

BELÜFTUNG VON WOHNGEBÄUDEN

Einfluß verschiedener Lüftungsstrategien auf den Energieverbrauch und die Raumluftqualität von Einfamilienhäusern*

Maschinelle Lüftungsanlagen in Wohngebäuden sind, sieht man einmal von Entlüftungsanlagen innenliegender Sanitärräume und Dunstabzugshauben in Küchen ab, in Deutschland noch immer die Ausnahme. Mit zunehmend geforderter Verringerung der Luftdurchlässigkeit der Außenbauteile treten jedoch bei Gebäuden ohne maschinelle Lüftung immer öfter Bauschäden infolge unzureichender Feuchtigkeitsabfuhr auf. Eine weitere Folge der unkontrollierten Lüftung ist das vermehrte Überschreiten von zulässigen Schadstoffkonzentrationen, auch wenn der Außenluftwechsel im Jahresmittel den geforderten Werten entspricht.

Die Verfasser vergleichen in folgendem Beitrag die Auswirkungen von fünf verschiedenen Lüftungsstrategien auf den Jahresenergieverbrauch für Heizung und Brauchwasser von Einfamilienhäusern anhand von Simulationsrechnungen. Randbedingungen sind die Wetterdaten zweier Ortschaften in den USA. Als Lüftungsstrategien wurden die freie Lüftung, die maschinelle Be- und Entlüftung und drei Varianten von Abluftanlagen untersucht. Die Simulationsrechnungen zeigen, daß die zusätzliche Energieeinsparung durch Abdichten der Gebäudehülle und den Einbau von maschinellen Lüftungsanlagen mit Wärmerückgewinnungseinrichtungen etwa in der gleichen Größenordnung liegt, wie die, die durch Verbesserung der Wärmedämmung der Außenwände erzielt werden kann.

Dariusch Hekmat, Lehrstuhl B für Thermodynamik der Technischen Universität München, Dr. Helmut E. Feustel und Mark P. Modera, Energy Performance of Buildings Group, Lawrence Berkeley Laboratory, University of California

Einführung

In den vergangenen Jahren wurden bemerkenswerte Anstrengungen zur Verbesserung der Wärmedämmung von Einfamilienhäusern unternommen. Während herkömmliche Einfamilienhäuser in den USA (Holzrahmenkonstruktionen) in der Regel noch immer eine undichte Gebäudehülle aufweisen, die eine ausreichende natürliche Lüftung infolge von Wind- und Auftriebskräften gewährleistet, werden moderne „Energiesparhäuser“ auch erheblich luftdichter ausgeführt. Durch den Einbau von Wasserdampfsperren und dichtere Bauteilfugen reduziert sich die mittlere Außenluftfrate erheblich, was bei gleichzeitig vermehrter Anwendung von formaldehydhaltigen Baumaterialien und Inneneinrichtungsgegenständen zu verminderter Raumluftqualität führen kann [1].

Um die aus bauphysikalischer und hygienischer Sicht erforderliche Außenluftfrate zu erzielen, können verschiedene Wege eingeschlagen werden. Die augenscheinlich einfachste Methode scheint dadurch gegeben zu sein, die Gebäudehülle gerade nur soweit abzudichten, daß eine vorgegebene Außenluftfrate im Jahresmittel eingehalten wird. Über die Schwierigkeiten, die dem gegenüberstehen, soll später berichtet werden. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Gebäudehülle möglichst luftdicht zu gestalten und den Luftaustausch mittels maschineller Lüftungsanlagen aufzubringen. Ein Vorteil dieser Lüftungsstrategie liegt in der kontrollierten Verteilungsmöglichkeit der Außenluftzufuhr durch die maschinellen Lüftungsanlagen. Von der Industrie werden verschiedene Systeme angeboten, die im folgenden näher untersucht werden sollen. Dabei wurde auch ein System [2] simuliert, das in Deutschland nur wenig verbreitet ist, sich aber in Schweden und Dänemark zunehmender Beliebtheit erfreut.

Die optimale Lüftungsstrategie hängt weitestgehend vom Gebäudetyp, den Witterungsbedingungen und dem Benützer einfluß ab. In dieser Studie sollen die Abhängigkeiten der im folgenden aufgeführten Lüftungsstrategien von den beiden letztgenannten Parametern aufgezeigt werden.

Lüftungsstrategien

Allgemeines

Die Lüftung von Gebäuden erfolgt aus hygienischen und bauphysikalischen Gründen. Neben den äußeren Raumlasten, deren Konzentration im Raum sich mit zunehmender Lüftung erhöht, sind auch innere Raumlasten vorhanden, deren Konzentration im Raum durch Lüftung vermindert werden. Typische innere Raumlasten sind Luftfeuchtigkeit, Verbrennungsgase, Körperausdünstungen, Rauch sowie vom Inventar und dem Gebäude freigegebene Verunreinigungen. Durch Verdünnung der Schadstoffe der inneren Raumlasten infolge des Lüftens wird ein Überschreiten von vorgegebenen Grenzkonzentrationen verhindert. Aus der Kontinuitätsgleichung der Infiltration für einen einzelnen Raum

$$V \dot{c} + \dot{V} c = F \quad (1)$$

mit

\dot{c} Konzentrationsänderung per Zeiteinheit in s^{-1}

c Konzentration

V effektives Rauminvolumen in m^3

* Die Forschungsarbeiten wurden am Lawrence Berkeley Laboratory der University of California durchgeführt.

\dot{V} Infiltration (Außenlufttrate) in $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
 F Quellstärke in $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$

ergibt sich, daß bei konstanter Quellstärke einer inneren Schadstoffquelle die sich einstellende Konzentration im Raum umgekehrt proportional zur Außenlufttrate ist. Dadurch ergeben sich im Bereich geringer Außenluftwechsel schon bei geringen Abweichungen vom Sollwert große Unterschiede in der Schadstoffkonzentration. Deshalb erscheint es sinnvoll, anstatt des mittleren Außenluftwechsels die Inverse des arithmetischen Mittels der stündlichen Kehrwerte der Außenluftwechsel anzugeben. Dieser Kennwert wird als „effektiver Außenluftwechsel“ [Effective Ventilation Rate (EVR)] bezeichnet.

$$\text{EVR} = \frac{1}{V n \sum_{i=1}^k \frac{1}{\dot{V}_i}} \quad (2)$$

Neben diesem Kennwert ist auch die Schwankungsbreite der EVR für die Beschreibung der Raumluftqualität von großer Bedeutung. Setzt man einmal eine Gaußsche Verteilung der Außenluftwechsel für ein Zeitintervall voraus, so ergibt sich die Schwankungsbreite zu:

$$S = e \sqrt{\frac{\left(\sum \ln \frac{1}{\dot{V}}\right)^2 - \frac{\left(\sum \ln \frac{1}{\dot{V}}\right)^2}{n}}{n+1}} \quad (3)$$

mit

S Schwankungsbreite
 \dot{V} Außenluftwechsel
 n Anzahl der Simulationswerte.

Für eine gegebene EVR nimmt die Häufigkeit niedriger Außenluftwechsel mit der Größe der Schwankungsbreite zu.

Freie Lüftung

Freie Lüftung wird durch Wind- und Auftriebskräfte hervorgerufen. Da weder die Windkräfte noch die durch Temperaturunterschiede zwischen der Außen- und der Innenluftsäule hervorgerufenen thermischen Auftriebskräfte konstant sind, ist ein ständiger Wechsel der Luftströme in Größe und Richtung innerhalb eines Gebäudes zu beobachten. Demzufolge ist auch die Außenlufttrate, und damit die Raumluftqualität, großen Schwankungen unterworfen. Um einen vorgegebenen Außenluftwechsel im Mittel aufrecht erhalten zu können, nimmt man in Kauf, daß, je nach Witterungsbedingungen, entweder eine viel zu große Außenlufttrate vorhanden ist, oder aber nahezu kein Luftaustausch stattfindet. Eine zu hohe Außenlufttrate hat keine nennenswerte Verbesserung der Raumluftqualität zur Folge (s. Gl. (1)). Der damit verbundene erhöhte Energieverbrauch zur Raumkonditionierung in der Heiz- bzw. Kühlperiode ist jedoch linear von der über dem vorgegebenen Richtwert liegenden Außenlufttrate abhängig. Eine zu geringe Außenlufttrate dagegen kann zu gesundheitsschädigenden Schadstoffkonzentrationen in der Raumluft führen. Aus diesem Grunde ist es nicht sinnvoll, die Gebäudedichtigkeit für einen zu erwartenden mittleren Außenluftwechsel festzulegen.

Zur Bestimmung der durch Witterungseinflüsse hervorgerufenen, in das Gebäude eindringenden Luftvolumenströme, können die beiden Einzeleffekte (Wind- und Temperatureinfluß) mit genügender Genauigkeit mittels einer quadratischen Superposition zusammengefaßt werden [3].

$$\dot{V} = (\dot{V}_{\text{wind}}^2 + \dot{V}_{\text{therm}}^2)^{0.5} \quad (4)$$

mit

\dot{V} Außenluftstrom in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
 \dot{V}_{wind} Außenluftstrom, infolge von Windkräften in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
 \dot{V}_{therm} Außenluftstrom, infolge thermischer Kräfte in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$.

Be- und Entlüftungssysteme

Der Vorteil dieses Anlagentyps liegt bekanntlich in der Möglichkeit, mit Hilfe von Wärmeaustauschern oder Wärmepumpen einen Teil der Energie aus der Abluft zurückzugewinnen und der zentral angesaugten Außenluft zuzuführen. Dabei sollte ein Stoffaustausch der Wärmeträger selbst nicht erfolgen. Mit diesem Verfahren läßt sich der Lüftungswärmeverlust bei gesichertem Außenluftniveau erheblich gegenüber der Fugenlüftung verringern. Allerdings wird eine Verringerung der Fugenlüftung selbst nicht erzielt, da die abgeglichenen Luftströme keine Druckänderung im Gebäude hervorrufen. Mathematisch läßt sich die Superposition wie folgt ausdrücken:

$$\dot{V} = (\dot{V}_{\text{wind}}^2 + \dot{V}_{\text{therm}}^2)^{0.5} + \dot{V}_{\text{masch}} \quad (5)$$

mit

\dot{V} Außenluftstrom in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
 \dot{V}_{wind} Außenluftstrom, infolge von Windkräften in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
 \dot{V}_{therm} Außenluftstrom, infolge thermischer Kräfte in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
 \dot{V}_{masch} Außenluftstrom, infolge maschineller Lüftung in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$.

Luftvolumenströme aus maschinellen Be- und Entlüftungsanlagen lassen sich also direkt zu dem Luftstrom der freien Lüftung addieren, solange es sich um eine Anlage handelt, bei der gleichgroße Zu- und Abluftströme vorhanden sind (abgegliche Anlage) [4].

Abluftsysteme

Eine Verringerung der Fugenlüftung wird durch Abluftsysteme erzielt. Durch die Absenkung des Druckniveaus im Gebäude wird eine Luftausströmung über die Gebäudehülle weitestgehend verhindert. Die wirksamen Druckdifferenzen infolge von Wind- und Auftriebseinflüssen werden überdies, jedenfalls bei Einfamilienhäusern, von denen des Abluftventilators überlagert. Wegen der nichtlinearen Beziehung zwischen dem in das Gebäude eindringenden Luftvolumenstrom und der treibenden Druckdifferenz, haben die zusätzlichen Drücke der Wind- und Auftriebskräfte nur einen geringen Einfluß auf die Infiltration. Demzufolge ist die Außenlufttrate weitestgehend witterungsunabhängig geworden.

Unter der Voraussetzung einer quadratischen Superposition der Luftvolumenströme ergibt sich der gesamt einströmende Luftvolumenstrom zu:

$$\dot{V} = (\dot{V}_{\text{wind}}^2 + \dot{V}_{\text{therm}}^2 + \dot{V}_{\text{masch}}^2)^{0.5} \quad (6)$$



Blld 1: Standorte für die simulierten Häuser

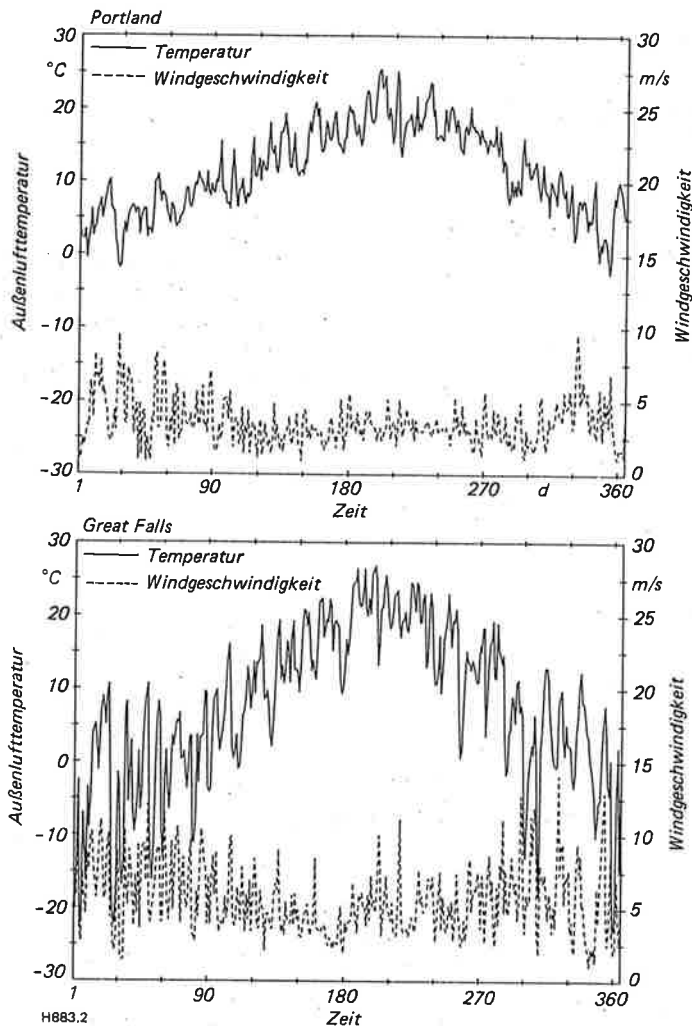


Bild 2: Tagesmittelwerte für die Windgeschwindigkeit und die Außenlufttemperatur für die beiden simulierten Standorte

mit

- \dot{V} Außenluftstrom in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
- \dot{V}_{wind} Außenluftstrom, infolge von Windkräften in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
- \dot{V}_{therm} Außenluftstrom, infolge thermischer Kräfte in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
- \dot{V}_{masch} Außenluftstrom, infolge maschineller Lüftung in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$.

Der Einbau einer solchen Anlage erlaubt keine direkte Wärmerückgewinnung zur Zuluft hin, da diese dezentral über die Fugen oder besondere Nachströmvorrichtungen ins Gebäude eindringt. Dafür bieten sich hier Wärmerückgewinnungssysteme an, die eine Kopplung der Abluft mit dem Heizsystem oder der Brauchwasseraufbereitung vorsehen. Als Wärmerückgewinnungsaggregate lassen sich z.B. Wärmepumpen einsetzen, die auch eine Abkühlung der Abluft unter die Außenlufttemperatur ermöglichen.

Berechnungsgrundlagen

Für den Vergleich der verschiedenen Lüftungsstrategien wurde ein Gebäude mit unterschiedlichen Wärmedämmungen und Durchlässigkeiten der Gebäudehülle für zwei Orte in den USA simuliert. Als Standorte wurden Portland/Oregon und Great Falls/Montana gewählt (Bild 1). Portland, an der Westküste der USA gelegen, besitzt eine Heizgradtagszahl von 2840 Kd (Definition nach VDI 2067) [5], Great Falls, das auf der Ostseite der Rocky Mountains liegt, hat mit einer Heizgradtagszahl von 4497 Kd ein deutlich kälteres Klima. (Zum Vergleich; München hat eine Heizgradtagszahl von etwa 4400 Kd [6]). Die Wetterdaten für die Simulationsrechnungen wurden jeweils einem „Typical Meteorological Year“ (TMY) für die bei-

den Ortschaften entnommen. Dabei wurden die folgenden Parameter für die Simulationsrechnungen verwendet: Direkte Sonneneinstrahlung, Gesamteinstrahlung auf die Horizontale, Außenlufttemperatur, Taupunkttemperatur und Windgeschwindigkeit. Bild 2 zeigt die Tagesmittelwerte der Windgeschwindigkeit und der Außenlufttemperatur für beide Ortschaften.

Als Gebäudegrundriß wurde ein Ranch-Style-Haus (Bild 3) mit einer Grundfläche von 125 m² gewählt, das keinen Keller besitzt. Statt dessen ist das Haus aufgeständert und erhält somit einen nicht-wärmegeprägten Kriechkeller (Crawl Space), in dem alle Ver- und Entsorgungsleitungen untergebracht sind. Diese Bauart ist typisch für Häuser der Westküstenstaaten. Das Haus wurde in jeweils zwei unterschiedlichen Wärmedämm- und Luftdichtigkeitsversionen simuliert. Die ausführliche Beschreibung des untersuchten Gebäudes ist in Tabelle 1 wiedergegeben.

Insgesamt wurden je Standort sechs unterschiedliche Fälle berechnet:

1. Gebäude herkömmlicher Bauart, ohne maschinelle Lüftung.
2. Gebäude mit verbesserter Wärmedämmung, ohne maschinelle Lüftung.
3. Energiesparhaus (Wärmedämmung wie 2), aber dichtere Gebäudehülle mit zentraler Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung.
4. Energiesparhaus mit maschineller Be- und Entlüftungsanlage und Wärmerückgewinnung mittels Luft/Luft-Wärmeaustauscher.
5. Energiesparhaus mit zentraler Abluftanlage und Wärmerückgewinnung mittels Luft/Luft-Wärmepumpe; die Kondensatorwärme wird der Luftheizung zugeführt.

Tabelle 1: Gebäudespezifikationen

Gebäudetyp: Ranch-Style, Holzrahmenkonstruktion, Kriechkeller
 Lage: 1. Portland/Or., Breitengrad = 45,6°, Gt = 2840 Kd
 2. Great Falls/Mt., Breitengrad = 47,5°, Gt = 4497 Kd

Grundfläche	[m ²]	125	
Gebäudevolumen	[m ³]	306	
Fensterfläche	[m ²]	13,6	
Dachschräge	[°]	14	
Wärmekapazität	[kJ/K]	7600	
Haustyp		herkömmliche Konstruktion	superwärmege-dämmte Konstruktion
Wärmedämmung der Decken	[W/m ² K]	0,19	0,16
Wärmedämmung der Wände	[W/m ² K]	0,46	0,24
Wärmedämmung des Fußbodens	[W/m ² K]	0,30	0,30
Wärmedämmung der Fenster	[W/m ² K]	doppelverglast 3,00	dreifachverglast 2,00
Wärmedämmung der Türen	[W/m ² K]	2,2	0,97
		herkömmliche Ausführung	herkömml. dichte Ausführung
Effektive Leakage Area	[cm ²]	500; 700	500; 700 150

Great Falls: ELA = 500; Portland: ELA = 700

6. Energiesparhaus mit zentraler Abluftanlage und Wärmehückgewinnung mittels Luft/Wasser-Wärmepumpe; die Kondensatorwärme wird der Brauchwasseraufbereitung zugeführt.

Als Mindestluftaustausch wurde für alle Lüftungsstrategien ein 0,5facher effektiver Außenluftwechsel angenommen. Für die Vergleichbarkeit der Lüftungsstrategien ist es wichtig, daß alle Gebäudesimulationen mit dem gleichen effektiven Außenluftwechsel durchgeführt werden. Mit Hilfe von Iterationsrechnungen wurde die Luftdurchlässigkeit der Gebäudehülle für die freie Lüftung bestimmt. Bei der maschinellen Lüftung wurde eine dichte Gebäudehülle angenommen und der maschinell zu fördernde Luftstrom iterativ ermittelt.

Die Luftdurchlässigkeit der Gebäudehülle wird durch die effektive Durchlässigkeit „Effective Leakage Area“ (ELA) [7] ausgedrückt. Darunter versteht man die Fläche, durch die bei einer vorgegebenen Druckdifferenz (Referenzdruckdifferenz für die USA sind 4 Pa) die gleiche Luftmenge strömt, wie durch die Summe aller Einzeldurchlässigkeiten des Gebäudes. Im Falle der freien Lüftung (Fälle 1 und 2) ergibt sich eine Luftdurchlässigkeit der Gebäudehülle von 700 cm² für Portland und 500 cm² für Great Falls. Die Energiesparhäuser werden einheitlich mit ELA = 150 cm² angesetzt.

Die Simulationsrechnungen wurden mittels eines Computerprogramms, das an der University of Wisconsin (TRNSYS = Transient System Simulation) [8] entwickelt wurde, durchgeführt. Es handelt sich hierbei um ein modular gestaltetes Programmpaket. Von besonderem Interesse für die hier vorliegende Studie waren die Module des Gebäudelastmodells und der Brauchwasseraufbereitung sowie der Algorithmus zur Lösung von Differentialgleichungen. Einige der Komponenten mußten den spezifischen Gegebenheiten dieser Studie angepaßt werden.

Gebäudelastmodell

Das Gebäudelastmodell ist detailliert im TRNSYS-Handbuch beschrieben [8]. Für die Wärmeübertragung durch die Wände wurde die Methode nach ASHRAE [9] gewählt. Das lineare Regressionsmodell zur Bestimmung der Fugenlüftung wurde durch das LBL-Infiltrationsmodell [7] ersetzt.

Folgende Annahmen liegen den Simulationsrechnungen zugrunde:

1. Das Haus wird als eine Zelle, das heißt ohne innere Strömungswiderstände, berechnet.
2. Der Kriechkeller hat Außenlufttemperatur.
3. Die Holzrahmenkonstruktion wurde für die Berechnung der Wärmedurchgangswiderstände als homogen angenommen.
4. Überhänge (z.B. des Daches oder der Fenster) wurden nicht simuliert.
5. Es wird keine Inneneinrichtung berücksichtigt.
6. Sonneneinstrahlung durch die Fenster trifft nur auf den Fußboden.
7. Grenztemperatur für Heizen ist $t_g = 20$ °C.
8. Es liegt ein Warmwasserverbrauch von 232 kg/d bei einer Speicherkapazität von 265 l vor.
9. Das Lastprofil (hier NSDN [11]) ist über das Jahr konstant.

Innere Wärmequellen wurden für Bewohner und Hausgeräte getrennt angesetzt. Es wird angenommen, daß die Häuser jeweils von vier Personen bewohnt sind, die je 65 W sensible Wärme und 55 W latente Wärme abgeben [9]. Von der sensiblen Wärme werden 70% als Strahlungswärme abgegeben. Für Haushaltsgeräte und Beleuchtung wurden weitere 4000 kWh/a, die gleichmäßig über das Jahr verteilt sind, angenommen, wobei 25% als Strahlungswärme und 75% konvektiv

Tabelle 2: Spezifikationen für die Brauchwasseraufbereitungsanlage

Brauchwasserspeichereinhalt	[l]	114; 265
Wärmedurchgangskoeffizient des Speichers einschl. Wärmedämmung	[W/m ² K]	1,0
Wärmepumpenleistung (inklusive Ventilatorwärme)	[W]	920
Massenstrom f. Zirkulationsleitung zwischen Wärmepumpe und Speicher	[kg/h]	400
Täglicher Warmwasserverbrauch	[kg/d]	232 bis 296
Speisewassertemperatur	[°C]	12,8
Maximale Speichertemperatur	[°C]	55
Zapftemperatur des Warmwassers	[°C]	60
Schaltendifferenz des Temperaturreglers im Warmwasserspeicher	[K]	4

abgegeben werden. Die Stillstandsverluste des Warmwasserspeichers wurden bei der Berechnung der inneren Wärmequellen berücksichtigt.

Die Wärmeabgabe der Wärmepumpen, die für die Abluftanlagen eingesetzt wurden, beträgt einschließlich der Ventilatorwärme im Auslegungszustand je 920 W.

Wegen der geringen Temperaturdifferenz zwischen der Abluft und der Umluft der Luftheizung wurde für die Luft/Luft-Wärmepumpe eine Leistungsziffer [Coefficient of Performance (COP)] von 3,0 angenommen. Infolge der höheren Temperaturspannung verringert sich die Leistungsziffer bei der Luft/Wasser-Wärmepumpe auf 2,5 [10].

Zur Nutzung der Ventilatorwärme wurden folgende Annahmen getroffen:

1. Der Zuluftventilator ist hinter dem Wärmeaustauscher, der Abluftventilator vor dem Wärmeaustauscher angeordnet; beide haben eine Leistungsaufnahme von je 50 W.
2. Die Abluftsysteme besitzen einen 100-W-Ventilator, der sich vor dem Verdampfer der Wärmepumpe befindet.

Der Luft/Luft-Wärmeaustauscher (Fall 4) wird mit einer mittleren Rückwärmzahl von 0,65 angenommen; hier sind bereits die Enteisungsperioden berücksichtigt.

Brauchwasseraufbereitung

Eines der Ziele dieser Studie ist die Simulation des Verhaltens eines Brauchwasseraufbereitungssystems, das mittels einer Wärmepumpe von der Abwärme der zentralen Abluftanlage gespeist wird. Die wichtigsten Parameter dieser Studie sind:

1. der Tagesgang des Brauchwasserverbrauchs
2. der tägliche Brauchwasserverbrauch
3. die Brauchwasserspeichergroße.

Die Wärmepumpe ist mittels einer Zirkulationsleitung parallel zum Speichertank geschaltet. Das Wasser im Zirkulationskreislauf wird von der Wärmepumpe auf max. 55 °C erwärmt, wobei die Wärmeabgabe der Wärmepumpe konstant auf 920 W gehalten wird. Die minimale Temperaturdifferenz für die Kondensatorseite wurde anhand von Auslegungsdaten verschiedener Wärmeaustauscher auf 2 K festgelegt. Die der Berechnung zugrundeliegenden Daten sind in *Tabelle 2* zusammengefaßt.

Für die Simulationsrechnungen wurden folgende, vereinfachende Annahmen getroffen:

1. Das Wasser im Brauchwassertank besitzt infolge perfekter Durchmischung eine homogene Temperaturverteilung.
2. Der Tank ist im beheizten Bereich des Hauses untergebracht.
3. Die Speisewassertemperatur ist über das Jahr als konstant angenommen.
4. Der tägliche Brauchwasserverbrauch sowie das Verbrauchsprofil sind konstant über den Simulationszeitraum.
5. Die Wärmezufuhr durch die Wärmepumpe ist jeweils entweder 0% oder 100%.
6. Die Abluftanlage wird ganzjährig betrieben.

Es wurden drei unterschiedliche Tagesgänge des Brauchwasserverbrauchs für die Simulationsrechnungen verwendet; das Rand Co. (RAND)-Profil [11], das National Solar Data Network (NSDN)-Profil [11] und ein selbstentwickelter Tagesgang, bei dem 80% des Tagesverbrauchs während der Morgenstunden anfallen. Die drei Lastprofile sind in *Bild 4* wiedergegeben. (Man beachte die unterschiedliche Teilung der Ordinaten.) Weiterhin wurden zwei unterschiedliche Brauchwasserspeicher ausgewählt, die einem Verbrauch von 58 bzw. 74 l pro Person und Tag angepaßt sind.

Durch seine ausgeglichene Verbrauchscharakteristik ist das RAND-Profil geradezu ideal für den Einsatz von Abluftanlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen. Leider ist das Lastprofil mit einer Spitzenlast von nur 11,6% nicht sehr realistisch und ergibt somit geschönte Resultate. Das NSDN-Profil wird als das repräsentativste Profil für Simulationsrechnungen angesehen [11]. Der maximale Verbrauch beträgt hierbei 39,2% des Tagesverbrauchs. Diese Spitzenlast wird zwischen 8 und 9 Uhr morgens erzielt. Der dritte Tagesgang soll die dynamischen

Vorgänge des Brauchwassersystems für den Extremfall deutlich machen, denn die Wärmepumpe hat eine wesentlich geringere Wärmeabgabe als herkömmliche Warmwassererhitzer. Die Spitzenlast dieses Profils beträgt hier 80% des Tagesverbrauches.

Die Annahme, daß die von der Wärmepumpe zur Verfügung gestellte Leistung konstant ist, gilt für den Fall von unerheblichen Raumlufthtemperaturschwankungen und der Verhinderung von Eisbildung auf der Verdampferseite sowie einer nur geringfügig schwankenden Temperatur des zirkulierenden Wassers auf der Kondensatorseite. Letztere Bedingung kann bei genügend großen Speichertanks in erster Näherung als gegeben angesehen werden. Den Herstellerunterlagen [10] wurde eine maximale Variation des Leistungsangebotes am Kondensator von 17% für eine Wärmepumpe mit Kolbenkompressor (Frigen 12) und 450 W nominaler elektrischer Leistungsaufnahme entnommen. Wenn eine Reduzierung der Kondensatortemperatur von 60 auf 32,2 °C und eine konstante Verdampferemperatur von 4,4 °C vorliegt, steigt die Leistungszahl von 2,7 auf 3,7 an. Die Leistungsaufnahme sinkt dabei um 17%. Aufgrund dieser Angaben wurde für die folgenden Simulationen ein konstantes Leistungsangebot der Wärmepumpe angenommen.

Die Wärmepumpe wurde so ausgelegt, daß sowohl eine Brauchwassertemperatur von 55 °C erzielt wird, als auch ein Ausfrieren der Luftfeuchtigkeit im Abluftstrom nicht erfolgt. Die Temperaturdifferenz infolge Abkühlung wurde auf 11 K festgesetzt. Bei einem Abluftvolumenstrom von 150 m³/h werden 550 W auf der Verdampferseite gewonnen, die bei einer Leistungsziffer von 2,5 eine Leistung von 920 W am Kondensator bedeuten. Es wird ferner angenommen, daß die Abluftanlage ganzjährig betrieben wird. In Abhängigkeit von der Speichertemperatur taktet die Wärmepumpe und liefert entweder

Tabelle 3: Ergebnisse der Gebäudelastsimulationen

Standort	Portland, Oregon					
	1	2	3	4	5	6
Fall #	1	2	3	4	5	6
effektiver Außenluftwechsel (EVR) [ach]	0,49	0,49	0,50	0,50	0,50	0,50
Schwankungsbreite [%]	38	38	3	8	3	3
Energieverbrauch f. Heizung [kWh/a]	6 790	4 960	4 450	3 250	2 230	4 450
Energieverbrauch f. Warmwasser [kWh/a]	5 330	5 330	5 330	5 330	5 330	2 830
Gesamtenergieverbrauch einschl. Vent. [kWh/a]	12 110	10 290	10 650	9 070	8 430	8 160
Relativer Verbrauch (Bezugsgröße Fall 2) [%]	118	100	104	88	82	79

1. Gebäude herkömmlicher Bauart, ohne maschinelle Lüftung.
2. Gebäude mit verbesserter Wärmedämmung, ohne maschinelle Lüftung.
3. Energiesparhaus [Wärmedämmung wie 2., aber dichtere Gebäudehülle] mit zentraler Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung.
4. Energiesparhaus mit maschineller Be- und Entlüftungsanlage und Wärmerückgewinnung mittels Luft/Luft-Wärmeaustauscher.
5. Energiesparhaus mit zentraler Abluftanlage und Wärmerückgewinnung mittels Luft/Luft-Wärmepumpe; die Kondensatorwärme wird der Luftheizung zugeführt.
6. Energiesparhaus mit zentraler Abluftanlage und Wärmerückgewinnung mittels Luft/Wasser-Wärmepumpe; die Kondensatorwärme wird der Brauchwasseraufbereitung zugeführt.

Tabelle 4: Ergebnisse der Gebäudelastsimulationen

Standort	Great Falls, Montana					
	1	2	3	4	5	6
Fall #	1	2	3	4	5	6
effektiver Außenluftwechsel (EVR) [ach]	0,49	0,49	0,49	0,48	0,49	0,49
Schwankungsbreite [%]	47	47	5	13	5	5
Energieverbrauch f. Heizung [kWh/a]	12 680	9 620	8 800	7 010	6 210	8 800
Energieverbrauch f. Warmwasser [kWh/a]	5 330	5 330	5 330	5 330	5 330	2 830
Gesamtenergieverbrauch einschl. Vent. [kWh/a]	18 010	14 940	15 010	12 790	12 410	12 510
Relativer Verbrauch (Bezugsgröße Fall 2) [%]	121	100	100	86	83	84

1. Gebäude herkömmlicher Bauart, ohne maschinelle Lüftung.
2. Gebäude mit verbesserter Wärmedämmung, ohne maschinelle Lüftung.
3. Energiesparhaus [Wärmedämmung wie 2., aber dichtere Gebäudehülle] mit zentraler Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung.
4. Energiesparhaus mit maschineller Be- und Entlüftungsanlage und Wärmerückgewinnung mittels Luft/Luft-Wärmeaustauscher.
5. Energiesparhaus mit zentraler Abluftanlage und Wärmerückgewinnung mittels Luft/Luft-Wärmepumpe; die Kondensatorwärme wird der Luftheizung zugeführt.
6. Energiesparhaus mit zentraler Abluftanlage und Wärmerückgewinnung mittels Luft/Wasser-Wärmepumpe; die Kondensatorwärme wird der Brauchwasseraufbereitung zugeführt.

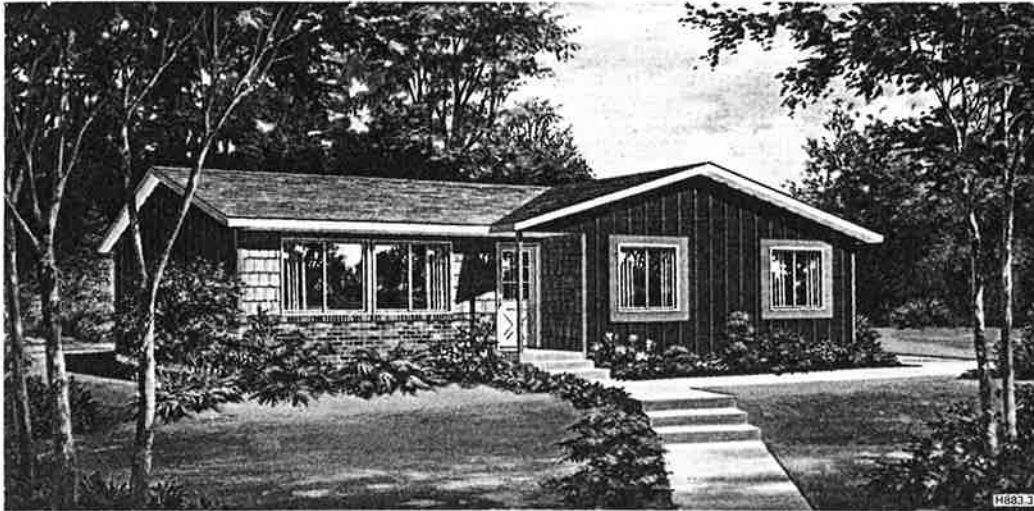


Bild 3: Beispiel eines Ranch-Style-Hauses, entnommen [12]

920 W in den Brauchwasserspeicher oder steht still. Ein dem Speicher nachgeschalteter Durchlauferhitzer (Booster) erhöht die Wassertemperatur zum Zeitpunkt des Wasserzapfens auf 60 °C.

Ergebnisse

Die Ergebnisse der einzelnen Simulationsläufe werden in den Tabellen 3 und 4 wiedergegeben. Die Ergebnisse dieser Tabellen beruhen auf der Annahme, daß ein Warmwasserverbrauch von 232 kg/d bei einem Speicher mit 265 l Fassungsvermögen und dem NSDN-Profil vorliegen.

Die größten Unterschiede zwischen den einzelnen Lüftungsstrategien treten bei der Schwankungsbreite der Außenluftwechsel auf. Das Haus in Portland verfügt bei freier Lüftung über eine Schwankungsbreite von 38%. Durch den Einsatz von maschinellen Be- und Entlüftungsanlagen mit abgeglichenen Luftströmen und dichter Außenwandkonstruktion verringert sich die Schwankungsbreite der Außenluft auf 8%. Eine weitere Verringerung kann durch den Einsatz von Abluftanlagen erzielt werden. Die Schwankungsbreite bei diesem

Anlagentyp beträgt nur noch 3%. Für Great Falls liegen die Ergebnisse der einzelnen Simulationsrechnungen infolge der höheren Windgeschwindigkeiten und größeren Außentemperaturschwankungen geringfügig höher. Mit 47% erreicht die Schwankungsbreite der Außenluftwechsel für freie Lüftung ihr Maximum. Selbst der Einsatz von abgeglichenen Be- und Entlüftungsanlagen bei gleichzeitig dichter Außenwandkonstruktion kann die Schwankungsbreite nicht unter 10% drücken und selbst bei Einsatz maschineller Abluftanlagen werden noch immer 5% erreicht.

Dies zeigt, daß, unabhängig von den noch zu betrachtenden energetischen Gesichtspunkten, der große Vorteil der maschinellen Lüftung in der Zufuhr gerade der vorgegebenen Außenluftmenge besteht. Demzufolge ist das Abdichten der Gebäudehülle auf einen Zustand, der mittels freier Lüftung einen mittleren vorgegebenen Außenluftwechsel verspricht, aus hygienischen und energetischen Gründen abzulehnen.

Der Vergleich der beiden maschinellen Lüftungsanlagentypen zeigt, daß die Außenluftstraten der Häuser mit Abluftanlagen den geringsten Schwankungsbreiten unterworfen sind. Dies ist auf die eingangs erwähnten veränderten Druckverhältnisse zurückzuführen.

Vergleicht man den Wärmeverbrauch der einzelnen Häuser, so fällt auf, daß sich durch Anhebung der Wärmedämmung etwa 16% (Fälle 1 und 2) Energieeinsparung ergeben. Der Einbau einer maschinellen Be- und Entlüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung senkt den Energieverbrauch nochmals um 12 bis 14% (Fälle 2 und 4). Demgegenüber erhöht sich der Energieverbrauch bei Einsatz einer Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnungsaggregat für Portland um ca. 4% (Fälle 2 u. 3). Abluftanlagen, die mit Wärmepumpen zur Wärmerückgewinnung ausgestattet sind, haben, unabhängig vom Nutzmedium, vergleichbare Energieeinsparungspotentiale.

Wegen der ausgeglichenen Verbrauchsscharakteristik ist für das Rand Co.-Profil (Tabelle 5) bereits ein kleiner Tank ausreichend, um gute Ergebnisse für die beiden Warmwasserverbrauchswerte zu zeigen. Die Wärmepumpe arbeitet 14 bis 15 h täglich und liefert dabei bis zu 85% der notwendigen Heizenergie. Die niedrigste Wassertemperatur im Speicher beträgt 46 °C. Der Tagesgang der Wassertemperatur ist in Bild 5a wiedergegeben. Beim NSDN-Profil beträgt der maximale Verbrauch 39,2% des Tagesverbrauches. Diese Spitzenlast wird zwischen 8 und 9 Uhr morgens erzielt. Die Wärmepumpe hat gegenüber dem Rand Co.-Profil nur noch eine Betriebszeit von etwa 12 h/d und liefert, je nach Tankgröße, zwischen 64 und 77% der Heizenergie. Die Wassertemperatur fällt zur Zeit der Spitzenlast auf minimal 29 °C. Die Spitzenlast des dritten Tagesganges beträgt 80% des Tagesverbrauches. Demzu-

Tabelle 5: Ergebnisse der Brauchwassersimulationen

Lastprofil	RAND		NSDN		Extrem	
	[kg/d]	[l]	[kWh/d]	[h/d]	[°C]	[%]
Zapfmenge	232	296	232*	296	232	296
Speichervolumen	265	114	265	114	265	114
Wärmepumpenleistung	12,5	14,1	11,4	11,1	10,3	8,5
Transmissionsverluste des Speichers	2,0	1,1	1,9	1,0	1,8	1,0
Laufzeit der Wärmepumpe	13,6	15,3	12,4	12,1	11,2	9,2
Min. Tanktemperatur	50	46	41	29	35	21
Deckung der Wärmeleistung durch die Wärmepumpe	85	81	78	64	71	49

mit:
RAND — Rand Corp., relativ flaches Profil

NSDN — National Solar Data Network, 40% der Spitzenlast zwischen 8 und 9 Uhr

* den Tabellen 3 und 4 zugrundeliegender Fall

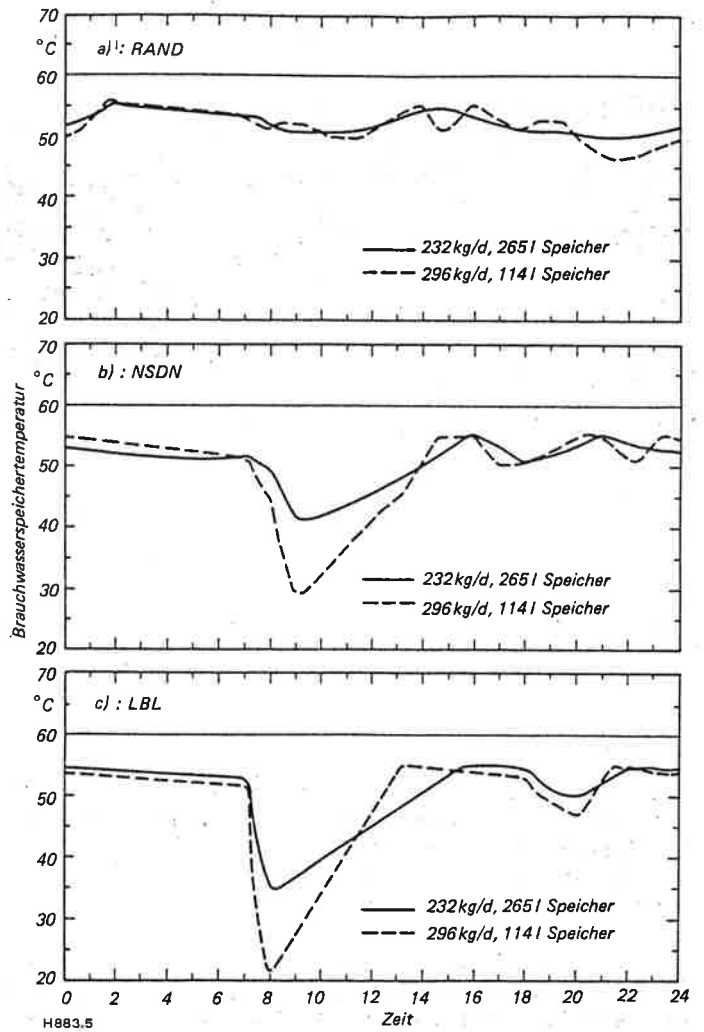
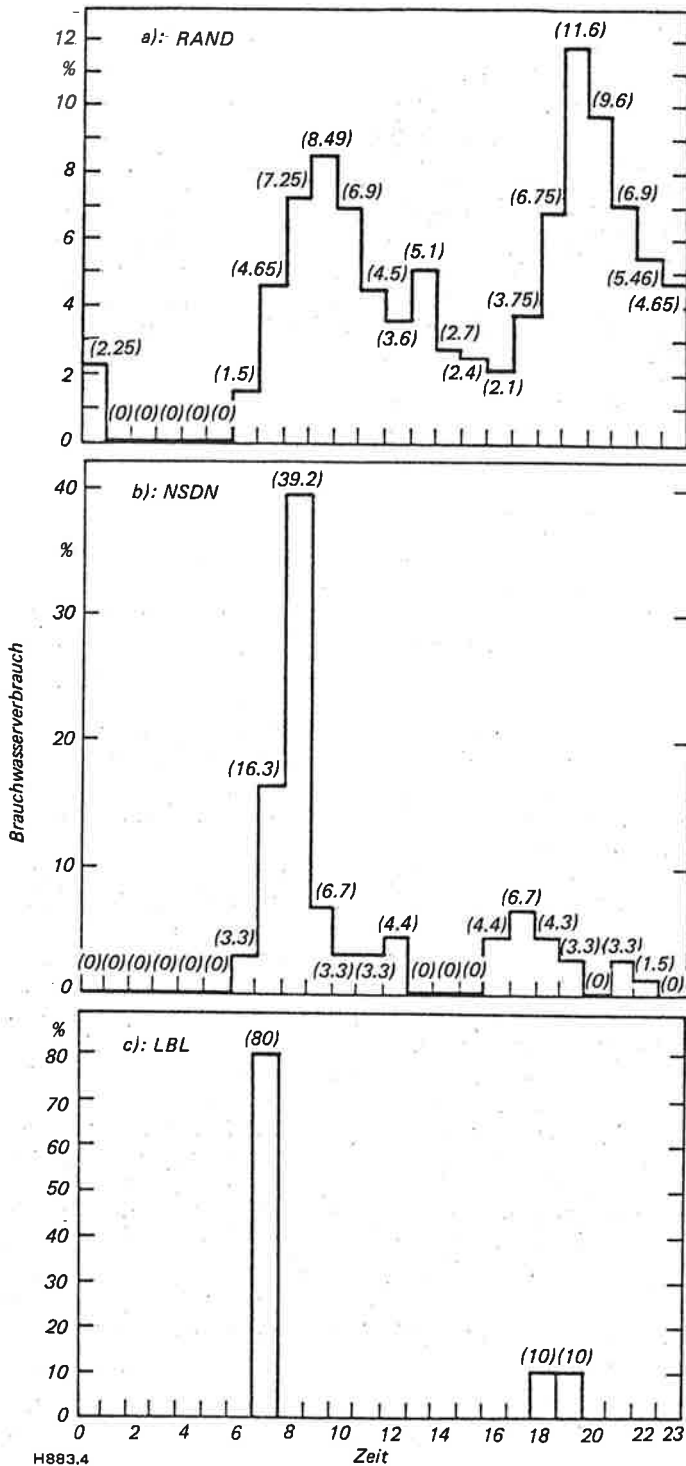


Bild 5: Tagesgang der Warmwassertemperatur

Bild 4: Lastprofile für den Warmwasserverbrauch

folge kommt es bei dem hier vorliegenden Lastprofil zu einer raschen Abkühlung des Wasservorrats. Die Betriebszeit der Wärmepumpe reduziert sich auf minimal 9 h/d, der Anteil an der Heizwärme verringert sich auf bis zu 49%. Der Temperaturverlauf für dieses Profil ist in Bild 5c wiedergegeben.

Zusammenfassung

Es wird der Energieverbrauch von Einfamilienhäusern, wie er sich aus Simulationsrechnungen unter Zugrundelegung von Wetterdaten eines „Typical Meteorological Year“ ergibt, für unterschiedliche Lüftungsstrategien und zwei Standorte in den USA dargestellt. Die Auswahl der einzelnen Lüftungsmöglichkeiten wurde anhand der Verbreitung ausgeführter Anlagen getroffen.

Die Simulationsrechnungen zeigen bei vorgegebenem Außenluftwechsel einen deutlichen Energieeinsparungseffekt für Gebäude mit maschinellen Lüftungsanlagen, die mit Wärmerückgewinnungseinrichtungen ausgerüstet sind. Bezüglich der Einhaltung der effektiven Außenluftfrate überzeugen besonders die Abluftanlagen, die infolge des veränderten Druckniveaus nur eine geringe Schwankungsbreite zulassen.

Für die beiden untersuchten Standorte liegen die zusätzlichen Energieeinsparungsmöglichkeiten durch maschinelle Lüftung mit Wärmerückgewinnung in etwa der gleichen Größenordnung, wie die der wärmetechnischen Sanierung (Retrofit) des Gebäudes.

Wird die dem Abluftstrom entzogene Wärme mittels einer Wärmepumpe der Brauchwasseraufbereitung zugeführt, ist

auf einen dem täglichen Warmwasserverbrauch angepaßten Brauchwasserspeicher zu achten. Um ein häufiges Takten der Wärmepumpe zu vermeiden, ist bei besonders extremen Tagessgängen des Warmwasserverbrauchs eine große Speicherkapazität vorzusehen.

Danksagung

Diese Arbeit wurde durch den Secretary for Conservation and Renewable Energy, Office of Building Energy Research and Development, Building System Division des US Department of Energy unter Kontrakt No. DE-AC03-76SF00098 und die Bonneville Power Administration in Portland, Oregon, gefördert.

Für die Durchsicht der Arbeit möchten wir unserem Kollegen *Peter Cleary* von der Energy Performance of Buildings Group des Lawrence Berkeley Laboratory danken. Dr. *Hans Werner* vom Fraunhofer-Institut für Bauphysik (Außenstelle Holzkirchen), Dr. *Lutz Trepte* von der Dornier System GmbH und unser Gast vom Hermann-Rietschel-Institut für Heizungs- und Klimatechnik der Technischen Universität Berlin, Dipl.-Ing. *Rüdiger Kämpmann*, haben durch ihre zahlreichen Anregungen dazu beigetragen, den dargebotenen Stoff auf deutsche Verhältnisse übertragbar zu machen.

Unser ganz besonderer Dank, verbunden mit den besten

Genesungswünschen, gilt Dipl.-Ing. *Bruno Regenscheit* von der Firma Gebrüder Trox GmbH, der sich trotz seines Krankenhausaufenthaltes der vorliegenden Arbeit gewidmet hat und ihr entscheidende Impulse gab. [H 883]

Literaturverzeichnis

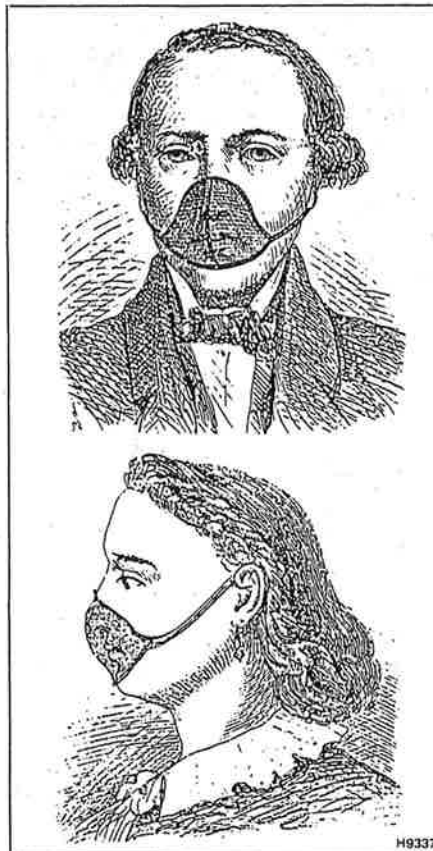
- [1] Ashrae Standard 62-81: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Ga, (1981).
- [2] Product Literature: Exhaust Air Heat Pump for Single-Family Houses. Flakt Products, Inc., Winston-Salem, Nc, (1984).
- [3] *Sherman, M. H., u. D. T. Grimsrud*: A Comparison of Alternate Ventilation Strategies. Lawrence Berkeley Laboratory report, LBL-13678, Berkeley, Ca, (1982).
- [4] *Modera, M. P., u. F. Peterson*: Ventilation and Infiltration Lawrence Berkeley Laboratory report, LBL-18955, Berkeley, Ca, (1985).
- [5] VDI 2067 E: Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen. Blatt 1: Betriebstechnische und wirtschaftliche Grundlagen. Verein Deutscher Ingenieure, (1979).
- [6] Recknagel/Sprenger: Taschenbuch der Heizung + Klimatechnik Oldenburg Verlag München (1983/84).
- [7] *Feustel, H. E.*: Zur Bestimmung des Infiltrationsaustausches in Einfamilienhäusern. HLH Heizung, Lüftung, Haustechnik 36 (1985), Nr. 3, S. 136/40
- [8] TRNSYS-Manual. Solar Engineering Laboratory, University of Wisconsin, Madison, WI, Version 12. 1. (1984).
- [9] ASHRAE Handbook of Fundamentals 1977. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Ga, (1977).
- [10] Product Literature for Copelaweld R12 Compressor # JRN1-0025, Copeland Corporation, Sidney, Oh, (1976).
- [11] *Barvir, E. J., et al.*: Hourly Use Profiles for Solar Domestic Hot Water Heaters in the National Solar Data Network. ASME Conference, Solar Engineering - 1981, Reno NV, (1981).
- [12] Herstellerunterlagen der Firma Curties Homes, Minneapolis, Mn, (1984).

Technikgeschichte

UMWELTSCHUTZMASSNAHME ANNO TOBAK

Das fortwährende Einathmen einer mit Staub geschwängerten Luft ist für die Athmungsorgane von sehr großem Nachteile. Ganz besonders gefährlich ist dieses Staubeinathmen aber für Solche, welche von schwächlicher Constitution und schon kranken Lungenspitzen versehen sind. Demnach sollten alle im Staube Arbeitenden so vernünftig sein und den Staub von ihren Lungen abzuhalten suchen. Solche Personen aber, deren Lungenspitzen nicht ganz gesund sind und deren Eltern an Lungenschwindsucht leiden, oder daran schon gestorben sind, sollten ganz und gar von einem Berufe absehen, bei welchem sie Staub einzuathmen gezwungen sind.

Um den Staub von seinem Eindringen (wenigstens in größeren Massen) in den Athmungsapparat abzuhalten, braucht der Arbeiter während seiner Arbeit sich nur einer Mund und Nase verdeckenden Maske zu bedienen (*Bild*), welche das Athmen nicht beeinträchtigt und den Staub nicht hindurchläßt. Eine solche Maske kann er sich aber mit wenig geglühtem und biegbarem Draht und einem kleinen Stückchen dünnen Zeugs (am besten eine doppelte Lage von Camlott), also mit sehr wenig Mühe und Kosten selbst verfertigen. Aber dazu ist



er, wie der Verfasser aus Erfahrung weiß, zu faul und eitel — unverständlich. Jammern und Wehklagen kann er; wenn ihn seine Schwindsucht hingeworfen und an des Grabes Rand gebracht hat, auch für schweres Geld einfältige Geheimmittel kaufen und sich nichtsnutzigen Couren unterziehen, daß thut er; aber seinem und seiner Angehörigen elende und seinem vorzeitigen Tode vorzubeugen, dazu ist er nicht zu bringen. Respiratoren sind für ärmere Arbeiter zu theuer.

Der Vorschlag des Verfassers geht deshalb dahin, daß Besitzer von Fabriken, in denen es viel Staub giebt, ihren dummen, leichtsinnigen Arbeitern jene billige Mund-Nasen-Masken auf ihre Kosten anfertigen lassen und sie zum Verbinden geradezu zwingen. Wer aber von den Arbeitern diese Maske nicht tragen will, der sollte weder in eine Krankenkasse noch in eine Leichencasse aufgenommen werden.

[H 9337]

Quellen: Hermann-Rietschel-Archiv für Geschichte der Heiz- und Klimatechnik. Universität Kaiserslautern, Lehrgebiet Technische Gebäudeausrüstung und Bauphysik.

Professor *K. W. Usemann* VDI