Weiterentwicklung der Auslegungsbedingungen für Heiz- und RLT-Anlagen

Michael Schmidt

Kurzfassung

Neue europäische Normen definieren Auslegungsbedingungen für die Raumkonditionen, u.a. auch für die Raumtemperaturen und feuchten sowie die Außenluftströme. Es werden Maximalwerte der Raumtemperatur benannt, die in Fällen mit moderaten inneren Wärmequellen nur bei deutlich verbessertem "sommerlichen Wärmeschutz" herstellbar sind, ansonsten aber eine maschinelle Kühlung erfordern. Bei den heutigen luftdichten Bauweisen sind die geforderten Außenluftströme nur mit maschineller Lüftung herstellbar. Es ergeben sich gravierende Auswirkungen auf die Bau- und Anlagentechnik, die Kosten für Investitionen und den Betrieb und auch für den Energieeinsatz. Die Raumkonditionen, die definiert sind, beschreiben gesunde und produktive innere Umgebungsbedingungen nach heutigem Stand der Wissenschaft.

Abstract

New European standards define design parameters for indoor conditions, like temperature, humidity and outdoor air rates. Maximum values are given for the temperatures, which only can be achieved in rooms with moderate interior heat sources by definitely improved measures for summerly heat prootherwise mechanical tection, cooling is necessary. Nowadays buildings are practically air tight. This requires mechanical ventilation to achieve the required volume rates. Because of the mentioned requirements there will be

remarkable influences on the building and the building services industry, in view of capital cost, running cost and energy demand. The defined room conditions will lead to a healthy and productive interior environment according to the current state of art and science.

Einleitung

Die in Räumen herzustellenden Raumkonditionen sind in zwei neuen europäischen Normen definiert. Im Juni 2007 erschien die DIN EN 13779 [1] und im August 2007 die DIN EN 15251[2]. Die DIN EN 13779 beschränkt sich auf Nicht-Wohngebäude. Die DIN EN 15251 erfasst praktisch alle Räume. Dabei ist insbesondere hervor zu heben, dass — im Gegensatz zu früheren deutschen nationalen Normen — Anforderun-

an der "Herstellung" des Raumes Beteiligte, insbesondere auch an Architekten. Von zahlreichen Fachleuten wurde der Wunsch geäußert, zu den genannten Normen eine deutsche "Anwendungs-Interpretation" bereit zu stellen. Diese wird derzeit beim VDI erarbeitet.

Anforderungen an die Raumkonditionen

In beiden Normen werden die Anforderungen nach unterschiedlichen Kategorien der herzustellenden Raumqualität definiert. In **Tabelle 1** ist die Einteilung nach DIN EN 15251 [2] gezeigt. Es ist nachvollziehbar, dass ein Raum – wie andere technische Produkte auch – mit unterschiedlicher Qualität hergestellt werden kann.

Die Einteilung in Kategorien der Qualität erfordert aber jetzt, dass eine Vereinbarung zwischen Auf-

Tabelle 1: Kategorien

Kategorie	Beschreibung
I	hohes Maß an Erwartungen; empfohlen für Räume, in denen sich sehr empfindliche und anfällige Personen mit besonderen Bedürfnissen aufhalten, z. B. Personen mit Behinderungen, kranke Personen, sehr kleine Kinder und ältere Personen
П	normales Maß an Erwartungen; empfohlen für neue und renovierte Gebäude
III	annehmbares, moderates Maß an Erwartungen; kann bei bestehenden Gebäuden angewendet werden
IV	Werte außerhalb der oben genannten Kategorien. Diese Kategorie sollte nur für einen begrenzten Teil des Jahres angewendet werden
	in anderen Normen wie z.B. EN 13779 und EN ISO 7730 wird eine Einteilung in Kategorien können jedoch unterschiedlich benannt sein (A, B, C oder 1, 2, 3 usw.)

gen an die Raumkonditionen auch unabhängig von der Existenz gebäudetechnischer Anlagen gestellt werden. Der Raum wird als ein System betrachtet, dem Leistungen zur Herstellung von Raumkonditionen abverlangt werden. Die Norm wendet sich damit nicht nur an die Ingenieure der Technischen Gebäudeausrüstung, sondern an alle

traggeber und Auftragnehmer getroffen wird, um die bestellte Kategorie fest zu legen. Es ist dringend anzuraten, in einer solchen Vereinbarung sicher zu stellen und zu dokumentieren, dass dem Auftraggeber klar ist, was die Kategorien-Vereinbarung bedeutet und welche Tragweite sie hat.

Tabelle 2: Auslegungswerte der Raumtemperatur

		Operative Temperatur °C		
Gebäude- bzw. Raumtyp	Kategorie	Mindestwert für Heizperiode (Winter), ~ 1,0 clo	Höchstwert für Kühlperiode (Sommer), ~ 0,5 clo	
Wohngebäude: Wohnräume (Schlafzimmer,	I	21,0	25,5	
Empfangsraum, Küche usw.)	п	20,0	26,0	
Sitzend ~1,2 met	III	18,0	27,0	
Wohngebäude: Andere Räume: Lagerräume,	I	18,0		
Flure usw.)	П	16,0		
Stehend, gehend ~1,6 met	III	14,0		
Einzelbüro (Zellenbüro)	I	21,0	25,5	
Sitzend ~1,2 met	п	20,0	26,0	
,,- ···-	III	19,0	27,0	
Großraumbüro (Bürolandschaft)	I	21,0	25,5	
Sitzend ~1,2 met	п	20,0	26,0	
	III	19,0	27,0	

Es werden vier Kategorien unterschieden: von "hohen Erwartungen..." über "normale" über "annehmbare" bis zu "außerhalb von hohen bis annehmbaren Erwartungen". Im Zweifelsfall oder in Fällen ohne entsprechende Vereinbarung wird nach heutiger Einschätzung von der Kategorie mit "normalen Erwartungen" ausgegangen. Diese Kategorie wird auch für die große Zahl "normaler Fälle" als akzeptabel eingeschätzt. Je nach Kategorie ergeben sich Anforderungen an die Raumtemperatur. In Tabelle 2 ist ein Teil der entsprechenden Tabelle aus DIN EN 15251 [2] wiedergegeben.

Hier sind Werte für die Mindestwerte in der Heizperiode und Höchstwerte für die Kühlperiode genannt. Der Wert von 20 °C für die Heizperiode bei "normaler Kategorie" entspricht unseren bisherigen Erwartungen und Erfahrungen. Für die Kühlperiode ist ein Höchstwert von 26 °C gefordert. Dieser Wert ist in vielen Fällen nur mit einer maschinellen Kühlung herstellbar. Beide hier angeführten Werte setzen ein bestimmtes Bekleidungsniveau voraus. Demzufolge sind diese nur anwendbar, wenn den Rauminsassen eine Bekleidungsanpassung, z.B. in Abhängigkeit von der Außentemperatur, möglich ist. Für die Anwendung in Deutschland wird derzeit ein steigender Verlauf der Raumtemperatur in Abhängigkeit von der Außentemperatur, d.h. einer Bekleidungsanpassung, diskutiert. In der DIN EN 15251 wird des Weiteren unterschieden zwischen Anforderungen der Raumtemperatur für Räume mit maschineller Kühlung und ohne maschinelle Kühlung. Von den meisten Fachleuten in Deutschland wird eine solche Unterscheidung abgelehnt. Für die thermischen Behaglichkeitsbedingungen des Rauminsassen ist die Frage, mit welchen technischen, baulichen oder sonstigen Systemen der Temperaturwert eingehalten wird, ohne Belang. Die Anforderungen an die Feuchte im Raum nach DIN EN 15251 zeigt Tabelle 3. Hierbei ist anzumerken, dass hier diese Anforderungen an die Existenz einer Bebzw. Entfeuchtungsanlage geknüpft sind. Diese Verknüpfung erscheint den meisten Fachleuten in Deutschland nicht nachvollziehbar. Für die Anwendung in Deutschland werden derzeit Werte in der gleichen Größenordnung, aber ohne Bezug zur technischen Lösung diskutiert.

Die Bemessung der Außenluftströme erfolgt zur Sicherstellung eines zu fordernden lufthygienischen Raumklimas. Dazu wird in der DIN EN 15251 von zwei potentiellen Schadstoffquellen ausgegangen: von Personen und Materialien. Die Außenluftströme zur Abfuhr der menschlichen Schadstofflasten in Nicht-Wohngebäuden nach DIN EN 15251 zeigt Tabelle 4, wieder nach Kategorien. Die Werte von 25 m³/h für die "normale" und von 36 m³/h für die "hohe" Kategorie liegen in der gleichen Grö-Benordnung wie bisherige Erfahrungswerte in Deutschland. Zu diesen Werten sind jetzt aber die Außenluftströme zur Abfuhr von Schadstofflasten, infolge von Freisetzungen aus Materialien, zu addieren. Diese Werte nach DIN EN 15251 zeigt **Tabelle 5**.

Sie sind auf die Grundfläche bezogen. Hier wird zusätzlich zu den Kategorien nach der Schadstoffarmut des Gebäudes unterschieden. Es ist derzeit unklar, wie eine solche Einordnung, z.B. im frühen Planungsstadium, vorgenommen werden kann. Für ein schadstoffarmes Gebäude mit "normaler"

Tabelle 3: Auslegungswerte der Raumluftfeuchte

Art des Gebäudes bzw. Raums	Kategorie	Auslegungswert der relativen Feuchte für Entfeuchtung %	Auslegungswert der relativen Feuchte für Befeuchtung %
Räume, in denen die Feuchte-	I	50	30
kriterien durch die Belegung durch Personen bestimmt	II	60	25
werden. Besondere Räume	III	70	20
(Museen, Kirchen usw.) können andere Grenzen erfordern	IV	> 70	< 20

Tabelle 4: Auslegungswerte Außenluftstrom pro Person

Kategorie	Erwarteter Prozentsatz Unzufriedener	Luftstrom je Person I/s/pers	
I	15	10	
II	20	7	
III	30		
IV	> 30	< 4	

Tabelle 5: Auslegungswerte Außenluftstrom, Gebäudeemission

	Sehr schadstoffarmes Gebäude	Schadstoffarmes Gebäude	Nicht schadstoffarmes Gebäude
Kategorie I	0,5 1/s, m ²	1,0 l/s, m ²	2,0 l/s, m ²
Kategorie II	0,35 l/s, m ²	0,7 l/s, m ²	1,4 l/s, m²
Kategorie III	0,3 1/s, m ²	0,4 l/s, m ²	0,8 l/s, m ²

Kategorie entsteht hier ein Außenluftstrom von 3,6 m³/m²h. Daraus ergibt sich für den kleinsten Arbeitsplatz mit 8 m² ein Außenluftstrom von 54 m³/h. Für die meisten Fachleute in Deutschland erscheint dieser Wert unter Berücksichtigung des heutigen Standes der Wissenschaft nachvollziehbar. Der Wert liegt aber über den bisher in Deutschland üblicherweise angesetzten. Die Außenluftströme für Wohngebäude nach DIN EN 15251 zeigt **Tabelle 6**.

Anzusetzen ist danach der jeweils höhere Wert, der sich bei einer Berechnung auf Basis der Grundfläche (Spalte 1) oder auf Basis der Personenzahl (Spalte 2) ergibt. Dieses führt zu deutlich niedrigeren Außenluftströmen als bei der Betrachtung von Nicht-Wohngebäuden. Das ist nicht nachvollziehbar. Die vorstehenden expliziten Anforderungen in der DIN EN 15251 sind leider in den "informativen" Teil der Norm eingeordnet. Um die sich in der praktischen Anwendung ergebenden Unklarheiten zu vermeiden, werden wohl in der deutschen Interpretation die Werte in einer Richtlinie festgeschrieben.

Auswirkungen auf die deutsche Bau- und Anlagentechnik

Auslegungsbedingungen, wie sie vorstehend dargestellt sind, haben gravierende Auswirkungen auf die Bau- und Anlagentechnik. Für Gebäude ohne maschinelle Kühlung müssen die Anforderungen an den "sommerlichen" Wärmeschutz deutlich erhöht werden. Weisen die Räume nennenswerte innere Wärmequellen auf, ist eine maschinelle Kühlung erforderlich. Es entstehen dann Investitionskosten für die maschinelle Kühlung

sowie für die dafür notwendigen baulichen Volumina. Des Weiteren entstehen zusätzlich Energiekosten für die maschinelle Kühlung. In Gebäuden ohne maschinelle Lüftung sind die genannten Außenluftströme nicht sicher herstellbar. Unter Berücksichtigung der heutigen luftdichten baulichen Ausführung werden die Gebäude mit maschineller Lüftung ausgestattet. Dafür entstehen anlagentechnische und bauliche Investitionskosten sowie Energiekosten. Die Energiekosten werden aber in der Regel bei Anwendung von Wärmerückgewinnung kompensiert.

Um dieses zu erreichen, werden die Gebäude in vielen Fällen neben Heizsystemen auch Systeme der maschinellen Kühlung und Lüftung enthalten.

Literatur

[1] DIN EN 13779, Lüftung von Nicht-Wohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlagen und Raumkühlsysteme, Juni 2007

[2] DIN EN 15251, Eingangsparameter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden – Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik, August 2007

Tabelle 6: Auslegungswerte Außenluftstrom, Wohngebäude

Kategorie	Luftweck	Wohn- und Sc ftwechselrate ^a hauptsä Außenlut		ichlich Fo		ortluftstrom, l/s	
	l/s, m²	ach	l/s, pers⁵	l/s/m²	Küche	Bäder	Toiletten
	(1)		(2)	(3)	(4a)	(4b)	(4)
I	0,49	0,7	10	1,4	28	20	14
II	0,42	0,6	7	1,0	20	15	10
III	0,35	0,5	4	0,6	14	10	7

a Die in I/sm² und ach angegebenen Luftwechselraten entsprechen einander bei einer Deckenhöhe von 2,5 m

Die Anzahl der Personen in einer Wohnung kann anhand der Anzahl der Schlafzimmer abgeschätzt werden. Eventuell bestehende Annahmen auf nationaler Ebene sind anzuwenden; sie k\u00f6nnen bei Energie- und Raumluftqualit\u00e4tsberechnungen abweichen.

Wirkungsgrad, Nutzungsgrad, Aufwandszahl – was nu?*

Heinz Bach

Zurzeit wird an der Richtlinie VDI 2067 Bl 40, Energieaufwand der Erzeugung, gearbeitet. Ziel ist, alle Erzeugungseinrichtungen, von Kesseln, Wärmepumpen, BHKW bis zu Kältemaschinen, mit einem einheitlichen Verfahren zu bewerten. Nun zeigt eine Durchsicht des Bestehenden, insbesondere neuerer Untersuchungen verschiedener Forscher und ebenso der auf Normen basierenden Bewertungspraxis der Kesselhersteller, dass die Begriffe "Wirkungsgrad, Nutzungsgrad und Aufwandszahl" verwirrend uneinheitlich und teilweise sogar im Widerspruch zu den Grundlagen angewandt wer-Beim Hermann-Rietschel-Colloquium [1] wurden die Probleme erstmals aufgeworfen und der damalige Vortrag nun auch in der HLH [2] veröffentlicht. Da gerade aus Stuttgart zur Bewertung von HLK-Anlagen viel beigetragen wurde [4, 5, 6, 7], soll das Thema auch im HLK-Brief aufgegriffen werden. Drei Unklarheiten irritieren besonders:

- 1. Ist die Praxis nützlich und statthaft, den Gewinn aus der Feuchtekondensation bei Brennwertbetrieb in einem Wirkungsgrad (oder Nutzungsgrad) anzugeben?
- 2. Sind Nutzungsgrade unmittelbar für energetische Bewertungen zu verwenden?
- 3. Sind Aufwandszahlen lediglich die Kehrwerte der Nutzungsgrade und insofern eigentlich eine mathematische Spielerei?

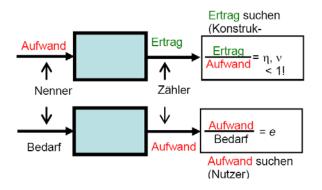
Mit dem von Carnot 1824 eingeführten Wirkungsgradbegriff als Leistungsverhältnis arbeiten Ingenieure etwa 140 Jahre widerspruchsfrei beim Bewerten Energiewandlungsprozessen. Mitte der 1960er Jahre stark instationäre Prozesse (z. B. Elektrospeicherheizungen) nur über Energiemengenverhältnisse zu beurteilen waren und von den bei Volllast Wirkungsgraden festaestellten stark abweichende Werte auftraten, wurde zur Abgrenzung der Begriff "Nutzungsgrad" eingeführt [3]. Zunächst bestand die Vorstellung, dass auch komplexe Energiesysteme, wie z. B. Heizanlagen, mit einem Nutzungsgrad energetisch zu bewerten sind [4, 5], und es wurde vorgeschlagen, diesen zum Verdeutlichen mit dem griechischen Buchstaben v zu benennen statt mit dem gewohnten η , was im Folgenden auch so gehandhabt werden soll. In der breiteren Anwendung zeigten sich aber begriffliche Widersprüche (zur DIN 5485) und rechnerische Unzweckmäßigkeiten. So treten z. B. bei Anlagen mit Wärmepumpen oder Wärmerückgewinnern Werte von weit über 1 auf; ein solches Bewertungsergebnis als zungsgrad" mitzuteilen, ist irreführend und daher unzulässig (bei Kältemaschinen wird daher der Begriff "Leistungszahl" verwendet). Das Problem ist zu lösen, wenn der Aufwand auf den Bedarf bezogen wird. Der Vorschlag dazu kam aus der Kraftwerkstechnik mit dem "Energiemehraufwand bei Kraftwärmekopplung e_m"; die Bezeichnung e ist hier von Energie abgeleitet, der Index m von -mehraufwand. (Der Bedarf kann von einem das betrachtete Untersystem

umschließenden System abhängen).

Um Klarheit zu schaffen bei der Anwendung der drei Begriffe, ist Folgendes vorauszuschicken:

- Es sind Größen der Dimension 1, die aus Verhältnissen von Größen gleicher Dimension bestehen.
- Sie dienen dem <u>Bewerten</u> von <u>Systemen</u>, in denen bestimmte <u>Prozesse</u> ablaufen.
- Der Bewertende verfolgt damit einen <u>Zweck</u>; d. h., die Größen müssen so definiert sein, dass sie für ihn den Zweck erfüllen, also auch zweckmäßig sind.
- Die Bewertung muss:
- dem Zweck zuzuordnen sein,
- eindeutig und
- von anderen nachvollziehbar, also überprüfbar sein.

Es sind demnach die Regeln der Wissenschaftssprache und Normen streng einzuhalten! So gilt für Kombinationen mit dem Grundwort -grad nach DIN 5485: "Verhältnis zweier messbarer Größen gleicher Dimension, wenn dessen Größtwert höchstens 1 (= 100%) ist." Das heißt, die Definition der <u>Größen ha</u>t sich danach zu richten. Weiter wird nach den Gepflogenheiten der Wissenschaft der Begriff "Wirkungsgrad" allein in Verbindung mit Energiewandlungsprozessen verwendet, nie bei Prozessen der Wärme- und Stoffübertragung. Und schließlich: für Kombinationswörter mit Grundwort -zahl ist keine Begrenzung auf den Wert 1 festgelegt (Beispiel: Leistungszahl ε).



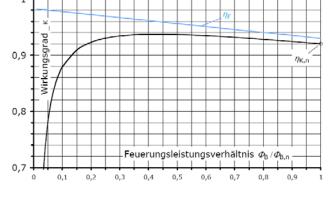


Bild 1: Die unterschiedlichen Definitionen der Größen sind auf den verfolgten Zweck abzustimmen; die gesuchte Ausgangsgröße steht im Zähler und die vorgegebene Eingangsgröße im Nenner

Bild 2: Nennwirkungsgrad $\eta_{K,n}$ eines Heizkessels (bei Vollbelastung) und Wirkungsgrad-Kennlinie $\eta_K = f(\mathbf{\Phi_B}/\mathbf{\Phi_B,n})$ eines Heizkessels mit modulierender Brennersteuerung

Die unterschiedlichen Definitionen der Größen sind auf den vom Bewertenden verfolgten Zweck abzustimmen (Bild 1), wobei eine – leider häufig unbeachtete – Selbstverständlichkeit vorwegzuschicken ist: In dem zu definierenden Größenverhältnis muss die gesuchte Größe, "das was zählt", in den Zähler gesetzt und die gegebene Größe in den Nenner:

Wenn ein Konstrukteur wissen möchte, wie wirkungsvoll ein von ihm entworfenes System ist, wird er es in eine klar definierte Umgebung stellen und einen Aufwand vorgeben, also z. B. zur Prüfung eines Kessels im Versuch mit eindeutigen Randbedingungen einen Brennstoffstrom einstellen, nach dem Ertrag (als abhängiger Variablen), also einer Leistung oder einer Energiemenge suchen. Die für ihn zweckmäßige Bewertungsgröße ist das Verhältnis Ertrag zu Aufwand. Laufen im untersuchten System Energiewandlungsprozesse ab, wie in dem Beispiel, und ist als Ergebnis ein Leistungsverhältnis zu erhalten, heißt es Wirkungsgrad η , ein Energiemengenverhältnis Nutzungsgrad v.

Systeme mit anderen Prozessen, z. B. der Wärme- oder Stoffüber-tragung, werden der Aussageklarheit wegen nach den Regeln der Wissenschaftssprache und Normen mit Übertragungsgrößen (z. B. der Abkühlzahl) gekennzeichnet, keinesfalls mit Wirkungsgraden.

Abweichend davon beschäftigt einen Nutzer oder Betreiber eines Systems ein ganz anderes Problem. Er möchte bei einem vorgegebenen – also in den Nenner gesetzten – Bedarf (der Bedarf kann von einem das betrachtete Untersystem umschließenden System abhängen) wissen, wie hoch sein Aufwand ist. Die Relation Aufwand zu Bedarf ist die Aufwandszahl e.

Geht es um Systeme wie Pumpen, Ventilatoren, Motoren, Kessel, Kraftwerke, also Systeme, in denen ein stationärer oder quasistationäer Energiewandlungsprozess abläuft, und soll deren Leistungsvermögen festgestellt werden, kann der dies suchende Konstrukteur mit dem gemessenen Leistungsverhältnis Ertrag zu Aufwand = Wirkungsgrad eine Auskunft über sein Produkt erhalten. Selbstverständ-

lich ist dabei, dass der jeweilige systemimmanente Prozess im untersuchten Betriebsbereich seine Art beibehält. Beispiel: Zur Bestimmung des Leistungsvermögens eines Heizkessels – wie gut er das Rauchgas abzukühlen vermag keine Kondensation der darf Rauchgasfeuchte im Prüfversuch auftreten, sonst schönt eine betrieblich eingestellte Randbedingung (nämlich eine genügend niedrige Wassertemperatur) und eine spezielle Eigenschaft Brennstoffs (nämlich sein Wasserstoffgehalt) das Ergebnis, ohne dass die eigentlich gesuchte Abkühlfähigkeit zu erkennen wäre. Der erwünschte Brennwerteffekt ist keine Kesseleigenschaft, sondern die Folge eines besonderen Anlagenbetriebs mit Kesseleintrittstemperaturen unter dem Taupunkt der Rauchgase; er ist also eine Anlagen- und Brennstoffeigenschaft und ist, um diese aufzuzeigen, gesondert zu bestimmen. (Nebenbei bemerkt, ist es unsinnig - wie international gefordert – bei der Wirkungsgraddefinition vom Heizwert auf den Brennwert überzugehen, nur um bei $\eta < 1$ zu bleiben;

man erhielte brennstoffabhängige Wirkungsgrade!)

Allgemein wird der Wirkungsgrad für theoretische Energiewandlungsprozesse (z. B. Carnot-Prozess) berechnet, bei realen Prozessen gemessen. Das Ergebnis kann grafisch dargestellt ein einzelner Punkt oder, wenn die Eingangsgröße (der Aufwand) stetig veränderbar ist, die Verbindung von Punkten, eine Kennlinie, sein (Bild 2).

Bei einem <u>Volllastversuch</u> fallen generell zwei Punktergebnisse an:

(Z. B. unter Nennbedingungen) der <u>Kesselnennwirkungsgrad</u> $\eta_{\rm K,n} = \varPhi_{\rm n}/\varPhi_{\rm B,n} \ {\rm oder} \ 1 - \eta_{\rm K,n} = I_{\rm G} + I_{\rm U}$ mit der Kesselnennleistung $\varPhi_{\rm n}$, der Feuerungsleistung $\varPhi_{\rm B} = \varPhi_{\rm B,n}$ sowie den Wärmeabgaben im Abgas und an die Umgebung $I_{\rm G}$, $I_{\rm U}$ und

zweitens der "feuerungstechnische Wirkungsgrad" $\eta_{\rm F} = 1 - I_{\rm G}$ aus der Abgastemperatur.

Soll das Kesselverhalten unter Teillast untersucht werden, ergeben sich generell zwei Kennlinien abhängig vom Feuerungsleistungsverhältnis $\mathcal{O}_{\mathbb{B}}/\mathcal{O}_{\mathbb{B},n}$. Bei einem Kessel mit ideal modulierendem Brenner (variable Beaufschlagung, quasistationär) sind es:

eine <u>Kennlinie für den Wir-</u> <u>kungsgrad</u>

$$\eta_{\rm K} = \Phi/\Phi_{\rm B} = f\left(\Phi_{\rm B}/\Phi_{\rm Bn}\right)$$
 und eine Kennlinie für den feuerungstechnischen Wirkungsgrad
 $\eta_{\rm F} = f\left(\Phi_{\rm B}/\Phi_{\rm Bn}\right)$.

Punkt- und Kennlinienergebnis sind in Bild 2 grafisch wiedergegeben; dabei ist als Kennlinie für den feuerungstechnischen Wirkungsgrad ein linearer Zusammenhang mit dem Feuerungsleistungsverhältnis angenommen (Vorschlag für VDI 2067/40).

Wenn unter Bedingungen der Teilbelastung bei einem realen, instationären Energiewandlungsprozess nur Energiemengen messbar sind, ist die Beziehung Ertrag zu Aufwand lediglich als Energiemengenverhältnis mit der Bezeichnung Nutzunasarad ν herzustellen. Da, wie eingangs dargelegt, die Anwendung des Nutzungsgradbegriffs allein in Anlagenbereichen Energiewandlungsprozessen vorteilhaft ist, gelten für ihn dieselben Anforderungen der Aussagegenauigkeit wie für den Wirkungsgrad: Der jeweilige systemimmanente Prozess im untersuchten Betriebsbereich muss seine Art beibehalten; so darf ein Brennwerteffekt bei der Nutzungsgradmessung nicht miterfasst werden. Dieser ist eine Anlagen- und Brennstoffeigenschaft und ist daher gesondert zu bestimmen.

Der Nutzungsgrad ist beim jeweils vorliegenden realen, instationären Prozess nur messbar oder ersatzweise durch Simulationsrechnung ("eine rechnerische Messung") zu bestimmen. Ein solcher Prozess liegt z. B. bei einem Heizkessel mit An-Aus-Betrieb des Brenners vor.

Es sind getrennt voneinander zwei Ergebnisse als Kennlinien über einem Brennerlaufzeitgrad $\varphi_{\rm B}$ zu erhalten:

Eine "Teilwirkungsgrad"-Kennlinie $\overline{\eta}_{\rm K}={\bf f}(\varphi_{\rm B})$; sie ist unter quasistationären Bedingungen während des Brennerbetriebs zu messen, und eine Kennlinie für den Tagesnutzungsgrad $\nu_{\rm K,d}$, bei dem die Wärmeabgaben während der Brennerstillstandsphasen miterfasst sind

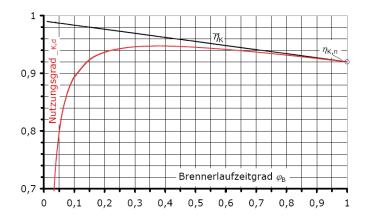
$$v_{\rm K,d} = \overline{\eta}_{\rm K} - \left(\frac{1}{\varphi_{\rm B}} - 1\right) \cdot q_{\rm B}.$$

Beide Kennlinien sind für denselben Kessel wie oben bei der Wirkungsgradbetrachtung in **Bild 3** grafisch wiedergegeben; bei der Teilwirkungsgrad-Kennlinie ist auch hier vereinfachend ein linearer Zusammenhang mit dem Brennerlaufzeitgrad (entspricht dem Feuerungsleistungsverhältnis) angenommen. Die Kennlinien sind –

wie auch für **Bild 2** – aus nur zwei Messdaten aufgebaut: Nennwirkungsgrad $\eta_{K,n}$ und Bereitschaftswärmeabgabe q_B (Vorschlag für VDI 2067/40; es erübrigt sich der 30 %-Punkt nach der Wirkungsgradrichtlinie).

Nun zur Aufwandszahl e: Während bei der Messung des Wirkungs- oder Nutzungsgrades eines Systems dieses auf den Prüfstand mit festen Randbedingungen gestellt wird, es sozusagen aus der Betriebswirklichkeit herausgeschnitten ist, muss zur Beantwortung der Frage eines Nutzers oder Betreibers einer Anlage nach dem bei ihr oder einem Untersystem auftretenden Aufwand die Wirkungskette von einem festen Referenzbedarf am Eingang des Umfassungssystems, der Anlage, bis zum Ausgang des betreffenden Untersystems oder der ganzen Anlage verfolgt werden. Der Bedarf eines betrachteten Untersystems ist folglich von Vorgängen im Umfassungssystem abhängig; nur der Bedarf des Umfassunassystems ist fest: nämlich der Referenzbedarf (siehe Bild 4). Dies ist der Grund, weshalb Aufwandszahlen ohne weitere Informationen einfach den Kehrwert von Nutzungsgraden darstellen, wie vielfach (nur weil beide Größen Energieverhältnisse darstellen) oberflächlich erklärt wird.

Der Grundgedanke zur Aufwandszahl kam wie erwähnt aus der Kraftwerkstechnik, als man den Energieeinspareffekt der Kraftwärmekopplung bei Heizkraftwerken (HKW) aufzeigen wollte. Dadurch, dass die Endtemperatur des Dampfkraftprozesses zur Heizwärmeauskopplung angehoben werden muss, wird auf einen Teil der Stromerzeugung im HKW (mit der Stromkennzahl S_{HKW}) verzichtet; diesen Strom liefert ein auf Stromerzeugung spezialisiertes Großkraftwerk (GKW). Der beim HKW



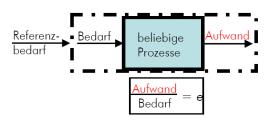


Bild 3: Nutzungsgrad-Kennlinie eines Heizkessels mit An-Aus-Feuerung (instationär, Tagesnutzungsgrad über Brennerlaufzeitgrad); darüber eine Teilwirkungsgrad-Kennlinie $\overline{\eta}_{\rm K}={\rm f}\!\left(\varphi_{\rm B}\right)$.

Bild 4: Die Aufwandszahl e eines Untersystems (allgemeine Anordnung)

dadurch entstehende Energiemehraufwand in Form von Brennstoffenergie ΔQ_B ist:

$$\Delta Q_{\rm B} = Q_{\rm BHKW} - Q_{\rm BGKW}$$

Man führte mit dem einen Heizwärmebedarf Q_H eine "Energiemehraufwandszahl e_m " ein und erhält nun:

$$e_{\scriptscriptstyle \rm m} = \frac{\Delta Q_{\scriptscriptstyle \rm B}}{Q_{\scriptscriptstyle \rm H}} = e_{\scriptscriptstyle \rm H,HKW} - S_{\scriptscriptstyle \rm HKW} \cdot e_{\scriptscriptstyle \rm el,GKW} \cdot e_{\scriptscriptstyle \ddot{\scriptscriptstyle U}}$$

mit $e_{\text{m}} << 1$. In der Formel stehen $e_{\text{el,GKW}}$ für die Aufwandszahl der Stromerzeugung im GKW und $e_{\ddot{\text{U}}}$ für die Aufwandszahl der Strom- übertragung. Die ganze Betrachtung setzt, wie in der Kraftwerkstechnik üblich, stationäre Prozesse voraus. Sie hätte auch mit Wirkungsgraden durchgerechnet werden können, wäre dann aber wesentlich unübersichtlicher und unanschaulicher gewesen. Hier zeigt sich die Zweckmäßigkeit des Ansatzes mit Aufwandszahlen.

Nach ersten Versuchen, Heizanlagen und deren Teilbereiche mit Nutzungsgraden energetisch zu bewerten [2], wurde schnell klar, dass Aufwandszahlen hierfür nicht nur zweckmäßiger, sondern vor allem begrifflich widerspruchsfrei sind. Dadurch, dass dabei jeweils

der Bedarf als Bezugsgröße und der Aufwand als davon und den Systemeigenschaften abhängige Variable zu verstehen ist, muss jede energetische Bewertung eines beliebigen Systems mit Energiebedarf gedanklich den Weg der Bedarfsentwicklung gehen. Dies zeigt das Beispiel einer Heiz- oder Raumlufttechnischen Anlage (Bild 5): Der von jeglicher Anlagentechnik unabhängige Ausgangsbedarf ist die nach einem genormten berechnete "Verfahren Jahressumme der dem Gebäude zu- bzw. abgeführten Energieströme Erfüllung der Raumkonditionsanforderungen unter Berücksichtigung des individuellen Nutzens." (Zitat aus VDI 2067 Bl. 1.) Er umfasst folglich alle Anforderungen des Nutzers, insbesondere die nach Behaglichkeit (z. B. vorgegeben im Einklang mit DIN ISO 7730). Er ist zugleich der Referenzbedarf der Gesamtanlage, zu der das zu bewertende Teilsystem gehört, und liegt bei der Nutzenübergabe an (in ihr findet der durch den Nutzer räumlich, zeitlich und mengenmäßig festgelegte Prozess der Übergabe von Wärme, Feuchte, Kälte, Luft oder anderen Nutzen statt). Meistens sind die

Ubergabestellen durch ein Verteilsystem mit einem zentralen Erzeugersystem verbunden (**Bild 5**) und die Bedarfswerte (z. B. in kWh/a) steigen aufgrund der jeweiligen Aufwände von $\Sigma Q_{0,N}$ über ΣQ_1 bis ΣQ_2 am Eingang des Erzeugers; am Ende steht der Gesamtaufwand der Anlage Q_3 . Die Bedarfsentwicklung ist verbunden mit einer Entwicklung der mittleren Belastungen der Teilsysteme, die ihrerseits maßgeblich sind für die Aufwandszahlen der Teilsysteme (Formelübersicht in **Bild 5**).

Aufwandszahlen der Nutzenübergabe sind generell allein durch Simulationsrechnungen zu bestimmen (nicht durch Feldversuche!). Die Grundlagen hierzu für die Heiztechnik hat M. Bauer [6] gelegt; für die Raumlufttechnik E. Reichert [7]. Den Lösungsweg für die Verteilung zeigt R. Hirschberg [8] mit der mittleren Belastung $\beta_{\rm D}$ und dem daraus berechneten Zusatzaufwand ΔQ_2 (siehe Bild 5). Auf die Wärmeerzeugung sei näher eingegangen:

Die Aufwandszahl für die Wärmeerzeugung mit einem Kessel ist am einfachsten zu berechnen, wenn der Kessel zusammen mit einem Pufferspeicher betrieben wird, dann kann für den Pufferspeicher der selbe Ansatz mit einem Zusatzaufwand gewählt werden wie für die Verteilung mit ΔQ_{Sp} und ebenso für den Kessel mit ΔQ_{K} :

$$\begin{split} \overline{\mathbf{e}}_{_{3}} &= 1 + \frac{\Delta \mathbf{Q}_{_{\mathsf{K}}}}{\left(\sum \mathbf{Q}_{_{2}} + \Delta \mathbf{Q}_{_{\mathsf{Sp}}} - \Delta \mathbf{Q}_{_{\mathsf{Sol}}}\right)} \; \mathsf{mit} \\ \left(\sum \mathbf{Q}_{_{2}} + \Delta \mathbf{Q}_{_{\mathsf{Sp}}} - \Delta \mathbf{Q}_{_{\mathsf{Sol}}}\right) &= t_{_{\mathsf{H}}} \cdot \boldsymbol{\mathcal{P}}_{_{\mathsf{n}}} \cdot \boldsymbol{\beta}_{_{\mathsf{G}}} \end{split}$$

Der Zusatzaufwand ΔQ_K wird aus dem Volllast-Wirkungsgrad $\eta_{K,n,T}$ (bei der mittleren von 70°C meist abweichenden Heizwassertemperatur) errechnet gemäß:

$$\Delta Q_{K} = t_{H} \cdot \Phi_{n} \cdot \frac{\left(1 - \eta_{Kn,T}\right)}{\eta_{Kn,70}}$$

Analog ist vorzugehen bei einem Kessel mit modulierender Feuerung (ohne Pufferspeicher):

$$\Delta Q_{K} = t_{H} \cdot \boldsymbol{\varPhi}_{n} \cdot \left(\boldsymbol{\beta}_{G} \cdot \boldsymbol{e}_{3}^{*} \cdot \boldsymbol{I}_{G,T} + \frac{\boldsymbol{I}_{U,T}}{\eta_{K,n}} \right)$$

mit e_3^* einer zunächst geschätzten Aufwandszahl.

Während in beiden Beispielen die jahresmittlere Heizwassertemperatur wie bei der Verteilung berechnet wird und dadurch die Kopplung mit der Übergabe hergestellt ist, kann beim Kessel mit modulierender Feuerung die Aufwandszahl über den Wirkungsgrad aus der zugehörigen Kennlinie (Bild 3) abhängig vom mittleren Feuerungsleistungsverhältnis $\Phi_{\rm B}/\Phi_{\rm B,n}$ abgeleitet werden:

$$\overline{\mathbf{e}}_{_{3}} = \mathbf{f}\left(\beta_{_{\mathbf{G}}}, \overline{\eta}_{_{\mathbf{K}}}\right) = \frac{1}{\overline{\eta}_{_{\mathbf{K}}}}$$

Bei einem Kessel mit An-Aus-Feuerung wäre die Nutzungsgrad-Kennlinie maßgebend:

$$\overline{\mathbf{e}}_{3} = \mathbf{f}(\beta_{G}, \overline{V}_{K,d}) = \frac{1}{\overline{V}_{K,d}}$$

Bei beiden Kennlinien müsste von der mittleren Erzeugerbelastung $\beta_{\mathbb{G}}$

auf den Abszissenwert, ein Brennstoffleistungsverhältnis oder einen Brennerlaufzeitgrad umgerechnet werden, auch ist eine Anpassung der Nutzungsgradkennlinie von 70 °C an die reale jahresmittlere Heizwassertemperatur erforderlich. Liegt des weiteren diese Temperatur unter dem Taupunkt der Abgase, ist noch der Anteil der Kondensatwärme mit Hilfe eines h,x-Diagramms für Rauchgase zu bestimmen mit

$$I_{\rm H_2O} = \frac{\mu_{\rm G,T} \cdot r_0}{H_{\rm H_2}} \cdot \Delta x_{\rm G}$$

Dieser Anlageneffekt ist dem für den trockenen Betrieb geltenden Wirkungs- oder Nutzungsgrad anzufügen

 $\overline{V}_{\rm K,d} = \overline{V}_{\rm K,d,tr} + I_{\rm H_2O}$ und daraus die beim Brennwertbetrieb kleinere Aufwandszahl zu berechnen.

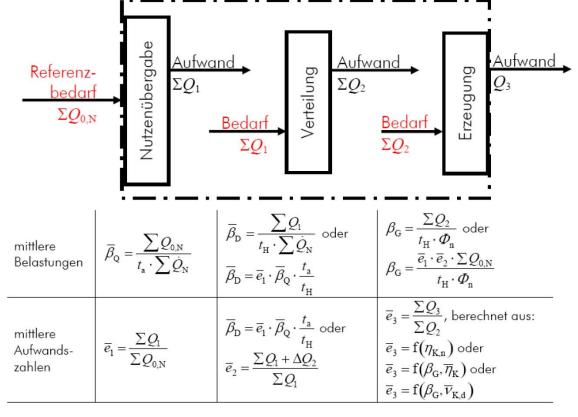


Bild 5 "Bedarfsentwicklung" in einer Heiz- und RLT-Anlage (das Umfassungssystem ist die Gesamtanlage, Untersysteme die Anlagenbereiche Nutzenübergabe, Verteilung und Erzeugung): Entwicklung der mittleren Belastungen und der mittlere Aufwandszahlen

Ja, was nu?

- 1. Mit η und ν (beide < 1!) ist nur die Effizienz eines Energiewandlungsprozesses in einem System zu bewerten. Das betreffende System ist sozusagen aus dem Gesamtsystem zum Zweck einer Prüfstandsuntersuchung herausge-Feuchtekondensation aus dem Rauchgas darf als ein Transportprozess nicht in den Wirkungs- oder Nutzungsgrad einbezogen werden, so eindrucksvoll die dabei erzielbaren Werte auch sein mögen! Dies ist erstens formal unzulässig und zweitens ist sie keine Kesseleigenschaft, sondern eine gesondert herauszustellende Eigenschaft des Betriebs und des Brennstoffs.
- 2. Der Wirkungsgrad η als Verhältnis von Leistungen gilt nur für stationäre oder quasistationäre Prozesse; bei idealen ist er berechenbar, bei realen messbar.
- 3. Der Nutzungsgrad ν gilt für instationäre reale Prozesse (bei Teilbelastung) und ist daher ein Verhältnis von Energiemengen, weil nur diese messbar sind (oder auch simulierbar).
- 4. Die Kennlinien für Wirkungsgrad oder Nutzungsgrad zur Beschreibung des Kesselverhaltens bei Teilbelastung sind <u>aus nur zwei Messdaten</u> aufgebaut: Nennwirkungsgrad $\eta_{K,n}$ und Bereitschaftswärmeabgabe q_{B} (Vorschlag für VDI 2067/40; es erübrigt sich der 30 %-Punkt nach der Wirkungsgradrichtlinie).
- 5. Der Nutzungsgrad ν ist zur energetischen Bewertung <u>nicht</u> unmittelbar zu verwenden.
- 6. Ein Teilsystem (z. B. die Wärmeerzeugung) ist energetisch nur zu bewerten, wenn das <u>umschließende Gesamtsystem</u> (z. B. die

- Heizanlage) vollständig, also auch betrieblich, definiert und ein anlagenunabhängiger fester Referenzbedarf des dies wiederum umschließenden Gebäudes vorgegeben ist. Der Energieaufwand des betrachteten Systems innerhalb eines größeren Zeitraums wird entweder absolut (z. B. in kWh/Jahr) oder zu Vergleichszwecken als Aufwandszahl e angegeben.
- 7. Die Aufwandszahl e ist <u>nur</u> durch Simulation oder mit Kenngrößen <u>zu berechnen</u> (!): z. B. bei der Wärmeerzeugung e_3 aus $\eta_{K,n}$ bei einem Kessel mit Pufferspeicher oder aus der Leistungszahl \mathcal{E}_N bei einer Wärmepumpe, oder zusammen mit der mittleren Belastung β_G aus η_{K^-} oder $\nu_{K,d}$ -Kennlinien von Kesseln mit unterschiedlichen Feuerungen.

Literatur

- [1] Bach, H.: Wirkungsgrad, Nutzungsgrad, Aufwandszahl was nu? Vortrag beim 13. HRC am 10. März 2008 in Hirschegg/Österreich
- [2] Bach, H.: Wirkungsgrad, Nutzungsgrad, Aufwandszahl besteht hier freie Wahl? HLH Nr. 7. (2008).
- [3] N.N.: Festlegung von Definitionen über den Nutzungsgrad in der Energiewirtschaft. Prakt. Energiekunde Jg. 11 (1963) Heft 1
- [4] Bach, H. u. Claus, G.: Ermittlung des Nutzungsgrades von Heizanlagen. BMFT-Forschungsbericht ET 5135 A, April 1980
- [5] Ast, H.: Energetische Beurteilung von Warmwasserheizanlagen durch rechnerische Betriebssimulation. Diss. Universität Stuttgart 1989, IKE 7-13, ISSN 0173-6892
- [6] Bauer, Michael: Methode zur Berechnung und Bewertung des Energieaufwandes für die Nutzenübergabe bei Warmwasserheizanlagen. Diss. Universität Stuttgart 1999, Mitteilung

- Nr. 3, IKE Lehrst. f. Heiz- und Raumlufttechnik
- [7] Reichert, Erik: Ein Verfahren zur Bestimmung des Energie- und Stoffaufwands zur Luftbehandlung bei raumlufttechnischen Anlagen. Diss. Universität Stuttgart 2000, Mitteilung Nr. 5, IKE Lehrst. f. Heiz- und Raumlufttechnik
- [8] Hirschberg, R.: An die Übergabe gekoppelte Berechnung der Wärmeabgabe von Rohrnetzen und des elektrischen Energieaufwands für die Umwälzung. HLH Bd. 53 (2002) Nr.9, S. 32 35

Energetische Nutzung von Tunnelbauwerken

Dipl.-Ing. Thomas Schlosser

Einleituna

Die Nutzung der Geothermie trägt wesentlich dazu bei, den Ausstoß von CO₂ sowie anderen Luftschadstoffen zu verringern. Des Weiteren bietet Sie, im Gegensatz zu anderen regenerativen Energien, ein von Tages- und Jahreszeit oder Klimabedingungen unabhängiges, relativ konstantes Nutzungspotenzial.

Tunnelbauwerke besitzen große erdberührende Bauteile, die sie für eine geothermische Nutzung als gut geeignet erscheinen lassen. Grundvoraussetzung für die Erschließung oberflächenaher Geothermie ist jedoch die unmittelbare Nähe zum Verbraucher. Dies erbei U-Bahn-Tunneln weist sich oder Tunneln, die innerhalb von Innenstadtgebieten verlaufen, als gegeben. Die umfangreichen Tunnelbaustrecken des Bahnprojektes "Stuttgart 21" bieten hierbei ein großes Potenzial, das sich für eine regenerative Energienutzung anbietet.

Ziel

Das Zentrum für Energieforschung Stuttgart e. V. hat aufgrund der hier dargestellten Ausgangssituation das Projekt gefördert. Die Untersuchung ist unter der Leitung des Instituts für Gebäudeenergetik in Zusammenarbeit mit dem Institut für Geotechnik durchgeführt worden.

Im Rahmen dieses Projekts wird eine Machbarkeitsstudie zur Abschätzung des Energiepotenzials der Tunnelstrecken durchgeführt. Im Anschluss daran folgt eine Analyse der technischen Umsetzbarkeit. Diese Potenzialstudie soll weiterhin Aufschluss darüber geben,

inwieweit der Einsatz von geothermischen Anlagen im Bereich des Fildertunnels sowie der beiden Bahnhöfe möglich und sinnvoll ist.

Technische Lösungen

In der Schweiz sind etliche Lösungen für eine energetische Nutzung der abzuführenden Drainagewässer bekannt. Durch die großen Überdeckungen dieser tief liegenden Tunnel treten sehr hohe Temperaturen bei diesen Drainagewässern auf. Am Portal wird dies meist mittels einer Wärmepumpe zu Heizzwecken verwendet. Diese Tunnel haben weiterhin den Nachteil, dass kaum potenzielle Abnehmer für die Wärme in unmittelbarer Nähe sind.

In den uns bekannten Tunneln in Innenstadtbereichen sind jedoch meist keine Drainagewässer abzuführen, da diese Tunnel wasserdicht gebaut werden. Hier kommt nur eine energetische Nutzung in Form einer "Aktivierung" der Tunnelschale in Betracht. Dazu werden, wie bei einer Fußbodenheizung, Rohrleitungen zwischen der Außenschale und der Innenschale des Tunnels eingebaut. Diese Schicht (Bild 1) wird im Folgenden Absorberschicht genannt und dient der Wärmeabgabe bzw. Wärmeder geothermischen aufnahme Energie. Die in Bild 1 schematisch dargestellte Anordnung der Absorberschicht ist die Grundlage der nachfolgenden Betrachtungen.

Potenzialstudie Fildertunnel

In Stuttgart existiert schon seit einigen Jahren die Idee, den vorhandenen Kopfbahnhof durch einen unterirdischen Durchgangsbahnhof zu ersetzen. Dieser wird über mehrere Tunnel an das bestehende Bahnnetz angeschlossen.

In der vorliegenden Studie wurde der 10 km lange Fildertunnel, der vom neuen Hauptbahnhof bis zum Flughafen führt, beispielhaft untersucht. Dieser Tunnel führt durch verschiedene geologische Formationen und verläuft in unterschiedlichen Tiefen. So konnten am Beispiel dieses Tunnels die unter-

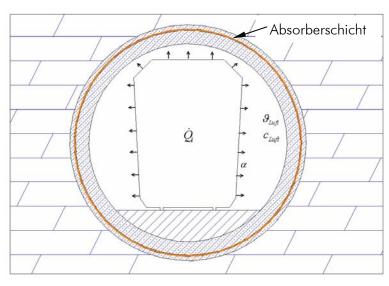


Bild 1: Tunnelquerschnitt mit Absorberschicht

schiedlichen Randbedingungen an vier beispielhaften Querschnitten in unterschiedlicher Lage im Tunnel untersucht werden (Bild 2).

An den bezeichneten Positionen wurde die maßgebliche Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches bestimmt. Die unterschiedlichen geologischen Schichten sind in dieser Skizze farblich voneinander unterschieden.

Die mittlere Wärmeleitfähigkeit der Erdschichten an den Rechenquerschnitten (RQ) 2, 3.1 und 4 beträgt rund 2 W/mK. Am Rechenquerschnitt RQ 3 ist sie mit rund 2,8 W/mK am höchsten.

Die Lage der Rechenquerschnitte im Tunnel wird mit der "Überdeckung" und der "Entfernung zum nächstgelegenen Portal" beschrieben.

Die mittleren Erdreichtemperaturen an den Rechenquerschnitten sind mit einem geothermischen Gradienten von 3K/100m Tiefe berechnet.

Es wird angenommen, dass die angegebenen Erdreichtemperaturen ab einer Entfernung von 5 m von der Tunnelaußenschale unbeeinflusst bleiben. Diese Einschätzung erfolgte mit einfachen instationären Modellen der Wärmeleitung und ergab sich aus der Annahme einer jährlichen Heizperiode von zwischen 2000 und 3000 Stunden.

Die Berechnung der Tunnellufttemperatur ist von vielen Parametern, wie z. B. der Außenlufttemperatur, der mittleren Erdreichtemperatur oder der Durchströmung abhängig und war im Umfang dieser Studie nicht berechenbar. In der Literatur waren ebenfalls kaum Angaben zu Lufttemperaturen in Tunneln zu finden. Daher wurde eine Abschätzung anhand von Messwerten vorgenommen.

Aus Untersuchungen der Deutschen Bahn lagen handschriftliche Messwerte für Tunnellufttemperaturen für zwei Bahntunnel an der ICE-Neubaustrecke Würzburg – Hannover vor. Die Tunnel sind zweigleisig und im Gegenverkehr befahren und sind in etwa vergleichbar mit dem untersuchten Fildertunnel.

Eine Abschätzung der Tunnellufttemperaturen an den gewählten Querschnitten im Tunnel erfolgte mit diesen gemessenen Werten. Es wurden Lufttemperaturen für den Sommerfall und den Winterfall an jedem Rechenquerschnitt unter Berücksichtigung der Lage im Tunnel abgeleitet.

Für die Beispielrechnungen wurden folgende Absorbertemperaturen für unterschiedliche Betriebssituationen verwendet:

Heizfall: 3°C Kühlfall: 20°C

(,Freies Kühlen')

Kühlfall: 30°C

(,mit Wärmepumpe')

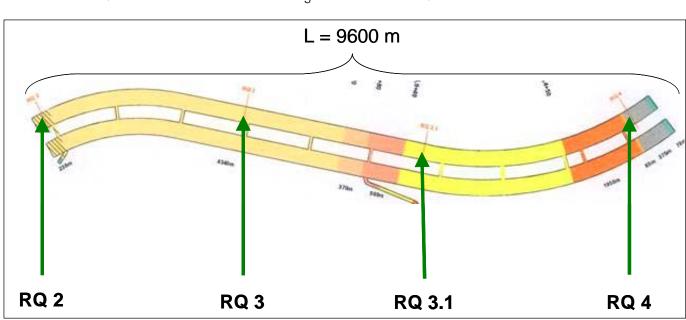


Bild 2: Tunnelverlauf mit Position der Rechenquerschnitte

Tabelle 1: Randbedingungen für die Potenzialstudie

Kennwerte	RQ 2	RQ 3	RQ 3.1	RQ 4
Bodenart	Ausgelaugter Gipskeuper	Unausgelaugter Gipskeuper	Stubensandstein	Unterjura (Lias α)
mittlere Wärmeleitfähigkeit λ	2,0 W/mK	2,8 W/mK	2,0 W/mK	1,95 W/mK
Überdeckung	34 m	224 m	118 m	15 m
Abstand zum Portal	200 m	2500 m	3500 m	350 m
Mittlere Erdreichtemperatur	11°C	19°C	14°C	9°C
Temperatur Tunnelluft Winter	7°C	16°C	16°C	10°C
Temperatur Tunnelluft Sommer	14°C	19°C	16°C	12°C

Ergebnisse

Die Ergebnisse der Studie beruhen auf rein stationären Betrachtungen, wobei die einzelnen Randbedingungen zur Leistungsabschätzung in Ihrer zu erwartenden Bandbreite vorher variiert wurden, um eine Einschätzung der einzelnen Einflüsse zu bekommen. Alle Randbedingungen für die Potenzialstudie sind in **Tabelle 1** zusammengefasst.

Bild 3 zeigt die Wärmeleistungen für den Heiz- und den Kühlfall für die vier ausgewählten Rechenquerschnitte.

Im Heizfall variiert die Wärmeleistung zwischen den Querschnitten von ca. 5 W/m^2 bis ca. 15 W/m^2 . Der Anteil der Tunnelluft entzogenen Wärme beträgt hier im Mittel 27%. Dieser hängt jedoch sehr stark von der Lufttemperatur im Tunnel ab. Durch die sehr starken Schwankungen der Lufttemperatur im Vergleich zur Erdreichtemperatur steht dieser Anteil jedoch nur begrenzt zur Verfügung. Bild 3 zeigt auch, dass die tiefer liegenden Tunnelstrecken im Heizfall ein größeres Potenzial aufweisen als die weniger überdeckten Tunnelabschnitte. Dies hängt maßgeblich mit der höheren Erdreichtemperatur in diesen Abschnitten zusammen. Im Kühlfall 'Freies Kühlen' ist es möglich, Wärme mit einer Leistung von ca. 1 W/m² bis ca. 8 W/m² einzuspeichern. Dabei wird die an die Luft abgegebene Wärme für die Heizperiode nicht mehr nutzbar, da die der Luft zugeführte Wärme durch Strömungsvorgänge im Tunnel abtransportiert wird. Wie Bild 3 zeigt, eignen sich die weniger stark überdeckten Abschnitte mehr zum Kühlbetrieb, da hier die treibende Temperaturdifferenz zwischen Erdreich und Absorber größer ist. Bei sehr hohen Außentemperaturen kann sich der Beitrag der Außenluft aber auch umkehren, wenn die Außenlufttemperatur über die Absorbertemperatur ansteigt.

Eine weitere Möglichkeit zur Kühlung besteht in der Nutzung der Wärmepumpe als Kühlaggregat. Dadurch sind höhere Absorbertemperaturen als beim 'Freien Kühlen' möglich. In Bild 4 sind die Ergebnisse der Wärmeleistung für eine mittlere Absorbertemperatur von 30°C beispielhaft dargestellt. Es sind in diesem Fall erkennbar höhere Wärmeleistungen auf das Erdreich übertragbar. Dies begründet sich in einer wesentlich größeren Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung.

Damit sind prinzipiell ähnliche Wärmeleistungen wie im Heizfall übertragbar. In diesem Beispiel von ca. 11 W/m² bis ca. 16 W/m².

Zusammenfassung

Die Studie hat am Beispiel des Fildertunnels im Projekt "Stuttgart 21" gezeigt, dass eine geothermische Nutzung von Tunnelbauwerken prinzipiell technisch machbar ist. Bei weniger stark überdeckten Tunnelabschnitten ist ein ausgeglichenes Verhältnis der nutzbaren Wärmeleistungen zwischen Sommer- und Winterbetrieb erkennbar. Diese eignen sich daher eher für einen kombinierten Heiz- und Kühlbetrieb. Tiefer liegende Tunnelabschnitte sind bevorzugt für den Heizbetrieb einzusetzen. Da in tiefer liegenden Schichten die Erdreichtemperatur aufgrund des geothermischen Gradienten ansteigt, ist die wirksame Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Erdreich geringer. Dies gilt jedoch nur für den untersuchten Fall des "Freien Kühlens". Beim Einsatz einer Wärmepumpe zur Kühlung im Sommer lassen sich höhere Temperaturen am Absorber einstellen, sodass die übertragbare Wärmeleistung zunimmt.

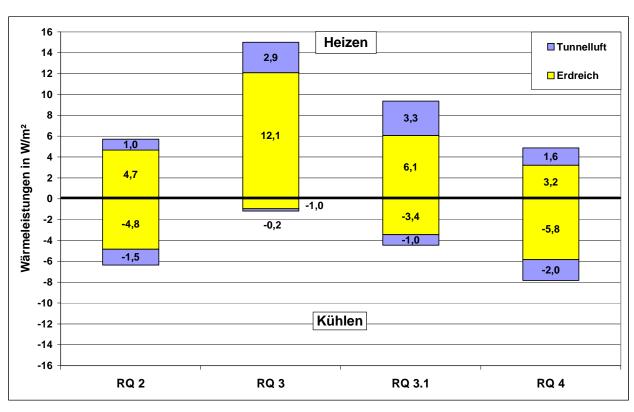


Bild 3: Wärmeübertragungsleistungen für den Fall "Heizen" und "Freies Kühlen"

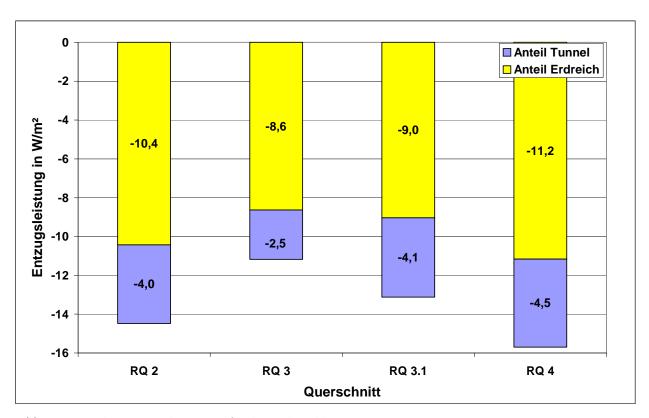


Bild 4: Wärmeübertragungsleistungen für den Fall "Kühlen mit Wärmepumpe"

Energiebedarf von Büroräumen in verschiedenen europäischen Klimaregionen

Jörg Arold

Einleitung

Folgenden Betrachtungen wurden im Zuge der Diplomarbeit des Autors [1] bei der DS-Plan GmbH (jetzt DS-Plan AG) durchgeführt. Motivation für die Untersuchung war es, Erkenntnisse darüber zu erhalten, welchen Einfluss die klimatischen Randbedingungen an verschiedenen europäischen Standorten auf den Energiebedarf und die thermische Behaglichkeit haben. Die Anforderungen an die thermische Behaglichkeit wurden gemäß DIN EN 13779 [2] und DIN EN 15251 [3] definiert.

Gebäude, Nutzung und Nutzenübergabe

Die Ergebnisse wurden mit Hilfe einer gekoppelten Gebäude- und Anlagensimulation mit dem Programm TRNSYS erzeugt. Es wurde ein Standard 3-Achs-Büro mit einem Fensterflächenanteil von 60%(g=0,59, U_{Glas}=1,2W/m²K) untersucht. Die Fassade ist nach Süden orientiert und der Raum hat eine Grundfläche von 20 m² und einer lichten Raumhöhe von 3 m. Die außenliegende Sonnenschutzjalousie schließt ab einer Totalstrahlung von 200 W/m² auf die Fassadenebene.

Im Raum befinden sich zwei Büroarbeitsplätze. Die Beleuchtung wird strahlungsabhängig in zwei Stufen so gesteuert, dass die Helligkeit im Anforderungsbereich mindestens 500 Lux beträgt. Bei maximaler Beleuchtungsleistung beträgt die gesamte innere Quellstärke (Personen, PC, Licht) 34 W/m². Der Raum ist in der Decke mit einem thermoaktiven

Bauteil ausgestattet, das sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen eingesetzt wird. Zum Abführen der Spitzenlast im Kühlfall wird ein Randstreifenelement in Fensternähe eingesetzt, als zusätzliches Heizsystem kommt ein Heizkörper zum Einsatz. Mit einer zentralen Lüftungsanlage wird dem Raum ein Außenluftvolumenstrom von 90 m³/h zugeführt (entsprechend n=1,5 h-¹). Die Zulufttemperatur beträgt im Winter 22 °C und im Sommer 20 °C. Bild 1 stellt den Büroraum dar.

Klimadaten

Für die klimatischen Randbedingungen wurden für die Untersuchungen Klimadaten von Oslo Essen, Mannheim und Rom verwendet. Für Essen und Mannheim wurden die Testreferenzjahre (TRY) des Deutschen Wetterdienstes (DWD) [4] benutzt. Für beide Standorte wurde sowohl das nor-

male als auch das "extreme" TRY, bei welchem die Winter- und Sommermonate durch extreme Wetterperioden ersetzt wurden, betrachtet. Das "extreme" TRY dient eigentlich nur für Behaglichkeitsbetrachtungen und zur Anlagenauslegung, wurde in diesem Fall aber auch für die Energieberechnungen benutzt. Die Daten für Oslo und Rom wurden dem Programm Meteonorm entnommen.

Ergebnisse

In einem ersten Schritt wurden für den beschriebenen Raum Berechnungen ohne maschinelle Kühlung durchgeführt. D.h., das RSE war außer Betrieb, das thermoaktive Bauteil wurde nur zum Heizen eingesetzt und die Zuluft konnte nicht gekühlt werden. Bei diesen Simulationen wurden selbst die Anforderungen an die Raumtemperatur für nicht maschinell gekühlte Gebäude nach [3] verfehlt.

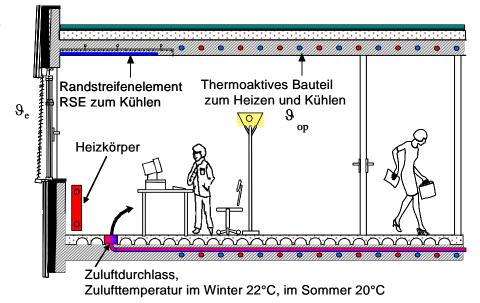


Bild 1: Systeme zur Nutzenübergabe im betrachteten Büroraum

134

Bei den Simulationen mit den beschriebenen aktiven Kühlsystemen wurden die geforderten Raumtemperaturen der Kategorie II nach [3] für alle betrachteten Klimadaten erfüllt. **Tabelle 1** zeigt die Anforderungen an die operative Raumtemperatur für die verschiedenen Kategorien nach [3] für maschinell gekühlte Gebäude. An 3% (5%) der Nutzungszeit dürfen diese Temperaturen überschritten werden.

Tabelle 1: Zulässige operat. Raumtemperatur nach [3]

Büroraum 1,2 met	Kühlperiode ~ 0,5 clo	Heizperiode ~ 1,0 clo	
Kategorie I	25,5	21,0	
Kategorie II	26,0	20,0	
Kategorie III	27,0	19,0	

Bild 2 zeigt den Primärenergiebedarf für den Büroraum bei den verschiedenen Klimadaten. Für die Primärenergiebilanz wurde Aufwand für Wärme (erzeugt mit Gas, Primärenergiefaktor $f_p = 1,1$), Kälte, der Ventilatorstrom und der Strom für die Beleuchtung (alle f_p=3) berücksichtigt. Erwartungsgemäß ist in Oslo der Energieaufwand zum Heizen am höchsten und in Rom am geringsten. Bei der Kälte verhält es sich umgekehrt. Der Bedarf für den Ventilatorstrom ist hier nicht klimaabhängig und unterscheidet sich deshalb nicht. Bei der Beleuchtung sind die Unterschiede eine Folge des Solarstrahlungsangebots während der Nutzungszeit. Zwischen normalen und extremen TRY gibt es bei der Beleuchtungsenergie keine nennenswerte Unterschiede. Zwischen Rom (36 kWh/m²a) und Oslo (60 kWh/m²a) ist jedoch ein deutlicher Unterschied sichtbar.

Zusätzlich zum Klima wurden noch weitere Einflüsse auf den Energie-

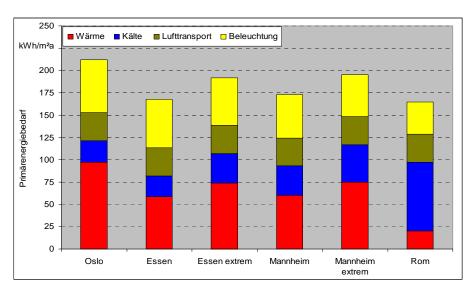


Bild 2: Primärenergiebedarf des Büros mit den verschiedenen Klimadatensätzen

bedarf untersucht. So wurden zum Beispiel verschiedene Verglasungstypen betrachtet und die Luftqualität respektive der Außenluftvolumenstrom variiert. Der Luftwechsel in der Ausgangslage entspricht der Luftqualität IDA 2 gemäß [2]. Das Anheben des Außenluftvolumenstroms auf IDA 1 (72 m³/h/Person) bei sonst identischen Randbedingungen hat am Standort Mannheim einen Anstieg des Primäreneraiebedarfs um 20% zur Folge. eine auf IDA 3 Reduktion (28,8 m³/h/Person) senkt den Primärenergiebedarf um 13%. Den Haupteinfluss hat hierbei die Antriebsenergie für den Ventilator. Bei der Variation der Verglasung hat sich gezeigt, dass sich die Einflüsse teilweise kompensieren. So hat ein geringerer Energiedurchlassgrad zwar eine Senkung der Kühllast durch Solarstrahlung zur Folge, allerdings ist mehr künstliche Beleuchtung nötig, was den Strombedarf hierfür, und die Kühllast wieder etwas erhöht. In der Summe ergab sich deshalb nur eine geringe Änderung des Primärenergiebedarfs.

Literatur:

- [1] Arold, Jörg: Energiebedarf von Büroräumen in verschiedenen europäischen Klimaregionen, unveröffentlichte Diplomarbeit, IGE 7-D-451, Stuttgart 2007
- [2] DIN EN 13779: 2007-09 Lüftung von Nichtwohngebäuden Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungsund Klimaanlagen und Raumkühlsysteme
- [3] DIN EN 15251: 2007-08 Eingangsparameter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik
- [4] Jürgen Christoffer, Thomas Deutschländer, Monika Webs: Testreferenzjahre für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse TRY. Offenbach am Main. Selbstverlag des Deutschen Wetterdienstes 2004

Einfluss akustisch wirksamer Elemente auf die Leistung thermisch aktiver Decken (TAB)

Christoph Beck

Raumakustik und TAB

Die Raumakustik (Absorption und Nachhallzeiten) wird in der jüngeren Vergangenheit, insbesondere in Verbindung mit thermisch aktiven Bauteilen (TAB), wieder verstärkt diskutiert. Hintergrund dieser Diskussionen sind erste negative Erfahrungen in Räumen mit TAB hinsichtlich der Raumakustik.

Thermisch aktive Bauteile werden in der überwiegenden Mehrzahl der Fälle als Deckensysteme angeordnet. Dies bedeutet, dass die gewünschten thermischen Vorgänge im Sommer und Winter zwischen der Decke und dem Raum stattfinden. Die Heiz- bzw. Kühlregister in diesen Bauteilen werden hierfür - soweit möglich - im unteren Drittel dieser Decken angeordnet. In speziellen Konstruktionen können diese Rohre bereits oberflächennah eingebracht werden. Die Überdeckung mit Beton ist bei diesen Systemen auf wenige Zentimeter begrenzt. Bei allen diesen Systemen werden die Rohdecken lediglich optisch ansprechend überarbeitet. Oftmals genügen dünne Putzschichten sowie ein Farbanstrich. Die Folgen für die Raumakustik sind dabei offensichtlich. Die so hergestellten Deckenflächen sind zumeist ohne dämpfende Wirkung für die auftreffenden Schallwellen. In der Folge hiervon werden die gewünschten Werte für die Absorption und / oder die Nachhallzeit in diesen Räumen nicht erreicht.

Maßnahmen zur Verbesserung der Raumakustik

Nachdem TAB in den letzten Jahren zunehmend auch in Gebäuden mit hohen Ansprüchen an die Raumakustik eingesetzt wird (z.B. Verwaltungsgebäude, Hotelzimmer), bestand Handlungsbedarf bei der Verbesserung der bestehenden Situation. Es wurden Systeme entwickelt, die an die bestehenden Rohdecken mit TAB angebracht werden und durch ihren speziellen Aufbau die gewünschte Dämpfung der Geräusche in den Räumen sicherstellen sollen. Die Bilder 1 und 2 zeigen zwei mögliche Ausführungsarten.

Bild 1 zeigt ein Beispiel, bei dem die akustisch wirksamen Deckenelemente direkt an die Rohdecke montiert sind. Es findet kein direkter Wärmeübergang zwischen der Oberfläche der Rohdecke und der Raumluft mehr statt.

In Bild 2 ist eine hiervon abweichende Lösung dargestellt. Bei dieser sind Deckensegel mit einem Abstand (ca. 20 cm) zur Rohdecke montiert. Die Deckensegel selbst sind mit einer Fläche von ca. 1,2 m x 1,2 m relativ klein. Zwischen den Segel verbleiben Abstände, die eine Luftströmung zur Decke hin weiterhin ermöglichen. Neben diesen dargestellten Lösungen gibt es weitere Deckenelemente, welche neben der akustischen Wirkung auch durch spezielle Einbauten thermische Wirkungen erbringen sollen. In diesen Deckenelementen finden sich Profile aus Aluminium, die den Kontakt zur Rohdecke herstellen und über spezielle Stege den Wärmestrom zur Unterseite der Deckensegel (raumseitige Oberfläche) leiten. Mit speziellen Klebemassen werden bauseitige Unebenheiten zwischen Rohdecke



Bild 1: Akustisch wirksame Deckenelemente direkt an Rohdecke montiert

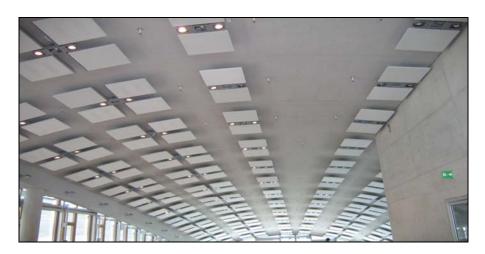


Bild 2: Akustisch wirksame Deckensegel mit Abstand zur Rohdecke montiert

und Aluminiumprofilen ausgeglichen. Die Vielzahl möglicher Systemlösungen kennt hier nahezu keine Grenzen.

Einfluss auf die thermische Leistungsfähigkeit

Es ist offensichtlich, dass der Einfluss akustisch wirksamer Deckenelemente auf die Leistung bzw. den Wärmestrom an thermisch aktiven Decken gegeben ist. Dieser ist sicherlich je nach Konstruktion verschieden.

Bild 3 zeigt die thermographische Aufnahme der Deckenfläche aus Bild 1. Erkennbar ist die thermische aktive Deckenfläche (Kühlfall Sommer) mit Temperaturen an der Oberfläche von ca. 24 – 25 °C. Im Bereich der akustisch wirksamen Deckenelementen ist die Oberflächentemperatur erhöht. Die Oberfläche dieser Bauteile ist aufgrund der Konstruktion mit schallabsorbierenden Materialien thermisch weitgehend von der Rohdecke entkoppelt. Die Oberflächentemperatur dieser Deckenelemente liegt praktisch auf dem Niveau der Lufttemperatur in diesem Raumbereich. Im gezeigten Beispiel sind dies ca. 26 °C.

Ein Wärmestrom zwischen dem Raum und der thermisch aktiven Decke findet praktisch nicht mehr statt. Auswirkungen auf die Raumtemperatur wegen der fehlenden Heiz- bzw. Kühlleistung können somit nicht ausgeschlossen werden.

Überprüfung der Leistungsminderung im Labor

Der Einfluss akustisch wirksamer Deckenelemente auf die Leistung thermisch aktiver Bauteile kann im Labor experimentell untersucht werden. In einem Prüfraum für die Prüfung von Raumkühlflächen nach EN 14240 können derartige

Untersuchungen reproduzierbar durchgeführt werden.

Bei diesem Verfahren werden die Deckenelemente unterhalb einer thermisch aktiven Decke montiert und die Minderung der Leistung direkt ermittelt. Es liegen bereits Ergebnisse verschiedener Untersuchungen dieser Art vor und die Werte zeigen, dass dabei neben der Konstruktion auch eine große Abhängigkeit von der Anordnung der Deckenelemente im Raum gegeben ist. Hierbei sind insbesondere die Größe der einzelnen Elemente sowie der Abstand zur Rohdecke hin leistungsbestimmend. Durch die richtige Auswahl dieser Größen kann die Minderung der Leistungsfähigkeit der thermisch aktiven Decke erheblich verkleinert werden.

Die festgestellten Minderungen liegen zwischen unter 5 % und bis zu 40 %. In extremen Fällen kann die Leistung der thermisch aktiven Decke auch vollständig wegfallen. Diese Zahlenbeispiele gelten dabei jeweils für den Bereich der Deckenelemente. Für den Raum reduziert sich dieser Einfluss im Verhältnis der Fläche Deckensegel zu Gesamtfläche der TAB.

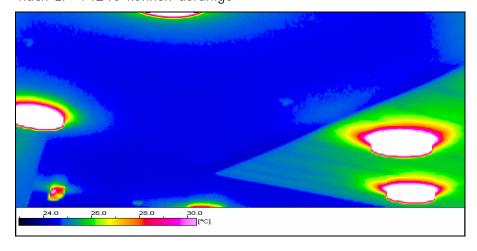


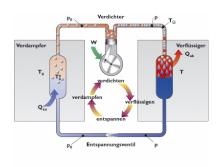
Bild 3: Thermographische Aufnahme der Deckenfläche aus Bild 1

In den Blättern des HLKBRIEFes wird über die Aktivitäten des Instituts für GebäudeEnergetik (IGE) der Universität Stuttgart, der Forschungsgesellschaft HLK Stuttgart mbH, der HLK Stuttgart GmbH und des Vereins der Förderer der Forschung im Bereich HLK Stuttgart e.V. (Herausgeber) berichtet. Pfaffenwaldring 6A, 80569 Stuttgart. E-Mail: info@vdf.info

Prüfung von Wärmepumpen

Bernd Klein

"Natürlich. Wärme. Pumpen." – mit diesem Slogan veranstaltet der Bundesverband Wärmepumpen (BWP) momentan eine Werbekampagne, um den Bekanntheitsgrad von Wärmepumpen zur Wärmeerzeugung in Wohngebäuden zu steigern. In der Tat verzeichnet der Wärmepumpenmarkt momentan eine Steigerung, von der andere Bereiche in der Gebäudetechnik nur träumen können.



Gütesiegelgemeinschaft

Damit dieser Boom nicht wie Anfang der 80-er Jahre in einem Strohfeuer endet, haben sich die Hersteller in Deutschland, Österreich und der Schweiz (D-A-CH) zu einer Gütesiegelgemeinschaft zusammengeschlossen. Diese vergibt für Wärmepumpen ein Gütesiegel, wenn sie bestimmte Anforderungen erfüllen.



Dies sind zum einen technische Anforderungen (Mindest-COP¹, Sicherheit, Schallemission, Kennzeichnung) zum anderen Anforderungen an das Servicenetz und an die Dokumentation.

Die technischen Anforderungen müssen von einer anerkannten unabhängigen Prüfstelle geprüft werden. Die Prüfung erfolgt nach einem von der Gütesiegelkomission festgelegten Prüfreglement, welches auf den aktuellen europäischen Normen basiert.

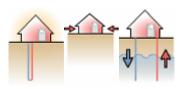
Prüfstelle HLK

Die Prüfstelle HLK ist seit 2006 eine von der Gütesiegelkomission anerkannte Prüfstelle. Die Prüfstelle hatte sich um eine Aufnahme beworben, da sich diese Prüfung sehr gut in die bestehende Infrastruktur einfügt.



Die Messung von Wirkungsgraden an Wärmeerzeugern ist seit langem eine Kernkompetenz, die sich auch in der Benennung als "notified body" nach der EU-Wirkungsgradrichtlinie 92/42 /EWG ausdrückt.

Somit sind die Einrichtungen sowie die Erfahrung für eine fundierte Prüfung optimal vorhanden. Momentan ist die Zertifizierung von elektrisch getriebenen Heizwärmepumpen basierend auf EN14511 mit Sole, Wasser oder Luft als Energiequelle möglich. Ferner ist die Zertifizierung von reinen Warmwasserwärmepumpen mit Umgebungsluft als Energiequelle basierend auf EN 255-3 möglich. Zur Zeit in Arbeit ist eine Zertifizierung von gasgetriebenen Adsorptionswärmepumpen.



Prüfkapazität

Die Prüfkapazität für Sole/Wasser und Wasser/Wasser-Wärmepumpen wurden bei der Prüfstelle HLK im letzten Jahr auf eine Heizleistung von 70 kW ausgebaut. Bei der Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen ist momentan eine Prüfung bis 15 kW Heizleistung möglich. Nachdem ein Trend zu größeren Wärmepumpen zu erkennen ist, ist geplant, diese auf 40 kW auszubauen.

Auch für eine Prüfung von gasbetriebenen Wärmepumpen ist die Prüfstelle aufgrund der Erfahrung bei der Prüfung von Gasdurchlaufheizern bestens vorbereitet.

COP- Coefficient of Performance (Leistungszahl), Verhältnis der abgegebenen Wärmeleistung zur aufgenommenen Antriebsleistung

Schalltechnische Prüfung

Die schalltechnische Prüfung wird in Zusammenarbeit mit dem Joseph-Von-Egle-Institut der Hochschule für Technik Stuttgart durchgeführt. Hier erweist sich die breit gefächerte Kompetenz auf dem Campus der Universität als vorteilhaft. Ein Glücksfall ist, dass das Labor des Institutes im Nachbargebäude untergebracht ist, so dass lange Transportwege für die Schallprüfung entfallen.

Momentan wird das D-A-CH-Gütesiegel in ein europäisches EHPA Gütesiegel überführt mit dem Ziel, weitere Länder in das Zertifizierungssystem einzubinden. Als weiteres Mitgliedsland ist kürzlich Schweden als bedeutender Produzent von Wärmepumpen dazugekommen.

Begleitend zur Prüftätigkeit wird die Erfahrung und das Wissen in den nationalen und internationalen Arbeitskreisen eingebracht. So Ist die Prüfstelle HLK Mitglied in der nationalen Gütesiegelkomission sowie Mitglied in der "Test Center Working Group" der EHPA.

² EPHA European Heat Pump Association



Bild 1: Klimakammer zur Prüfung von Luft-Wasser-Wärmepumpen



Bild 2: Sole-Wasser-Wärme-Pumpe

Energieaufwand maschineller Wohnungslüftung in Kombination mit Heizsystemen

Konstantinos Stergiaropoulos*

Einleitung

Heiz- und raumlufttechnische Anlagen dienen dazu, raumklimatische Anforderungen des Raumnutzers zu erfüllen. In der vorliegenden Arbeit werden die raumklimatischen Nutzenanforderungen, die zu unterschiedlichen Lasten im Raum führen, identifiziert. Die "operative Temperatur" wird durch die messbaren Nutzenanforderungen "Strahlungstemperatur" und "Lufttemperatur" ersetzt. Neben diesen werden Maximalwerte oder Mindestwerte für die Stoffkonzentration und den Feuchtegehalt als weitere raumklimatische Nutzenanforderungen eingeführt. Durch die Einzelbetrachtung der raumklimatischen Parameter wird deutlich, dass es zur Erfüllung aller Nutzenanforderungen zu separaten technischen Systemlösungen kommen muss. Die Systemlösungen, d.h. die Kombination einzelner Systeme, müssen die Funktionen stellen, die zwingend aus den Nutzenanforderungen resultieren. Die konvektive Last ist weiter in die Stofflast und konvektive die Wärmelast zu unterteilen. Die heizund raumlufttechnischen Anlagen müssen die einzeln zu betrachteten Lasten im Raum abführen.

Kombinationen von Heizsystemen und maschinellen Lüftungssystemen unterscheiden sich von alleinigen Heizsystemen dadurch, dass der erwartete konvektive und radiative Nutzen gezielt übergeben werden kann. Je gezielter der Nutzen übergeben werden kann, umso geringer ist der Energieaufwand. Um den Vorteil der Komplementärsysteme genügend voll

Raumklimatischer Parameter	Raumklimatische Nutzenanforderung	Belastung	Lasten	Funktionen
Strahlungstemperatur	$g_{\rm Str.} = 20~{ m ^{\circ}C}$	radiative Wärmequelle	radiative Heizlast	radiatives Heizen
Lufttemperatur	<i>9</i> _L = 20 °C	konvektive Wärmequelle	konvektive Heizlast	konvektives Heizen
Stoffkonzentration	$c_{CO_2} \le 1000 \text{ ppm}$ $c_{Olf} \le 1,4 \text{ dezipol}$	Stoff	Stofflast	Lüften
Feuchtegehalt	<i>φ</i> ≤ 65 %r.F	Feuchte	Feuchtelast	Entfeuchten

Räume funktionieren nur mit <u>Komplementärsystemen:</u> Lastbezogene Einzelsysteme

ständig zu erfassen, wird die "operative Temperatur" durch die messbaren Nutzenanforderungen "gerichtete Strahlungstemperatur" (im Halbraum) und "Lufttemperatur" (konvektiv) ersetzt.

Das Betriebsverhalten von maschinellen Wohnungslüftungen mit Wärmerückgewinnung in Kombination mit unterschiedlichen Heizsystemen wird untersucht. Hierfür wird für das konvektive Nutzenübergabesystem Wohnungslüftungsgerät mit Wärmerückgewinnung ein Modell entwickelt, das die unterschiedlichen Betriebszustände trocken, feucht, bereift oder vereist abbildet.

Diese Komplementärsysteme werden mit der Bedarfsentwicklungsmethode bewertet. Der Energieaufwand für die Nutzenübergabe wird mit einer gekoppelten Simulation von Gebäude und Anlagentechnik berechnet.

Zusammenfassung

Oftmals werden die raumklimatischen Anforderungen an heizund raumlufttechnische Anlagen lediglich mit dem unscharfen

Wunschziel "Behaglichkeit" und einer irgendwie damit verbundenen "Raumtemperatur" vorgegeben. Dies kann für Auslegungsrechnungen ausreichen, für vergleichende Bewertungen unterschiedlicher technischer Lösungen müssen messbare Größen vorliegen. Diese raumklimatischen Parameter werden identifiziert. Die raumklimatischen Nutzenanforderungen sind zeitlich konstante oder zeitabhängige Grenzwerte dieser Parameter. Die Einhaltung der Voraaben an die raumklimatischen Parameter ist nur möglich, wenn Anlagensysteme mit dafür geeigneten Funktionen eingesetzt werden. Mit den Nutzenanforderungen für einen Raum ist auch dessen Belastung definiert. Die Last daraus ist die Referenzgröße für einen Vergleich von Varianten mit den ieweils technisch realisierbaren Aufwänden.

Es existiert eine eindeutige Ursache-Wirkung-Kette zwischen der Nutzenanforderung, dem einzelnen raumklimatischen Parameter, der Raumbelastung und der Last. Die Lasten müssen durch die heiz-

und raumlufttechnischen Anlagen aus dem Raum abgeführt werden. Durch die Einzelbetrachtung der raumklimatischen Parameter wird deutlich, dass es zur Erfüllung aller spezifizierten Nutzenanforderungen zu einem Gesamtsystem kommen dessen Teilsysteme sich muss, funktional ergänzen. Die Funktionen eines Heizsystems sind zunächst radiatives und konvektives Heizen. Mit diesen Funktionen können die Stofflast und die Feuchtelast nicht abgeführt werden. Sie müssen von einem ergänzenden zweiten System, hier die Wohnungslüftung, maschinelle übernommen werden. Durch die Definition der Lasten wird die Bedeutung des dem Raum zu- und abgeführten Luftstroms deutlich, denn nur mit diesem können prinzipiell neben den konvektiven Lasten auch stoffliche Lasten abgeführt werden.

Die Erweiterung darauf, voneinander getrennte Anforderungen an die Lufttemperatur und an die Strahlungstemperatur zu stellen, ist notwendig, um die Unterschiede zwischen heiz- und raumlufttechnischen Anlagensystemen erfassen Dementsprechend können. muss es zwei Raummodelle jeweils für die Strahlungslast und die konvektive Last geben, das radiative Raummodell und das konvektive Raummodell. Die Aufwandszahlen für kombinierte Heiz- und Lüftungssysteme mit und ohne Wärmerückgewinnung sind für den radiativen Raum und den konvektiven Raum getrennt zu ermitteln. Verglichen wird nach der Bedarfsentwicklungsmethode.

Die Nutzenanforderungen für die Stoff- und Feuchtelasten werden mit einem der Nutzung angepassten Luftstrom im Raum berücksichtigt. Dazu wird ein TYPE entwickelt, das den Luftstrom in Abhängigkeit der im Raum auftretenden Stofflasten so variiert, dass zu keinem

Zeitpunkt die vom Nutzer gefor-Stoffkonzentrationen derte Raum je nach Anforderungsrichtung über- oder unterschritten werden. Anhand von Jahressimulationen mit dem Simulationsprogramm TRNSYS werden der Einfluss des variablen Luftstroms und der Einsatz von Wärmerückgewinnungen in der Anlagentechnik herausgearbeitet. Es werden drei Heizsysteme unterschiedlicher thermischer Trägheit und Regelung gegenübergestellt. Bei den Heizsystemen handelt es sich um Plattenheizkörper in Verbindung mit einem unstetigen PI-Regler oder mit einem Thermostatventil und einem Elektro-Direktheizkörper mit einem stetigen oder unstetigen Pl-Regler. Bei den Plattenheizkörpern handelt es sich um einen thermisch trägeren Heizkörper mit Konvektorblech und daher geringem Strahlungsanteil (20%) und einen von der Masse her leichteren Heizkörper ohne Konvektorblech und damit hohem Strahlungsanteil (50%). Alle Heizsysteme werden mit maschineller Lüftung mit und ohne Wärmerückgewinnung untersucht und energetisch miteinander verglichen. Durch unterschiedliche Aufwärmzahlen wird die Güte der Wärmerückgewinnung miteinbezogen.

In Jahressimulationen werden der Energieaufwand der einzelnen Varianten und durch den Bezug des Energieaufwands auf den Bedarf die Aufwandszahlen bestimmt. Aufgetragen über dem Jahresmittel der relativen Heizlast entstehen die Aufwandszahlkurven. Der Referenzenergiebedarf ist in ein und demselben Raum im konvektiven Modell größer als im radiativen. Erwartungsgemäß liegen die Aufwandszahlen für die thermisch trägeren Heizsysteme über den Aufwandszahlen der anderen. Werden die Heizsysteme mit maschineller Lüftung mit Wärmerückgewinnung kombiniert, verringert sich der jährliche Heizenergieaufwand beträchtlich und die Aufwandszahlen nehmen Werte kleiner 1 an. Mit sinkenden relativen Heizlasten fallen dabei vorerst auch die Aufwandszahlen, da bei niedrigeren Energiebedarfswerten der Energieaufwand oft bereits durch die Wärmerückgewinnung allein gedeckt werden kann und somit Heizintervalle entfallen. Weniger Heizintervalle wiederum führen zu niedrigeren Verlusten durch Trägheitseffekte oder Regelabweichungen. Erst bei sehr geringen relativen Heizlasten und konstanter Anzahl an Heizintervallen beginnen die Trägheitseffekte wieder zu überwiegen und die Aufwandszahlen steigen wieder. Erwartungsgemäß sinkt bei höheren Aufwärmzahlen der Jahresheizenergieaufwand, der prinzipielle Verlauf der Aufwandszahlkurve bleibt jedoch

Der radiative Energieaufwand der Plattenheizkörper mit Thermostatventil ist im radiativen Raummodell 2- bis 8-fach höher als bei den Plattenheizkörpern mit PI-Regler. Die Heizköpersysteme mit Thermostatventil haben folglich die höchsten Aufwandszahlen. Insbesondere im Bereich sehr niedriger relativer Heizlasten ist der Pl-Regler besser in der Lage, auf die erhöhte dynamische Anforderung zu reagieren. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der Einfluss des Heizkörpertyps eher von untergeordneter Bedeutung ist. Der Plattenheizkörper mit geringerem Strahlungsanteil weist sogar die geringfügig kleineren Aufwandszahlen auf als der Plattenheizkörper mit höherem Strahlungsanteil. Dies liegt vor allem daran, dass zwei gegensätzliche Effekte auftreten, die sich beinahe kompensieren. Aufgrund der höheren thermischen Trägheit des Plattenheizkörpers mit Konvektorblech, ist der Abkühlvorgang des Heizkörpers langsamer; damit steigt der radiative Heizenergieaufwand. Plattenheizkörper ohne Konvektorblech und höherem Strahlungsanteil ist die thermische Trägheit kleiner. Wegen des schnelleren Abkühlvorgangs wird jedoch der Sollwert der Strahlungstemperatur schneller erreicht und es entstehen mehr Heizintervalle, die den Energieaufwand wieder erhöhen. Diese Begebenheit ist ebenfalls beim Elektro-Direktheizkörper zu beobachten, der eine sehr geringe thermische Trägheit besitzt.

Im konvektiven Raummodell weisen die Systeme mit Thermostatventilregelung ebenfalls die höchsten Aufwandszahlen auf. Sie liegen ca. 30% über denen des Plattenheizkörpers ohne Konvektorblech und PI-Regler (günstigstes Heizsystem). Dies zeigt, dass der Einfluss der Regeleinrichtung bei Ausschaltung der Strahlungsvorgänge im Raum an Bedeutung gewinnt. Anhand des geringeren konvektiven Energieaufwands wird deutlich, dass die taktende Arbeitsweise des PI-Reglers besser geeignet ist, die Nutzenanforderung an die Raumlufttemperatur zu erfüllen als die kontinuierliche Arbeitsweise des Thermostatventils (P-Regler). Bei geringer werdender relativer Heizlast gewinnt zunehmend die thermische Trägheit der Heizsysteme an Bedeutung. Die Heizsysteme mit kleiner thermischer Masse erzielen dort die besseren Aufwandszahlen. Im Vergleich zum radiativen Raummodell nehmen die Aufwandszahlen deutlich kleinere Werte an.

Da zu jeder Zeit die radiative wie auch die konvektive Nutzenanforderung vom Wärmeübergabesystem erfüllt werden muss, werden die Gesamtenergieaufwände der unterschiedlichen Heizsysteme verglichen. Der Plattenheizkörper mit Konvektorblech und PI-Regler weist dabei die niedrigsten Heizenergieaufwandswerte auf und ist daher am besten geeignet, die gleichzeitige Erfüllung beider Nutzenanforderungen zu gewährleisten. Die Ergebnisse lassen zudem darauf schließen, dass die Auswahl des Heizsystems eher an der Nutzenanforderung "gerichtete Strahlungstemperatur" als an der Nutzenanforderungen "Lufttemperatur" auszurichten ist.

Erwartungsgemäß kann das Heizsystem mit dem PI-Regler besser die Lasten abführen. Die Aufwandszahlen liegen im gesamten Bereich der relativen Heizlasten niedriger als bei den anderen Systemen. Bei den Varianten mit der Aufwärmzahl von $\Pi = 0.8$ tendieren die Aufwandszahlen bei geringen relativen Heizlasten fast gegen Null. Die konvektiven Lasten im Raum werden fast vollkommen von der maschinellen Lüftung Wärmerückgewinnung abgeführt. Sie tragen somit nicht nur dazu bei, die Stoff- und Feuchtelasten abzuführen, sondern tragen gleichzeitig den größeren Teil der konvektiven Wärmelast. Das die maschinelle Lüftung mit Wärmerückgewinner ideal ergänzende System, wäre eines, das vor allem die Strahlungslast abführt, also ein System das einen sehr hohen Strahlungsanteil hat.

Konstantinos Stergiaropoulos (Bosch Thermotechnik GmbH, Wernau): Energieaufwand maschineller Wohnungslüftung in Kombination mit Heizsystemen. Dissertation. Universität Stuttgart 2006. Mittlg. Nr. 16.

Nutzenübergabe thermoaktiver Decken

Markus Treiber*

Kurzfassung

Zunehmend werden in neuen Gebäuden Bauteile aktiviert, um die vorhandenen Massen und Oberflächen thermisch zu nutzen. Da diese Übertragungssysteme für Heizung und Kühlung in den meisten Fällen nicht alle Nutzeranforderungen erfüllen, werden sie mit raumlufttechnischen Anlagen kombiniert. Über das energetische Verhalten solcher Systemkombinationen ist bisher wenig bekannt.

Aus der Vielzahl möglicher Systemkombinationen werden unterschiedliche bauteilintegrierte Systeme und eine abgehängte Heizkühldecke betrachtet. Allen Kombinationen gemeinsam ist eine raumlufttechnische Anlage. Der thermische Aufwand dieser Varianten wird mit der gekoppelten Gebäude- und Anlagensimulation berechnet und in Form von Aufwandszahlen für den Heiz- und Kühlfall dargestellt. Es wird aufgezeigt, dass die Masse der Systeme einen erheblichen Einfluss auf den Aufwand der Nutzenübergabe hat. Dabei sind die wenig oder gar nicht speichernden Übergabesysteme den stark speichernden deutlich überlegen. Bei den stark speichernden Systemen lässt sich der Aufwand reduzieren, wenn diese mit einem schnell reagierenden Zusatzsystem kombiniert werden und eine geeignete Betriebsführung sowie Regelstrategie zum Finsatz kommt.

Neben dem Einfluss der thermisch aktiven Flächen wird beim Einsatz von raumluft-technischen Anlagen durch die Wärmerückgewinnung ein deutliches Einsparpotenzial erschlossen. Im Idealfall deckt die Wärmerückgewinnung die Heizlast

im Raum vollständig. Demgegenüber ist in unseren Breiten der Einfluss der Kälterückgewinnung nahezu unbedeutend. Dafür besteht bei intensiv genutzten Räumen ein erhebliches Kühlpotenzial zur Umgebungsluft. Dieses lässt sich entweder durch die Fensterlüftung oder eine raumweise geregelte Zulufttemperatur direkt nutzen.

Im Fall der bauteilintegrierten Systeme werden existierende Rechenmodelle eingesetzt, für abgehängte Heizkühldecken ein neues Rechenmodell entwickelt. Dabei werden sowohl die wesentlichen Konstruktionsmerkmale der Heizkühldecken als auch die Raumeigenschaften, der Strahlungsaustausch und die örtlichen Unterschiede beim konvektiven Wärmeübergang an der Deckenoberfläche berücksichtigt. Die Rechenmodelle werden mit Hilfe von Messergebnissen kalibriert.

Abstract

There is an increasing use of activated building components, in order to use their thermal mass via their surfaces for thermal storages. Because these heating and cooling systems in many cases do not fulfil all user requirements, they are combined with air conditioning systems and other additional systems. There is only little known about the energetic behaviour of such combinations of systems. From the huge number of possible systems various integrated solutions plus suspended heated and chilled ceilings are considered here. All solutions looked at, have an air conditioning system. The thermal effort is calculated by

coupled building and system simulation and then drawn as effort numbers for heating and cooling. It will be shown that the storage mass of the systems influence significant the efforts of the benefit transfer. The transfer systems, which are storing a little or nothing, are superior to the powerful storing transfer systems. In case of the powerful storing systems the effort can be reduced by combination with a quickly reacting auxiliary as well as by use of an appropriate operation and control.

With the help of the heat recovery, an extensive saving potential for heating has been made available. In ideal case, the room heating load is covered completely by the heat recovery. In contrast, in our latitudes the influence of the cooling recovery is almost negligible. In rooms, which are intensively used exists a significant cooling capacity to the ambient air. This potential can be utilized directly by window ventilating or temperature-controlled inlet air.

For the integrated systems existing calculation models were applied, for the suspended heated and cooled ceiling a new model was developed. For that the design characteristics of the ceiling were considered as well as the behaviour of the space, the radiation in the space and the convective heat exchange at the surface of the ceiling. The model was calibrated on measured data, taken in an existing office space, which was equipped with extensive measuring devices.

Zusammenfassung

Ein wesentlicher Bestandteil der Dissertation ist, die bekannten Zusammenhänge aus dem Heizfall auf den Kühlfall zu übertragen und gängige Anwendungsbeispiele zu bewerten. Die Methode der Bedarfsentwicklung ist für den Kühlfall gezeigt.

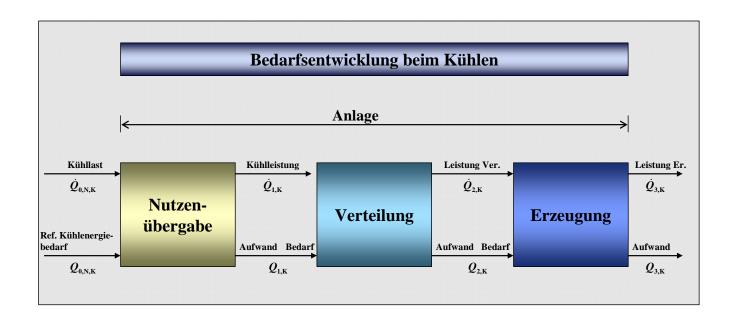
Der Referenz-Kühlenergiebedarf $Q_{0.\mathrm{N.K}}$ stellt die Summe der dem Gebäude abzuführenden Wärmeströme zum Erfüllen der Nutzenanforderungen dar und wird letztendlich bis zum Aufwand der Erzeuentwickelt. Die Kühllast Q_{0NK} unter Auslegungsbedingungen wird im Raum zur Kühlleistung und mündet nach der Verteilung in der Leistung der Kälteerzeugung. Damit ist die Grundlage geschaffen, den Aufwand im Kühlfall in Form von Aufwandszahlen zu bewerten.

Die berechneten Aufwandszahlen werden für einen typischen Büround Seminarraum über dem neu eingeführten Ordnungskriterium dem "Jahresmittel der relativen Kühllast" aufgetragen.

Folgende Aussagen lassen sich verallgemeinern:

- Systemkombinationen aus raumlufttechnischer Anlage und thermoaktiven Decken können mit der Methode der Bedarfsentwicklung bewertet werden.
- Wenig oder gar nicht speichernde Übergabesysteme sind den stark speichernden energetisch deutlich überlegen.
 - Der unvermeidliche Mehraufwand, der beim Einsatz thermoaktiver Bauteile entsteht, sollte in jedem Objekt sorgfältig gegen die Vorteile abgewägt werden. Diese bestehen aufgrund der speichernden Eigenschaft darin, dass die installierte Leistung der Erzeugersysteme reduziert wird, große Oberflächen für den Wär-

- meübergang zum Raum bereitstehen, ein zeitlicher Versatz zwischen Angebot und Bedarf ausgeglichen oder zeitlich begrenzte Niedertarife genutzt werden können.
- Für die Berechnung von Bedarf und Aufwand ist es bei den zu untersuchenden großflächigen Übergabesystemen genügend genau, als Referenz die operative Temperatur zu verwenden und auf die Unterscheidung von Lufttemperatur und Strahlungstemperatur zu verzichten.
- * Markus Treiber (DS-Plan, Stuttgart): Nutzenübergabe thermoaktiver Decken. Dissertation. Universität Stuttgart 2007. Mitteilung Nr. 17



Regelung des Verbrennungsluftmassenstroms bei Kleinfeuerungsanlagen

Marko Völkel*

Kurzfassung

Die Entwicklung von kleinen und mittleren Brenner-Kessel-Systemen hat in den letzen Jahren einen Stand erreicht, der einen Betrieb hohem Nutzungsgrad ermöglicht. Der Abgasverlust solcher Anlagen ohne Nutzung der latenten Wärme des Abgases liegt unter fünf Prozent. Betrachtet man ein einzelnes System, scheint dieser Verlust gering. Summiert man aber die Gesamtheit aller Brenner-Kessel-Systeme in Deutschland oder sogar weltweit, ist die verlorene Wärmemenge sehr groß. Die Senkung des Abgasverlustes um einen oder zwei Prozentpunkte würde eine erhebliche Einsparung an fossilen Brennstoffen ermöglichen.

Diese Einsparung kann mit vertretbarem Systemaufwand nur noch Reduzierung über die des Verbrennungsluftmassenstroms auf das erforderliche Minimum erreicht werden. Derzeit werden Brenner-Kessel-Systeme mit einem Luftüberschuss von bis zu 30% betrieben. Dieser Überschuss kann auf 5% bis 10% reduziert werden. Für diese Reduktion muss der Luftmassenstrom geregelt werden. Als Regelgröße wird die Konzentration an unverbrannten Bestandteilen im Abgas (CO_ä) herangezogen, da diese eine Funktion des Luftmassenstroms ist und die Verbrennung nahe dem Umschlagpunkt zwischen vollständiger und unvollständiger Verbrennung erfolgt.

Diese Regelung ist einfach und ohne großen Aufwand mit Hilfe von neuen Sensoren möglich. Ein solcher Sensor wurde weiter entwickelt und dessen Messverhalten analysiert. Die Auswahl geeigneter Materialien zur Sensorfertigung sowie die Optimierung des Fertigungsprozesses insbesondere im Hinblick auf Reproduzierbarkeit und Massenfertigung waren die ersten Schwerpunkte dieser Arbeit. Zur Integration der Sensoren in ein Gehäuse wurden verschiedene Kontaktierungsverfahren erprobt. Das Spaltschweißen hat sich hierbei als einfache, serientaugliche und kostengünstige Lösung erwiesen.

Bei der Gehäuseentwicklung wurde berücksichtigt, dass die Umgebungstemperatur je nach Messposition und Brenner-Kessel-System variieren kann. Hieraus ergeben sich zwei unterschiedliche Gehäusetypen. Während für Anwendungen bis ca. 150°C Bronzekontakte mit anschließender Kunstharzversiegelung ausreichen, müssen für den Temperaturbereich bis maximal 500°C Kontakte aus Nickel bzw. Nickellegierungen und keramische Vergussmaterialien gewählt werden.

Aus dem CO_ä-Sensor mit zwei parallel arbeitenden Messelektroden wurde ein Prototyp eines Kombinationssensors für CO_ä und Sauerstoff entwickelt.

Die entwickelten Sensoren wurden im Labor mit synthetischem Messgas und im realen Abgas untersucht und das Messverhalten analysiert. Die Sensoren erwiesen sich für den Einsatz im Abgas als geeignet. Die Lebensdauer des CO_ä-Sensors beträgt mehr als 3 Jahre.

Eine bekannte Regelstrategie für Industriefeuerungen wurde weiterentwickelt, so dass sie auf kleine Brenner-Kesselmittlere Systeme anwendbar ist. Durch die Überwachung des Abgases auf CO_ä und die sehr geringe Ansprechzeit des Sensors ist ein Betrieb des Brenner-Kessel-Systems bei minimalem Luftmassenstrom möglich und somit eine Verbrennung mit verbessertem Nutzungsgrad bei minimaler Schadstoffemission. Bei den Untersuchungen am Brenner-Kessel-System wurde des Weiteren festgestellt, dass der CO_ä-Sensors als Flammwächter eingesetzt werden kann.

Da der CO_ä-Sensor eine sicherheitsrelevante Komponente Gesamtsystem ist, wurde eine Fehleranalyse des Sensor-Stecker-Subsystems durchgeführt. Darauf aufbauend wurde Selbstein diagnosealgorithmus entwickelt, der die Fehlerursache feststellt und entscheidet, ob die Sensorspannung zuverlässig ist oder ob das Gesamtsystem in einen sicheren Zustand gebracht werden muss.



Bild 7: Der Abgassensor, aktueller Entwicklungsstand

Abstract

The development of domestic boiler-burner-systems in the last years allows an operation with high efficiency. The flue gas loss of modern systems is lower than five percent without using the latent heat of the flue gas. The flue gas loss of the individual system seems to be comparatively low. But the summary of all systems results in a big heat loss. The reduction of the flue gas loss by one to two percent would save a huge amount of fossil fuels.

This saving can only be accomplished on modern domestic boiler-burner-systems in a feasible way by a reduction of the combustion air mass flow to its minimum. Currently domestic boiler-burnersystems are operated with an excess combustion air up to 30 percent related to the necessary air mass flow for the stoichiometric combustion. This excess air can be reduced down to 5 percent to 10 percent. For that the combustion air mass flow has to be controlled. This can be achieved by a control of the concentration of all unburned components in the flue gas because the CO_o- (CO_e) , concentration is a function of the combustion air mass flow and because the combustion works near the point where the complete combustion changes to incomplete com-bustion.

That kind of control can be realised easily with new sensor systems. Such a sensor system was further developed and its behaviour analysed during this thesis. The selection of the right materials and the optimisation of the production process of the sensor element in terms of repeatability and mass production were the first points to solve. For the integration of the sensor element into a cas-

ing, different processes of contacting were tested. Micro welding turned out to be an easy low cost solution that can be used in mass production.

The development of the casing was depending on the flue gas temperature. The results are two different casings, one for low temperature and one for high temperature applications. For low temperature applications up to 150°C bronze contact pins fixed with synthetic resin meet the requirements. For high temperature applications up to 500°C it is necessary to use contact pins of nickel or nickel alloy and ceramic filling to fix them.

A new development derived from the CO_e -sensor element is a prototype of a combined sensor element that can measure CO_e - and O_2 -concentrations simultaneously. The lack of an oxygen reference requires the measurement principle of the amperometric measurement.

The sensor elements were tested and analysed in their behaviour in the laboratory in synthetic gas as well as assembled in the flue gas of different boiler-burner-systems. Both the CO_e sensor as well as the combined sensor element for CO_e and O_2 proved to be suitable for applications in flue gas. The lifetime of the CO_e -sensor was demonstrated for more than 3 years.

A known control strategy for industrial boilers was further developed for the application on domestic boiler-burner-systems. By control of the CO_e-concentration of the flue gas and the fast response time of the sensor element it is possible to run the boiler-burner-system at a minimal combustion air mass flow and thereby with an improved efficiency and with minimal emissions. As another result of the in-

vestigation, the sensor can be used as flame detector if the sensor is placed accordingly.

Due to the fact that the sensor is an important component of the burner safety system the sensor was analysed in view of possible errors. Based on that analysis a self-check algorithm was developed. With that algorithm the reason for the error can be detected and the system can check the quality of the sensor signal. So it is possible to switch the burner control from the sensor controlled system to a safe status control, if the sensor is not working properly.

^{*} Marko Völkel (LAMTEC, Walldorf): Regelung des Verbrennungsluftmassenstroms bei Kleinfeuerungsanlagen. Dissertation. Universität Stuttgart 2008. Mitteilung Nr. 19.

PERSONALIA

Einige personelle Veränderungen ergaben sich am Institut für Gebäudeenergetik (IGE) und bei der HLK GmbH seit 2006:

Dr.-Ing. Markus Treiber beendete im Dezember 2005 seine Arbeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter, um im *Ingenieurbüro DS-Plan* neue Projekte im Bereich "Energiemanagement" zu bearbeiten. Seit 4/2008 ist er bei der *Drees & Sommer AG* beschäftigt.

Dr.-Ing. Kosta Stergiaropoulos verließ Ende Juni 2006 das Institut. Er ist nun bei der Firma Bosch Thermotechnik in der Vorentwicklung "Neue Technologien und Systeme" verantwortlich für die Entwicklung von Wohnungslüftungsgeräten mit Wärmerückgewinnung.

Dipl.-Ing. Silke Schmidt, die maßgeblich unser Mannheimer 3-Liter –Haus-Projekt betreute, ging Ende des Jahres 2006.

Dr.-Ing. Marko Völkel beendete seine Forschungen im Bereich COgeführte Brennerregelung am Institut Ende 2006 und setzt nun seine Kenntnisse bei LAMTEC Meß- und Regeltechnik für Feuerungen GmbH & Co. KG ein.

Dipl.-Ing. Jörg Arold kam als Diplomand zum *IGE*, übernahm im Januar 2007 das 3-Liter-Haus-Projekt und führte es zum Abschluss. Er ist im Bereich der "gekoppelten Gebäude- und Anlagensimulation" tätig.

Dipl.-Ing. Fred Kolarik wechselte September 2005 vom IGE zur *HLK GmbH*. Er verstärkt den Bereich Raumlufttechnik.

Studien- und Diplomarbeiten 2006 - 2008

Arold, Jörg: Entwicklung eines Deckenmodells für die Heizfunktion.

Arold, Jörg: Energiebedarf von Büroräumen in verschiedenen europäischen Klimaregionen.

Böhringer, Martin: Untersuchungen zur gezielten Luftzahlbeeinflussung an atmosphärischen Gas-Injektor-Brennern.

Clausen, Holger: Durchführung von Simulationsrechnungen zum Einfluss verschiedener Randbedingungen auf die thermische Leistungsfähigkeit von Erdwärmesonden.

Hoffmann, Achim: Machbarkeitsstudie einer geothermisch betriebenen Anlage zur Erwärmung und Kühlung von Start- und Landebahnen.

Kunstfeld, Ulli: Adaption und Verifikation eines miniaturisierten Sensorsystems aus der Raumfahrt zur Brennkammerüberwachung eines steinkohlebefeuerten Großkraftwerks.

Obholz, Natalia: Entwicklung der Gebäude- und Anlagentechnik in Deutschland und Prüfung der Übertragbarkeit auf Russland.

Riegger, Mathieu: Aufbau eines Standard-Simulationsmodells für solar unterstützte Nahwärmeversorgungen mit saisonalem Wärmespeicher zur Vorbereitung einer nutzerfreundlichen Simulationssoftware für Endanwender.

Ruschin, Peter: Beurteilung der Leistungsfähigkeit eines Absorbers im Tunnelbau unter Berücksichtigung des Einflusses der Tunneltemperatur.

Schneider, Philipp: Wirtschaftlicher Vergleich verschiedener TGA-Varianten am Beispiel des Neubaus "Bavaria Office" in Hamburg.

Sturm, Ulrich: Nachhaltige Heizkonzepte in der Immobilienwirtschaft.

Dissertationen 2006 - 2008

Stergiaropoulos, Konstantinos: Energieaufwand maschineller Wohnungslüftung in Kombination mit Heizsystemen. Dissertation. Universität Stuttgart 2006. Mitteilung Nr. 16. – ISBN 978-3-9808572-5-3

Treiber, Markus: Nutzenübergabe thermoaktiver Decken. Dissertation. Universität Stuttgart 2007. Mitteilung Nr. 17. – ISBN 978-3-9808572-6-0

Völkel, Marko: Regelung des Verbrennungsluftmassenstroms bei Kleinfeuerungsanlagen. Dissertation. Universität Stuttgart 2008. Mitteilung Nr. 19. – ISBN 978-3-9808572-7-7

Forschungsberichte 2005 - 2008

Schmidt, M.; Stergiaropoulos, K.; Schmidt, F.: CAMPUS – Energie- und Gebäudemanagement im Campus Pfaffenwaldring und seine Auswirkungen auf die Effizienz der Energieerzeugung. Universität Stuttgart 2005. Hrsg.: Zentrum für Energieforschung Stuttgart (ZES). LHR-01.05.

ALBERT-TICHELMANN-PREIS DES VDI 2005

Zur Förderung des Nachwuchses verleiht die VDI-Gesellschaft Technische Gebäudeausrüstung den Albert-Tichelmann-Preis an Absolventen von Fachhochschulen und Universitäten für eine deutschsprachige Diplom-, Bachelor-, Master- oder Studienarbeit pro Jahr.

Der Preis wurde im Jahre 2003 erstmals zur Erinnerung an Albert Tichelmann, den bekanntesten und erfolgreichsten Schüler des Begründers der Wissenschaft in der Heizungs-, Klimaund Sanitärtechnik, Hermann Rietschel, verliehen.

Nach dem Preisträger, Tobias Burkhard, im Jahre 2003, bekam wieder ein Absolvent unseres Instituts für Gebäudeenergetik an der Universität Stuttgart den Nachwuchspreis für eine herausragende Arbeit: Florian Keppler. Seine Diplomarbeit Nutzenanforde-"Hygienische rungen und Auswirkungen der Wärmerückgewinnung auf die Nutzenübergabe in Wohngebäuden" wurde vom Ehrungsausschuss der VDI-Gesellschaft Technische Gebäudeausrüstung ausgewählt. Der VDI TGA überreichte ihm die Urkunde am 22.10.2005.

Schmidt, M.; Beck, Chr.; Goettling, D.; Gu, B.; Schlosser, T.; Schmidt, S.; Treiber, M.; Ni, J.: Untersuchungen über das Raumklima in nicht-klimatisierten Räumen von ZF, Standort Friedrichshafen. Universität Stuttgart 2005. LHR-02-05.

Treiber, M.; Ni, J.: Untersuchungen über das Raumklima in nicht-klimatisierten Räumen von ZF, Standort Friedrichshafen. Universität Stuttgart 2005. LHR-02-05.

Schmidt, M.; Treiber, M.: INNOREG – Energiesparende Raumklimatechnik für die regenerative Wärme- und Kälteerzeugung. Universität Stuttgart. 2005. FG-03-05.

Schmidt, M.; Ni, J.; Schlosser, T.: ENERGO – Entwicklung eines Verfahrens zur Ermittlung von Energetischen Kennwerten für Raumlufttechnische Anlagen. Universität Stuttgart 2006. Hrsg.: Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik (FLT) Frankfurt am Main. Heft L 203.

Schmidt, M.; Arold J.; Schmidt, S.; Treiber M.: Entwicklung eines Konzeptes für energetische Modernisierungen kleiner Wohngebäude auf 3-Liter-Haus-Niveau in Mannheim Gartenstadt. Universität Stuttgart 2007. IGE-06-07.

Schmidt; M. Schlosser, Th.; Vermeer, P.; Schneider, M.: Potenzial der Tunnelausbaustrecke des Bahnprojektes Stuttgart 21 zur Wärme- und Kältenutzung. Universität Stuttgart 2007. Hrsg.: Zentrum für Energieforschung Stuttgart (ZES).

Bach, Heinz*: Verfassen ingenieurwissenschaftlicher Texte. Universität Stuttgart 2007. Mitteilung Nr. 18.

Als Grund für das Anfertigen dieser Anleitung führt H. Bach an: "Ein Berufsleben lang die schriftliche Arbeiten von Studenten und Mitarbeitern und Doktoranden durchzusehen, hat meine selbstkritische Erfahrung bestätigt, dass sich Ingenieure mit ihrer Sprache schwer tun." Deshalb möchte er mit seinem Handbuch Studenten, wissenschaftlichen Mitarbeitern und Doktoranden "helfen, den Erfolg wissenschaftlicher Arbeit leichter zu erreichen und sich ein Übermaß an frustrierenden Korrekturauflagen zu ersparen." Detailliert geht er nach einer Einführung in das wissenschaftliche Arbeiten an sich sowohl auf Stilregeln, Schreibweisen von Gleichungen, Legenden von Bildern und Tabellen, Literaturquellen, Beschriftung von Diagrammen und Layout als auch auf Normen und Richtlinien für Veröffentlichungen ein.

^{*} Prof. Dr.-Ing. Heinz Bach war Inhaber des Lehrstuhls für Heiz- und Raumlufttechnik an der Universität Stuttgart bis zum Jahre 2000.