C liegt eine geführte Auftriebsströmung vor, wobei der Schacht über dem Konvektor unbeheizt bleibt. Mit der von Hesslinger entwickelten Methode zur Optimierung von Konvektoren können ebenfalls die konvektiven Wärmeleistungen und auch die  $Nu, Ga$ -Funktionen berechnet werden.

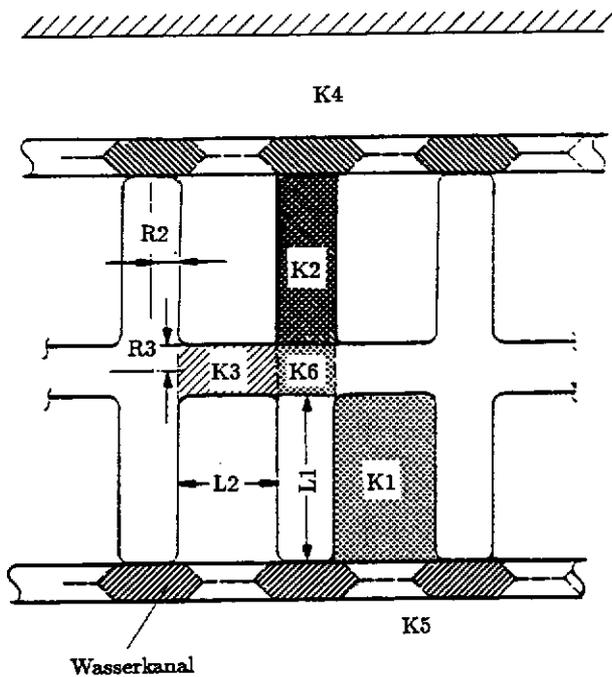
Haupteinflußgröße für die Wärmeabgabe ist der Rippenabstand  $2b$ . Außerdem müssen die Schachthöhe  $H_s$  und der Durchmesser  $D$  des Grundrohres berücksichtigt werden.

#### 4.1 Aufbau der Rechenmodelle für Heizkörper der Typen B und D

Beim Heizkörper-Typ B kann die konvektive Wärmeleistung aus bekannten Formeln oder aus Leistungsmessungen errechnet werden. Kennzeichnende Länge ist die Höhe  $H$ .

Beim Heizkörper-Typ D, z.B. mehrreihiger berippter Plattenheizkörper, ist die Berechnung nicht mehr so einfach, da verschiedene Strömungsformen am Heizkörper auftreten. In **Bild 7** sind die wasserführenden vertikalen Kanäle durch Schraffur gekennzeichnet. Die mäanderartig geformten Rippen bilden einen geschlossenen Rechteckkanal K1 und je zweiseitig beheizte Schächte K2 und K3. Ein einseitig beheizter Kanal K4 besteht zwischen der Rückseite des Heizkörpers und der Rückwand. Die Vorderseite K5 wird frei angeströmt.

Die Grundidee ist, die die Wärmeübertragungs- und Strömungsvorgänge am Heizkörper beschreibenden Differentialgleichungen in Differenzgleichungen umzuwandeln und diese numerisch zu lösen.



**Bild 7:** Plattenheizkörper zweireihig mit zwei Konvektionsblechen (Draufsicht)

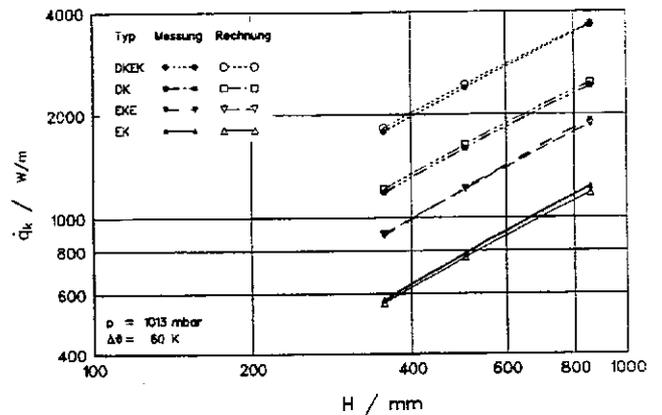
Die Berechnung der thermischen Größen wie Lufttemperatur im Schacht, Geschwindigkeit usw. erfolgt sequentiell, d.h. sie werden für jeden Schacht für sich berechnet. Um Rechenzeit zu sparen, werden die Höhenschritte so groß gewählt, daß die Genauigkeit der Berechnung noch ausreichend ist.

Die den Wärmeübergang an die Luft beschreibenden partiellen Differentialgleichungen lassen sich mit den komplexen Randbedingungen analytisch nicht lösen. Die Differentialgleichungen für Bewegung, Energie und Kontinuität werden in Differenzgleichungen umgewandelt und für jeden Kanal bei den entsprechenden Höhenschritten die Temperaturen und Geschwindigkeiten berechnet.

Zum Vergleich zwischen Rechnung und Messung sind einreihige Heizkörper mit einer Rippe (Plattenheizkörper einreihig mit einem Konvektionsblech: Typ EK), zweireihige Heizkörper mit einer Rippe (Plattenheizkörper zweireihig mit einem Konvektionsblech: Typ EKE), zweireihige Heizkörper mit zwei Rippen (Plattenheizkörper zweireihig mit zwei Konvektionsblechen: Typ DK) und dreireihige Heizkörper mit Rippen (Plattenheizkörper dreireihig mit drei Konvektionsblechen: Typ DKEK) mit unterschiedlichen Bauhöhen

untersucht worden.

Die Ergebnisse der gerechneten und aus den Messungen ermittelten konvektiven Wärmeleistungen in Abhängigkeit von der Bauhöhe sind in **Bild 8** dargestellt.



**Bild 8:** Abhängigkeit der konvektiven Wärmeleistung von der Bauhöhe und dem Heizkörper-Typ

Die Abweichungen zwischen Rechnung und Messung betragen maximal 1-4 %. Aus **Bild 8** läßt sich erkennen, daß die Abhängigkeit der Wärmeleistung von der Bauhöhe einer Potenzfunktion folgt. Es ist das erste Mal, daß dieser für Typreihenuntersuchungen wichtige Sachverhalt sowohl rechnerisch als auch durch Messungen nachgewiesen ist. Eine Typreihe besteht aus Heizkörpern gleichen Grundtyps, z.B. E, EK, DK, und mehreren Bauhöhen.

Nach dieser neuesten Erkenntnis müssten in Zukunft nur die niedrigste und die höchste Bauhöhe gemessen werden, um die Wärmeleistungen für eine ganze Typreihe zu erhalten. Die Wärmeleistungen der Zwischenbauhöhen können anhand der Potenzfunktion berechnet werden. Hierbei muß allerdings beachtet werden, daß die Abhängigkeit der Wärmeleistungen für Bauhöhen unter 300 mm einer anderen Potenzfunktion folgt wie für Bauhöhen > 300 mm. Der Exponent der Potenzfunktion ist bei den kleineren Bauhöhen niedriger.

Die numerische Berechnung liefert für jeden Kanal die konvektive Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Übertemperatur des Heizkörpers, d.h. es können für jeden Kanal die Nu, Ga-Zahlen oder Nu, Gr-Zahlen

berechnet werden. Gesucht ist allerdings eine mittlere Nu,Gr-Zahl. Da jeder Kanal bei der Berechnung mit unterschiedlichen Flächenanteilen zum gesamten Wärmeübergang beiträgt, müssen sie flächenmäßig bewertet werden. Dies wird bei der Berechnung folgendermaßen berücksichtigt:

$$Nu_{ges} = \frac{1}{A_{ges}} (Nu_1 \cdot A_{K,1} + Nu_2 \cdot A_{K,2} + Nu_3 \cdot A_{K,3}) \quad (9)$$

Für die Berechnung der Gr-Zahl gilt:

$$Gr_{ges} = \frac{1}{A_{ges}} (Gr_1 \cdot A_{K,1} + Gr_2 \cdot A_{K,2} + Gr_3 \cdot A_{K,3}) \quad (10)$$

$A_{K,1}$  bis  $A_{K,3}$  sind die wärmeabgebenden Flächen der einzelnen Kanäle.

Aus den Gleichungen (9) und (10) können die gemeinsamen Nu,Gr-Funktionen und daraus wiederum die gemittelten Exponenten  $m^*$  ermittelt werden. Der Einfluß der kennzeichnenden Länge auf den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_K$  läßt sich aus der bekannten Nu,Gr-Funktion ableiten:

$$\alpha_K \cdot D_h \sim [(D_h)^3]^{m^*}$$

Daraus folgt:

$$\alpha_K \sim [(D_h)^3]^{(3m^* - 1)}$$

Der hydraulische Durchmesser  $D_h$  ist für den Kanal K1 die kennzeichnende Länge. Sie ist somit auch Haupteinflußgröße der gemeinsamen charakteristischen Abmessung  $X^*$ . Beim Heizkörper vom Typ D (mehrrichtig mit mehreren Rippen) ergibt sich für  $X^*$  (in mm):

$$X^* = D_h \left( \frac{H}{h} \right)^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{D_h}{h} + \left( \frac{L3}{D_h} \right)^3 \cdot \left( \frac{L3}{h} \right)^{0,1} + \left( \frac{L4}{D_h} \right)^3 \cdot \left( \frac{L4}{H} \right)^{0,1} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

mit  $L3 = 2 R2$ ,  $L4 = 2 R3$ .

H ist die Bauhöhe des Heizkörpers und h ist die Höhe der Rippen (Konvektionsbleche).

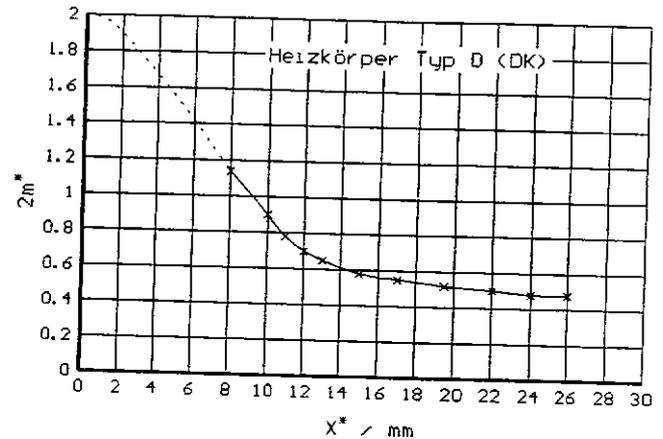
Der Funktionsverlauf

$$Nu_{ges} = f \cdot (Gr_{ges})$$

richtet sich überwiegend nach der Funktion

$$Nu_{K,1} = f \cdot (Gr_{K,1})$$

Für zweireihige Heizkörper mit zwei Rippen ist dieser Zusammenhang nach Gleichung (11) beispielhaft in **Bild 9** dargestellt. Für die Heizkörper der Typen A, B, C und D ergeben sich ähnliche Diagramme.



**Bild 9:** Abhängigkeit des Exponenten  $2m^*$  von der gemeinsamen charakteristischen Abmessung  $X^*$

## 6 Anwendung der Ergebnisse

In DIN 4704, Ausgabe 1988 /13/, sind die Korrekturfaktoren für den Luftdruck (dort  $n_p$  genannt) in Tabellenform angegeben. Die groben Unterteilungen in der DIN sind nach der Erkenntnis der numerischen Berechnungen unzureichend. Die nach DIN 4704 gemessene Wärmeleistung  $\dot{Q}$  wird auf den Normzustand ( $p = 1013$  mbar) umgerechnet nach:

$$\dot{Q}_N = \dot{Q}_{gem} [s_p + (1 - s_p)] \cdot f_p$$

Es bedeuten:

- $\dot{Q}_N$  Normwärmeleistung in W
- $\dot{Q}_{gem}$  gemessene Leistung in W
- $s_p$  Strahlungsanteil
- $f_p$  Umrechnungsfaktor für den Luftdruck (entspricht  $2m^*$ ).

Der Umrechnungsfaktor  $f_p$  für den Luftdruck errechnet

sich zu:

$$f_p = \left( \frac{p_n}{p} \right)^{n_p}$$

Es gilt:

$p_n$	Normluftdruck 1013 mbar
$p$	Umgebungsluftdruck in mbar
$n_p$	Exponent für den Luftdruckeinfluß.

Es wäre also wünschenswert, wenn die Tabelle nach DIN 4704 durch entsprechende Kurven gemäß Bild 9 ersetzt würde. Leider sollen in die zukünftige europäische Norm nicht die Diagramme, sondern die erweiterten Tabellen übernommen werden.

Das Rechenprogramm ist nicht nur zur Berechnung der Nu- und Gr-Zahlen, respektive der Exponenten  $m^*$ , entwickelt worden, sondern auch um die konvektiven Wärmeleistungen von Plattenheizkörpern schnell zu berechnen. Damit lassen sich auf einfache Weise Plattenheizkörper optimieren. Der Vorteil liegt ganz einfach in der Zeitersparnis und in den geringen Kosten. Die Herstellkosten und die Kosten für die Leistungsmessung entfallen damit. Fertigungstechnische Unzulänglichkeiten werden dabei ebenso ausgeschlossen, d.h. die Rechenergebnisse sind vergleichbar. Will man eine Optimierung an Plattenheizkörpern z.B. durch Ändern der Rippenabmessungen auf herkömmlichem Wege durchführen, so treten Unsicherheiten bei der Fertigung und sogar bei der Leistungsmessung auf. Selbst wenn die Berechnung der Leistung auf dem Computer eine Unsicherheit von 4 % zur Messung ergibt, so sind doch alle Rechenwerte exakt miteinander vergleichbar, da die Randbedingungen jeweils gleichgehalten werden.

## 7 Zusammenfassung

Die Wärmeleistung eines Heizkörpers ist außer von Form und Abmessung von der Übertemperatur abhängig. Einfluß auf die konvektive Wärmeabgabe hat auch der Luftdruck, der jedoch nur als Abweichung vom Normdruck ( $p_n = 1013$  mbar) bei der Leistungsmessung durch eine Korrektur berücksichtigt werden muß. Temperatur- und Druckeinfluß sind über Ähnlichkeitskennzahlen und Kennzahlenfunktionen für den Wärmeübergang miteinander verknüpft. Die Kennzahlenfunktionen aus der Literatur - sie gelten meist für die ebene Platte oder parallele Rippen - reichen nicht aus, um sie bei der Vielfalt von Formen bei den Heizkörpern richtig zuzuordnen. Unsicherheiten bestehen bei der maßgebenden Temperatur für die Stoffwerte. In der Literatur wird häufig die Wandtempera-

tur des Heizkörpers oder die Mitteltemperatur aus Wand- und Umgebungstemperatur oder gar nur die Umgebungstemperatur als maßgebend angenommen. Zwischen der Auftriebsübertemperatur und der Übertemperatur für die Stoffwerte wird nicht differenziert.

Bei Plattenheizkörpern mit Rippen ist es nicht eindeutig, welche Temperatur für die Stoffwerte einzusetzen ist, da auf der Vorderseite des Heizkörpers eine freie und in den Rippenschächten eine geführte Auftriebsströmung stattfindet. Die für den Wärmeübergang maßgebende Übertemperatur der Wand ist mit der für den Auftrieb im Schacht und damit für die Strömung maßgebenden Übertemperatur gleichzusetzen.

Das Problem des Temperatureinflusses auf die Stoffwerte wird dadurch gelöst, daß bei extrem unterschiedlichen Heizflächen - ebene Platte im freien Raum und zylindrischer Heizstab im Schacht - die Abhängigkeit des konvektiven Wärmeüberganges einerseits von geometrischen Abmessungen und andererseits vom Luftdruck bei bestimmten konstanten Übertemperaturen  $\theta$  hergestellt wird.

Dazu müssen die Funktionen  $Nu = f(Ga, \theta_w / T_\infty)$  mit  $Ga = g\beta^3 / \nu^2$  und den unabhängigen Variablen  $l$  (kennzeichnende Länge) bzw.  $\nu$  ( $\nu = 1/p$ ) aus Versuchen bestimmt werden. Die Nu, Ga-Darstellung wird gewählt, weil sich der Temperatureinfluß auf den Stoffwert  $\nu$  nur in einer Parallelverschiebung der Nu, Ga-Kurven auswirkt. Werden die Ga-Zahlen, ermittelt bei gleichen Abmessungen und unterschiedlichen Übertemperaturen, mit dem Faktor  $\theta_w / T_\infty$  multipliziert, so erhält man aus der Kurvenschar mit  $\theta_w$  als Parameter eine einzige Kurve, die sogenannte Gr-Kurve. Dies ist nur möglich, wenn die Temperaturen für die Stoffwerte bei der Wandtemperatur eingesetzt werden.

Unter der Voraussetzung, daß Ähnlichkeit gegeben ist, müssen sich die gewonnenen Erkenntnisse auch auf andere Versuchsbedingungen - z.B. die Zwangsanströmung am Heizstab - übertragen lassen. Werden bei diesen Versuchen die Stoffwerte ebenfalls bei der Wandtemperatur eingesetzt, so stimmen die Ergebnisse aus den Messungen bei variablem Druck gut mit denen bei variablem Volumenstrom überein.

## 8 Literatur

- /1/ Rietschel/Raiß: Heiz- und Klimatechnik, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 15. Auflage, (1970).
- /2/ Hesslinger, S.: Beitrag zur Berechnung der Wärmeleistung von Konvektoren, Diss. Universität Stuttgart, (1983).
- /3/ DIN 4704: Prüfung von Raumheizkörpern, Teil 1 und Teil 2, Ausgabe August 1972.
- /4/ Nußelt, W.: Das Grundgesetz des Wärmeüberganges, Ges.-Ing. 38, Nr 42 und 43, (1915), S.477/496.
- /5/ Miyamoto, M.: Influence of variable properties upon transient und steady-state free convection Int. J. Heat Mass Transfer 20, (1977), S. 1258/1261.
- /6/ Schmidt, E. u. Beckmann, W.: Das Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld vor einer Wärmeabgebenden senkrechten Platte bei natürlicher Konvektion, Techn. Mechan. und Thermodyn. Nr. 11, (1930), S. 391/406.
- /7/ Elenbaas, W.: Dissipation of heat by free convection, Philips Res. Rep. 3, (1948), S. 338/360 u. 450/465.
- /8/ Lorenz, H.: Die Wärmeübertragung von einer ebenen, senkrechten Platte an Öl bei natürlicher Konvektion, Zeitschrift f. techn. Physik, Nr 9, (1934), S. 362/366.
- /9/ Aihara, T.: Natural convection heat transfer from vertical rectangular-fin arrays, Bull. JSME, Part 2, Nr. 64, (1970), S. 1182/1191; Bull. JSME, Part 3, Nr. 64, (1970), S. 1192/1200; Bull. JSME, Part 4, Nr. 74, (1971), S. 818/828, Amer.Inst.chem.Eng. J4, (1958), Nr. 3, S. 285/289.
- /10/ Kuppler, F., Haug, E. u. Sauterleute, A.: Darstellung örtlicher Wärmeübergangszahlen an elektrisch beheizten Platten unter realen Einbaubedingungen in Abhängigkeit von der Übertemperatur und der Bauhöhe, Ausarbeitung IKE-HLK, Stuttgart, (1986), unveröffentlicht.
- /11/ Krischer, O.: Wärme- und Stoffaustausch bei überströmten oder durchströmten Körpern verschiedener geometrischer Form. Chemie-Ing.-Techn., Nr. 3, (1961), S. 155/162.
- /12/ DIN 4704: Prüfung von Raumheizkörpern, Teil 1 und Teil 2, Ausgabe September 1988.

## Braucht man Komfort-Klimaanlagen in Deutschland?

GERD SCHAAL

Klimaanlagen und Umweltschutz sind - spontan geurteilt - zwei Begriffe wie Feuer und Wasser. Können wir einerseits Klimaanlagen betreiben und auf der anderen Seite unsere Umwelt schonen? In der landläufigen Meinung sind Klimaanlagen, im folgenden Raumlufttechnische Anlagen (RLT-Anlagen) genannt, haustechnische Einrichtungen, die unsere endlichen Vorräte an Primärenergien verbrauchen und weltweit zur CO<sub>2</sub>-Problematik beitragen.

Legt man das vom VDMA geschätzte Investitionsvolumen für RLT-Anlagen der letzten 20 Jahre zugrunde, so kann man grob ableiten, daß in den alten Bundesländern heute mehr als Zehntausend Komfort-Klimaanlagen in Betrieb sind, die mindestens 200 Millionen m<sup>3</sup> Luft pro Stunde fördern. Rechnet man die elektrische Energie zur Luftförderung und Kälteerzeugung auf Primärenergie um, so errechnet sich ein jährlicher Bedarf an Primärenergie zwischen 4 - 8 Mrd. kWh (einschl. Heizung). Das sind allerdings "nur" 2 % des gesamten Primärenergieverbrauchs der BRD.

Sollen wir also alle Komfort-Klimaanlagen abschalten und auch keine neuen mehr bauen?

Zu Pionierzeiten der ersten RLT-Anlagen nannte man diese "Gesundheitstechnische Anlagen", d. h. mit zunehmender Personendichte in den Büro- und Verwaltungsgebäuden stand die ausreichende Versorgung der Menschen mit Frischluft, also die Gesundheit im Mittelpunkt der Anstrengungen der Klimaingenieure. Wie sich die Zeiten ändern! Heute glauben viele, daß sie in klimatisierten Räumen häufiger krank sind, als sie es beim Arbeiten in fensterbelüfteten Räumen wären. RLT-Anlagen können Krankheitskeime und Allergene ausbreiten. Die Zugluft in zwangsbelüfteten Räumen führt zu Beschwerden mit geschwollenen Schleimhäuten der Nase und Augen. Symptome dieser Art werden in der Fachliteratur unter dem Oberbegriff "Sick-Building-Syndrom" zusammengefaßt. Die Zusammenhänge sind heute erst in Ansätzen erforscht. Neben den genannten Befindungsstörungen gibt es auch eine Reihe von psychologischen Ursachen für die schlechte Akzeptanz von RLT-Anlagen. Gerade wenn sich die Fenster nicht öffnen lassen, fühlen sich viele Menschen einem technisch erzeugten Klima mit einheitlicher, konstanter Temperatur ausgesetzt. Die Problematik, jeden Rauminassen mit "frischer" Luft zu versorgen ist seit gut 70 Jahren, seit es Klimatechnik

bei uns gibt, aktuell. In der "normalen" Büroluft werden mehr als 5.000 chemische Stoffe in typischer minimaler Konzentration vermutet und durch den Fortschritt in der Meßtechnik in immer größerem Umfang nachgewiesen. Ursachen sind u. a. die zunehmende Verbreitung von Kunststoffen in Innenräumen und die Konzentration von Geräten der Kommunikationstechnik. Ein vielfach ungelöstes Problem ist das Rauchen am Arbeitsplatz. Bei hoher Konzentration an Nebenstromrauch wird die krebserzeugende Wirksamkeit heute nicht mehr bezweifelt (MAK-Begründung).

Unbestritten ist also, daß luftfremde Stoffe, ob gesundheitsschädlich oder auch nur lästig, durch Außenluft verdünnt und abgeführt werden müssen. Über das Fenster ist das nur bedingt möglich. Bei niedrigen Außenlufttemperaturen werden Fenster weniger häufig und nur kurzzeitig geöffnet. Nur unzureichend belüftet werden Arbeitsplätze in Großraumbüros, die von der Fassade weit entfernt liegen. Verkehrslärm und Autoabgase können das Fensterlüften stark einschränken. Schlecht geeignet zum natürlichen Lüften sind auch Hochhäuser heutiger Bauart, bei denen hohe Windgeschwindigkeiten und Turbulenz lästige Raumluftbewegungen hervorrufen. Wie die Planungen eines 180 m hohen Bürogebäudes in Frankfurt belegen, sucht man inzwischen neue Wege einer kombinierten natürlichen/mechanischen Belüftung für Hochhäuser.

Für die genannten Ausnahmen stellt niemand RLT-Anlagen in Frage. Doch ist es gerechtfertigt, daraus zu folgern, daß in den meisten Fällen, in denen Fensterlüften möglich ist, auf RLT-Anlagen verzichtet werden kann?

Die Akzeptanz gegenüber dem Fensterlüften ist kein Problem, sofern nicht zu viele Personen im gleichen Raum sitzen. Wird es zu kalt oder zu warm, ist die Luft verbraucht, so ist das Fenster ein einfacher, von jedem bedienbarer 'Regler', dessen Grenzen und Unzulänglichkeiten allgemein akzeptiert werden. Im Sinne des Energiesparens ist jedoch unkontrolliertes Fensterlüften zu vermeiden. Bei heute schon gutem Wärmeschutz neuer und bereits sanierter Bauten ist der Wärmebedarf aufgrund der Wärmeleitung durch die Gebäudehülle deutlich niedriger als der Lüftungswärmebedarf.

Investitionen für eine Wärmerückgewinnung im Lüftungsstrom sind wirtschaftlicher als zusätzliche Bau-

maßnahmen zur Verbesserung der Wärmedämmung. Sie ersparen in der Folge auch Investitionen für die Heizung. So sind die Investitionen für Wärmerückgewinnung pro installierte kW Wärmeleistung nur halb so hoch wie die für Heizung.

Im Entwurf der Novelle zur Wärmeschutzverordnung (WSchVO, Mai 1992) wird im Gegensatz zu WSchVO 1982 ein auf Grundfläche oder Bauvolumen bezogener jährlicher Heizwärmebedarf gefordert. Man gibt dem Planer bewußt einen größeren Handlungsspielraum, um integrales, energiesparendes Bauen zu ermöglichen.

Sind moderne Büro- und Verwaltungsgebäude hoch technisiert, so sind die inneren Wärmegewinne einschließlich der eingestrahelten Sonnenenergie nicht zu vernachlässigen. Es ist keine Ausnahme, daß auch bei Minustemperaturen solche Gebäude während der Betriebszeit gekühlt werden müssen. Bedenkt man, daß eine gut isolierte Fassade im Sommer nachts verhindert, daß das Gebäude auskühlen kann, so ist mäßige

Wärmedämmung kombiniert mit Wärmerückgewinnung die energetisch bessere Lösung. Wärmerückgewinnung jedoch ist nur mit RLT-Anlagen möglich!

Werden 75 % der Wärme aus der Abluft durch eine regenerative Wärmerückgewinnung auf die Zuluft übertragen und erhöht sich durch innere Wärmelast die Fortlufttemperatur nur um 2 K, so kann bis zu 6 K kältere Außenluft ohne zusätzliche Heizenergie auf Raumtemperatur erwärmt werden. Daher verbrauchen RLT-Anlagen mit Wärmerückgewinnung in der Heizperiode weniger Energie als fensterbelüftete Gebäude (vgl. Bild 1)

Doch wie müssen diese Anlagen gebaut werden, damit sie zum Wohlbefinden beitragen, jedoch Geldbeutel und Umwelt schonen?

Die Rezepte sind seit langem bekannt. Doch mit der Umsetzung liegt es noch im argen. Auf die Gründe soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden. Ebenso ist es falsch zu glauben, eine RLT-Anlage könne ein "krankes" Gebäude gesund machen. Erfah-

Vergleich des Primärenergieverbrauchs zum Heizen, Kühlen und Lüften für ein Bürogebäude mit 5000 m<sup>2</sup> Hauptnutzungsfläche

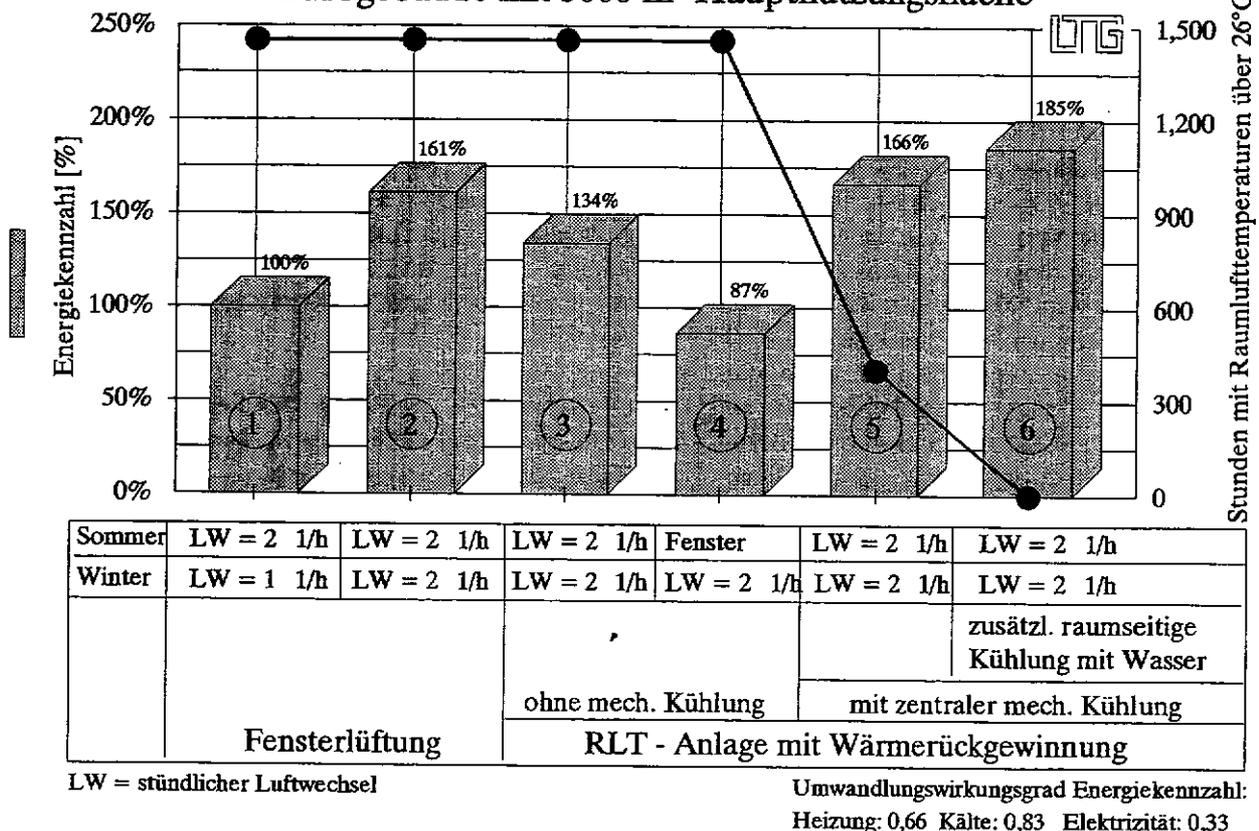


Bild 1: Vergleich des Primärenergieverbrauchs eines Gebäudes mit Fensterlüftung und unterschiedlichen RLT-Systemen

rungen zeigen, daß sich -um ein Beispiel zu nennen- niemand in einem Gebäude mit hoher Wärmeeinstrahlung durch zu große Fensterflächen und schlechten Sonnenschutz wohlfühlen kann, selbst wenn die RLT-Anlage diese Kühllast abführen kann.

Als erste Empfehlung für eine RLT-Anlage sollte die auf das Raumvolumen oder die Hauptnutzungsfläche (HNF) bezogene Außenluftfrate nach unten und oben begrenzt werden. Sieht man von Versammlungsräumen ab, so sollte die Raumluft pro Stunde 2 bis 3 mal erneuert werden.

Auf die Grundfläche HNF bezogen ist das ein spezifischer Volumenstrom zwischen 5,5 und 8,2 m<sup>3</sup>/(m<sup>2</sup>h). Bei Fensterlüftung zum Vergleich, schwankt der Luftwechsel im Mittel zwischen 0,2- und 2-fach pro Stunde.

Voraussetzungen für eine als gut empfundene Luftqualität sind regelmäßige, fachmännische Wartung, hochwertige Filter und hygienisch unbedenkliche Befeuchtung. Umluftbetrieb sollte im Winter auf das Anfahren der RLT-Anlage beschränkt bleiben. Untersuchungen in den USA zeigen, daß eine erhöhte Außenluftfrate die empfundene Luftqualität nicht verbessern kann, wenn die zuvor genannten Bedingungen nicht erfüllt sind.

Bei der Auswahl der Abscheideleistung von Luftfiltern (Einteilung nach EU-Klassen) ist zu beachten, daß Außenluft, z. B. über das Dach angesaugt, überwiegend Schwebstaub enthält, der unterhalb einer Partikelgröße von ca. 0,5 µm lungengängig ist. Filterklassen bis EU6 sind ungeeignet, Schwebstaub abzuscheiden. Feinstfilter der Klassen EU7 bis EU8 sind im Betrieb nur wenig unwirtschaftlicher, lassen aber nur 20 bis 40 % der Schwebeteilchen durch. Um ein 'Keimen' von Schimmelpilzen im Filtermaterial ausschließen zu können, ist darauf zu achten, daß Filter nicht naß werden und nicht mit zu feuchter Luft durchströmt werden. Damit ist sichergestellt, daß sich Allergiker in mechanisch belüfteten Räumen wohler fühlen als in fensterbelüfteten.

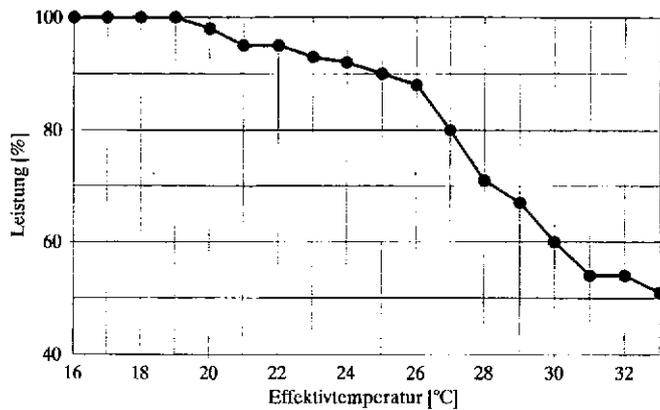
Auf die Befeuchtung kann bei niedrigen Außentemperaturen nicht verzichtet werden. Bei Human-RLT-Anlagen ist es jedoch nicht erforderlich, die untere Grenze für die relative Feuchte genau einzuhalten. Es genügen 25 bis 35 %, um die Schleimhäute nicht austrocknen zu lassen. Bei bestimmten Kunststoffböden muß die Feuchte u. U. auf bis zu 50 % angehoben werden, um elektrostatische Aufladungen zu vermeiden. Die Betriebskosten im Winter lassen sich spürbar reduzieren, wenn der Wärmerückgewinner durch seine hygroskopische Beschichtung auch Feuch-

te übertragen kann. Luftwäscher, in der Fachsprache 'Umlaufsprühbefeuchter' genannt, haben im Gegensatz zu Dampfbefeuchtern den Vorteil, daß sie wasserlösliche Luftschadstoffe "auswaschen" und zusätzlich als sich selbst regenerierendes Feinstaubfilter arbeiten. Werden diese Befeuchter sorgfältig gewartet, das Wasser im Sammelbecken durch Leitwertmessung abgeschlämmt und mittels UV-Bestrahlung entkeimt, so können mikrobiologische Risiken ausgeschlossen werden. In der warmen Jahreszeit kann die Wasserverdunstung zur Kühlung genutzt werden.

**Bild 1** vergleicht den Primärenergieverbrauch von einem Bürogebäude mit Fensterlüftung und alternativ mit Klimaanlage in unterschiedlichen Ausstattungsvarianten. In der über der Ordinate aufgetragenen Energiekennzahl wird der Jahresverbrauch an elektrischer Arbeit für Luftförderung, Kälteerzeugung, Be- und Entfeuchtung sowie die Heizungswärme als Primärenergieverbrauch angegeben. Die Energiekennzahl ist gleichzeitig ein Maß für die Energiekosten. 100 %-Basis ist die reine Fensterlüftung bei einfachem, hygienisch nicht ausreichendem Außenluftwechsel (Balken 1). Eine Verdoppelung der Frischluftfrate durch unkontrolliertes Lüften muß mit einem 60 % höheren Energieverbrauch erkaufte werden (2)! Eine mechanische Lüftung mit Wärmerückgewinnung (4) schafft vergleichbare Luftqualität, höheren thermischen Komfort und spart zusätzlich gegenüber Fensterlüftung (1) 13 % Primärenergie. Baut man eine Kälteanlage ein und betreibt die RLT-Anlage (5) in der übrigen Jahreszeit mit einem 2-fachen, konstanten Luftwechsel, so verringern sich die Betriebsstunden mit Raumlufttemperaturen über 26 °C von knapp 1.400 h/a auf 400 h/a. Der Energieverbrauch bleibt dabei noch in der Größenordnung eines fensterbelüfteten Gebäudes. Er erhöht sich um weitere 19 %-Punkte, wenn die Räume zusätzlich mit Kaltwasser, z. B. über Kühldecken oder Induktionsgeräte gekühlt werden (6).

Dem Bauherrn oder Betreiber der Gebäude bleibt es überlassen, die zusätzlichen Kosten für Kälteanlage, Wartung, Instandsetzung und Energie mit der verbesserten Arbeitseffizienz der Mitarbeiter aufzurechnen. In **Bild 2** ist aufgetragen, wie die Arbeitsleistung mit wachsender Raumlufttemperatur abnimmt. Bei 26 °C Raumlufttemperatur nimmt die Arbeitsleistung bereits um 10 % ab.

Reicht die Kühlung der Zuluft nicht aus, um angenehme Raumlufttemperaturen zu gewährleisten, können überschüssige Wärmelasten durch eine bedarfsabhängige Erhöhung des Luftvolumenstroms oder durch einen zusätzlichen Kaltwasserkreislauf im Gebäude abgeführt werden. Entweder kühlt man die Raumluft mittels im Raum installierter Induktionsgeräte



Leistungsabfall in Abhängigkeit von Effektivtemperatur nach Werten von Hasse, Ehrisman, Lehmann, Szakall, Machwoth ("aus Ergonomie am Arbeitsplatz")

**Bild 2:** Leistungsabfall bei Büroarbeit und unterschiedlichen Raumlufttemperaturen

oder Ventilatorconvektoren, oder die Decke selbst wird großflächig gekühlt. Diese Kühldecken nehmen die im Raum freiwerdende Wärme etwa zu gleichen Teilen über Strahlung und Konvektion auf. Kühldecken-Systeme erfordern in jedem Fall eine Belüftung mit Entfeuchtung über eine Kältemaschine, da Kondensation in der Decke ausgeschlossen werden muß. Welches Klimasystem am besten paßt, entscheiden der Gebäudetyp, die Lage, gerätetechnische Ausstattung, Nutzung und letztlich die Anforderungen an thermischen Komfort und Luftqualität.

Plant man ein neues Gebäude, so ist es nicht immer einfach, bei der Vielfalt der Ansprüche seitens Architekt, Bauherr, Nutzer, Behörde, usw. einen Kompromiß zwischen Komfort und Umweltverantwortung zu finden. Computerprogramme können das thermische Verhalten von Gebäuden simulieren. Der Computer berücksichtigt Wetter, Gebäudestruktur, Verhalten der Nutzer, Regelstrategien und berechnet u. a. den Tagesgang stündlicher Raumlufttemperaturen und den jährlichen Energieverbrauch. Die erste Entscheidung, Klimaanlage ja oder nein, kann damit weitgehend versachlicht und erleichtert werden. Der Vergleich spezifischer Kenndaten der zur Wahl stehenden Klimasysteme, wie Primärenergieverbrauch, Investitionskosten, Aufwand zur Wartung, Instandhaltung usw. ermöglicht eine systematische Bewertung und eine objektive Entscheidung. Zusätzlich zu diesen "harten" Daten unterscheiden sich die Klimasysteme durch "weiche" Daten, wie Verbesserung der Arbeitsleistung (Krankenstand, Zufriedenheit), Flexibilität der Raumnutzung, optische Anpassung an Innenarchitektur, Bewertung des Komforts und den Freiraum des Nutzers, sein lokales Klima am Arbeitsplatz bestimmen zu können.

Sanierungen von RLT-Altanlagen - und das sind die

häufigsten Baumaßnahmen der nächsten Jahre - erfordern vom TGA-Planer, Architekt und Klimaanlagebauer ein Höchstmaß an Kreativität, Fachwissen und Erfahrung. Viele der genannten Empfehlungen lassen sich im Rahmen der begrenzten finanziellen und baulichen Einschränkungen nicht oder nur bedingt realisieren. Experten aus dem Bereich "Energiemanagement" haben sich auf die Sanierung von Altanlagen spezialisiert. Bei vielen Vorhaben können sie auf Antrieb 30 % der Betriebskosten einsparen. Dabei wird in der Regel der Komfort verbessert und nicht - wie vielfach angenommen - verschlechtert!

Experten bezweifeln, daß wir in der BRD den CO<sub>2</sub>-Ausstoß bis zum Jahr 2000 um 25 % - wie geplant - vermindern können. Sinnvoll gebaute Klimaanlage können jedoch als eine von vielen notwendigen Maßnahmen dazu beitragen, diesem Ziel ein Stück näher zu kommen.

# Sicherheitstechnische Ausrüstung geschlossener Heizanlagen

## DIETRICH SCHLAPMANN

Heizanlagen sind - ebenso wie alle anderen Anlagen der technischen Gebäudeausrüstung auch - Bestandteil der Gesamtkonzeption eines Gebäudes. Sie unterliegen daher den materiellen Grundanforderungen des Bauaufsichtsrechts. Die Gesetzgebungskompetenz für diesen Rechtsanspruch obliegt den Ländern. Die Gesetze zur Regelung des Bauaufsichtsrechts sind die einzelnen Bauordnungen der 16 Bundesländer.

Die materielle Grundregel findet sich in § 3, Absatz 1, der Bauordnungen, wonach bauliche Anlagen so anzuordnen, zu errichten, zu ändern, instandzuhalten und instandzusetzen sind, daß die öffentliche Sicherheit und Ordnung - insbesondere Leben und Gesundheit - nicht gefährdet werden.

### Neuausgabe der DIN 4751

Um eine Gefährdung durch unzulässig hohe Temperaturen und Drücke in der Heizanlage auszuschließen, müssen Heizanlagen der DIN 4751: Wasserheizungsanlagen - Sicherheitstechnische Ausrüstung - entsprechen. In den drei Teilen der DIN 4751 werden hauptsächlich Mindestanforderungen bezüglich Temperatur- und Druckabsicherung für folgende Anlagen gestellt:

- nach DIN 4751, Teil 1:  
Wasserheizungsanlagen - Offene und geschlossene physikalisch abgesicherte Wärmeerzeugungsanlagen mit Vorlauftemperaturen bis 120 °C - Sicherheitstechnische Ausrüstung
- nach DIN 4751, Teil 2:  
Wasserheizungsanlagen - Geschlossene, thermostatisch abgesicherte Wärmeerzeugungsanlagen mit Vorlauftemperaturen bis 120 °C - Sicherheitstechnische Ausrüstung und
- nach DIN 4751, Teil 3:  
Wasserheizungsanlagen - Geschlossene, thermostatisch abgesicherte Wärmeerzeugungsanlagen bis 50 kW Nennwärmeleistung mit Zwangumlauf-Wärmeerzeugern und Vorlauftemperaturen bis 95 °C - Sicherheitstechnische Ausrüstung.

Die im Februar dieses Jahres erschienenen vorgenannten Neuausgaben lösen die alten vier Teile der DIN 4751 ab, die aus den Jahren 1962 bis 1980 stammen, wobei die ehemaligen Teile 2 und 4 der DIN 4751

zum neuen Teil 2 zusammengefaßt wurden. Die Gültigkeitsgrenzen von 110 °C und 350 kW aus dem ehemaligen Teil 2 der DIN 4751 sind somit entfallen; der neue Teil 2 der DIN 4751 gilt allgemein bis 120 °C ohne eine Leistungsbegrenzung.

### Geschlossene Heizanlagen nach DIN 4751, Teil 2

Geschlossene, thermostatisch abgesicherte Heizanlagen nach DIN 4751, Teil 2, teilen sich auf in:

- Warmwasserheizungen mit zulässigen Vorlauftemperaturen bis maximal 100 °C und
- Heißwasserheizungen mit zulässigen Vorlauftemperaturen bis maximal 120 °C.

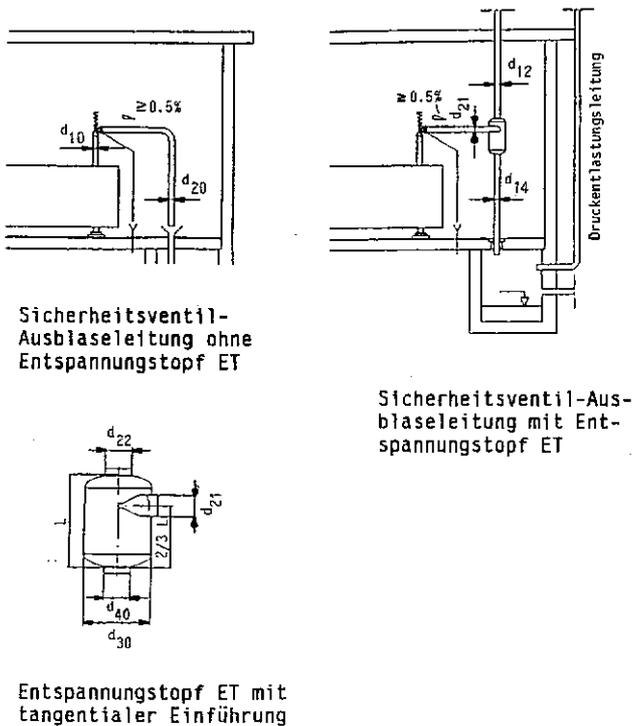
Die zulässige Vorlauftemperatur ist hierbei die Absicherungsgrenze durch den Sicherheitstemperaturbegrenzer (STB) und nicht die höchst mögliche Reglereinstellung. Grundvoraussetzung, daß eine Heizanlage den Anforderungen der DIN 4751 entspricht, ist daß die Wärmeerzeuger

- entsprechend den Anforderungen nach TRD 702 beschaffen, geprüft und mit der Bauartzulassungsnummer gekennzeichnet sind, oder
- von einem Sachverständigen nach § 14 des Gerätesicherheitsgesetzes geprüft und abgenommen sind, oder
- für zulässige Vorlauftemperaturen bis 100 °C entsprechend der DIN 4702 beschaffen, geprüft und gekennzeichnet sind, oder bei indirekter Beheizung, die der Druckbehälter-Verordnung unterliegen, entsprechend TRB 500 geprüft und gekennzeichnet sind, oder
- für zulässige Vorlauftemperaturen bis 100 °C einen Brauchbarkeitsnachweis durch eine allgemeine bauaufsichtliche Zulassung haben.

Ebenso bestehen allgemeine Anforderungen bezüglich Prüf- und Kennzeichnungspflicht für die einzusetzenden Ausdehnungsgefäße.



Gegen ein Überschreiten des zulässigen Betriebsdruckes muß jeder Wärmeerzeuger mit einem Sicherheitsventil (**Bild 2**) ausgerüstet sein. Maximal dürfen drei Sicherheitsventile pro Wärmeerzeuger verwendet werden. Sie sind am höchsten Punkt des Wärmeerzeugers oder in seiner unmittelbaren Nähe an der Vorlaufleitung anzubringen.



**Bild 2:** Anordnung von Sicherheitsventilen

Jedes Sicherheitsventil muß senkrecht eingebaut sein, eine eigene steigend verlaufende Zuleitung mit max. 1 m Länge und eine eigene Ausblaseleitung haben. Abweichend hiervon darf das Sicherheitsventil in einer anderen Lage eingebaut werden, wenn eine Bauteilprüfung dies zuläßt. Die Leitungen zum und vom Sicherheitsventil dürfen nicht absperrbar sein und keine Schmutzfänger, Formstücke und dergleichen enthalten, die zur Verengung des lichten Querschnittes führen können. Rohrbögen sind, in der Mittellinie des Rohres gemessen, mit einem Radius  $R > 1,5 \cdot d$  ( $d$  = Rohrlinnendurchmesser) auszuführen.

Die Ausblaseleitung muß mit Gefälle verlegt sein, so daß sich in ihr kein Wasser ansammeln und sie nicht einfrieren kann. Die Mündung der Ausblaseleitung muß so angeordnet sein, daß aus dem Sicherheitsventil

ausströmender Dampf und austretendes Heizungswasser gefahrlos und beobachtbar abgeleitet werden können. Die Ausblaseleitung muß mindestens in der Größe des Sicherheitsventil-Austrittsquerschnittes ausgeführt sein.

Bei Wärmeerzeugern mit einer Nennwärmeleistung von mehr als 350 kW muß in unmittelbarer Nähe jedes Sicherheitsventiles ein Entspannungstopf angeordnet sein. Die Mündung der Ausblaseleitung muß im Freien liegen. Auf den Einbau von Entspannungstopfen kann bei Warmwasserheizungen, also bei einer Temperaturabsicherung bis maximal 100 °C, verzichtet werden, wenn je Wärmeerzeuger ein weiterer Sicherheitstemperaturbegrenzer bzw. ein weiterer Druckbegrenzer eingebaut werden.

Jeder Wärmeerzeuger, der über 3 bar abgesichert ist oder mehr als 350 kW Nennwärmeleistung hat, ist weiterhin mit einem Druckbegrenzer auszurüsten. Die Druckbegrenzer müssen die Beheizung bzw. Brennstoffzufuhr bei unzulässiger Druckerhöhung im Wärmeerzeuger sowie bei Unterbrechung ihrer Hilfsenergie unverzüglich abschalten und gegen selbsttätiges Wiedereinschalten verriegeln. Die Druckbegrenzer sind so einzustellen, daß sie ansprechen, bevor die Sicherheitsventile ansprechen.

Zur Temperaturabsicherung ist jeder Wärmeerzeuger mit einem Temperaturregler - Anpassung der Beheizung an den Wärmeverbrauch - und mit einem Sicherheitstemperaturbegrenzer (STB) auszurüsten. Der STB muß beim Ansprechen oder bei Ausfall seiner Hilfsenergie die Beheizung bzw. Brennstoffzufuhr ohne Verzögerung abschalten und gegen selbsttätiges Wiedereinschalten verriegeln. Der Sicherheitstemperaturbegrenzer darf nur mit Werkzeug entriegelt werden können. Er darf nicht höher als auf die zulässige Vorlauftemperatur des Wärmeerzeugers einstellbar sein. Nach dem Abschalten darf die zulässige Vorlauftemperatur des Wärmeerzeugers um nicht mehr als 10 K überschritten werden.

Jeder Wärmeerzeuger ist außerdem zum Schutz gegen unzulässige Erwärmung durch Beheizung bei Wassermangel oder ungenügender Strömung des Heizungswassers mit einer bauteilgeprüften Wassermangelsicherung auszurüsten. Sie muß bei vorgenannten Unregelmäßigkeiten sowie bei Ausfall ihrer Hilfsenergie die Beheizung bzw. Brennstoffzufuhr unverzüglich abschalten und gegen selbsttätiges Wiedereinschalten verriegeln.

Bei Wärmeerzeugern bis 350 kW kann auf eine Wassermangelsicherung verzichtet werden, soweit sichergestellt ist, daß eine unzulässige Erwärmung bei Was-

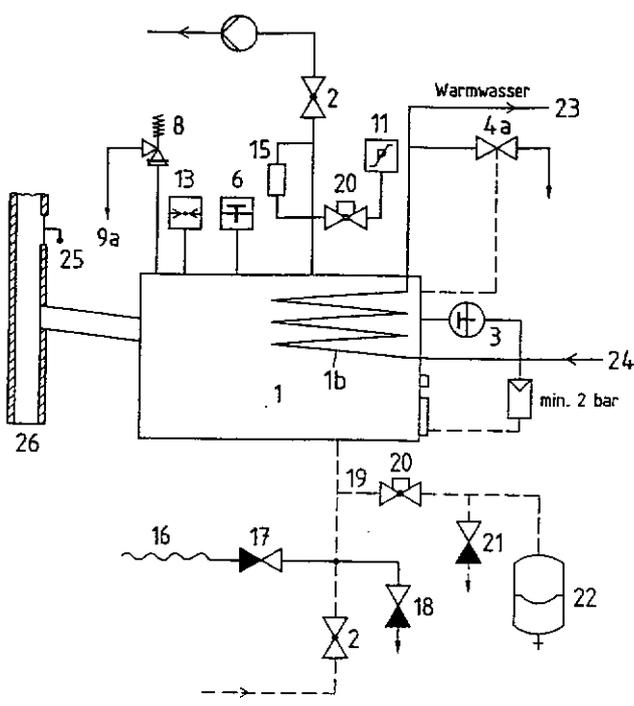
sermangel nicht auftreten kann. Dies kann durch einen Mindestdruckbegrenzer, Strömungswächter oder sonstige vom Kesselhersteller im Rahmen der Typprüfung nachgewiesene Maßnahmen erfolgen. Hierzu wurde in vielen Fällen nachgewiesen, daß auch bei Wassermangel der Sicherheitstemperturbegrenzer die Heizanlage rechtzeitig abschalten und verriegeln kann, bevor unzulässig hohe Erwärmungen des Kesselkörpers und der Abgastemperaturen auftreten. Beim leerlaufenden Kessel werden zum Abschaltzeitpunkt Kesselkörpertemperaturen bis maximal 260 °C und Abgastemperaturen um etwa 20 K über denen beim normalen Betrieb gemessen.

### Norm für Festbrennstoffkessel auch über 100 kW

Während in der letzten Ausgabe der DIN 4751 Anlagen mit Festbrennstoffkesseln nur bis 100 kW Nennleistung erfaßt wurden, ist in der Neuausgabe die Leistungsbegrenzung entfallen.

Bis 100 kW Nennwärmeleistung muß der Festbrennstoffkessel eine thermische Ablaufsicherung aufweisen, die als Sicherheitstemperturbegrenzer gilt und als solche geprüft ist. Ferner muß der Heizkessel einen Verbrennungsluftregler haben, der als Kesseltemperaturregler gilt und als solcher geprüft ist. Der Verbrennungsluftregler muß auf höchstens 90 °C eingestellt sein. Außerdem muß im Abgasweg eine Nebenlufteinrichtung vorhanden sein, die aber auch durch einen geregelten Saugzugventilator ersetzt werden kann.

Über 100 kW Nennleistung muß die Anlage neben der vorgenannten Nebenluftvorrichtung einen thermostatisch gesteuerten Sicherheitswärmeverbraucher, der auch bei Netzstromausfall die überschüssige Wärme sicher abführt, und eine verhältnismäßige Regelung von Brennstoff- und Luftmassenstrom haben. Die sicherheitstechnische Ausrüstung einer Festbrennstoff-Heizkesselanlage zeigt **Bild 3**.



- |    |   |
|----|---|
| 1  | Wärmeerzeuger   |
| 1b | Sicherheitswärmeverbraucher   |
| 2  | Absperrarmatur  |
| 3  | Temperaturregler  |
| 4a | Thermische Ablaufsicherung mit Sicherheitstemperturbegrenzung                                       |
| 6  | Temperaturmeßgerät  |
| 8  | Sicherheitsventil   |
| 9a | Ausblasleitung vom Sicherheitsventil  |
| 11 | Druckbegrenzer max.   |
| 13 | Druckmeßgerät   |
| 15 | Wassermangelsicherung   |
| 16 | Schlauchleitung   |
| 17 | Durchgangsventil mit Rückflußverhinderer  |
| 18 | Entleerungsventil   |
| 19 | Ausdehnungsleitung  |
| 20 | Absperreinrichtung gegen unbeabsichtigtes Schließen gesichert (z. B. Kappenventil mit Draht-Plombe) |
| 21 | Entleerungsventil vor Membran-Druckausdehnungsgefäßen (MAG)   |
| 22 | Membran-Druckausdehnungsgefäß   |
| 23 | Warmwasserversorgung  |
| 24 | Kaltwasserzulaufleitung (Zulaufdruck mind. 2,0 bar)   |
| 25 | Nebenlufteinrichtung  |
| 26 | Schornstein   |

**Bild 3:** Sicherheitstechnische Ausrüstung einer Heizanlage bei Beheizung mit festen Brennstoffen

## Einrichtungen zum Ausgleich der Wasservolumenänderungen

Jeder Wärmeerzeuger muß durch mindestens eine Ausdehnungsleitung mit einem oder mehreren Ausdehnungsgefäßen verbunden sein. Mehrere Wärmeerzeuger einer Wärmeerzeugungsanlage können gemeinsame Ausdehnungsgefäße haben.

Folgende Ausdehnungsgefäße zur Druckhaltung können angewandt werden:

- Membran-Druckausdehnungsgefäße (MAG) mit aufgebrachtem Gaspolster,
- geschlossene Ausdehnungsgefäße (GAG) mit Druckregelung und Druckerzeuger,
- drucklose Auffangbehälter (OAG) mit Druckregelung und Druckhaltepumpe,
- geschlossene Ausdehnungsgefäße (GAG) mit Gasdruck-Volumenstromregelung über eine Gasdruckanlage (z.B. Stickstoffflaschen).

Ausdehnungsgefäße müssen mindestens das Ausdehnungsvolumen des Heizungswassers der zugehörigen Heizungsanlage einschließlich der Wasservorlage nach DIN 4807, Teil 2, aufnehmen können und sind nach vorgenannter Norm zu berechnen.

Der Wasserraum von Ausdehnungsgefäßen muß über eine Entleerungseinrichtung entleerbar sein. Alle Ausdehnungsgefäße sind gegenüber der Heizungsanlage absperrbar anzuordnen. Absperrrichtungen müssen ausreichend gegen unbeabsichtigtes Schließen gesichert sein. Dies kann z.B. durch Kappenventile erfolgen. Zusätzlich ist zu beachten, daß Ausdehnungsgefäße mit Membran so angeordnet sein müssen, daß die nach DIN 4807, Teil 3, geforderte maximale Dauertemperatur von höchstens 70 °C nicht oder nur kurzzeitig überschritten werden kann. Die Installation soll daher vorzugsweise im Rücklauf vorgenommen werden (**Bild 1**).

Grundsätzlich müssen Ausdehnungsgefäße in frostfreien Räumen aufgestellt werden oder so beheizt sein, daß Frostgefahr ausgeschlossen werden kann.

## Fazit

Die Neufassungen der Normen DIN 4751, Teil 1 bis Teil 3, sind gegenüber den alten Ausgaben wesentlich übersichtlicher gegliedert, untereinander klarer abgegrenzt und im allgemeinen besser verständlich. Sie tragen bei Beachtung wesentlich dazu bei, daß der bereits hohe sicherheitstechnische Standard unserer Heizungsanlagen erhalten bzw. noch verbessert wird. Wesentliche Änderungen gegenüber den Vorgängernormen bewirken, daß bei gleichem Sicherheitsstandard die Anlagen einfacher ausgerüstet werden können.

# Heizanlagenkonzept für Brennwert- und Solarenergienutzung bei Mehrfamilien-Niedrigenergiehäusern

WOLFGANG SCHOLER

## Einleitung

Gebäude, bei denen der Jahresheizenergiebedarf durch konstruktive Maßnahmen deutlich unter den durchschnittlichen Wert, bzw. deutlich unter den derzeit gesetzlich geforderten Wert gesenkt wird, werden als Niedrigenergiehäuser bezeichnet. Eine exakte Definition des Begriffs "Niedrigenergiehaus", mit Grenzwerten für den Jahresheizenergiebedarf, existiert nicht. Genauso wenig gibt es ein allgemein anerkanntes Verfahren, mit dem dieser Bedarfswert nachzuweisen ist. In der Literatur (z.B. /1/; /2/; /3/) werden Gebäude mit einem Jahresheizenergiebedarf zwischen 90 und 25 kWh/m<sup>2</sup>a als Niedrigenergiehäuser bezeichnet. Gebäude mit einem Jahresheizenergiebedarf unter 25 kWh/m<sup>2</sup>a werden in die Kategorie "Nullenergiehaus" eingestuft. Unter dem Jahresheizenergiebedarf wird gewöhnlich der "Nettoheizenergiebedarf" zum Decken der Transmissions- und Lüftungswärmeverluste verstanden, wobei solare Warmegewinne sowie Warmegewinne von inneren Wärmequellen oder aus der Wärmerückgewinnung berücksichtigt sind.

Die Lüftungswärmeverluste bei Niedrigenergiehäusern liegen in der Größenordnung der Transmissionswärmeverluste. Bei unkontrollierter Fensterlüftung können sie leicht ein Vielfaches der Transmissionswärmeverluste erreichen. Aus energetischen und hygienischen Gründen (Staub, Pollen) sowie wegen des Lärmschutzes werden mechanische Lüftungssysteme zur kontrollierten Wohnungslüftung empfohlen.

Beim Jahresheizenergiebedarf ist der Energiebedarf zur Trinkwassererwärmung nicht berücksichtigt. Dieser macht jedoch bei Niedrigenergiehaus-Bauweise einen erheblichen Anteil am Gesamtwärmebedarf aus. Etwa die Hälfte des Energiebedarfs zur Trinkwassererwärmung kann im ökonomischen Rahmen durch Solarenergienutzung gedeckt werden.

Diese Verhältnissen müssen bei der Planung der Wärmeversorgungsanlage berücksichtigt werden, obgleich dies in existierenden Normen und Richtlinien ausgespart ist. Deshalb fehlen bisher Werkzeuge zur optimierten Anlagenplanung für Niedrigenergiehäuser.

Am Beispiel eines geplanten 12-Familien-Niedrigenergiehauses wird ein Heizanlagenkonzept vorgestellt, das

zu wirtschaftlich vertretbaren Bedingungen eine optimale Energieausbeute bei minimalen Emissionen sicherstellt.

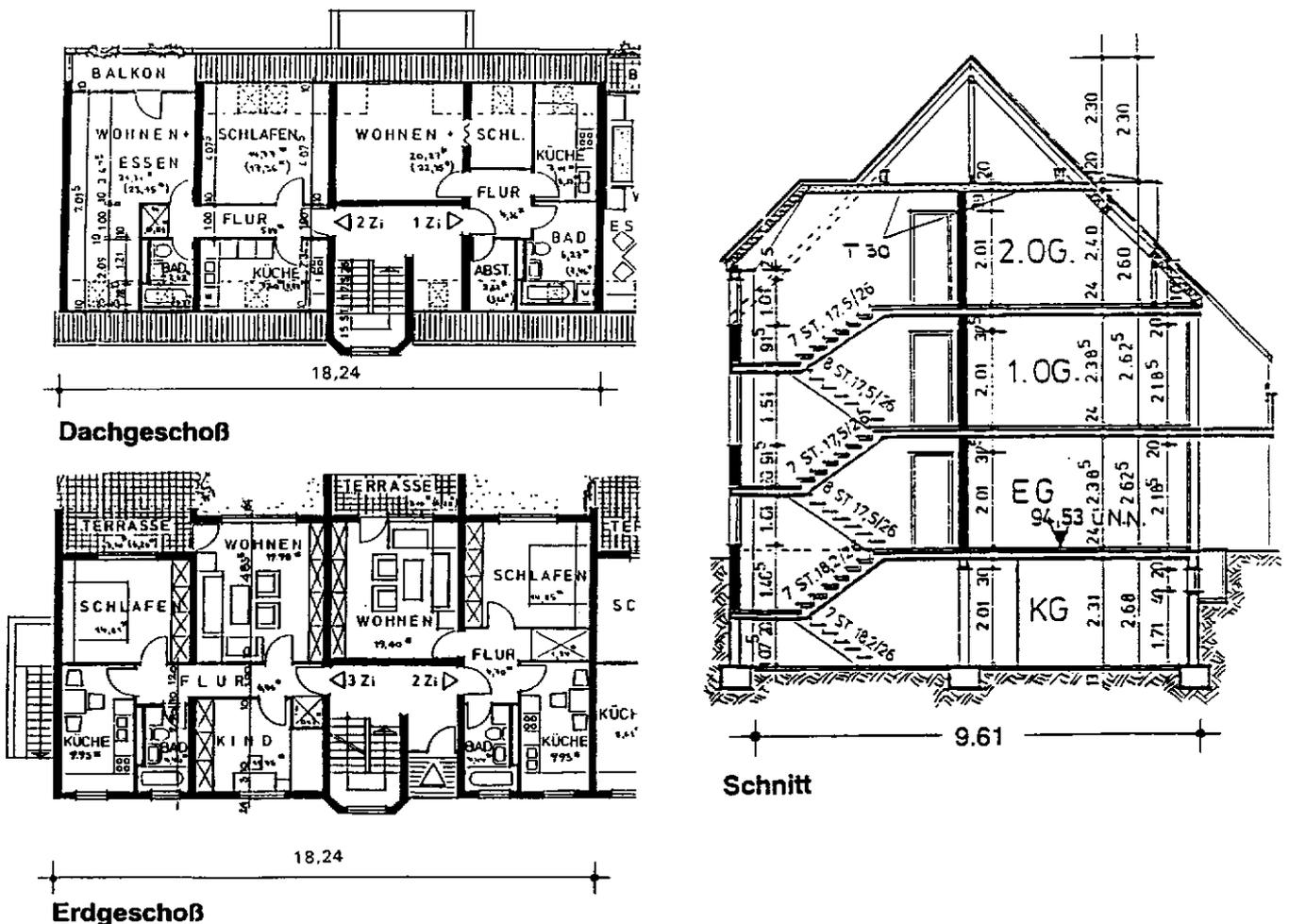
## Gebäudebeschreibung

Das für den Standort Mannheim geplante Mehrfamilienhaus besteht aus zwei gleichen Gebäudehälften. In dem dreigeschossigen Gebäude gibt es zwölf Wohnungen mit insgesamt 680 m<sup>2</sup> beheizter Fläche. Im Erdgeschoß und dem identisch aufgeteilten 1. Obergeschoß befinden sich jeweils zwei 3-Zimmer- und zwei 2-Zimmer-Wohnungen. Im Dachgeschoß sind zwei 2-Zimmer- und zwei 1,5-Zimmer-Wohnungen untergebracht. Im unbeheizten Kellergeschoß sind neben den Kellerräumen Räume für die Wärmeversorgungsanlagen vorgesehen. **Bild 1** zeigt die Wohnungsaufteilung für eine Gebäudehälfte und den Schnitt durch das Gebäude. Das A/V-Verhältnis des beheizten Gebäudeteils beträgt ca. 0,6 m<sup>-1</sup>.

Die Außenwände sind als Thermohautsystem (24 cm Kalksandstein, 14 cm Wärmedämmung) mit  $k = 0,25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  geplant. Das Dach soll mit 18 cm Vollsparrendämmung und zusätzlich 4cm Untersparrendämmung ausgeführt werden, was einen Wärmedurchgangskoeffizienten  $k = 0,19 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  ergibt. Der k-Wert der Kellerdecke liegt mit 6 cm Wärmedämmung bei  $k = 0,34 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ . Bei den Flurwänden wird mit 10 cm Wärmedämmung  $k = 0,32 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  erreicht. Die nach Süden orientierten Fenster sollen in Wärmeschutzverglasung mit  $k = 1,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , die übrigen Fenster in Superglazing-Qualität mit  $k = 1,0 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  ausgeführt werden.

## Wärmebedarf

Der Gebäude-Wärmebedarf nach DIN 4701 /4/ beträgt 20,5 kW (30,1 W/m<sup>2</sup>). Die mit Wetterdaten aus dem Testreferenzjahr für Frankfurt durchgeführte dynamische Gebäudesimulation ergibt einen jährlichen Netto-Energiebedarf zur Raumbeheizung von 36 kWh/m<sup>2</sup>a /5/. Bei der Simulationsrechnung sind innere Wärmelasten von 7,5 W/m<sup>2</sup> und ein Luftwechsel von 0,5 h<sup>-1</sup> berücksichtigt. Die Raum-Soll-Temperatur beträgt 20°C bzw. 15°C während der Nachtabsenkung zwi-



**Bild 1:** Grundriß und Schnitt einer Hälfte des geplanten 12-Familienhauses

schen 22.00 Uhr und 6.00 Uhr.

Der Wärmebedarf zur Trinkwassererwärmung wird nach DIN 4708 /6/ und VDI 2067 Blatt 4 /7/ berechnet. Die Trinkwasserversorgungsleitungen können in zentral gelegenen Versorgungsschächten zu den Wohnungen geführt werden. Für die horizontale Verteilung im unbeheizten Kellergeschoß ist eine Zirkulationsleitung vorgesehen. Die Zirkulationspumpe soll täglich nur 16 Stunden betrieben werden.

Nach den statistischen Ansätzen der DIN 4708 ist damit zu rechnen, daß das Gebäude durchschnittlich mit 29,8 Personen belegt wird, die erwärmtes Trinkwasser benötigen.

Die Bäder werden mit Badewannen -160 l Entnahmemenge pro Füllung- ausgestattet. Damit weist das Gebäude eine Bedarfskennzahl von 9,5 (Einheitswohnungen) auf.

Wenn der Trinkwasserspeicher innerhalb einer halben Stunde wieder aufgeladen sein soll, ist beim Dimensionieren des Kessels normgemäß ein Kesselzuschlag von 17 kW zu berücksichtigen. Damit muß der Kessel nach DIN 4708 mindestens eine Nennleistung von 37,5 kW aufweisen, um den Wärmebedarf decken zu können.

Bei der betrachteten Gebäudegröße ist die Annahme eines mittleren Nutzerverhaltens zulässig. Der mittlere Nutzer hat nach VDI 2067 Blatt 4 einen durchschnittlichen Warmwasserbedarf von 1.800 Wh/d. Berücksichtigt man eine Abwesenheit der Bewohner von 20 Tagen im Jahr, ergibt sich ein Trinkwassernutzenergiebedarf von 18,5 MWh/a. Zur Raumbeheizung werden 24,5 MWh/a benötigt. Der reine Nutzenergiebedarf ohne Berücksichtigung von Verlusten beträgt damit 43,0 MWh/a, wobei sich der Trinkwasseranteil auf 43 % beläuft.

Vor allem die Trinkwasserbereitstellung ist jedoch mit

erheblichen Verlusten behaftet. So müssen selbst bei der hier vorliegenden günstigen Leitungsführung -es sind möglichst kurze Leitungslängen geplant- Leitungsaufheizverluste von 2,4 MWh/a, Zirkulationsverluste von 7,5 MWh/a und zusätzliche Speicherverluste angesetzt werden. Ca. 30 % der genannten Verluste treten in beheizten Bereichen auf. In der Heizperiode reduzieren diese Verluste den Heizenergiebedarf zur Raumtemperierung, so daß 2,2 MWh/a der Abwärme aus Trinkwasserleitungen indirekt zu Heizzwecken genutzt werden.

Alle Verteilverluste einbezogen, aber ohne die Verluste aus der Wärmeerzeugung zu berücksichtigen, entsteht nun ein Heizenergiebedarf zur Raumbeheizung von 25,5 MWh/a und ein Energiebedarf zur Trinkwassererwärmung von 29,9 MWh/a. Den Nutzanteil der Abwärme von Trinkwasserleitungen eingerechnet, ergibt sich ein Gesamtenergiebedarf von 53 MWh/a. Der Bedarfsanteil zur Trinkwassererwärmung beträgt 56,2 %.

### Kontrollierte Wohnungslüftung

Für Niedrigenergiehäuser werden grundsätzlich mechanische Lüftungssysteme (in der Regel mit Wärmerückgewinnung) empfohlen. Als Gründe werden meistens mögliche Bauschäden durch unzureichendes Lüften genannt. Offensichtliche Vorteile mechanischer Lüftungssysteme sind erhöhter Komfort, die Möglichkeit durch Filterung Allergie- und Staubproblemen zu begegnen und reduzierte Lärmbelästigung dadurch, daß auf Fensteröffnen verzichtet werden kann. Die Gefahr von Bauschäden durch unzureichendes Lüften besteht - abgesehen von baulichen Mängeln (Wärmebrücken) - nur dann, wenn sich der Nutzer falsch verhält.

Zur Abfuhr von Feuchtigkeit und im Gebäude freigesetzten Schadstoffen (Sick-Building-Syndrom) ist ein Mindestluftaustausch erforderlich. Die Höhe des Mindestluftwechsels ist umstritten. In der Regel werden Werte zwischen  $0,5 \text{ h}^{-1}$  und  $0,8 \text{ h}^{-1}$  genannt. Auch bei den heute "dichten" Fenstern und einer "dichten" Gebäudehülle stellt sich ein natürlicher Luftwechsel von  $0,2 \text{ h}^{-1}$  bis  $0,3 \text{ h}^{-1}$  ein. Ohne mechanisches Lüftungssystem müßte der Nutzer durch gezieltes Fensteröffnen für den notwendigen Luftwechsel sorgen. Auf diese Weise kann der Mindestluftwechsel niemals genau eingestellt werden und die Gefahr ist groß, daß entweder viel zu viel oder aus Bequemlichkeit oder übertriebenem Sparbewußtsein überhaupt nicht gelüftet wird.

Weitergehende Lüftungsmaßnahmen sind mit zusätzli-

chen Investitionen verbunden. Die preiswerteste Möglichkeit, den natürlichen Luftwechsel zu erhöhen, ist der Einbau von Zuluftöffnungen im Fensterrahmen, im Jalousiekasten o. ä.. Passiv feuchtegeregelte Geräte sind auf dem Markt erhältlich. Mit derartigen Zuluftöffnungen kann eine Querlüftung realisiert werden, bei der der Luftwechsel sicher nicht exakt, aber für mittlere Windverhältnisse näherungsweise auf den Mindestluftwechsel eingestellt werden kann. Diese Maßnahme läßt sich sehr preiswert realisieren.

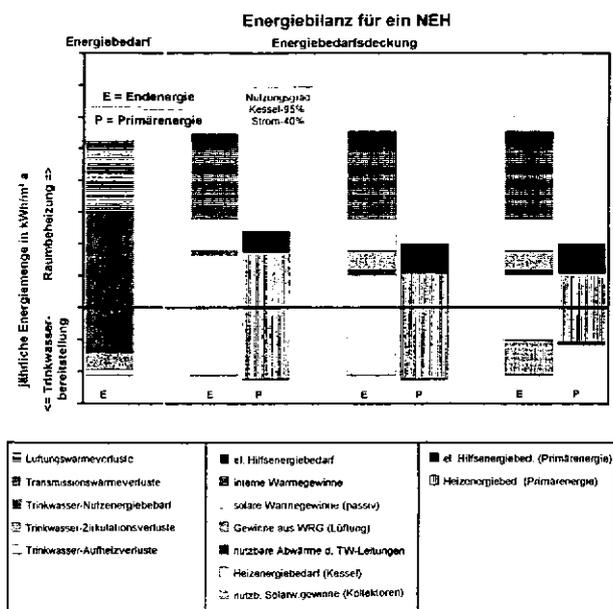
Als mechanische Lüftungssysteme kommen reine Abluftsysteme oder Zu- und Abluftsysteme in Frage. Aus Abrechnungsgründen muß jede Wohneinheit mit einem eigenen Lüftungssystem ausgestattet werden. Bei Abluftsystemen werden ebenfalls Zuluftöffnungen in der Gebäudehülle benötigt, die üblicherweise in den Wohn- und Schlafräumen eingebaut werden.

Mit dem Abluftgerät wird die Luft aus Küche, Bad und WC abgesaugt und über einen Abluftkanal ins Freie geführt. Mit diesen Systemen kann der Luftwechsel genau eingestellt werden. Für den Ventilatorantrieb wird jedoch zusätzlich elektrische Energie benötigt. Eine Luftfilterung oder Wärmerückgewinnung ist mit diesen Systemen nicht möglich. Die Investitionskosten sind vergleichsweise gering.

Bei Zu- und Abluftsystemen ist sowohl Luftfilterung als auch Wärmerückgewinnung (50 - 70 %) möglich. Es muß jedoch ein komplettes Kanalnetz zur Zu- und Abluftführung installiert werden. Diese Systeme erfordern hohe Investitionskosten. Elektrische Hilfsenergie wird für 2 Ventilatoren benötigt.

Beim Jahresheizenergiebedarf sind Wärmegewinne berücksichtigt, die sich aber nicht speziell den Transmissions- oder den Lüftungswärmeverlusten zuordnen lassen (**Bild 2**), sondern global den Heizenergiebedarf senken.

Bei einem 0,5-fachen Luftwechsel und einer Raumtemperatur von  $20^\circ\text{C}$  treten bei dem betrachteten Gebäude Lüftungswärmeverluste von 28,6 MWh/a auf. Verdoppelt man den Luftwechsel an nur 4 Stunden täglich, erhöhen sich die Lüftungswärmeverluste auf 32,9 MWh/a. Dadurch erhöht sich der Gesamtenergiebedarf um ca. 8 %. Dieser Fall tritt ein, wenn die Lüftungsanlagen eine entsprechende Zeit auf höheren Leistungsstufen betrieben werden, oder wenn die Fenster täglich 4-mal ca. 5 bis 10 Minuten ganz geöffnet werden (Stoßlüftung /8/). Der Bedarf für elektrische Hilfsenergie für den Ventilatorantrieb bei den mechanischen Lüftungssystemen ist nicht unerheblich. Die Leistungsaufnahme der Geräte unterschiedlicher Hersteller differieren stark. Bei der Geräteauswahl ist



**Bild 2:** Energiebilanz eines Gebäudes zur Raumheizung und Trinkwasserbereitstellung

nicht die Nennleistung, sondern die Leistungsaufnahme im Betriebspunkt maßgebend.

Nach aktuellen Erhebungen werden mit den sparsamsten Geräten für einen 0,5 (1,0)-fachen Luftwechsel 27 W (31 W) pro Abluftgerät bzw. 32 W (76 W) pro Zu- und Abluftgerät benötigt.

Bei durchgehendem Betrieb liegt der Bedarf an elektrischer Ventilatorantriebsenergie bei 2,8 MWh/a für Abluftanlagen, bzw. bei 3,4 MWh/a für Zu- und Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung.

Ob mechanische Lüftungsanlagen wirtschaftlich sind, ist demnach stark vom Nutzerverhalten und den Investitionskosten für die Anlage abhängig. Betrachtet man nur die betriebsgebundenen Kosten, so entstehen bei einem Strompreis von 30 Pf/kWh für die Abluftanlage Mehrkosten von 850 DM/a gegenüber einer manuell ideal betriebenen Fensterlüftung (0,5-facher Luftwechsel als ideal vorausgesetzt). Bei der Lüftungsvariante mit 65 % Wärmerückgewinnung entstehen Stromkosten in Höhe von 1.020 DM/a. Die Lüftungswärmeverluste reduzieren sich dabei um 18,6 MWh/a. Einen Gaspreis von 6,5 Pf/kWh vorausgesetzt, spart man 1.210 DM/a Brennstoffkosten ein. Damit werden jährlich 190 DM Energiekosten eingespart - keine Wartungs- und Reparaturkosten eingerechnet!

Gegenüber der Abluftvariante können betriebskostenneutral ohne Lüftungsanlage jährlich 13,1 MWh höhere Lüftungswärmeverluste auftreten. Das entspricht etwa einer Erhöhung des idealen Luftwechsels um 50 %. Berücksichtigt man Investitionskosten, betriebsgebundene und sonstige Kosten von mechanischen Lüftungsanlagen, können sie aus wirtschaftlicher Sicht bei den derzeitigen Energiepreisen nur rentabel sein, wenn man ein extrem ungünstiges Nutzerverhalten bei natürlicher Lüftung unterstellt. Nutzer, deren Energiebewusstsein so schlecht ausgeprägt ist, werden aber vermutlich auch mechanische Lüftungsanlagen nicht energiesparend betreiben und sie zu häufig auf einer hohen Stufe laufen lassen (sofern ihnen die Möglichkeit gegeben wird) oder die Fenster trotzdem öffnen. Ohne Fensterkontakte, die die Lüftungsanlage für diesen Fall stilllegen, wird dann auch noch Strom vergeudet.

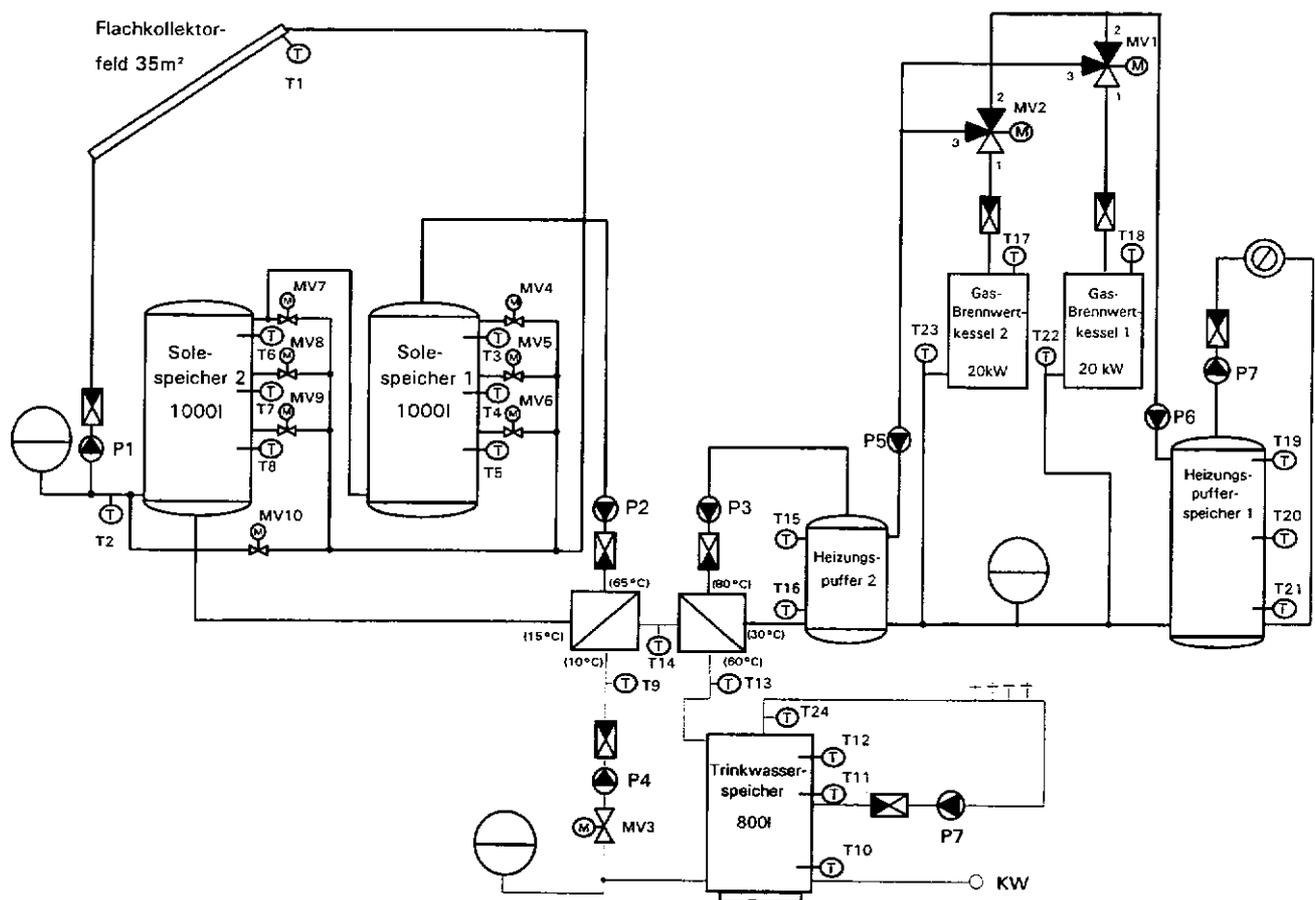
Aus primärenergetischer Sicht betrachtet sind die mechanischen Lüftungsanlagen sinnvoll. Setzt man für die Wärmeerzeugung mit Gas-Brennwertkesseln einen Jahresnutzungsgrad von 95 % und für die Stromerzeugung einen sehr günstigen Nutzungsgrad von 40 % an, so könnten sich energieneutral anstelle des Stromeinsatzes für die Abluftanlagen die Lüftungswärmeverluste um 6,4 MWh/a erhöhen. Das bedeutet eine Steigerung des als ideal angesetzten Luftwechsels von 20 %. Energetisch lohnt sich demnach die Abluftanlage bereits dann, wenn der Benutzer durch manuelles Lüften einen höheren Luftwechsel als 0,6 h<sup>-1</sup> einstellen würde, was auch energiebewußten Nutzern leicht passieren kann.

Anstelle des Strombedarfs der Zu- und Abluftanlagen dürften sich die Lüftungswärmeverluste um 7,8 MWh/a erhöhen. Schon mit 30%iger Wärmerückgewinnung werden die Lüftungswärmeverluste um diesen Betrag reduziert, so daß sich Zu- und Abluftgeräte mit Wärmerückgewinnung energetisch immer lohnen.

Zu Versuchszwecken soll eine Hälfte des betrachteten Gebäudes mit Abluftanlagen, die andere Hälfte mit Zu- und Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung ausgerüstet werden. Der Jahresheizenergiebedarf sinkt durch die Wärmerückgewinnung um ca. 8 MWh/a. Ab Wärmeerzeugung entsteht damit ein Gesamtenergiebedarf von ca. 45 MWh/a, wobei zur Trinkwassererwärmung rund 66 % benötigt werden.

### Heizanlagenkonzept

**Bild 3** zeigt ein Anlagenschema, daß auf die speziellen "Niedrigenergiehausbedingungen" optimiert ist. Es werden fast ausschließlich konventionelle Anlagenelemente verwendet.



**Bild 3:** Schaltschema einer Heizanlage für ein Mehrfamilien-Niedrigenergiehaus

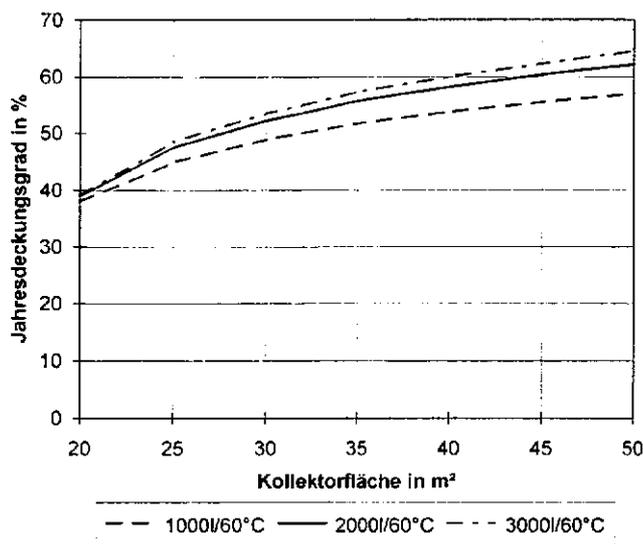
Mit der Solaranlage soll bei einem minimalen Kosten/Nutzen-Verhältnis ein möglichst großer Anteil der zur Trinkwassererwärmung benötigten Energie bereitgestellt werden. Der Jahresdeckungsgrad ist das Verhältnis aus der nutzbaren Solarwärme zu der für die Trinkwassererwärmung benötigten Energie. Der Jahresdeckungsgrad steigt mit zunehmender Kollektorfläche. Daneben ist er abhängig vom Kollektortyp, der Speichergröße und dem Temperaturniveau, auf dem die Solarwärme gespeichert werden soll. Auch die Belade- und Entladestrategie sowie die Betriebsweise des Speichers beeinflussen die Menge der nutzbaren Solarenergie entscheidend.

Nach heutigen Erkenntnissen /9/ soll das Trinkwasser mit mindestens 60°C gespeichert werden (Legionellenproblematik). Höhere Temperaturen führen zu Verbrüchungsgefahr und zu Kalkablagerungen.

Bei üblichen Solaranlagen wird die am Kollektor gewonnene Wärme über innenliegende Wärmetauscher

in den Trinkwasserspeicher eingelagert. Nachteile solcher Anlagen sind, daß sich der Speicherinhalt beim Beladen komplett durchmischt und die Speichertemperatur auf ca. 60°C begrenzt ist. Häufig reicht das Solarwärmeangebot nicht aus, den ganzen Speicher auf Nutztemperatur zu bringen und es ist nicht im voraus bekannt, zu welcher Zeit welche Solarwärmeleistung geliefert werden kann. Deshalb muß ein bestimmtes Mindest-Speichervolumen immer mit einem anderen Wärmeerzeuger auf Temperatur gehalten werden.

Beim vorgeschlagenen Konzept wird das Solarsystem komplett vom Trinkwasserbereich entkoppelt. Die solegefüllten hintereinandergeschalteten Speicher werden als Schichtspeicher betrieben. Wenn genügend Solarstrahlung vorhanden ist, wird die Kollektoraustrittstemperatur durch die drehzahlregelte Solarkreis-pumpe auf ca. 65°C gehalten. Dadurch kann der ebenfalls als Schichtspeicher betriebene Trinkwasserspeicher über einen außenliegenden Wärmetauscher direkt

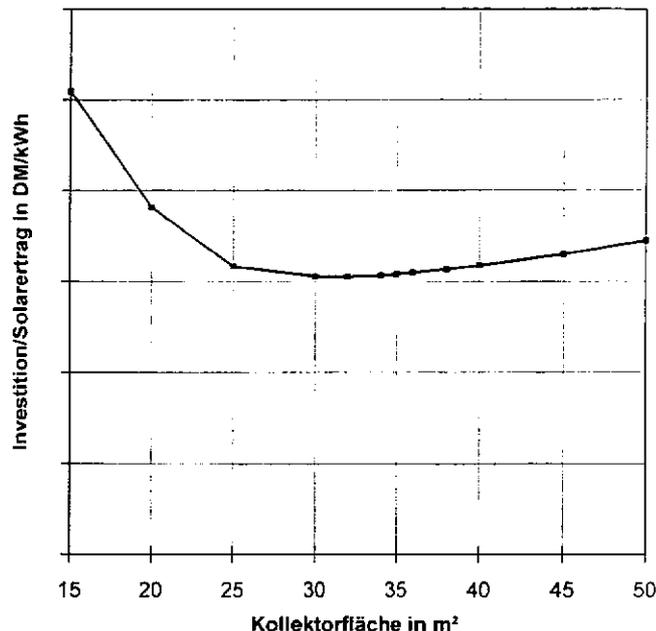


**Bild 4:** Erzielbarer Jahresdeckungsgrad bei 30 mittleren Nutzern

auf Nutzwärmeniveau geladen werden.

Reicht die Solarstrahlung nicht aus, um die gewünschte Kollektorausstrittstemperatur zu erreichen, läuft die Solarkreispumpe auf niedrigster Stufe. Über die Höhe sind die Solespeicher mit mehreren Anschlüssen ausgestattet. Sie werden über Magnetventile angeschlossen. Eine "intelligente" Regelung entscheidet dann abhängig vom angebotenen Temperaturniveau und dem Speicherladezustand, wo eingeschichtet wird. Ist die Kollektorausstrittstemperatur kleiner als die niedrigste Temperatur im Speicher, wird die Solarkreispumpe abgeschaltet. Sind die Solespeicher komplett auf 65°C geladen und ist die Einstrahlung hoch, kann das Temperaturniveau ohne Probleme weiter zunehmen. Aus Sicherheitsgründen wird die Solarkreispumpe ab einer Speichertemperatur von 90-95°C abgeschaltet. Das Ausdehnungsgefäß des Solarkreises muß so dimensioniert und eingestellt werden, daß es zusätzlich zum thermischen Ausdehnungsvolumen der Sole auch den Inhalt der Kollektoren aufnehmen kann. Damit kann der Kollektorinhalt problemlos verdampfen (Kollektoren kochen), ohne daß die Betriebsbereitschaft gefährdet ist (häufige Fehlerursache bei Solaranlagen).

In **Bild 4** ist der Jahresdeckungsgrad für das 12-Familienhaus abhängig von der Kollektorfläche und dem Solespeichereinhalt dargestellt, der mit guten Flachkollektoren mindestens erreicht werden kann (bei Wetterbedingungen nach Testreferenzjahr für Frankfurt /10/). Nicht berücksichtigt sind die Energiegewinne unter 60°C Kollektorausstrittstemperatur.



**Bild 5:** Kosten/Nutzen-Verhältnis abhängig von der Kollektorfläche

Aus energetischer Sicht ist es demnach sinnvoll, eine möglichst große Kollektorfläche und einen großen Speicher zu installieren. Wenn man die nach Süden orientierte verfügbare Dachfläche vollständig mit Kollektoren belegen würde, bestünde in den Sommermonaten ein gewaltiges nicht nutzbares Energieüberangebot. Im Winter würde sich der Deckungsgrad dagegen nicht wesentlich verbessern.

Aus betriebswirtschaftlicher Sicht lohnt sich eine Solaranlage bei den derzeitigen Energiepreisen nicht, da die Amortisationszeit mindestens im Bereich der Lebensdauer der Anlage liegt.

Trägt man das Verhältnis Investitionskosten zu Solarenergie-Ertrag über der Kollektorfläche auf, erkennt man ein Minimum bei einer Kollektorfläche von 30-35 m² (**Bild 5**). Bei größeren Kollektorflächen steigen die Kosten pro kWh eingesparte Energie wieder an. Daher wird eine Kollektorfläche von 35 m² vorgeschlagen.

Ein ähnlicher Zusammenhang besteht bei der Speichergroße. Deshalb werden zwei hintereinander geschaltete 1000 l-Speicher ausgewählt.

Die Jahresdeckungsrate der so dimensionierten Solaranlage liegt bei ca. 50 % (im Sommer bei ca. 90 %). Der Gesamtenergiebedarf für das Gebäude sinkt dadurch um ca. 1/3 !

Der Heizenergiebedarf soll durch den Einsatz von Gas-Brennwertkesseln gedeckt werden. Um die Brennwerttechnik optimal nutzen und somit maximale Jahresnutzungsgrade bei geringst möglichen Schadstoffemissionen erreichen zu können, werden eine möglichst hohe Kesselauslastung und lange Brennerlaufzeiten angestrebt. Mit Hilfe von Heizungs-Pufferspeichern in Verbindung mit einer neu zu definierenden intelligenten Regelstrategie können diese Ziele erreicht werden.

Das für Niedrigenergiehäuser typische Problem, daß die zur Deckung des Gebäudewärmebedarfs und zur Trinkwassererwärmung benötigte Leistung stark gegensätzlich ist, kann somit richtungsweisend gelöst werden. Es wird versucht, den Gesamtenergiebedarf mit möglichst niedriger Kesselleistung zu decken. Geplant sind deshalb zwei Brennwertkessel à 20 kW, wobei der zweite Kessel als Spitzenlast- oder Ersatzkessel dient. Aus der Einschalthäufigkeit und den Brennerlaufzeiten des Spitzenlastkessels können verallgemeinerbare Erkenntnisse zur Dimensionierung von Wärmeerzeugern für Niedrigenergiehäuser gewonnen werden.

Die strikte Systemtrennung vermeidet hydraulische Probleme. Durch die hintereinander geschalteten Wärmetauscher (Solar-/Kesselkreis) wird eine optimale Solarenergieausbeute erreicht. Ist die Ladetemperatur der Solespeicher zu niedrig, um das Trinkwasser auf die benötigte Mindesttemperatur zu erwärmen, muß die fehlende Energie über den Heizkessel geliefert werden. Um Takten des Kessels oder Überhitzen des Trinkwassers zu vermeiden, wird der trinkwasserseitige Heizungs-Pufferspeicher benötigt. Der Kessel kann somit mit voller Leistung im Brennwertbetrieb arbeiten und vernünftige Brennerlaufzeiten erreichen. Durch die hydraulische Entkopplung von Kesselkreis und Trinkwasserladekreis über den Pufferspeicher kann der Trinkwasserspeicher massenstromgeregelt exakt auf die gewünschte Temperatur geladen werden.

Die außenliegenden Wärmetauscher und der konsequente Schichtspeicherbetrieb ermöglichen es, das gesamte Volumen des Trinkwasserspeichers auszunutzen und die Legionellengefahr zu minimieren. Der heizungsseitige Pufferspeicher hat prinzipiell die gleiche Funktion wie der trinkwasserseitige. Er wird aber außentemperaturgeführt immer auf die jeweils benötigte Heiztemperatur gebracht. Ein dritter Temperaturfühler wird benötigt, um immer ein bestimmtes Restvolumen auf Heiztemperatur zu halten, damit der Kessel bei Anforderung auf Trinkwasserladung schalten kann.

Durch die Einbindung der Pufferspeicher in die Heizanlage und den Betrieb als Schichtspeicher kann die

Rücklauftemperatur stets so niedrig gehalten werden, daß der Kessel praktisch immer im Kondensationsbereich arbeitet. Dadurch erhöht sich der Kessel- Jahresnutzungsgrad. Der Gesamtenergiebedarf dürfte damit bei relativ niedrigen Mehrinvestitionen um weitere ca. 5 % sinken.

Das Problem bei dem vorgestellten Heizanlagenkonzept liegt in der komplexen Regelstrategie. Die vielfachen teilweise gekoppelten Regelungsaufgaben können derzeit nur von frei programmierbaren Regelungen erfüllt werden. Die Kosten für solche Regelanlagen sind noch sehr hoch. Hier besteht Entwicklungsbedarf. Sollte diese Konzeption von der Heizungsbranche aufgenommen werden, könnten in Kürze Standard-Regelbausteine für einen Bruchteil des jetzigen Preises angeboten werden, die die gewünschten Anforderungen erfüllen.

### Zusammenfassung

Das vorgestellte Heizanlagenkonzept gewährleistet eine sichere, verbrauchoptimierte Wärmeversorgung bei vertretbarem Mehraufwand für die Lüftungs- und Solaranlage. Der Einsatz von Heizungs-Puffern im Schichtspeicherbetrieb stellt sicher, daß der Brennwertkessel maximal ausgenutzt wird. Hydraulische Probleme werden durch Entkopplung und Systemtrennung vermieden. Über geregelte Pumpen wird die Wärme streng bedarfsorientiert verteilt. Der ebenfalls als Schichtspeicher betriebene, über externe Wärmetauscher beladene Trinkwasserspeicher ermöglicht eine hygienische Trinkwasserversorgung, die den Bedarf auch bei geringer Kesselleistung decken kann. Mit der Solaranlage wird bei einem minimalen Kosten/Nutzenverhältnis etwa ein Drittel des Gesamtenergiebedarfs erbracht.

### Literatur

- /1/ Humm, O.: Niedrigenergiehäuser, Theorie und Praxis, Ökobuch-Verlag, Staufen bei Freiburg, 1990.
- /2/ ASEW: Niedrigenergiehaus, energiebewußt wohnen - hilft Umwelt schonen. ASEW Köln.
- /3/ HEA: Handbuch Niedrigenergiehaus, Frankfurt 1993, Energie-Verlag Heidelberg.
- /4/ DIN 4701 Blatt 4: Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden, März 1983.
- /5/ Gertis, K.A.: Anforderungen an den baulichen Wärmeschutz eines zukunftsweisenden, energiesparenden Mehrfamiliengebäudes in Mannheim. Stuttgart 1992 (unveröffentlicht).

- /6/ DIN 4708: Zentrale Wassererwärmungsanlagen, Oktober 1979.
- /7/ VDI 2067: Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen, Blatt: Warmwasserversorgung, Februar 1982.
- /8/ Knöbel, U.: Einrichtungen zur freien Lüftung und Lüftungsanlagen. In Tagungsbericht: "Lüftung in Wohnungsbau" zum Statusseminar 4./5. April 1984 im Bauzentrum München, Verlag TÜV-Rheinland, S. 69/106.
- /9/ DVGW: Arbeitsblatt W 551: Trinkwassererwärmungs- und Leitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums, März 1993, Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser, Bonn.
- /10/ BINE: Testreferenzjahre - Meteorologische Grundlagen für technische Simulation von heiz- und raumluftechnischen Anlagen, Oktober 1991. Fachinformationszentrum Karlsruhe.

# Computersimulation im Planungsprozeß

WOLFRAM STEPHAN

## Einleitung

Durch Fortschritte in der Computertechnologie können heute aufwendige Rechenprogramme kosten- und zeitgünstig eingesetzt werden. Hierzu gehören auch Computerprogramme zur Simulation der thermischen und strömungstechnischen Vorgänge in Gebäuden und deren heiz- und raumluftechnischen Anlagen.

Ihre Anwendung gibt Architekten und Fachplanern frühzeitig Entscheidungsgrundlagen über die Gebäudegestaltung, Wärmeschutzanforderungen, Art der Raumkonditionierung, das Anlagenkonzept und die Betriebsweise der Anlagen. Auch werden Fragen wie "Können die Komfortansprüche der Nutzer gewährleistet werden?" oder "Werden die wirtschaftlichen, ökologischen und energetischen Vorgaben eingehalten?" mit großer Sicherheit beantwortet. Das heißt Entscheidungen, die bisher lediglich qualitativ beantwortet werden konnten, sind heute frühzeitig quantifizierbar, und eine hohe Planungssicherheit ist gewährleistet.

## 1 Computersimulationsprogramme

Ziel der Computersimulation ist, thermische und strömungstechnische Vorgänge im Gebäude und in den Anlagen realitätsgetreu vorherzusagen. Aus den Ergebnissen der Simulation werden Aussagen über das Betriebsverhalten (Temperatur- und Leistungsverläufe, Anzahl von Schaltzyklen usw.) oder sonstige Kenngrößen (Energiebedarf, Betriebskosten, Emissionen usw.) abgeleitet. Im Vordergrund standen bisher Programme zur Berechnung der "thermischen Zustände" im Gebäude und in Anlagen. Programme zur Berechnung von Strömungsvorgängen, insbesondere in Räumen, werden erst in den letzten Jahren verstärkt eingesetzt. Eine Kopplung beider Programmarten ist zur Zeit noch nicht möglich.

Alle nachfolgend diskutierten Ergebnisse beruhen auf Arbeiten mit Programmen zur Berechnung der thermischen Zustände im Gebäude und in den Anlagen. Dies sind Programme wie BLAST /1/, DOE 2.1 D /2/, GERALT /3/ und TRNSYS /4/. Ihr Einsatz wird heute noch eingeschränkt durch die mangelhafte Anwenderfreundlichkeit, Programmdokumentation und fehlende Anbindung an CAD-Programme.

## 2 Kosten- und energierelevante Phasen bei der Gebäude- und Anlagenplanung

Wesentliche Entscheidungen, die Einfluß auf Energieverbrauch, Betriebskosten und Umweltbelastung beim Gebäude- und Anlagenbetrieb nehmen, werden in sehr frühen Planungsphasen getroffen. So werden Ziele und Vorgaben des Bauherrn im Rahmen der Grundlagenermittlung erfaßt, das Gebäude- und Anlagenkonzept in der Vorplanungsphase festgelegt und Dimensionierungen in der Entwurfsplanungsphase vorgenommen. Computersimulationsberechnungen sind daher vor allem in diesen drei Planungsphasen sinnvoll einzusetzen. In **Bild 1** sind die energie- und kostenrelevanten Planungsphasen (Grundlagenermittlung, Vorplanung und Entwurfsplanung) in den klassischen Planungsablauf eingetragen. Wichtig ist, daß nach Inbetriebnahme eine Betriebsüberwachung durchgeführt wird, d. h. kontrolliert wird, ob die Planungsziele tatsächlich erreicht werden.

## 3 Gebäudeentwurf und Festlegung der bauphysikalischen Eigenschaften eines Gebäudes

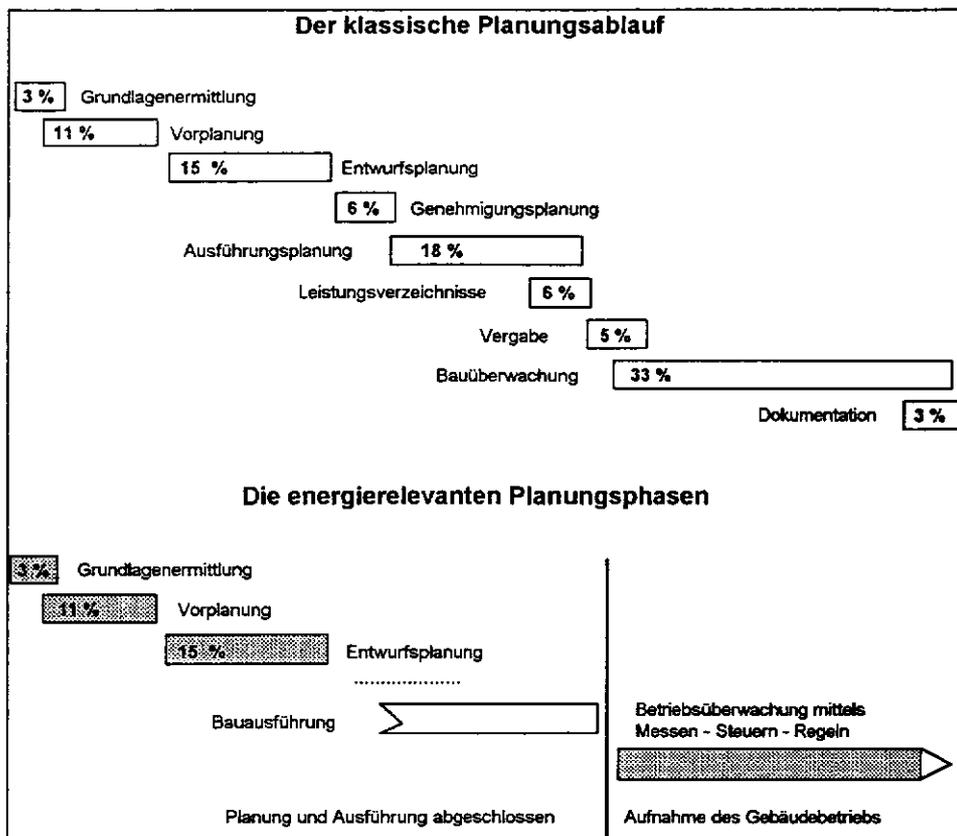
Durch den Gebäudeentwurf (Orientierung, Glasflächenanteil, A/V-Verhältnis usw.) und durch die Bauausführung (Bauschwere, Dämmstandard usw.) werden der Heiz- und Kühlenergiebedarf des Gebäudes und das thermisch-dynamische Verhalten einzelner Zonen bestimmt. Die Berechnung der Jahresenergiebedarfswerte eines Gebäudes und der Energiekennzahlen führt zu einer energetischen Beurteilung der geplanten Gebäudekonstruktion.

Die Berechnung der Temperaturen in einzelnen Räumen erlaubt eine Aussage über die Notwendigkeit von Sonnenschutzmaßnahmen oder die Art der Raumkonditionierung.

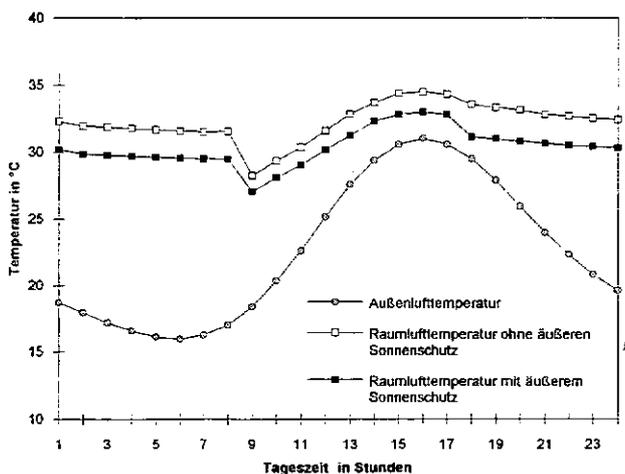
**Bild 2** zeigt den Verlauf der Raumtemperaturen bei unterschiedlichen Sonnenschutzmaßnahmen, darüber hinaus ergibt sich aus der Jahressimulation die Häufigkeit einzelner Raumtemperaturen (siehe **Bild 3**).

## 4 Heiz- und Kühllastberechnung

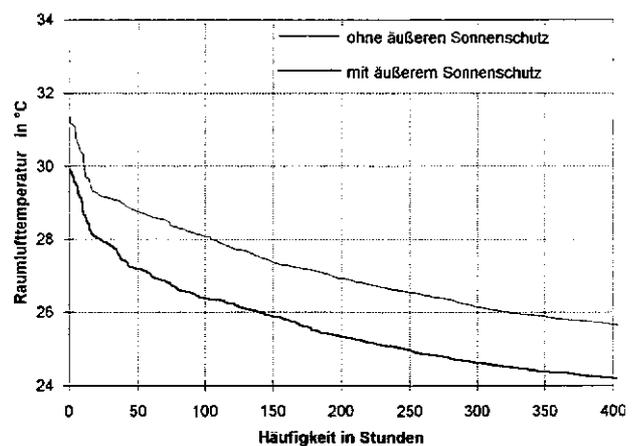
Aus der Gebäudesimulation lassen sich zudem maximale Heiz- und Kühllasten ableiten. Gegenüber den



**Bild 1:** Der klassische Planungsablauf nach HOAI und die energierelevanten Phasen. Die Angaben in Prozent geben den Zeit- und Kostenaufwand der Planungsphasen an.



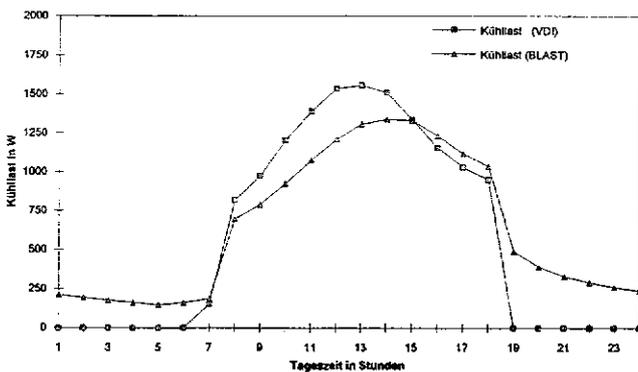
**Bild 2:** Raumlufttemperaturverlauf in einem Büroraum mit und ohne Sonnenschutzeinrichtungen



**Bild 3:** Häufigkeit hoher Raumlufttemperaturen in einem Büroraum mit und ohne Sonnenschutzeinrichtungen

Handrechenverfahren der VDI 2078 und DIN 4701 besitzen die Simulationsprogramme folgende Vorteile:

- Exakte Erfassung der geometrischen und bauphysikalischen Gebäudedaten, keine Beschränkung auf Bauschwerklassen und typische Räume.
- Berücksichtigung der Art der Wärmebelastung der inneren Wärmequellen (Strahlungsanteil, zeitliches Auftreten).
- Berücksichtigung des voraussichtlichen Gebäudebetriebs, wie gleitende Raumtemperatur und Nachtluftkühlung bei der Kühllastberechnung.



**Bild 4:** Vergleich der Kühllasten gerechnet nach VDI 2078 (Ausgabe 1977) und mit dem Simulationsverfahren BLAST. Raumtemperatur konstant auf 26 °C.

Langjährige Erfahrungen zeigen, daß sich auf der Basis von Simulationsrechnungen oftmals niedrigere Heiz- und Kühllasten, d.h. auch geringere Anlagendimensionen, errechnen. Bild 4 zeigt einen direkten Vergleich der Kühllasten, berechnet mit dem Simulationsprogramm BLAST [1] und Ergebnisse der heute noch gültigen VDI 2078 (Ausgabe 1977). Für diesen, nicht verallgemeinerbaren Fall, werden mit dem Simulationsverfahren Werte errechnet, die um ca. 10 % unter den VDI-Werten liegen. Größere Unterschiede sind bei gleitenden Raumtemperaturen und Nachtluftkühlung vorhanden.

## 5 Optimierung der Anlagensysteme und der Energieversorgung

Ein typischer Anwendungsfall der Computersimulation ist die energetische Beurteilung unterschiedlicher heiz- und raumluftechnischer Anlagenkonzepte.

Typische Beurteilungskriterien sind:

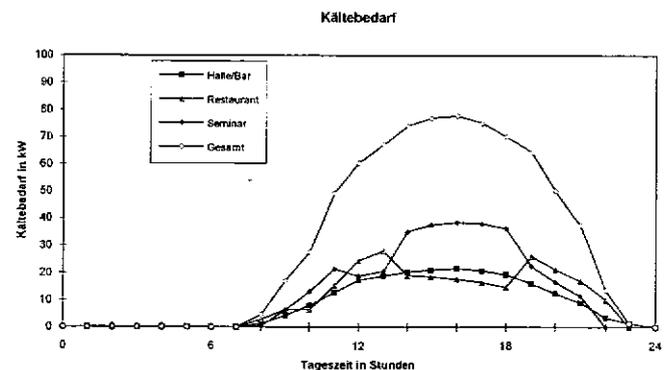
- Werden die Anforderungen der Nutzer hinsichtlich der Komfortbedingungen erfüllt?
- Wird der Heiz- und Kühlenergiebedarf des Gebäudes abgedeckt?
- Welcher Energie- oder Kostenaufwand ist hierzu erforderlich ?

In der Phase der Konzeptfindung kann auf diese Art und Weise für das vorliegende Objekt das günstigste Anlagenkonzept gefunden werden. Typische Anwendungsfälle sind:

- Herausarbeiten der Vorteile von Wasser-Luft-Systemen gegenüber Nur-Luft-Systemen.
- Quantifizierung der Einsparpotentiale von Wärmerückgewinnungsanlagen, auch bei Variabel-Volumenstrom-Systemen.
- Aufzeigen der Vorteile von regelbaren Befeuchtern für die Luftaufbereitung in Klimazentralen.

Über diese und andere Fragestellungen liegen bereits zahlreiche Untersuchungen und Veröffentlichungen vor, jedoch sind die publizierten Ergebnisse nicht allgemein übertragbar, so daß auch heute noch eine objektbezogene Simulation erforderlich ist.

Weiterhin können aus Simulationsberechnungen Angaben zur Dimensionierung der Anlagenkomponenten abgeleitet werden. Dies ist insbesondere für die Dimensionierung der Wärme- und Kälteerzeugungsanlagen von Bedeutung. Hierbei spielen Ungleichzeitigkeiten beim Auftreten der Belastungen eine große Rolle. Bild 5 zeigt, wie sich aus den Kältebelastungsprofilen einzelner RLT-Anlagen der Gesamtkälteleistungsbedarf ergibt.



**Bild 5:** Gesamtkälteanschußleistung als Ergebnis der Kälteleistungsbedarfsprofile einzelner RLT-Anlagen

## 6 Funktionale Anforderungen an die regel- und steuerungstechnischen Anlagen

Der gezielte Einsatz von regel- und steuerungstechnischen Funktionen hat für einen energie- und kostensparenden Betrieb eine immer größere Bedeutung. Jedoch ist es auch hier in der Planungsphase kaum möglich, die Auswirkungen einzelner Funktionen zu quantifizieren. Dies ist wiederum erst durch den Einsatz sehr detaillierter Simulationsprogramme möglich. Insbesondere sogenannte Energiemanagementfunktionen werden in Simulationsberechnungen berücksichtigt und können dadurch unter energetischen und wirtschaftlichen Aspekten beurteilt werden. Unterteilt nach ihrem Einsatzbereich sind folgende Funktionen durch Computersimulation beurteilbar:

Funktionen zur Reduktion der Gebäudelasten:

- Beleuchtungssteuerung (zeit- und helligkeitsabhängig),
- Jalousiensteuerung,

Funktionen der Einzelraumregelung:

- Raumtemperaturregelung (mit Null-Energieband, Außentemperaturabhängig, präsenzabhängig, zeitabhängig),
- Raumlufffeuchteregelung,
- Raumluffqualitätsregelung.

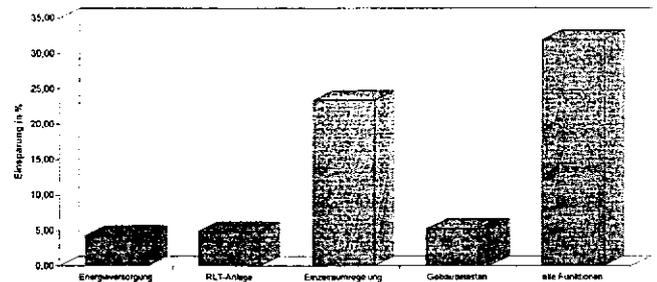
Funktionen der Regelung von RLT-Anlagen:

- temperatur-/enthalpieabhängiges Betreiben der Wärmerückgewinnung,
- variable, lastabhängige Zulufttemperaturregelung, Zeitschalten,
- direkte Feuchteregelung,
- Nachlüften,
- Ventilatorregelung.

Funktionen zur Regelung der Wärme- und Kälteerzeugung (Energieversorgung):

- bedarfsabhängiges Betreiben,
- Kesselfolgeschaltung,
- Pumpenregelung.

**Bild 6** gibt beispielhaft das Einsparpotential an, das durch den Einsatz dieser Funktionen erreichbar ist. Auch hier ist eine objektbezogene Simulation erforderlich.



**Bild 6:** Einsparpotential durch den Einsatz energiesparender regel- und steuerungstechnischer Funktionen /5/

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Durch den Einsatz von Simulationsprogrammen im Planungsprozeß stehen jederzeit objektbezogene Entscheidungsgrundlagen zur Verfügung. Aussagen zur energetischen Güte, Wirtschaftlichkeit und Umweltbelastung des Planungskonzeptes werden nachvollziehbar und es wird eine höhere Planungssicherheit erreicht. Der Einsatz der Gebäudesimulation wird jedoch noch eingeschränkt durch die mangelhafte Anwenderfreundlichkeit und Dokumentation der Programmpakete sowie die fehlende Anbindung an CAD-Programme.

## Literatur

- /1/ BLAST 3.0 Users Manual: BLAST Support Office. University of Illinois at Urbana-Champaign, USA, 1986.
- /2/ DOE2.1D Overview of the DOE2 Programm, Version 2.1D. Simulation Research Group, Lawrence Berkeley Laboratory, LBL-18981, USA; 1989.
- /3/ Stephan, W.: GERALT Gebäude und Anlagenbetriebssimulationsprogramm. Programmdokumentation, Universität Stuttgart, IKE, Abt. HLK, interner Bericht, März 1991.
- /4/ TRNSYS, A Transient System Simulation Program: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA, 1983.
- /5/ Stephan, W.: Energetische Beurteilung der Betriebsweise heiz- und raumlufftechnischer Anlagen durch rechnerische Betriebsimulation. Dissertation, Universität Stuttgart, Nov. 1991.

# Zum hydraulischen Abgleich in Zweirohr-Netzen

DIETER STRIEBEL

## 1 Bedeutung des hydraulischen Abgleiches

Der hydraulische Abgleich ist immer wieder Thema von Veröffentlichungen, Vorträgen und Forschungsvorhaben (z.B. /1/; /2/; /3/; /4/). Viele Hinweise zum hydraulischen Verhalten von Rohrnetzen und "Regeln" zu deren Einregulierung - meist in Verbindung mit eigens hierfür entwickelten Geräten - lassen sich finden. Angefangen von einfachen, einstellbaren sogenannten Fußventilen über Heizkörperventile mit und ohne Voreinstellung oder mit unterschiedlichen Ventilkegeln und Strangreguliertventilen zur Einstellung von Hand, mit Meßcomputer oder automatisch bis hin zu komfortablen Differenzdruckregelungen bietet der Markt eine Vielzahl von Geräten und Einrichtungen, die helfen sollen ein Rohrnetz hydraulisch abzugleichen. Und dennoch: Die Ursache von Problemen an Heizanlagen sind in vielen Fällen Fehler beim hydraulischen Abgleich des Rohrnetzes.

Auf die große Bedeutung dieses Themas vor allem auch hinsichtlich der Sanierung von Altanlagen wird im Bericht zu einem vom BMFT und der Industrie geförderten Forschungsvorhaben hingewiesen /5/. Es wird dort festgestellt, daß in bestehenden Anlagen der hydraulische Widerstand des Rohrnetzes durch optimale Einregulierung häufig soweit reduziert werden kann, daß die erforderliche Antriebsleistung der Pumpe auf einen Bruchteil (zum Teil unter 30%) der ursprünglichen Leistung zurückgeht. In einem beispielhaft untersuchten Heiznetz (48 Heizkörper, ca. 60 kW, Thermostatventile nachgerüstet) ist bei der Nachrüstung mit Thermostatventilen nicht auf den hydraulischen Abgleich geachtet worden, so daß einzelne Teile des Netzes unterversorgt waren. Die Sanierungsmaßnahme hieß nun nicht etwa "Hydraulischer Abgleich" sondern "Pumpenleistung nachrüsten". Dies führte schließlich zu einem viel zu hohen Gesamtmassenstrom und lästigen Geräuschproblemen in der Anlage. Mit Hilfe der Simulationsrechnung kann nachgewiesen werden, daß in diesem Netz bei einem hydraulischen Abgleich durch richtiges Dimensionieren der Thermostatventile 90% der Pumpenantriebsleistung eingespart werden könnte.

Angesichts der immensen technischen und wirtschaftlichen Bedeutung dieses Themas war eine technische Regel zum hydraulischen Abgleich längst überfällig. Diese Lücke soll jetzt durch eine demnächst im Entwurf vorliegende VDI-Richtlinie mit dem Titel "Hy-

draulische Schaltungen in heiz- und raumluftechnischen Anlagen" (VDI 2073) geschlossen werden. Ein Aspekt dieser Richtlinie, der auch auf Arbeiten der Abteilung Heizung-Lüftung-Klimatechnik aufbaut, soll hier näher erläutert werden.

## 2 Definition des hydraulischen Abgleichs

Zusammenfassend seien hier zunächst die wesentlichen Merkmale des hydraulischen Abgleichs dargestellt, wie sie auch im Entwurf zur neuen VDI-Richtlinie enthalten sind.

- Der Dimensionierung von Wärmeerzeugungs- und Wärmeverteilanlagen liegt eine Berechnung des jeweiligen Bedarfs zugrunde. Ergebnis dieser **Bedarfsberechnung** sind Angaben über die Wärmeleistung, die einem Gebäude oder Gebäudekomplex unter bestimmten Auslegungsbedingungen zugeführt werden muß, um vorgegebene Raumtemperaturen einhalten zu können. Abhängig von der Art der Wärmeerzeugung (z.B. Heizkessel, Wärmepumpe) bzw. der Art des Verbrauchers (Heizkörper, Wärmetauscher) werden dann die Temperaturen festgelegt, bei denen die zuvor berechneten Leistungen übertragen werden sollen. Analoges gilt auch für andere geschlossene Versorgungsnetze (z.B. Versorgung mit Kälteenergie). Damit liegen für jeden Punkt des der Wärmeverteilung dienenden Rohrnetzes die **Massenströme** fest, die erforderlich sind, **um jeden Verbraucher** mit den entsprechenden Leistungen **zu versorgen**.
- Für diese Massenströme sind die zugehörigen **optimalen Rohrdurchmesser** zu ermitteln. Die entsprechenden Optimierungskriterien hierzu resultieren aus wirtschaftlichen Überlegungen: ein größerer Rohrdurchmesser ermöglicht eine bessere Verteilung bei geringerem Bedarf an Förderleistung, er erfordert jedoch einen Mehraufwand an Material und Platz; bei kleineren Rohrdurchmessern steigt der Leistungsbedarf der Pumpe. In verschiedenen Quellen findet man teilweise unterschiedliche Berechnungsverfahren und Angaben zu wirtschaftlichen Rohrdurchmessern. In VDI 2073 /6/ sollen zukünftig für die üblichen Rohrdurchmesser Grenzmassenströme angegeben werden (siehe **Tabelle 1**). Mit der höheren Ge-

schwindigkeit bei Verteilungen größerer Nennweite ist vor allem dem erhöhten Platzbedarf dieser Rohre Rechnung getragen, wobei ein hydraulisch ungünstigeres Netzverhalten in Kauf genommen wird.

- Der damit vorgegebene hydraulische Widerstand der Rohrleitungen bewirkt, daß die zwischen Vor- und Rücklauf anstehende statische Druckdifferenz über der Länge des Stranges abnimmt (siehe Bild 1). Verbraucher am Anfang eines Stranges werden also "bevorzugt" versorgt gegenüber den Verbrauchern am Ende eines Stranges. Um bei diesen Druckverhältnissen die zuvor berechnete Sollmassenstromverteilung zu erreichen, müssen die einzelnen Verbraucher mit zusätzlichen, **unterschiedlich großen hydraulischen Widerständen** ausgestattet werden. Das Berechnen und Einstellen dieser Widerstandswerte mit dem Ziel, eine Sollmassenstromverteilung zu erreichen, nennt man **hydraulischen Abgleich**.

### 3 Berechnung der Ventil- und Abgleichwiderstände

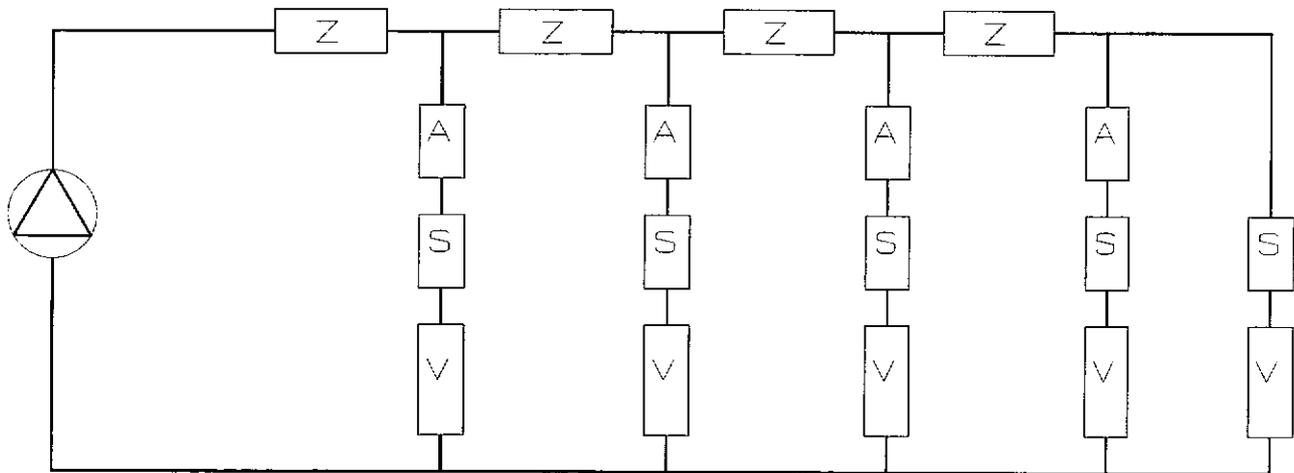
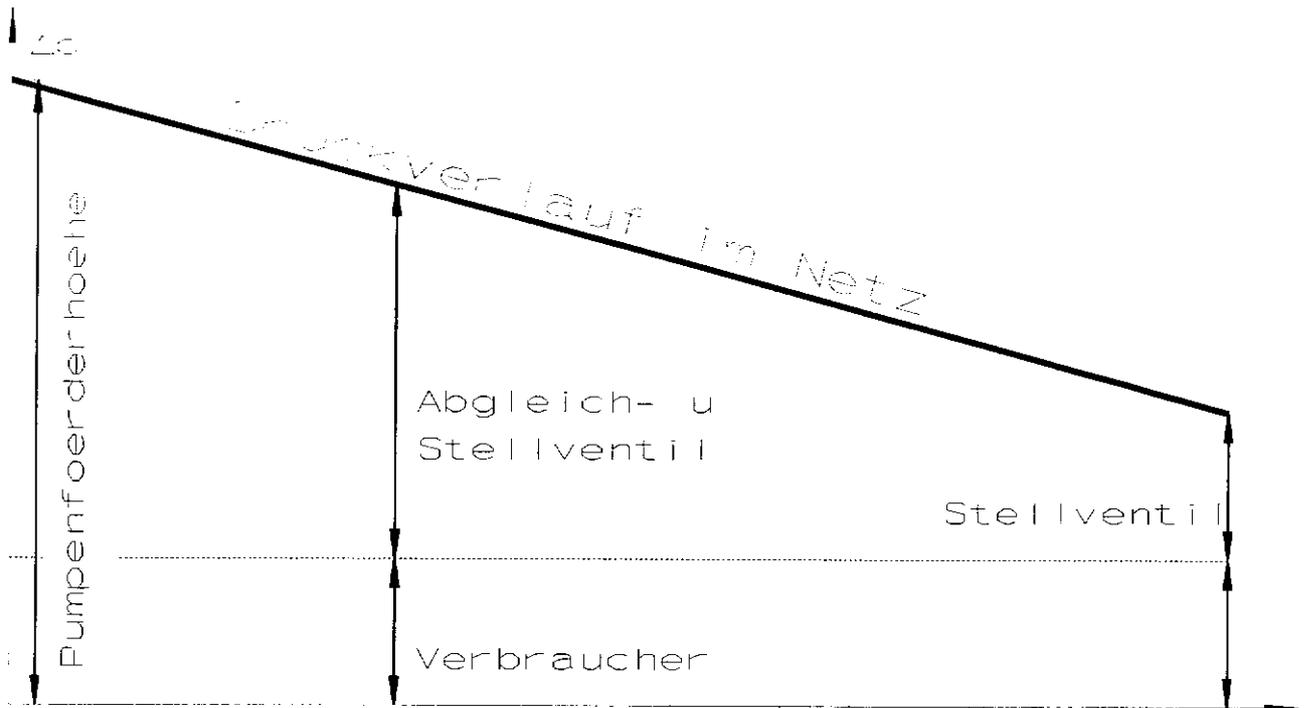
Nachdem der Druckabfall in den einzelnen Teilstrecken sowie der Summenwert aller Heiz- und Kühlkreise (nur Rohrleitungen und Einzelwiderstände ohne Stellventile) berechnet ist, wird für den hydraulisch ungünstigsten gelegenen Verbraucher am Ende des Stranges das Stellventil ausgewählt. Wie Bild 1 zeigt, hat die Dimensionierung dieses Ventils Auswirkung

auf den Gesamtdruckabfall des Rohrnetzes. Je kleiner der Ventilwiderstand ist, umso kleiner wird auch der Gesamtdruckabfall. Wird dieses Ventil jedoch als sogenannter Aktor zur Regelung des Verbrauchers eingesetzt, so sollte durch eine Hubänderung am Ventil im gesamten Arbeitsbereich möglichst gleichmäßig Einfluß auf die Wärmeleistung des Verbrauchers ausgeübt werden können (regelungstechnischer Grund: möglichst lineares Übertragungsverhalten der Strecke). Dies ist jedoch nur dann der Fall, wenn bereits im Auslegungszustand ("geöffnetes" Ventil) ein bestimmter **Mindestwiderstand** vorhanden ist.

Diesen Mindestwiderstand könnte man nun direkt in einer Richtlinie vereinbaren, evt. auch abhängig von der Anlagengröße. Oder noch einfacher: Es wird z.B. für Heizanlagen gefordert, daß der Druckabfall am hydraulisch ungünstigsten Heizkörperventil unter Auslegungsbedingungen mindestens 3000 Pa betragen soll. Ein solcher vorgegebener Widerstand oder Differenzdruck berücksichtigt allerdings keine unterschiedlichen hydraulischen Verhältnisse in verschiedenen Anlagen. Deshalb wurde schon immer für die Auswahl des hydraulisch ungünstigsten Ventils als Dimensionierungskriterium die **Ventilautorität** gewählt, für die dann aus regelungstechnischen Gründen ein **Mindestwert** von z.B. 0,4 gefordert wird. Der Begriff der "Ventilautorität" wird jedoch leider sehr unterschiedlich gebraucht, was zum Teil zu erheblichen Unterschieden beim Ventildifferenzdruck führen kann. Deshalb zunächst einige grundsätzliche Überlegungen zur Ventilautorität.

Tabelle 1: Grenzmassenströme für verschiedene Nennweiten

Rohr DN	Verbraucheranschlußleitung		Verteilung	
	Massenstrom in kg/h	Geschwindigkeit in m/s	Massenstrom in kg/h	Geschwindigkeit in m/s
10	130	0,30		
15	250	0,35	300	0,42
20	500	0,39	700	0,54
25	1000	0,49	1200	0,58
32	2000	0,56	2500	0,70
40	2800	0,59	3800	0,78
50	5000	0,64	7000	0,90
65	9000	0,68	12000	0,91
80	14000	0,77	18000	0,99
100			35000	1,13
125			55000	1,17
150			90000	1,34



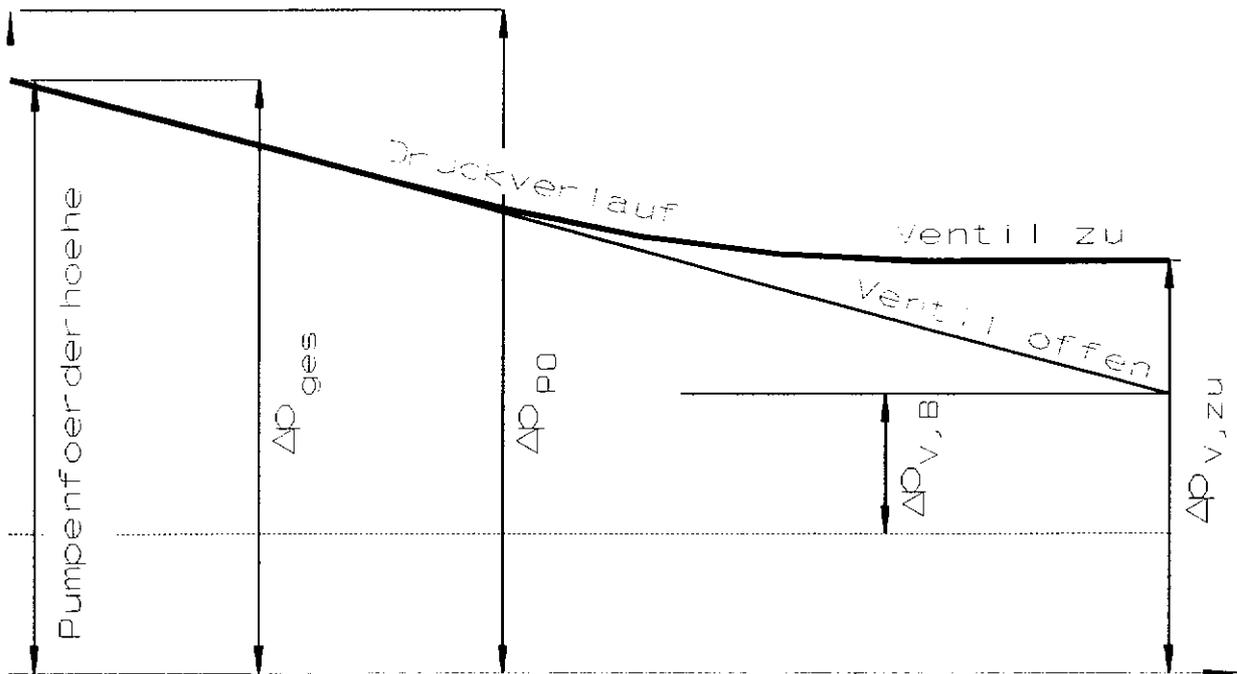
**Bild 1:** Druckverlauf im Netz bei Auslegungsbedingungen (schematisch)

Ist ein Ventil in Reihe zu anderen konstanten Widerständen in ein Rohrnetz eingebunden, so steigt während des Schließens der Differenzdruck am Ventil an (vorausgesetzt, daß nicht gleichzeitig z.B. die Pumpendrehzahl verändert oder parallel geschaltete Widerstände verkleinert werden). Die Zunahme des Differenzdruckes hängt davon ab, wie groß der Ventilwiderstand im Verhältnis zu einem wirksamen Gesamtwiderstand des Netzes ist: ein verhältnismäßig kleiner Ventilwiderstand führt zu einer größeren Zunahme des Differenzdruckes. Die Ventilautorität ist ein Maß für den zu erwartenden Differenzdruckanstieg während des Schließvorganges. Steht an einem Ventil unter

Auslegungsbedingungen der Differenzdruck  $\Delta p_{V,B}$  an und nimmt dieser während des Schließens auf  $\Delta p_{V,zu}$  zu, so ist die Autorität dieses Ventils

$$a_v = \Delta p_{V,B} / \Delta p_{V,zu} \quad (1)$$

**Bild 2** zeigt schematisch den Druckverlauf in einem Netz bei Auslegungsbedingungen und gestrichelt für den Fall, daß das hydraulisch ungünstigste Ventil geschlossen ist. Aus Sicht der Regelungstechniker muß dieses Ventil so gewählt werden, daß sich der Differenzdruck beim Schließen um nicht mehr als den Faktor 2,5 erhöht (geforderte Mindestautorität von



**Bild 2:** Druckverhältnisse bei geschlossenem Ventil am Strangende

0,4). Damit ergibt sich eine Bestimmungsgleichung für den Differenzdruck unter Auslegungsbedingungen

$$\Delta p_{V,B} = 0,4 \cdot \Delta p_{V,ZU} \quad (2)$$

Diese auf der exakten Definition der Ventilautorität aufbauende Gleichung ist allerdings für den praktischen Gebrauch ungeeignet, weil der Differenzdruck am geschlossenen Ventil mit den konventionellen Berechnungsmethoden nicht ohne weiteres angegeben werden kann. In der Literatur (z.B. /1/; /2/; /7/) findet man deshalb als Ersatz für diesen Bezugsdifferenzdruck in Gl.(1) u.a. folgende Varianten:

- Gesamtdruckabfall im Rohrnetz (inkl. Ventil)

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_R + \Delta p_{V,B} \quad (3)$$

- Nullförderhöhe der Pumpe.

Wie **Bild 2** zeigt, sind beide Bezugswerte sehr viel größer als  $\Delta p_{V,ZU}$ , so daß sich bei Anwendung von Gl.(2) auch ein entsprechend höherer Ventildifferenzdruck  $\Delta p_{V,B}$  und damit ein höherer Gesamtdifferenzdruck einstellt. Die sich daraus ergebenden Nachteile und Probleme sind bekannt. In VDI 2073 wird zukünftig als Bezugswert in Gl.(1) der Druckabfall eines Teilnetzes gewählt, in dem sich beim Schließen des Ventils deutliche Massenstromänderungen und damit nicht vernachlässigbare Druckänderungen einstellen. Es wird festgelegt den Druckabfall desjenigen Teilnetzes (inkl. Ventil) zu wählen in dem der Massenstrom

kleiner als das Vierfache des zu drosselnden Teilmassenstromes ist (**Bild 3**). Der Gesamtdruckabfall dieses Teilnetzes ist

$$\Delta p_{TN,ges} = \Delta p_{TN} + \Delta p_{V,B} \quad (4)$$

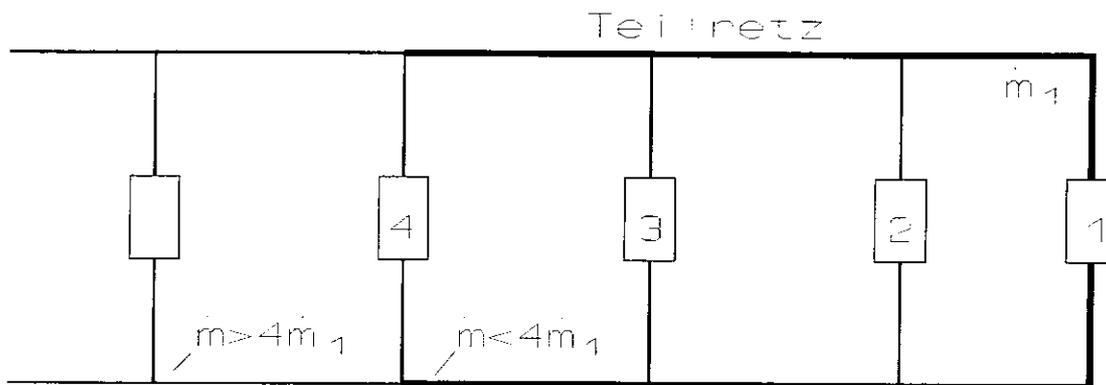
Bezieht man den Ventildifferenzdruck  $\Delta p_{V,B}$  auf diesen Gesamtdruckabfall des Teilnetzes, so erhält man

$$a^* = \Delta p_{V,B} / (\Delta p_{TN} + \Delta p_{V,B}) \quad (5)$$

Dieses Verhältnis entspricht nicht exakt der tatsächlichen Ventilautorität nach obiger Definition (Gl.(1)) und wird deshalb hier mit  $a^*$  bezeichnet. Nach VDI 2073 wird für diesen Auslegungskennwert  $a^*$  ein Mindestwert von 0,4 gefordert, so daß sich für den Auslegungsdifferenzdruck am Ventil ergibt:

$$\Delta p_{V,B} = 0,4/(1-0,4) \Delta p_{TN} = 0,7 \Delta p_{TN} \quad (6)$$

Für das hydraulisch ungünstigste Ventil sind nun Massenstrom und Differenzdruck bekannt. Das Ventil ist aus Herstellerunterlagen so auszuwählen, daß der entsprechende Betriebspunkt bei einer Regeldifferenz von 1 bis 2 K erreicht wird. Angaben der Regeldifferenz beziehen sich beim Thermostatventil auf den Abstand des Betriebspunktes vom Schließpunkt. Bei einer Regeldifferenz von 0 K ist das Ventil geschlossen; mit fallender Temperatur öffnet das Ventil und sollte bei höchstens zwei Grad unter der Schließtemperatur den oben berechneten Betriebspunkt erreicht haben. **Bild 4** zeigt ein geeignetes Auslegungsdiagramm.



**Bild 3:** Zu berücksichtigendes Teilnetz bei der Auslegung von Ventil 1

gramm für Thermostatventile. Der linke Teil enthält die Parameter Differenzdruck und Massenstrom für die ein Ventil gesucht wird. Rechts sind die Kennlinien verschiedener Ventile oder Ventilkegel dargestellt. Die Ordinate ist nicht bezeichnet, sie entspricht dem Durchflußkoeffizienten  $K_v$  nach DIN IEC 534 /8/.

Mit dem Ventildifferenzdruck im hydraulisch ungünstigsten Teilkreis liegt auch der Gesamtdifferenzdruck für das Netz und damit die Auslegungsgrundlage für die Pumpenförderhöhe fest. Für alle anderen, hydraulisch günstiger gelegenen Verbraucher sind nun zusätzliche Abgleichwiderstände so zu berechnen, daß der jeweils anstehende, höhere Differenzdruck ausgeglichen wird (siehe **Bild 1**). Diese Abgleichwiderstände können durch eine oder mehrere der folgenden Maßnahmen realisiert werden:

- Dimensionierung der Rohre;
- Einbau zusätzlicher, von Hand regulierbarer Ventile in Verbraucheranschlüßleitungen (z.B. einstellbare Heizkörper-Rücklaufverschraubung);
- Auswahl von Regelventilen mit unterschiedlichen Durchflußkennlinien (wie in **Bild 4**) oder zusätzlicher Möglichkeit zur Voreinstellung.

Da im Bereich der Heizkörperanschlüßleitungen nur zwei, maximal drei verschiedene Nennweiten zur Verfügung stehen, scheidet die erste Maßnahme aus Gründen der Praktikabilität aus. Unter regelungstechnischen Gesichtspunkten sind eindeutig Ventile mit unterschiedlichen Kennlinien zu bevorzugen, da diese immer mit maximaler Ventilautorität arbeiten.

Wichtig ist, daß die Abgleichwiderstände dezentral an den einzelnen Verbrauchern angeordnet werden und möglichst nicht zentral für Verbrauchergruppen in Form von Strangregulierventilen. Dies würde bei Teillast zu einem zu starken Anstieg des Differenzdruckes an den Stellventilen führen. In VDI 2073 soll hierzu festgelegt werden, daß der Differenzdruck in Heiz-

anlagen auch bei Teillast an keinem Ventil 0,25 bar überschreiten darf.

Ein auf diese Weise berechneter hydraulischer Abgleich führt zu den minimal notwendigen Widerständen und damit auch zu einem minimalen, wirtschaftlich vertretbaren Gesamtdruckabfall des Netzes. Dies ist eine notwendige Voraussetzung für einen optimalen Pumpenbetrieb.

#### 4 Verhältnisse bei Teillast

Die Erfahrung zeigt und es kann mit Hilfe der Simulationsrechnung leicht nachgewiesen werden, daß bei Teillast auch in einem solchermaßen abgeglichenen Rohrnetz sich Betriebszustände einstellen können, die weit vom jeweiligen Optimum, also vom minimal möglichen Gesamtwiderstand, entfernt sind. Auch eine Regelung des Differenzdruckes an der Pumpe oder in einem sogenannten Schlechtpunkt können hier keine vollständige Lösung bieten /9/.

Für eine ständige Betriebsoptimierung von Pumpe und Rohrnetz wäre es erforderlich, den sich laufend verändernden Bedarf an allen einzelnen Verbrauchern zu erfassen und das Netz über zentral anzusteuernde Ventile "on line" auf den jeweils minimal möglichen Widerstand abzugleichen. Eine solche, zunächst sehr aufwendig erscheinende Lösung bietet ein an der Abteilung Heizung-Lüftung-Klimatechnik entwickeltes Verfahren /5/ in Verbindung mit moderner Gebäudeautomation.

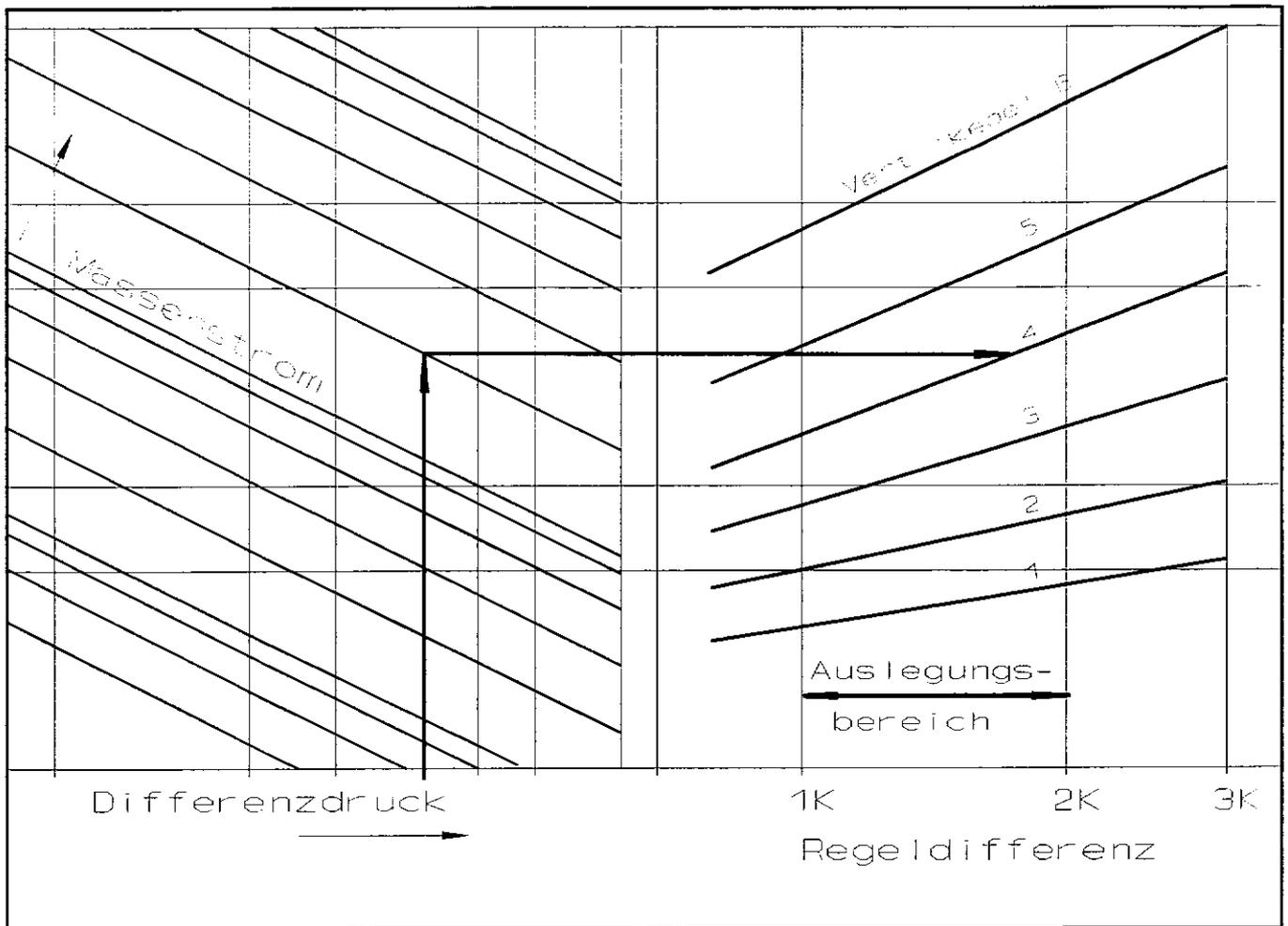


Bild 4: Diagramm zur Auswahl von Thermostatventilen ( nur qualitativ)

## 5 Zukünftige Möglichkeiten

Moderne Systeme der Gebäudeautomation ermöglichen mit Hilfe von Kommunikationssystemen eine ständige Verbindung zwischen einem zentralen Rechner und den Komponenten der Anlage. Damit stehen zu beliebigen Zeitpunkten Informationen über sämtliche Meß- und Stellwerte eines angeschlossenen Gesamtsystems zur Verfügung und es kann jederzeit über entsprechende Aktoren auf den Betrieb der Anlage Einfluß genommen werden. Mit dieser Möglichkeit bieten sich auch neue Ansätze für den Betrieb von Heiznetzen und zur Verbrauchserfassung.

Kernstück des an der Abteilung Heizung-Lüftung-Klimatechnik entwickelten Verfahrens bildet die Betriebssimulation des Rohrnetzes /10/ auf einem Rechner der Leitzentrale. In Verbindung mit den gemessenen Stellwerten der Ventile liefert das Rechenmodell laufend die momentane Massenstrom- und Differenzdruckverteilung im Netz. Die Pumpendrehzahl kann nun so eingestellt werden, daß gerade ein Ventil etwa bei Auslegungshub oder knapp darunter arbeitet. Damit ist sichergestellt, daß das Netz immer bei mini-

malem Gesamtwiderstand betrieben wird. Wenn dabei die Ventile taktend betrieben werden, so daß nur die Betriebszustände "AUF" und "ZU" möglich sind, hätte dies bezüglich der Minimierung des Netzwerkwiderstandes noch einen wichtigen Vorteil: Da es keine Drosselstellungen bei den Ventilen gibt, hat auch der Differenzdruckanstieg beim Schließen keine Auswirkung auf die Regelüte. Die Forderung nach einer **Mindestautorität kann deshalb entfallen**. Auch auf einen Teil der Abgleichwiderstände kann verzichtet werden, wenn der "Abgleich" über die Taktrate der Ventile bewirkt wird.

Dieses hydraulische Regelsystem läßt sich mit anderen Anlagenfunktionen wie Raumtemperaturregelung, Heizkostenverteilung und Vorlauftemperaturregelung verbinden und so zu einem ganzheitlichen Automationssystem ausbauen.

## Literatur

- /1/ Bitter, H.: Hydraulisches Gleichgewicht bei Anlagen mit Raumheizkörpern. VDI-Berichte 641, Hydraulik in Zentralheizungsanlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987.
- /2/ Posert, H.: Hydraulische Anforderungen beim Einsatz von Thermostatventilen. VDI-Berichte 593. Erfolgreiche Strategien in der Haustechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag S.123/140.
- /3/ Roos, H.: Hydraulik in der Wasserheizung. München, Wien: R. Oldenbourg Verlag 1986.
- /4/ Petitjean, R.: Die hydraulische Einregulierung. TOUR U: ANDERSON AB, 1986.
- /5/ Bach, H. u.a.: Rechnergestützte Analyse und hydraulischer Abgleich von Rohrnetzen angewandt auf I) Betriebsoptimierung der Pumpe, II) Entwicklung eines Kombinierten Heizkostenverteil- und Regelsystems. BMFT-Bericht Nr. 0338163 B, Stuttgart, IKE 7-15, 1991.
- /6/ VDI 2073: Hydraulische Schaltungen in heiz- und raumluftechnischen Anlagen. Erscheint demnächst im Entwurf.
- /7/ Leuschner, H.: Bemessung von Ventilen in Anlagen mit variablen Volumenströmen. VDI berichte 1010, Regelung und hydraulische Schaltungen in heiz- und raumluftechnischen Anlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.
- /8/ DIN IEC 534 Stellventile. 1990.
- /9/ Striebel, D.: Hydraulischer Abgleich und Wärmestromerfassung in Heiznetzen. VDI-Berichte 1010, Regelung und hydraulische Schaltungen in heiz- und raumluftechnischen Anlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.
- /10/ Grammling, F. u. D. Striebel: Simulation von Rohrnetzen. HLH 37 (1986) Nr.2.