

# Untersuchung der Sensitivität von Heizungs-/Lüftungsanlagen in Niedrigenergiehäusern

Dissertation

zur Erlangung des Grades Doktor-Ingenieur  
im Fachbereich Architektur  
der Universität Kassel

Jens Oppermann

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Hausladen
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Gerd Hauser

Kassel, Mai 2003



# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>1</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>7</b>
<b>2 Problemstellung und Ausgangssituation</b>	<b>9</b>
2.1 Wohnungslüftung allgemein . . . . .	9
2.2 Meßprojekte . . . . .	11
2.3 Fensterlüftung . . . . .	14
2.4 Sensitivität verschiedener Parameter . . . . .	18
<b>3 Grundlagen</b>	<b>23</b>
3.1 Wärmetransport . . . . .	23
3.2 Feuchtetransport . . . . .	24
3.3 Gebäudedurchströmung . . . . .	26
3.4 Wärmebereitstellungsgrad . . . . .	31
3.5 Schadstofftransport . . . . .	33
<b>4 Modellbildung</b>	<b>37</b>
4.1 Simulationswerkzeuge . . . . .	37
4.2 Thermisches Gebäudemodell . . . . .	39
4.3 Modell der Gebäudedurchströmung . . . . .	40

4.4	Nutzung und Randbedingungen . . . . .	43
4.4.1	Modell des Fensterlüftungsverhaltens . . . . .	43
4.4.2	Raumtemperaturen und Nachtabsenkung . . . . .	52
4.4.3	Feuchteinträge . . . . .	53
4.4.4	Schadstoffeinträge . . . . .	55
4.5	Anlagenauswahl und -modelle . . . . .	56
4.5.1	Fensterlüftung . . . . .	56
4.5.2	Zentrale Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung . . . . .	59
4.5.3	Feuchtegeregelte Abluftanlage . . . . .	60
4.5.4	Zentrale Zu-/Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher . . . . .	62
4.5.5	Zentrale Zu-/Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe . . . . .	63
<b>5</b>	<b>Ergebnisse</b>	<b>69</b>
5.1	Heizwärmebedarf nach DIN 4108-6 . . . . .	70
5.2	Feuchteregelung . . . . .	71
5.3	Luftwechselraten . . . . .	73
5.3.1	Geschlossene Fenster . . . . .	73
5.3.2	Fensterlüftung und Betrieb der Lüftungsanlage . . . . .	75
5.3.3	Luftdichtheit . . . . .	77
5.3.4	Temperaturniveau und Nachtabsenkung . . . . .	80
5.4	Heizwärmebedarf . . . . .	84
5.4.1	Fensterlüftung und Betrieb der Lüftungsanlage . . . . .	84
5.4.2	Luftdichtheit . . . . .	86
5.4.3	Temperaturniveau und Nachtabsenkung . . . . .	90
5.4.4	Zuluftüberschuß . . . . .	94
5.5	Luftqualität . . . . .	95

<b>6 Zusammenfassung</b>	<b>101</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>113</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>117</b>
<b>A Gebäudepläne</b>	<b>117</b>
<b>B Kennwerte des Gebäudes</b>	<b>123</b>
B.1 Wandaufbauten . . . . .	123
B.2 Strömungswiderstände . . . . .	126
B.3 Randbedingungen DIN 4108-6 . . . . .	126
B.4 Feuchtetechnische Kenngrößen . . . . .	127
<b>C Fensterlüftungsverhalten</b>	<b>128</b>
<b>D Technische Daten und Profile</b>	<b>133</b>

## *INHALTSVERZEICHNIS*

---

# Nomenklatur

$a$	[-]	Skalierfaktor zur Festlegung des Enthalpiegrenzwertes beim Modell der Fensteröffnung
$a_s$	[-]	Koeffizient der Transferfunktion des Bauteils
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Fläche
$A_{Dach}$	[m <sup>2</sup> ]	Dachfläche
$A_{Wand}$	[m <sup>2</sup> ]	Wandfläche
$A_{w,i}$	[m <sup>2</sup> ]	Wandfläche der Zone $i$
$b_s$	[-]	Koeffizient der Transferfunktion des Bauteils
$c_p$	[-]	Winddruckbeiwert
$c_{p,Luft}$	[kJ/kg K]	spezifische Wärmekapazität der Luft
$c_s$	[-]	Koeffizient der Transferfunktion des Bauteils
$C_{0p}$	[kg/kg]	Außenkonzentration des Schadstoffes $p$
$Cd$	[-]	Durchlaßkoeffizient
$C_{ip}$	[kg/kg]	Konzentration des Schadstoffes $p$ in Zone $i$
$C_{jp}$	[kg/kg]	Konzentration des Schadstoffes $p$ in Zone $j$
$C_s$	[kg/s@1Pa]	Strömungswiderstand der Undichtigkeit
$C_{s,Dach}$	[kg/s@1Pa]	Strömungswiderstand der Undichtigkeit im Dach
$C_{s,m}$	[kg/s@1Pa]	Strömungswiderstand (Massebezug)
$C_{s,Wand}$	[kg/s@1Pa]	Strömungswiderstand der Undichtigkeit der Wand
$C_{s,V}$	[kg/s@1Pa]	Strömungswiderstand (Volumenbezug)
$d_s$	[-]	Koeffizient der Transferfunktion des Bauteils
$f_{C_s}$	[-]	Skalierfaktor für die Stellgröße der feuchtegeregelten Ventile
$f_{nacht}$	[-]	Korrekturfunktion für Nachtlüftung
$f_{tag}$	[-]	Korrekturfunktion für Taglüftung

## NOMENKLATUR

---

$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
$h_{grenz,nacht}$	[kJ/kg]	Grenzwert der Enthalpie für Nachtlüftung
$h_{grenz,stetig}$	[kJ/kg]	Grenzwert der Enthalpie für Stetiglüftung
$h_{grenz,tag}$	[kJ/kg]	Grenzwert der Enthalpie für Taglüftung
$h_M$	[m]	Masthöhe der Windmessung
$h_{ref}$	[m]	Referenzhöhe (Traufhöhe) des Gebäudes
$\bar{h}_{aussen}$	[kJ/kg]	Monatsmittelwert der Außenluftenthalpie
$H$	[m]	Höhe
$H_{Fen}$	[m]	Fensterhöhe
$H_{Raum}$	[m]	Raumhöhe
$H_{Tuer}$	[m]	Türhöhe
$\dot{H}_{ab}$	[kJ/kg h]	Enthalpiestrom der Abluft
$\dot{H}^*_{ab}$	[kJ/kg h]	fiktiver Enthalpiestrom der Abluft
$\dot{H}_{au}$	[kJ/kg h]	Enthalpiestrom der Außenluft
$\dot{H}_{fo}$	[kJ/kg h]	Enthalpiestrom der Fortluft
$\dot{H}_{zu}$	[kJ/kg h]	Enthalpiestrom der Zuluft
$k_{r,ip}$	[-]	Reaktivität eines Schadstoffes $p$ in Zone $i$
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom
$\dot{m}_{0ik}$	[kg/s]	Massenstrom des Schadstoffes von außen in die Zone $i$
$\dot{m}_{0,zn}$	[kg/s]	Massenstrom zwischen Unterkante und neutraler Höhe des Fensters
$\dot{m}_{CO_2}$	[mg/s]	Massenstrom der $CO_2$ -Schadstoffquelle
$\dot{m}_{cplg,s}$	[kg/h]	Coupling-Massenstrom von Zone $j$ in Zone $i$
$\dot{m}_{inf,i}$	[kg/h]	Infiltrations-Massenstrom in Zone $i$
$\dot{m}_{jik}$	[kg/s]	Massenstrom des Schadstoffes zwischen Zone $i$ und $j$
$\dot{m}_{v,k,i}$	[kg/h]	Massenstrom durch Belüftung vom Typ $k$ in Zone $i$
$\dot{m}_{zn,H}$	[kg/s]	Massenstrom zwischen neutraler Höhe und Oberkante des Fensters
$M_{air,i}$	[kg]	Luftmasse der Zone $i$
$M_{deep}$	[kg]	Masse des Tiefenspeichers
$M_{eff,i}$	[kg]	effektive Luftmasse der Zone $i$
$M_{surf}$	[kg]	Masse des Oberflächenspeichers



$n$	[1/h]	Luftwechselrate
$n_{50}$	[1/h]	Luftdichtheitswert des Gebäudes
$p_x$	[Pa]	Wertepaar $x, y$ aus Herstellerkennlinie
$p_y$	[Pa]	Wertepaar $x, y$ aus Herstellerkennlinie
$p_m$	[Pa]	mittlerer Luftdruck
$p$	[Pa]	Gesamtdruck
$p_0$	[Pa]	atmosphärischer Druck
$p_{01}$	[Pa]	Gesamtdruck in der Zone 1
$p_{02}$	[Pa]	Gesamtdruck in der Zone 2
$p_1$	[Pa]	Gesamtdruck in der Zone 1 in der Höhe $z$
$p_2$	[Pa]	Gesamtdruck in der Zone 2 in der Höhe $z$
$p_s$	[Pa]	Staudruck
$P_{el,zu}$	[W]	zugeführte elektrische Leistung durch Ventilatoren
$\dot{Q}_{cplg,i}$	[kJ/h]	Wärmegewinne durch konvektiven Luftvolumenstrom von Zone $i$
$\dot{Q}_{g,r,i,wi}$	[kJ/h]	interne Strahlungsgewinne der Zone
$\dot{Q}_i$	[kJ/h]	Konvektiver Wärmestrom an den Luftknoten in Zone $i$
$\dot{Q}_{inf,i}$	[kJ/h]	Wärmestrom durch Infiltration in Zone $i$
$\dot{Q}_{long,wi}$	[kJ/h]	langwelliger Strahlungsaustausch zwischen einer Wand und allen weiteren Wänden und Fenstern
$\dot{Q}_{r,wi}$	[kJ/h]	Strahlungsgewinne des Temperaturknotens der Wandoberfläche
$\dot{Q}_{s,a}$	[W]	Wärmestrom von der Außenfläche der Wand ins Bauteil
$\dot{Q}_{s,i}$	[W]	Wärmestrom vom Bauteil an die Innenfläche der Wand
$\dot{Q}_{sol,wi}$	[kJ/h]	solare Strahlungsgewinne durch transparente Bauteile
$\dot{Q}_{surf,i}$	[kJ/h]	konvektiver Wärmestrom aller Innenoberflächen in Zone $i$
$\dot{Q}_{wallgain}$	[kJ/h]	Benutzerdefinierter Wärmestrom an die Wand- oder Fensteroberfläche

## NOMENKLATUR

---

$\dot{Q}_{vent,i}$	[kJ/h]	Wärmestrom durch Belüftung in Zone $i$
$\dot{Q}_{zu}$	[W]	Wärmeleistung der Zuluft
$\dot{Q}_{zu,ges}$	[W]	gesamte Wärmeleistung der Zuluft
$\dot{Q}_{zu,WP}$	[W]	Wärmeleistung der Zuluft durch die Wärmepumpe
$R$	[-]	Skalierungsfaktor zur Bestimmung der effektiven Luftmasse
$R_{CO_2}$	[J/kg K]	Gaskonstante von $CO_2$
$S_{ip}$	[kg/kg]	Konzentration der Schadstoffquelle $p$ in Zone $i$
$T_1$	[°C]	Temperatur in Zone 1
$T_2$	[°C]	Temperatur in Zone 2
$T_{CO_2}$	[K]	Temperatur des Gases
$T_{ab}$	[°C]	Temperatur der Abluft
$T_{au}$	[°C]	Temperatur der Außenluft
$T_{fo}$	[°C]	Temperatur der Fortluft
$T_i$	[°C]	Innentemperatur
$T_{Luft}$	[°C]	Temperatur der Luft
$T_{s,i}$	[°C]	Oberflächentemperatur der Wandinnenseite
$T_{s,o}$	[°C]	Oberflächentemperatur der Wandaußenseite
$T_{Wand,i}$	[°C]	Temperatur der Wand in Zone $i$
$T_{vent,i}$	[°C]	Temperatur der Zuluft in Zone $i$
$T_{zone,i}$	[°C]	Temperatur in Zone $i$
$T_{zu}$	[°C]	Temperatur der Zuluft
$T_{zu1}$	[°C]	Temperatur der Zuluft bei bilanzierten Volumenströmen
$T_{zu2}$	[°C]	Temperatur der Zuluft bei Zuluftüberschuß
$v$	[m/s]	Luftgeschwindigkeit
$v_a$	[m/s]	Luftgeschwindigkeit außen
$v_i$	[m/s]	Luftgeschwindigkeit innen
$v_{GM}$	[m/s]	ungestörte Windgeschwindigkeit an der Wetterstation
$v_{G0}$	[m/s]	ungestörte Windgeschwindigkeit am Gebäudestandort
$v_M$	[m/s]	Windgeschwindigkeit in Masthöhe an der Wetterstation

$v_{ref}$	[m/s]	Windgeschwindigkeit in Referenzhöhe (Traufe)
$V_{Gebaeude}$	[m <sup>3</sup> ]	Luftvolumen des Gebäudes
$V_i$	[m <sup>3</sup> ]	Volumen der Zone $i$
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /h]	Volumenstrom
$\dot{V}_1$	[m <sup>3</sup> /h]	Wertepaar $x, y$ aus Herstellerkennlinie
$\dot{V}_2$	[m <sup>3</sup> /h]	Wertepaar $x, y$ aus Herstellerkennlinie
$\dot{V}_{CO_2}$	[m <sup>3</sup> /h]	CO <sub>2</sub> -Eintrag (volumenbezogen pro Person)
$\dot{V}_{cplg}$	[m <sup>3</sup> /h]	Volumenstrom durch Coupling
$\dot{V}_{inf}$	[m <sup>3</sup> /h]	Infiltrationsvolumenstrom
$\dot{V}_{vent}$	[m <sup>3</sup> /h]	Lüftungsvolumenstrom
$\dot{V}_{zu}$	[m <sup>3</sup> /h]	Zuluftvolumenstrom
$\dot{V}_{zu1}$	[m <sup>3</sup> /h]	Volumenstrom der Zuluft bei bilanzierten Volumenströmen
$\dot{V}_{zu2}$	[m <sup>3</sup> /h]	Volumenstrom der Zuluft bei Zuluftüberschuß
$W$	[m]	Breite der Öffnung
$W_{Fen}$	[m]	Fensterbreite
$\dot{W}_{g,i}$	[kg <sub>Wasser</sub> /h]	interne Feuchteproduktion in Zone $i$
$x_{au}$	[g/kg tr. Luft]	absolute Außenluftfeuchte
$z$	[m]	Höhe
$z'$	[m]	relative Höhe zu $z_n$
$z_n$	[m]	Höhe der neutralen Zone
$z_{NZ}$	[m]	Höhe vom Nullpunkt zur neutralen Zone
$z_0$	[m]	Rauhigkeitslänge
$\alpha$	[-]	Rauhigkeitsexponent
$\alpha_{Fen}$	[-]	Öffnungswinkel des Kippfensters
$\alpha_M$	[-]	Rauhigkeitsexponent
$\beta_{deep}$	[kg <sub>Luft</sub> /h]	Austauschkoeffizient zwischen Oberflächenspeicher und Tiefenspeicher
$\beta_{surf}$	[kg <sub>Luft</sub> /h]	Austauschkoeffizient zwischen Zone und Oberflächenspeicher
$\gamma$	[-]	Exponent des Potenzgesetzes
$\eta_{jik}$	[-]	Filtereffekt des Links $k$ zwischen den Zonen $i$ und $j$
$\eta_{0ik}$	[-]	Filtereffekt der Außenluft
$\eta'_{WRG}$	[-]	Wärmebereitstellungsgrad

## NOMENKLATUR

---

$\eta'_{WRG,WP}$	[-]	Wärmebereitstellungsgrad der Wärmepumpe
$\eta'_{WRG,WT}$	[-]	Wärmebereitstellungsgrad des Wärmetauschers
$\kappa_{deep}$	[kg <sub>Wasser</sub> /kg <sub>Material</sub> /%]	Gradient der Sorptionsisotherme des Tiefenspeichers
$\kappa_{surf}$	[kg <sub>Wasser</sub> /kg <sub>Material</sub> /%]	Gradient der Sorptionsisotherme des Oberflächenspeichers
$\omega_a$	[kg <sub>Wasser</sub> /kg <sub>Luft</sub> ]	Feuchtigkeitsrate der Außenluft
$\omega_{deep}$	[kg <sub>Wasser</sub> /kg <sub>Luft</sub> ]	Feuchtigkeitsrate des Oberflächenspeichers
$\omega_i$	[kg <sub>Wasser</sub> /kg <sub>Luft</sub> ]	Feuchtigkeitsrate der Zone $i$
$\omega_j$	[kg <sub>Wasser</sub> /kg <sub>Luft</sub> ]	Feuchtigkeitsrate der benachbarten Zone $j$
$\omega_{surf}$	kg <sub>Wasser</sub> /kg <sub>Luft</sub>	Feuchtigkeitsrate des Oberflächenspeichers
$\omega_{v,k,i}$	[kg <sub>Wasser</sub> /kg <sub>Luft</sub> ]	Feuchtigkeitsrate der Zuluft
$\phi_1$	[-]	Rückwärmzahl Abluftseite
$\phi_2$	[-]	Rückwärmzahl Zuluftseite
$\phi_{ab}$	[-]	Rückwärmzahl Abluftseite
$\phi_{H,1}$	[-]	Enthalpiekennzahl Abluftseite
$\phi_{H,2}$	[-]	Enthalpiekennzahl Zuluftseite
$\phi_{H,ab}$	[-]	Enthalpiekennzahl Abluftseite
$\phi_{H,zu}$	[-]	Enthalpiekennzahl Zuluftseite
$\phi_{zu}$	[-]	Rückwärmzahl Zuluftseite
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\rho_{01}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Luftdichte der Zone 1
$\rho_{02}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Luftdichte der Zone 2
$\rho_{Luft}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Luftdichte
$\rho_{zu,WP}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Luftdichte der Zuluft nach Wärmepumpe
$\rho_{zu,WT}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Luftdichte der Zuluft nach Wärmetauscher
$\sigma$	[-]	Standardabweichung
$\theta$	[-]	Reduktionsfaktor der Öffnungsfläche
$\varphi$	[%]	relative Luftfeuchte

# Kapitel 1

## Einleitung

Das Thema Wohnungslüftung wird in vielen Fachpublikationen kontrovers diskutiert. Auf der einen Seite wird die Notwendigkeit einer Lüftungsanlage in Niedrigenergie- und Passivhäusern dargestellt, die zu einer Energieeinsparung und zu höherem Lüftungskomfort führt. Auf der anderen Seite wird argumentiert, daß die Installation einer Lüftungsanlage unter Umständen sogar zu einem Mehrverbrauch führen kann, je nachdem welche Randbedingungen vorliegen.

Bei Meßprojekten in denen Gebäude mit installierter Lüftungsanlage untersucht wurden, stellte man immer wieder ein breite Streuung der Meßwerte, als auch eine oftmals deutliche Abweichung vom vorher ermittelten Heizwärmebedarf der Gebäude fest. Die Ursachen hierfür können aufgrund der begrenzten Anzahl der vorhandenen Meßgrößen oftmals nur vermutet werden, der Einfluß einzelner Größen kann nicht bestimmt werden, da verschiedene Einflußfaktoren sich überlagern. Die Abweichungen vom vorher ermittelten Heizwärmebedarf unterscheiden sich bei unterschiedlichen Anlagensystemen. Es wird vermutet, daß diese Unterschiede systemspezifische Ursachen haben, ein Nachweis kann aufgrund der geringen Anzahl vorhandener Meßpunkte jedoch nicht geführt werden.

Um die Sensitivität verschiedener Randbedingungen zu ermitteln, wird in der vorliegenden Arbeit ein Simulationsmodell erstellt. Das thermische Verhalten und die Durchströmung des Gebäudes werden durch ein gekoppeltes Modell abgebildet. Unterschiedliche Lüftungsanlagensysteme werden miteinander verglichen.

Der freien Lüftung über Fenster kommt trotz installierter Lüftungstechnik immer noch eine hohe Bedeutung zu, sie kann bei Sensitivitätsbetrachtungen nicht vernachlässigt

werden. Aus diesem Grunde wird auf Basis vorhandener Meßdaten ein klimaabhängiges Modell zur Fensterlüftung entwickelt, welches in die Modellbildung der Gebäudedurchströmung mit einfließt.

Die Sensitivität verschiedener äußerer Einflußgrößen auf den Heizwärmebedarf werden untersucht. Abschließend werden Betrachtungen zur Luftqualität in Abhängigkeit vom Anlagensystem dargestellt.

# Kapitel 2

## Problemstellung und Ausgangssituation

### 2.1 Wohnungslüftung allgemein

Sowohl im Bereich des Neubaus, als auch bei der Sanierung von Altbauten werden in zunehmendem Maße Wohnungslüftungsanlagen eingesetzt. Zu dieser Thematik findet sich in der Literatur eine Vielzahl von Veröffentlichungen. Die Hauptargumente, warum Lüftungsanlagen im Wohnungsbereich als sinnvoll erachtet werden, sind:

- Energieeinsparung
- Vermeidung von Schimmelpilzbildung
- Kosteneinsparung
- Raumluftqualität
- Gebäudedichtheit

In den meisten Veröffentlichungen wird der Einsatz von Lüftungsanlagen rundherum befürwortet. So errechnet [2] eine theoretische Kosteneinsparung, welche durch den Einsatz von Wärmerückgewinnungssystemen bewirkt wird. In [58] führt die Installation von Wohnungslüftungsanlagen zu einer Energieeinsparung und die Bandbreite möglicher Anlagensysteme wird dargestellt, sowie Empfehlungen für Planung

und Ausführung dieser Systeme gegeben. Der Aspekt der Schimmelpilzvermeidung wird in [59] angesprochen. Der Autor ist der Meinung, daß eine ausreichende hygienische Luftqualität zukünftig nur durch den Einsatz von Anlagensystemen gewährleistet werden kann. Hinweise und Formblätter zu Planung, Ausführung, Abnahme, Wartung von Wohnungslüftungsanlagen sind in [75] zu finden.

Dem gegenüber wird der Einsatz von Lüftungsgeräten im Wohnbereich in einigen wenigen Veröffentlichungen kritischer gesehen. Als problematisch werden die folgenden Punkte genannt:

- fehlende Kopplung von Heizungs- und Lüftungsanlage
- zusätzliche Fensterlüftung bei gleichzeitig betriebener Lüftungsanlage
- mangelhafte Information des Nutzers
- komplizierte Bedienung der Anlage
- Unterversorgung von Zulufträumen bei Abluftanlagen

In [52] sind 18 Gebäude mit installierter Lüftungsanlage nachträglich meßtechnisch untersucht worden. In der Mehrzahl handelt es sich um Abluftanlagen, in 4 Objekten sind Zu-/ Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher eingebaut. In diesem Forschungsprojekt werden nicht nur die Luftmengen an den Zu- und Abluftventilen vermessen, sondern auch die Gebäudedurchströmung über die Überströmventile mit erfaßt. Ein wichtiges Ergebnis der Untersuchungen ist die Feststellung, das aufgrund der Gebäudedichtheit, der Orientierung der Zuluftventile in Bezug auf die Windrichtung und den Strömungswiderständen der Überströmöffnungen die erforderlichen Luftmengen in den Zulufträumen nicht erreicht werden. Die Tatsache, daß eine bedarfsabhängige Einstellung der Volumenströme bei zentralen Lüftungsanlagen nicht zonenweise vorgenommen werden kann, wird als Kritikpunkt angesehen.

Die Bedienbarkeit von technischen Einrichtungen ist ein Punkt, der häufig vernachlässigt wird. Wenn ein technikbegeisterter Ingenieur fähig ist, eine Lüftungsanlage optimal zu bedienen, heißt das nicht, daß ein Rentnerehepaar diese Sichtweise teilt. In [71] wird dies mit den Worten „Der Alltag im High-Tech-Zeitalter ist zu einem permanenten Intelligenztest geworden.“ sehr treffend ausgedrückt. Dies betrifft nicht nur die alltäglichen Gebrauchsgegenstände wie Fernseher, Waschmaschine, Mobiltelefon



oder die Stereoanlage, sondern auch den Bereich der Heizungsanlage und – sofern installiert – der Wohnungslüftungsanlage. Hier trifft die Aussage, daß es nicht um die technische Machbarkeit, sondern die alltägliche Brauchbarkeit geht, ebenso zu.

Im Idealfall wird davon ausgegangen, daß bei installierter Lüftungsanlage im laufenden Betrieb nicht zusätzlich über Fenster gelüftet wird. Geschieht dies dennoch, so stellen sich innerhalb des Gebäudes Druckzustände ein, die von der eigentlichen Anlagenplanung stark abweichen können. Die Überlagerung von Fensterlüftung mit gleichzeitig laufender Lüftungsanlage wird in [32] diskutiert. Die Kernaussage ist, daß durch Einsatz von Lüftungsanlagen-Anlagen keine Energieeinsparung erzielt werden kann, da immer zusätzlich über Fenster gelüftet wird. Dies kann dann sogar zu einem Mehrverbrauch gegenüber Gebäuden ohne installierte Lüftungsanlage führen, obwohl eine Wärmerückgewinnung installiert ist.

Das Potential gekoppelter Lüftungsanlagen, die zusätzlich mit Wärmepumpen ausgestattet sind, wird in [9] evaluiert. Es wird ein einheitliches Prüfverfahren zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit von Wärmerückgewinnungssystemen definiert und Meßverfahren unterschiedlicher Rückgewinnungssysteme vorgestellt. Die Untersuchung beschränkt sich aber auf eine Bestimmung von Anlagenparametern auf dem Prüfstand im Labor, es werden keine Angaben zum Praxisbetrieb bei installierten Systemen gemacht.

Eine Übersicht über die verschiedenen Möglichkeiten ein Gebäude zu belüften wird in [25, 26] gegeben. Es werden die Unzulänglichkeiten der freien Lüftung über Fugen und Fenster diskutiert, sowie die Anlagensysteme „zentrale Abluft“ und „zentrale Zu-/Abluft mit Wärmerückgewinnung“ erläutert. Der Autor kommt zu dem Schluß, daß zukünftig die Installation einer Wohnungslüftungsanlage unverzichtbar sein wird und das zentrale Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung ein ideales System darstellen, sowohl unter energetischen Aspekten, als auch im Hinblick auf die Luftqualität.

## 2.2 Meßprojekte

Niedrigenergie- und Passivhäuser sind in zahlreichen Meßprojekten hinsichtlich ihrer Heizwärme- und Energieverbräuche untersucht worden. So wurden in Hessen 29 Gebäude an unterschiedlichen Standorten über einen Zeitraum von 2 Jahren meßtechnisch begleitet [77]. 17 Objekte davon waren mit einer Abluftanlage, 12 mit einer Zu-/

Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung ausgestattet. Der gemessene Heizwärmebedarf weist eine große Streuung zwischen den Objekten auf. Als Gründe dafür werden Unterschiede in der Dichtheit der Gebäudehülle, des Raumtemperaturniveaus und zusätzliches Lüften der Bewohner über Fenster genannt. Das Lüftungsverhalten wurde jedoch nicht meßtechnisch erfaßt, sondern nur durch eine Bewohnerbefragung ermittelt.

Ein sehr umfangreiches Meßprogramm war das SynergieHaus-Projekt, daß durch die PreussenElektra AG gefördert wurde [34, 49]. Hier wurden über 400 Wohneinheiten über einen Zeitraum von bis zu drei Heizperioden meßtechnisch begleitet. Bei den Objekten handelt es sich in der Mehrzahl um Einfamilien- oder Reihenhäuser. Geographisch liegen die Gebäude nördlich der Mainlinie bis hoch zur Ostseeküste. Aufgrund der beschränkten Anzahl der Meßkanäle [44] konnten nur zwei Temperaturen pro Objekt (Abluft und Außentemperatur) erfaßt werden. Weiterhin wurden die Heizwärme- und Energieverbräuche für die Gebäude erfaßt. Aufgrund der Vielzahl der Objekte ließen sich verschiedene Systemtechniken von installierten Lüftungsanlagen miteinander vergleichen, wobei zum Lüftungsverhalten der Bewohner hinsichtlich der Fensterlüftung keine Aussagen getroffen werden konnten. Ein wesentliches Ergebnis war die Erkenntnis, daß offensichtlich einige Anlagensysteme hinsichtlich des Heizwärmeverbrauchs und des Energieverbrauchs besser abschnitten als andere [38, 50]. Aufgrund der installierten Technik würde man vermuten, daß einfache Anlagensysteme ohne Wärmerückgewinnung (zentrale Abluftanlagen) im Vergleich zu komplexen Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher und/oder Luft/Luft-Wärmepumpe hinsichtlich des Energieverbrauches schlechtere Werte aufweisen. Das Gegenteil ist jedoch der Fall (s. Abb. 2.1). Die einfachen Anlagensysteme liegen im Mittel deutlich unter den rechnerischen Bedarfswerten, während die komplexen Systeme im Mittel den Bedarfswert erreichen oder sogar übersteigen.

Die Ursachen hierfür können aufgrund der vorhandenen Meßdaten nicht abschließend geklärt werden. Hinsichtlich der Unterschiede zwischen rechnerischen Bedarfs- und gemessenen Verbrauchswerten wird in [24] der Versuch unternommen, eine Bewertung der verschiedenen Einflußgrößen auf den Heizwärmeverbrauch vorzunehmen. Anhand der vorhandenen Daten können jedoch keine weiteren differenzierten Aussagen getroffen werden.

Im Süden von Leipzig wurde eine Reihenhaussiedlung über mehrere Jahre hinweg sehr detailliert vermessen. Es handelt sich um baugleiche Reihemittelhäuser [51, 37]. Erfasst werden raumweise Lufttemperaturen, die Fensterstellung, Wärmemengen für

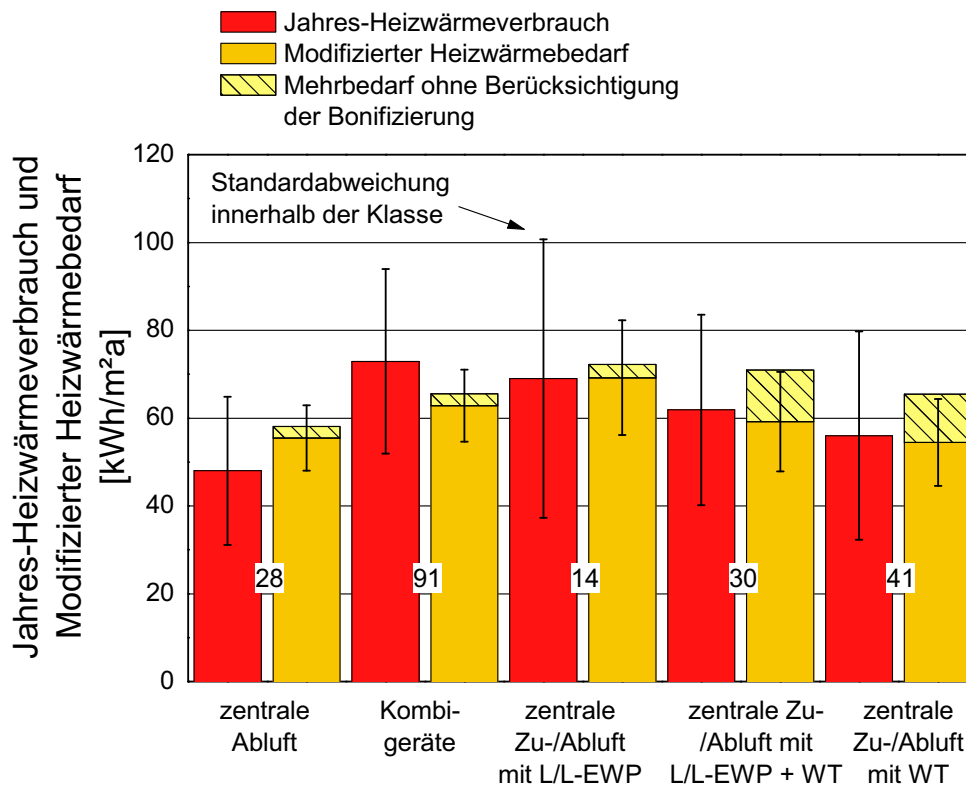


Bild 2.1: Vergleich des mittleren modifizierten Heizwärmebedarfs und mittleren Heizwärmeverbrauchs (204 Objekte, Zeitraum: 01.06.98-31.05.99) [38]

Warmwasser und Heizung, sowie die elektrischen Energieverbräuche für Haushalt, Heizung und Lüftung. Trotz der großen Anzahl der vorhandenen Meßstellen erweist es sich als sehr schwierig, die Hauptursachen für Unterschiede im Wärme- und Energieverbrauch der Gebäude zu separieren. Selbst durch den Einsatz von Simulationswerkzeugen läßt sich kein direkter Zusammenhang zwischen dem Fensterlüftungsverhalten und dem Heizwärmeverbrauch herstellen.

In der Gartenhofsiedlung Lummerlund in Wiesbaden-Dotzheim werden seit Oktober 1998 22 Passivhäuser meßtechnisch durch das Institut Wohnen und Umwelt in Darmstadt begleitet. Die Raumtemperaturen werden an 3 Stellen im Gebäude erfaßt und als Mittelwerte dargestellt. Erste Meßergebnisse der Siedlung werden in [47] vorgestellt. Auch in diesem Meßprojekt streuen die Werte für den Heizenergieverbrauch um bis zu 100%. Gründe hierfür werden im Nutzerverhalten der Bewohner gesehen.

## 2.3 Fensterlüftung

Das Fensterlüftungsverhalten von Nutzern in Wohngebäuden wird schon seit geraumer Zeit in einer Vielzahl von Projekten untersucht. In den 80er Jahren gab es im Rahmen der IEA Task VIII [16] mehrere Forschungsprojekte auf internationaler Ebene. Dabei war jedoch nur ein Projekt mit Magnetkontakten an den Fensterbeschlägen und einer kontinuierlichen Meßwerterfassung ausgestattet. In allen anderen Projekten wurde die Fensteröffnungsdauer über Stichproben, Logbücher, Fensterbeobachtungen und Fotos erfaßt. So wurden in [7] 3 Mehrfamilienhäuser mit 40, 44 und 56 Wohneinheiten untersucht. An 2 Einzeltagen sind exemplarische Fensterbeobachtungen durchgeführt worden, die restlichen Ergebnisse wurden durch Selbstbeobachtung über 4 Wochen in 15 Wohneinheiten aufgezeichnet. Mit dieser Datenbasis läßt sich nur schwer ein detailliertes Modell bezüglich des Fensterlüftungsverhaltens aufstellen, da die Datenbasis nicht groß genug ist, um zuverlässige Aussagen treffen zu können.

In Paderborn ist ein Mehrfamilienhaus mit 9 Wohneinheiten über 3 Heizperioden hinweg vermessen worden [13]. In den Wohneinheiten ist jeweils eine Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und nachgeschalteter Luft/Luft-Wärmepumpe installiert. Der Restheizwärmebedarf wird über Elektrospeicherheizungen gedeckt. Gegenüber dem simuliertem Bedarf ergab sich ein erhöhter Verbrauch, der auf fehlende Bewohnerinformation, zusätzliche Fensterlüftung, und eine fehlerhafte Regelung der Heizungs- und Lüftungsanlage zurückgeführt wird. Die Autoren empfehlen, die Fenster nicht mehr mit Kippbeschlägen auszustatten, um ein zusätzliches Lüften über gekippte Fenster zu verhindern. Als offene Fragestellung für die Zukunft wird die Quantifizierung des Nutzereinflusses auf den Energieverbrauch genannt.

Die Quantifizierung von Luftwechselraten in ausgeführten Gebäuden ist in [74] ausgeführt. Zwei baugleiche unbewohnte Einfamilienhäuser sind mit verschiedenen Lüftungssystemen (freie und mechanische Lüftung) ausgestattet. Es werden Luftwechselmessungen mit Blowerdoor-Versuchen und Tracergaseinrichtungen unter natürlichen Klimarandbedingungen vorgenommen. Ein Haus wird nur durch Undichtigkeiten belüftet, das andere Gebäude ist mit einem Lüftungssystem ausgestattet. Das System zentrale Zu-/Abluftanlage ist technisch in der Lage, die Verteilung der Luftmengen im Gebäude zu verändern, so daß tagsüber im Wohnbereich mehr Zuluft eingeblasen wird und entsprechend der Schlafbereich nachts mehr belüftet wird. Ergebnis der Untersuchung ist, daß eine ausreichende, dauerhafte Belüftung über Fenster nicht si-

chergestellt werden kann, Zu-/Abluftsysteme hinsichtlich ihres Einsparpotentials an Heizkosten jedoch nicht wirtschaftlich sind.

In Heidenheim wurden 6 Doppelhäuser meßtechnisch untersucht [19]. Ein Gebäude wurde als Referenzgebäude errichtet, die anderen fünf Häuser sind als Niedrigenergiegebäude erstellt worden. Die Dreh- und Kippstellung der Fenster werden erfaßt, die Öffnungszeiten werden jedoch nur in Stunden/Tag als Monatsmittelwerte angegeben. Alle Gebäude mit Wohnungslüftungssystemen überschritten die vorausberechneten Heizwärmeverbräuche, woraus geschlossen wird, daß mit diesen Systemen keine merklichen Energieeinsparungen erzielt werden können. Es wird die Feststellung gemacht, daß bei Gebäuden mit installierter Wärmerückgewinnungsanlage die Lüftungswärmeverluste höher sein können als in vergleichbaren Gebäuden ohne installierte Wohnungslüftungssysteme, wenn zusätzlich über Fenster gelüftet wird und die bauliche Luftdichtigkeit nicht ideal ausgeführt ist.

Ein Mehrfamilienhaus in Mannheim, das in Niedrigenergiebauweise ausgeführt ist, wurde in [20] untersucht. Die Hälfte der Wohneinheiten ist mit einer Zu-/Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung ausgestattet, die andere Hälfte mit dezentralen Abluftsystemen. Die Fenster sind mit Kontakten ausgestattet, eine Differenzierung nach gekippten oder weit geöffneten Fenstern kann jedoch nicht getroffen werden. Die Gesamtöffnungszeit aller Fenster wird als Monatsmittelwert dargestellt. Ein interessantes Ergebnis ist, daß der mittlere Heizwärmeverbrauch der sechs Wohnungen, die mit Wärmerückgewinnung ausgestattet sind um  $10 \text{ kWh/m}^2$  höher liegt, als bei den sechs Wohnungen, die mit einfachen Abluftsystemen ausgerüstet sind. Die große Schwankungsbreite wird mit unterschiedlichen Raumtemperaturen, internen Gewinnen und zusätzlichen Lüftungswärmeverlusten über Fenster erklärt. Die Zu-/Abluftanlagen haben somit nur eine Verbesserung der Luftqualität bewirkt, tragen aber nicht zur Verminderung des Heizwärmeverbrauchs bei. Die Verbesserung der Luftdichtheit wird als Aufgabe für zukünftige Bauten gesehen. Es wird die Aussage getroffen, daß das Öffnen von Fenstern sich bei Zu-/Abluftanlagen stärker auf den Gesamtluftwechsel auswirkt, als bei Abluftanlagen.

Ein Zusammenfassung der Erfahrungen, die in 118 Demonstrationsvorhaben gemacht wurden, ist in [21] dargestellt. Bezüglich des Nutzerverhaltens werden die mittleren monatlichen Raumtemperaturen und die mittlere tägliche Fensteröffnungszeit ausgewertet, sowie die Heizwärmeverbräuche dargestellt. Zum Fensterlüftungsverhalten werden 56 Gebäude mit Fensterlüftung, 79 mit installierter Lüftungsanlage untersucht. Es werden keine signifikanten Unterschiede der mittleren täglichen Fensteröff-

nungsdauer zwischen Gebäuden mit installierter Lüftungsanlage und Gebäuden ohne mechanische Wohnungslüftung festgestellt. Insgesamt stellt man eine sehr große Bandbreite fest, egal ob ein Lüftungssystem installiert ist, oder nicht. Im jahreszeitlichen Verlauf zeigt sich, daß die Fenster in der kalten Jahreszeit weniger geöffnet werden. Gebäude mit Fensterlüftung und Gebäude mit installierter Abluftanlagen weisen eine ähnliche Fensteröffnungsdauer auf, während bei installierten Zu-/Abluftanlagen die Öffnungsdauer während der kalten Jahreszeit geringer liegt und sich in der Übergangszeit den Werten der reinen Fensterlüftung annähert. Es wird die generelle Aussage getroffen, daß in allen Gebäudetypen (Einfamilien- und Mehrfamilienhäuser) und mit allen Lüftungssystemen zu jeder Jahreszeit ein Fensteröffnen stattfindet. Durch die Überlagerung von gleichzeitig laufender Lüftungsanlage und vorhandener Fensterlüftung liegen damit Lüftungswärmeverluste trotz vorhandener Wärmerückgewinnung höher als bei reiner Fensterlüftung. Der Bonus der Rechenverfahren kann sich somit in einen Malus verkehren. Hinsichtlich des Heizwärmeverbrauchs zeigt sich, daß die Installation einer Lüftungsanlage nicht zwingend zu einer Reduktion des Heizwärmeverbrauchs führt. Vergleicht man die mittleren monatlichen Verbräuche verschiedener Projekte mit und ohne installierte Lüftungsanlage miteinander, so stellt man keine signifikanten Unterschiede fest, die durch die Lüftungsanlage bedingt sind.

Die Einteilung des Nutzerverhaltens hinsichtlich der Fensterlüftung wird in [62] anhand der Meßdaten von 67 Objekten vorgenommen. Der Einfluß der folgenden Randbedingungen wird näher untersucht:

- Mechanische Lüftungsanlage
- Außenlufttemperatur
- Jahreszeit
- Globalstrahlung
- Relative Außenluftfeuchte
- Windgeschwindigkeit
- Gebäudetyp
- Wohnungsgröße
- Raumnutzung

Das Fensterlüftungsverhalten wird in drei Gruppen klassifiziert:

- Weniglüfter
- Normallüfter
- Viellüfter

Der Vergleich zwischen Objekten mit installierter Lüftungsanlage und ohne installierte Anlage ergibt im Mittel eine 6 Minuten (0,1 h/h) geringere Fensteröffnungsdauer bei installierter Lüftungsanlage bei allen Gruppen. Es zeigt sich bei allen Gruppen mit und ohne installierte Wohnungslüftungsanlage eine deutliche Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur. Mit zunehmender Außenlufttemperatur steigen auch die Fensteröffnungszeiten deutlich an. Die jahreszeitliche Abhängigkeit ist streng an den Verlauf der Außentemperatur geknüpft und zeigt somit ein gleiches Verhalten. Da die Globalstrahlung ebenfalls nicht unabhängig von der Außenlufttemperatur gesehen werden kann, können keine allgemeingültigen Aussagen getroffen werden. Der Einfluß der relativen Außenluftfeuchte wird als unbedeutend angegeben. Eine Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit ist ebenfalls nicht ausgeprägt, erst bei sehr hohen Windgeschwindigkeit treten geringere Öffnungszeiten auf. Da aufgrund der Häufigkeitsverteilung der Windgeschwindigkeit diese hohen Werte nur sehr selten auftreten, kann dieser Einfluß vernachlässigt werden. Mit zunehmender Wohnfläche pro Person sinkt die Fensteröffnungsdauer, sowohl bei installierter Anlage, als auch bei reiner Fensterlüftung. Bezüglich des Gebäudetyps zeigt sich, daß in Mehrfamilienhäusern die Öffnungszeiten höher liegen, als in Reihenhäusern/Doppelhäusern. Dies entspricht der geringeren spezifischen Wohnfläche pro Bewohner.

Unterscheidet man das Lüftungsverhalten hinsichtlich der Raumnutzung, so stellt man Unterschiede zwischen installierter Lüftungsanlage und ohne installierte Anlage fest. Innerhalb der drei Klassen sind ebenfalls Unterschiede festzustellen. Ist keine mechanische Lüftungsanlage installiert, so weist die Küche die geringsten Öffnungszeiten auf, gefolgt von Kinder- und Schlafzimmer. Die höchste Öffnungsdauer wird im Wohnzimmer und im Bad gemessen. Bei installierter Lüftungsanlage liegen die höchsten Öffnungszeiten im Schlafzimmer, gefolgt von Wohnzimmer und Küche. Die niedrigsten Öffnungszeiten findet man im Bad und im Kinderzimmer.

Eine Übersicht über Lüftungssysteme in französischen Wohnungen ist in [46] zu finden. Durch Befragungen der Bewohner von über 10.000 Haushalten wird ein repräsentativer Querschnitt ausgewählt. Das Fensteröffungsverhalten ist ebenfalls Teil der

Befragung. Es zeigt sich, daß das Vorhandensein einer mechanischen Lüftungsanlage keinen Einfluß auf das Fensterlüftungsverhalten hat. 71,8 % der Bewohner in Gebäuden ohne Lüftungsanlage geben an, die Fenster in der Heizperiode regelmäßig zu öffnen, während bei Gebäuden mit installierter Lüftungsanlage 72,9 % die Fenster regelmäßig öffnen. Lediglich bei balancierten Zu-/Abluftanlagen geben nur 64,1 % der Bewohner an, die Fenster regelmäßig zu öffnen. Die Öffnungszeiten von mehr als einer Stunde pro Tag liegen hier nur bei 15,9 %, während 24 % der Bewohner von Gebäuden ohne mechanische Lüftungseinrichtungen die Fenster länger als eine Stunde öffnen.

In Duisburg wurden 12 Mehrfamilienhäuser mit insgesamt 96 Wohneinheiten [70] meßtechnisch untersucht. Der Bericht geht jedoch nicht weiter auf das Fensterlüftungsverhalten der Bewohner ein, es wird lediglich die installierte Meßtechnik sehr detailliert beschrieben.

Experimentell ist die Fensterlüftung in mehreren Arbeiten untersucht worden. Mit Hilfe von Tracergasmessungen wird in [48] ein Modell für den Luftaustausch entwickelt, wobei der Volumenstrom eine Funktion der Temperaturdifferenz zwischen innen und außen, der Windgeschwindigkeit und der Fenstergeometrie ist. Eine ähnliche Arbeit, deren Schwerpunkt auf der Untersuchung eines typischen Büroraumes liegt, bestimmt Luftwechselraten ebenfalls mit der Tracergasmethode [78]. Die meßtechnisch ermittelten Luftwechsel werden mit einem CFD-Modell validiert. Zur Bestimmung des Volumenstromes wird als treibende Kraft nur die Temperaturdifferenz zwischen innen und außen betrachtet, was im vorliegenden Laborversuch zwar seine Berechtigung hat, aber nicht den natürlichen Randbedingungen gebauter Objekte entspricht.

### 2.4 Sensitivität verschiedener Parameter

Der prinzipielle Unterschied von zentralen Abluftanlagen und zentralen Zu-/Abluftanlagen hinsichtlich der Gebäudedurchströmung wird in [76] erwähnt. Es werden jedoch nur allgemeine Aussagen bezüglich der Frischluftversorgung von Zulufräumen, der unterschiedlichen Bedeutung der Luftdichtheit und den energetischen Auswirkungen getroffen. Quantitative Angaben werden nicht gemacht.

Die Sensitivität des Heizwärmebedarfs von Passivhäusern in Abhängigkeit der folgenden Parameter wird in [42] mit Hilfe des Simulationsprogrammes TAS untersucht.

- Gardinen und Vorhängen an den Südfenstern



- Fensterverschmutzung
- geöffnete Fenster
- Raumtemperaturniveau

Als Fazit wird festgestellt, das Gardinen und übliche Verschmutzung von Fenstern keinen entscheidenden Einfluß auf den Heizwärmebedarf darstellen. Der Einfluß des Lüftungsverhaltens wird nur sehr pauschal an einem geöffneten Fenster untersucht, für das unterschiedliche Öffnungsintervalle betrachtet werden. Die Aussagen lassen sich nicht auf ein komplettes Gebäude übertragen. Fest steht jedoch, daß das Lüftungsverhalten einen bedeutenden Einfluß auf den Heizwärmebedarf hat. Hinsichtlich des Raumtemperaturniveaus ist ebenfalls eine starke Sensitivität in Bezug auf den Heizwärmebedarf vorhanden, der sich hier aber am ohnehin sehr geringen Niveau von Passivhäusern orientiert. Eine interessante Feststellung wird in Bezug auf unterschiedliche Zonentemperaturen zwischen zwei Reihenhäusern gemacht. Sind die Temperaturniveaus zwei benachbarter Reihenhäuser stark unterschiedlich, so findet ein Temperatúrausgleich zwischen den Gebäuden durch Transmission statt. Dies führt in dem Gebäude, welches die höheren Innentemperaturen hat zu einem stärkeren Anstieg des Heizwärmeverbrauchs, als wenn das Reihemittelhaus vom Nachbargebäude thermisch völlig getrennt wäre.

Im Forschungsvorhaben „Bedarfslüftung im Wohnungsbau“, daß vom Bundesbauministerium gefördert wurde [63], sind für den Wohnungsbau typische Feuchte- und Schadstoffquellen genauer quantifiziert. Bezüglich der Feuchtequellen plädieren die Autoren auf eine Reduktion und Überarbeitung der bisherigen Literaturwerte, da sich das Nutzerverhalten hinsichtlich der Feuchteinträge geändert hat. Der Bericht gibt einen Überblick über vorhandene Sensorik und Aktoren für die Wohnungslüftung. Die Untersuchungen basieren auf einem gekoppelten Simulationsmodell für die thermische Gebäudesimulation und die Gebäudedurchströmung. Für die Gebäudedurchströmung wird ein selbstentwickeltes Programm (LUMA) verwendet, die thermischen Gebäudesimulationen sind mit TRNSYS realisiert. Die Dauer der Fensteröffnung ist durch konstante Wochenprofile abgebildet, welche in drei Klassen (niedrig – mittel – stark) gruppiert sind. Es wird zwischen weit geöffneten und gekippten Fenstern unterschieden. Die Abhängigkeit der Öffnungsdauer von der Außentemperatur ist in Anlehnung an [62] erwähnt, jedoch nicht im Modell implementiert. Dies führt zu einer Verfälschung des Lüftungsverhaltens, ein konstantes Wochenprofil spiegelt nicht die

Realität wieder. In Hinblick auf die Führungsgröße werden verschiedene Regelkonzepte und deren energetische Auswirkungen betrachtet. Als Führungsgrößen kommen Präsenzmelder, CO<sub>2</sub>/VOC-Fühler und Feuchtesensoren in Betracht. Als wesentliches Ergebnis läßt sich festhalten, daß sich durch den Einsatz bedarfsgeführter Lüftungssysteme Primärenergie einsparen läßt. Je nach Regelkonzept stehen dem gegenüber jedoch zum Teil deutlich höhere Investitionskosten, die nicht durch den energetischen Vorteil wettgemacht werden.

Ein gekoppeltes Modell für thermische Gebäudesimulation und Gebäudedurchströmung wird auch in [65, 31] vorgestellt. Bei dem betrachteten Gebäude handelt es sich um ein unterkellertes Reihemittelhaus. Die verschiedenen Lüftungssysteme sind mit jeweils unterschiedlichen Simulationsmodellen abgebildet. Folgende Systeme werden untersucht:

- Fugen-/Fensterlüftung
- Querlüftung mit Außenluftdurchlaßelementen
- Schachtlüftung
- zentrale Abluftanlage
- zentrale Zu-/Abluftanlage mit und ohne Wärmerückgewinnung

Die Überlagerung von Fensterlüftung und gleichzeitig betriebener Lüftungsanlage wird untersucht. Für das Fensterlüftungsverhalten ist ein konstantes Wochenprofil angesetzt, wobei die Autoren zwischen drei verschiedenen Lüftungsintensitäten unterscheiden. Eine Sensitivitätsanalyse des Heizwärmebedarfs ist mit den folgenden Parametern ermittelt worden:

- Gebäudedichtheit
- Gebäudelage
- Lüftungsverhalten der Bewohner
- Bauweise der Außenluftdurchlaßelemente
- Anlagenluftwechsel
- Wärmerückgewinnungsgrad der Zu-/Abluftanlage

Im Forschungsvorhaben „Bewertung von kostengünstigen anlagentechnischen Energiesparmaßnahmen im Gebäudebestand“ wird auf die Wirtschaftlichkeit bedarfsgeführter Wohnungslüftungsanlagen eingegangen [64]. Wesentliches Ergebnis der Untersuchung ist, daß der Primärenergiebedarf von Wohngebäuden mittels bedarfsgeführten Lüftungsanlagen deutlich gesenkt werden kann, da der mittlere Luftwechsel gegenüber der üblichen Auslegung gemäß DIN 1946 [11] absinkt. Prinzipiell wirtschaftliche Lösungen sind derzeit jedoch nur mit bedarfsgeführten Abluftanlagen oder konventionellen Zu-/Abluftanlagen zu erreichen. Eine Vergleichbarkeit mit Gebäuden ohne installierte Lüftungstechnik erweist sich als diffizil, da mit reiner Fensterlüftung keine vergleichbare Luftqualität hergestellt werden kann.

Aus den bisherigen Literaturstellen und Forschungsprojekten ergeben sich offene Fragen, die bisher unbeantwortet blieben. Das Fensterlüftungsverhalten von Nutzern ist in einer Vielzahl von Projekten meßtechnisch untersucht worden. Da das Verhalten aber stark vom lokalen Klima abhängt, gilt es nur für den gemessenen Zeitraum und für den lokalen Klimastandort. Beim Einsatz von Simulationsmodellen, die das Fensterlüftungsverhalten mit berücksichtigen, ist ein übertragbares, abstrahiertes Modell notwendig, mit dem das Öffnen von Fenstern in Gebäuden abgebildet werden kann. Konstante Wochenprofile spiegeln nicht die Realität wieder, wie in Wohngebäuden über Fenster gelüftet wird. Die Annahme eines solchen Profils muß zwangsläufig zu verfälschten Ergebnissen hinsichtlich des Luftaustausches über geöffnete Fenster führen. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit ein verallgemeinertes Modell zur Fensterlüftung vorgestellt. Die Öffnungszeiten können damit als Funktion vorhandener Klimadaten generiert werden.

Aus einer Vielzahl von Meßprojekten resultieren offene Fragen hinsichtlich des Einflusses verschiedener Randbedingungen auf den Heizwärmeverbrauch von Wohngebäuden mit installierter Lüftungsanlage. Aufgrund einer begrenzten Anzahl von Meßstellen können die einzelnen Randbedingungen nur unvollständig oder gar nicht erfaßt werden, was eine Sensitivitätsanalyse anhand von Meßdaten unmöglich macht. Um eine Quantifizierung des Einflusses verschiedener Randbedingungen auf den Heizwärmebedarf vorzunehmen, ist es sinnvoll, eine Randbedingung in einem Simulationsmodell zu variieren und die restlichen Parameter konstant zu halten. Dies ist nur durch den Einsatz von Simulationswerkzeugen möglich.

Die Überlagerung von Fensterlüftung und gleichzeitig betriebener Lüftungsanlage entspricht den meßtechnisch beobachteten Gegebenheiten. Dies findet in gültigen Normen und einer Vielzahl von Veröffentlichungen jedoch keine Berücksichtigung. Ledig-

lich in [65] und ansatzweise in [35] wird dies näher untersucht, wobei nur ein Teil marktüblicher Anlagensysteme modelliert wird. Kostengünstige feuchtegeregelte Abluftsysteme werden nicht betrachtet. Die Klärung dieser oben genannten offenen Fragen ist die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit.

# Kapitel 3

## Grundlagen

### 3.1 Wärmetransport

Zur Beschreibung des thermischen Verhaltens des Gebäudes wird der Mehrzonen-Type 56 des Programmes TRNSYS 15 [41] eingesetzt. Jede thermische Zone wird durch einen Luftknoten pro Zone abgebildet, der die Kapazität des Luftvolumens beinhaltet. Der konvektive Wärmefluß auf den Raumknoten wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{surf,i} + \dot{Q}_{inf,i} + \dot{Q}_{vent,i} + \dot{Q}_{gain,i} + \dot{Q}_{cplg,i} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{surf,i} = u_{w,i} \cdot A_{w,i} \cdot (T_{Wand,i} - T_{Luft}) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{inf,i} = \dot{V}_{inf} \cdot \rho \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{au} - T_{Luft}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{vent,i} = \dot{V}_{vent} \cdot \rho \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{vent,i} - T_{Luft}) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{cplg,i} = \dot{V}_{cplg} \cdot \rho \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{zone,i} - T_{Luft}) \quad (3.5)$$

Betrachtet man innerhalb einer Zone eine Wand, so gilt für die Strahlungsgewinne der Wandoberflächentemperatur folgende Gleichung:

$$\dot{Q}_{r,w_i} = \dot{Q}_{g,r,i,w_i} + \dot{Q}_{sol,w_i} + \dot{Q}_{long,w_i} + \dot{Q}_{wallgain} \quad (3.6)$$

Mehrschichtige Wände werden mit Übertragungsfunktionen gemäß [53] definiert. Die Wand wird als "Blackbox" behandelt, als Systemgrenzen werden die Wandoberflächen definiert. Für die Wärmeströme in die Wand hinein und aus der Wand heraus gelten damit die folgenden Gleichungen:

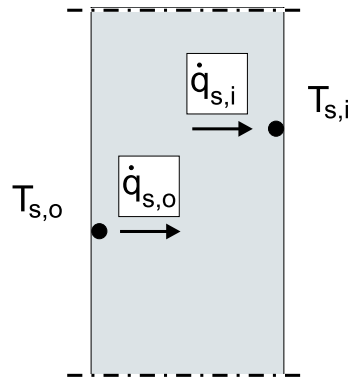


Bild 3.1: Übertragungsfunktion für Wände nach Mitalas [53]

$$\dot{Q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{a_s}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,o}^k \quad (3.8)$$

Die Zeitschritte werden durch den Index  $k$  repräsentiert, wobei  $k = 0$  den aktuellen Zeitschritt bezeichnet, der vorherige ist  $k = 1$ . Die Koeffizienten  $a, b, c, d$  werden bei der Erstellung des Gebäudemodells mit der vorgegebenen Zeitbasis gemäß dem Wandaufbau errechnet.

Der langwellige Strahlungsaustausch zwischen den Oberflächen einer Zone und der konvektive Wärmefluss von den inneren Oberflächen an die Raumluft wird durch die Verwendung eines Sternnetzwerkes nach [67] angenähert. Hierbei wird ein fiktiver Temperaturknoten eingeführt, um den parallelen Wärmefluss durch Strahlung und Konvektion an den Raumluftknoten abzubilden.

## 3.2 Feuchtetransport

Zur Berechnung des Feuchtehaushaltes innerhalb einer Zone gibt es in TRNSYS [41] unterschiedliche Modelle. Diese basieren auf Ansätzen der Literatur [45].

1. Feuchtemodell mit effektiver Kapazität
2. Feuchtemodell mit Pufferspeicher

Im ersten Modell wird die Luftmasse  $M_{air,i}$  über den Faktor  $R$  skaliert und als effektive Luftmasse  $M_{eff,i}$  in der Gleichung der Feuchtebilanz verwendet.

$$M_{eff,i} = R \cdot M_{air,i} \quad (3.9)$$

Die Bilanzgleichung lautet:

$$M_{eff,i} \cdot \frac{d\omega_i}{dt} = \dot{m}_{inf,i}(\omega_a - \omega_i) + \sum_k^{n_{vent}} \dot{m}_{v,k,i}(\omega_{v,k,i} - \omega_i) + \dot{W}_{g,i} + \sum_{i-j}^{n_{surface}} \dot{m}_{cplg,s}(\omega_j - \omega_i) \quad (3.10)$$

Beim Feuchtemodell mit Pufferspeicher wird ein separater Feuchtespeicher beschrieben, der in einen Oberflächenspeicher und einen Tiefspeicher aufgeteilt wird. Die einzelnen Speicher sind mit dem Raumknoten gemäß Abb. 3.2 verbunden.

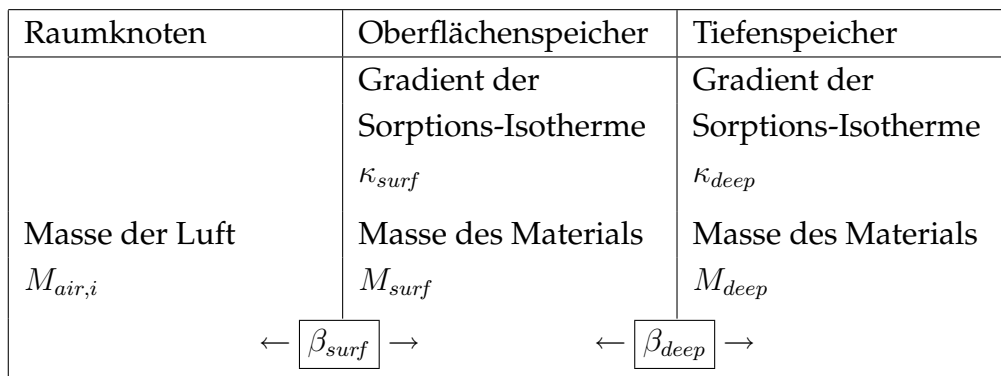


Bild 3.2: Modell der Feuchtespeicherung

Die Bilanzgleichungen bei Verwendung des Pufferspeichermodells lauten:

$$M_{air,i} \cdot \frac{d\omega_i}{dt} = \dot{m}_{inf,i}(\omega_a - \omega_i) + \sum_k^{n_{vent}} \dot{m}_{v,k,i}(\omega_{v,k,i} - \omega_i) + \dot{W}_{g,i} + \sum_{i-j}^{n_{surface}} \dot{m}_{cplg,s}(\omega_j - \omega_i) + \beta_{surf}(\omega_{surf} - \omega_i) \quad (3.11)$$

$$M_{surf} \kappa_{surf} f(\varphi, \omega) \cdot \frac{d\omega_{surf}}{dt} = \beta_{surf}(\omega_i - \omega_{surf}) + \beta_{deep}(\omega_{deep} - \omega_{surf}) \quad (3.12)$$

$$M_{deep} \kappa_{deep} f(\varphi, \omega) \cdot \frac{d\omega_{deep}}{dt} = \beta_{deep}(\omega_{surf} - \omega_{deep}) \quad (3.13)$$

Die Feuchtigkeit, die in der Luft einer Zone enthalten ist, wird zunächst in die Oberflächenschicht der umgebenden Materialien des Raumes eingetragen. Die Intensität

des Austausches wird über den Austauschkoeffizienten  $\beta_{surf}$  festgelegt. Die Feuchtigkeit gelangt aus dem Oberflächenspeicher in tiefere Regionen der Baumaterialien. Die Austauschrate zwischen Oberflächen- und Tiefenspeicher wird von  $\beta_{deep}$  bestimmt.

Die Speicherfähigkeit der Materialien wird durch die Gradienten  $\kappa_{surf}$  und  $\kappa_{deep}$  der Sorptionsisotherme angegeben. In den Bereichen, in denen sich die Raumlufftfeuchte normalerweise bewegt, kann die Sorptionsisotherme durch eine lineare Funktion angenähert werden. Somit reicht es aus, für die Speicherfähigkeit den Gradienten der Sorptionsisotherme als konstant anzunehmen und diesen für die verschiedenen Materialkombinationen anzugeben.

Weitere Modelle zur Beschreibung des zeitlichen Verhaltens der Raumlufftfeuchte unter Berücksichtigung der Sorptionseigenschaften sind in [40, 43, 57, 66] beschrieben.

### 3.3 Gebäudedurchströmung

Zur Beschreibung von Undichtigkeiten eines Gebäudes wird das allgemeine Potenzgesetz (Gl. 3.14) angewendet.

$$\dot{m} = C_s \cdot (\Delta P)^\gamma \quad (3.14)$$

Je nach Art der Undichtheit variiert der Exponent  $\gamma$  zwischen 0,5 (turbulente Strömung) und 1 (rein laminare Strömung). Rein laminare Strömungen treten im Bereich der Gebäudedurchströmung praktisch nicht auf. Der Exponent für kleine Undichtheiten in der Gebäudehülle wird in der Regel [1] auf  $\gamma = 0,66$  gesetzt. Die Größe des  $C_s$ -Wertes [kg/s@1Pa] ist ein Maß für den Widerstandswert der Undichtheit. Mit Hilfe des Potenzansatzes können auch Lüftungstechnische Einrichtungen wie Ventile und Überströmungöffnungen modelliert werden.

Die Ermittlung des Luftaustausches zwischen zwei Zonen durch Undichtigkeiten und geöffnete Fenster/Türen wird mit dem Berechnungsansatz gemäß COMIS 3.1 durchgeführt [1]. Treibende Kräfte für einen Luftaustausch sind zum einen die Temperaturdifferenz zwischen innen und außen, sowie auftretende Windlasten auf der Fassade.

Aus einem Temperaturunterschied zwischen zwei Zonen resultiert ein Dichteunterschied, der zu einer Druckdifferenz führt. Setzt man voraus, daß die Luftdichte innerhalb einer thermischen Zone sich über die Höhe nicht ändert, so gilt für die Druckdifferenz zwischen zwei Zonen 1 und 2 in der Höhe  $z$  gemäß der Bernoulli-Gleichung:



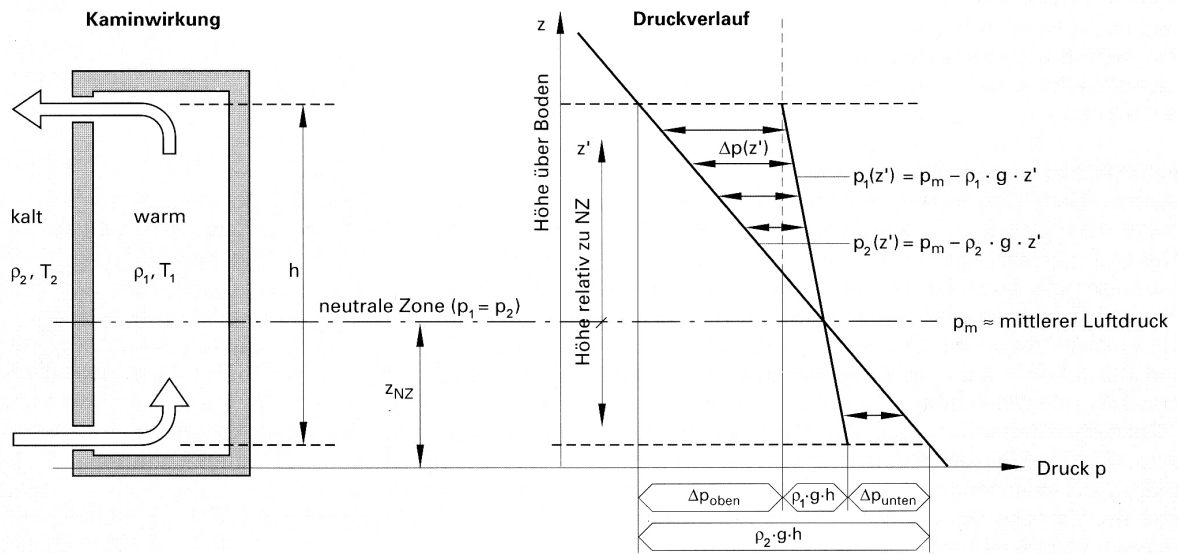


Bild 3.3: Druckverteilung aufgrund von thermischem Auftrieb [79]

$$\Delta P = P_1(z) - P_2(z) = (P_{01} - P_{02}) - gz(\rho_{01} - \rho_{02}) \quad (3.15)$$

Die Höhe einer möglichen neutralen Zone, bei der keine Druckdifferenz vorhanden ist, ergibt zu:

$$z_n = \frac{P_{01} - P_{02}}{g(\rho_{01} - \rho_{02})} \quad (3.16)$$

Betrachtet man das Verhalten großer Öffnungen (Fenster und Türen), so ergibt sich für die Luftgeschwindigkeit in der Höhe  $z$  unter Verwendung des Potenzansatzes:

$$v(z) = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot [(P_{01} - P_{02}) - gz(\rho_{01} - \rho_{02})]} \quad (3.17)$$

Legt man den Ursprung der  $z$ -Achse in die Ebene der neutralen Zone, so wird die Differenz der statischen Drücke gleich null und es ergibt sich:

$$v(z) = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot [-(gz(\rho_{01} - \rho_{02}))]} \quad (3.18)$$

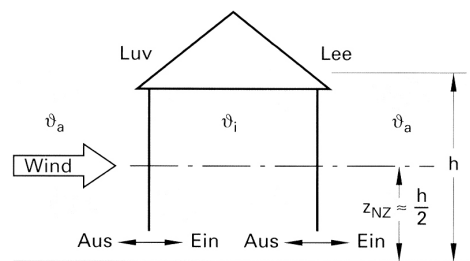
Um den Massenströme zu ermitteln, die über die Öffnung transportiert werden, integriert man Gleichung 3.18 und erhält zwei Massenströme, einen unterhalb der neutralen Zone und einen oberhalb der neutralen Zone bis zur Höhe  $H$  der Öffnung:

$$\dot{m}_{0,z_n} = \frac{2}{3} W C_d \theta \sqrt{2\rho g(\rho_{01} - \rho_{02})} |z_n|^{\frac{3}{2}} \quad (3.19)$$

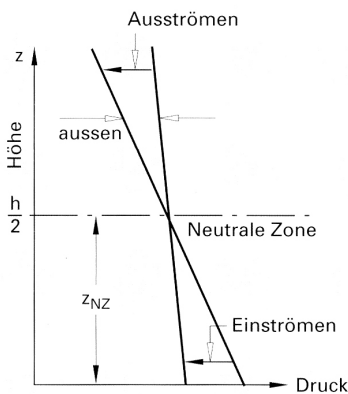
$$\dot{m}_{z_n,H} = \frac{2}{3} W C_d \theta \sqrt{2\rho g(\rho_{01} - \rho_{02})} |H - z_n|^{\frac{3}{2}} \quad (3.20)$$

Je nach Anströmung der Fassade tritt ein lokaler Staudruck oder ein Sog auf. Für jedes Windrichtungssegment läßt sich für beliebige Punkte auf der Fassade ein  $c_p$ -Wert definieren, dessen Größe und Vorzeichen den lokalen Staudruck auf die jeweilige Fassade bestimmt.

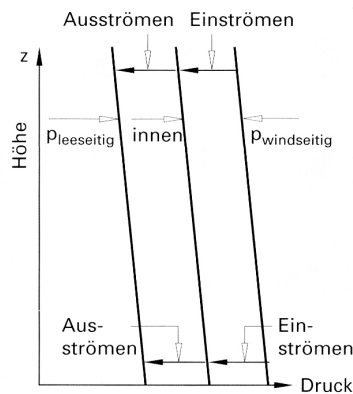
$$P_s = c_p(x, y, z) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{ref}^2 \quad (3.21)$$



Nur thermischer Auftrieb, mit Neutraler Zone auf halber Gebäudehöhe



Nur Winddruck (schematisch, beidseitig gleiche Grössenordnung des Winddruckes)



Thermischer Auftrieb und Winddruck kombiniert

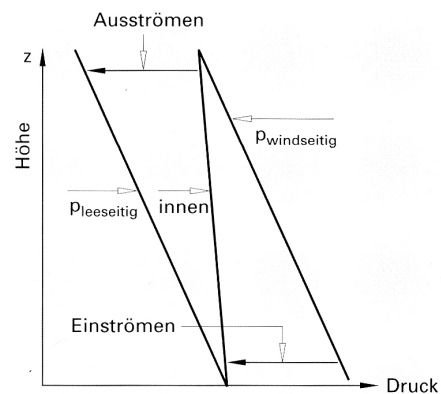


Bild 3.4: Druckverteilung am Gebäude bei Überlagerung von thermischem Auftrieb und Windlasten [79]

Dieser Staudruck bzw. Sog überlagert sich additiv mit den Druckdifferenzen, die aus den Dichteunterschieden zweier thermischer Zonen resultieren (s. Bild 3.4). Die Bestimmung von  $c_p$ -Werten ist mit größerem Aufwand verbunden. Es gibt verschiedene Möglichkeiten  $c_p$ -Werte zu bestimmen.

1. CFD-Simulationsrechnungen
2. Modell des Objektes im Windkanal untersuchen
3. vereinfachte Rechenverfahren zur Bestimmung von  $c_p$ -Werten
4. Tabellenwerke für einfache Geometrien

Die ersten beiden Verfahren sind mit hohem Aufwand und Kosten verbunden und werden im allgemeinen nur bei Großprojekten eingesetzt. Wichtig ist hierbei eine genaue Kenntnis der umgebenden Bebauung, da diese einen entscheidenden Einfluß auf die Winddruckbeiwerte hat und mit in die Modellbildung einfließen muß. Für sehr einfache Geometrien kann man Tabellenwerke verwenden, die einen groben Anhalt für die  $c_p$ -Werte liefern [56]. Eine genauere Methode zur Bestimmung von  $c_p$ -Werten mit Hilfe eines Rechenalgorithmus, der sich aus CFD-Untersuchungen ableitet wird im Programm CPCALC+ [30] verwendet.

Folgende Eingabegrößen sind notwendig, um mit CPCALC+  $c_p$ -Werte zu bestimmen:

- Azimuthwinkel des Gebäudes
- Windrichtung
- Rauigkeitsexponent
- Bebauungsdichte
- umgebende Gebäudehöhe
- Gebäudehöhe
- Gebäudelänge
- Gebäudebreite
- Dachtyp (flach, einseitig, beidseitig geneigt)
- Neigungswinkel des Daches
- Gitterpunkte auf jeder Fassadenfläche, für welche die  $c_p$ -Werte bestimmt werden sollen

Für jeden Gitterpunkt einer Fassadenfläche wird für variierende Windrichtungen (45°-Segmente) ein  $c_p$ -Wert errechnet, der von COMIS 3.1 bei der Berechnung des Staudrucks bzw. Sogs durch Windlasten verwendet wird.

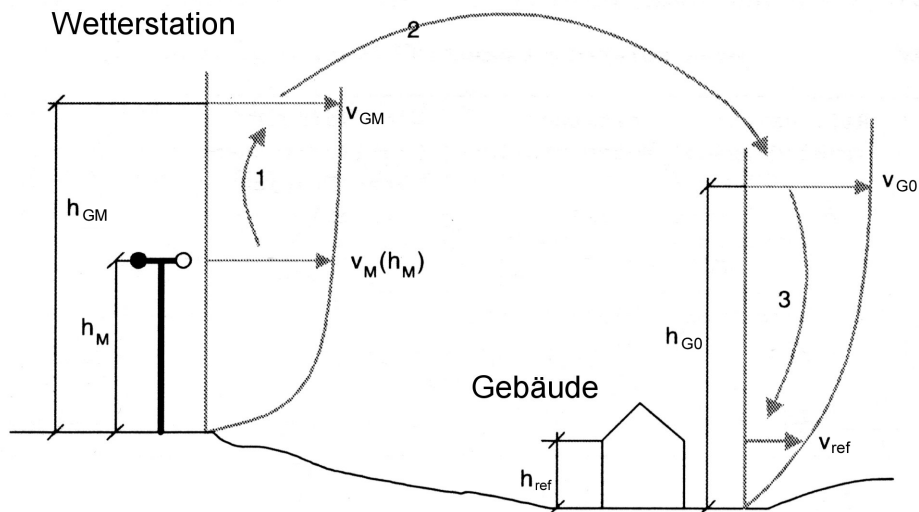


Bild 3.5: Umrechnung der Windgeschwindigkeit auf den Gebäudestandort [28]

Um den zusätzlichen Druck oder Sog zu bestimmen, der durch Windlasten auf die Fassade aufgeprägt wird, muß die Windgeschwindigkeit der vorhandenen Wetterdaten auf eine Referenzgeschwindigkeit  $v_{ref}$  umgerechnet werden. Die  $c_p$ -Werte werden für die Referenzgeschwindigkeit an der Referenzhöhe  $h_{ref}$  des Gebäudes bestimmt. Gewöhnlich wird die Traufhöhe des Gebäudes als Referenzhöhe festgelegt. Zur Bestimmung der Windgeschwindigkeit  $v_{ref}$  wird die gemessene Windgeschwindigkeit der Wetterstation  $v_M$  in Masthöhe  $h_M$  über den richtungsabhängigen Rauigkeitsexponenten  $\alpha_M$  auf eine ungestörte Windgeschwindigkeit  $v_{GM}$  in einer Höhe von 60 m umgerechnet, sofern  $\alpha < 0.377$  ist. Die Höhe der ungestörten Windgeschwindigkeit kann bis zu 1600 m ansteigen, je nachdem wie groß der Rauigkeitsexponent  $\alpha$  ist.

Die ungestörte Windgeschwindigkeit am Gebäudestandort  $v_{G0}$  entspricht der ungestörten Windgeschwindigkeit  $v_{GM}$  am Standort der Wetterstation. Im letzten Schritt wird die ungestörte Windgeschwindigkeit am Gebäudestandort  $v_{G0}$  mit Hilfe des lokalen richtungsabhängigen Rauigkeitsexponenten  $\alpha_0$  des Gebäudestandortes auf die

Referenzgeschwindigkeit  $v_{ref}$  umgerechnet. Damit kann aus beliebigen Wetterdatensätzen der lokale Staudruck bzw. Sog durch Windlasten bestimmt werden, wenn die Rauigkeitsexponenten und die  $c_p$ -Werte bekannt sind.

Für die Berechnungen der Gebäudedurchströmung benötigt man Daten über die Strömungswiderstände, die zwischen zwei Druckknotenpunkten vorhanden sind. Dies können Undichtigkeiten, Fenster, Türen oder Ventile sein. Zwischen zwei Zonen unterschiedlichen Druckes werden diese Widerstände in einer Knotenpunktliste verschaltet. Weitere Randbedingungen wie Außenklima und  $c_p$ -Werte fließen in die Modellbildung mit ein. Dieses Widerstandsnetzwerk wird mit Hilfe eines Solvers gelöst und die resultierenden Massenströme zwischen Zonen unterschiedlichen Druckes bestimmt.

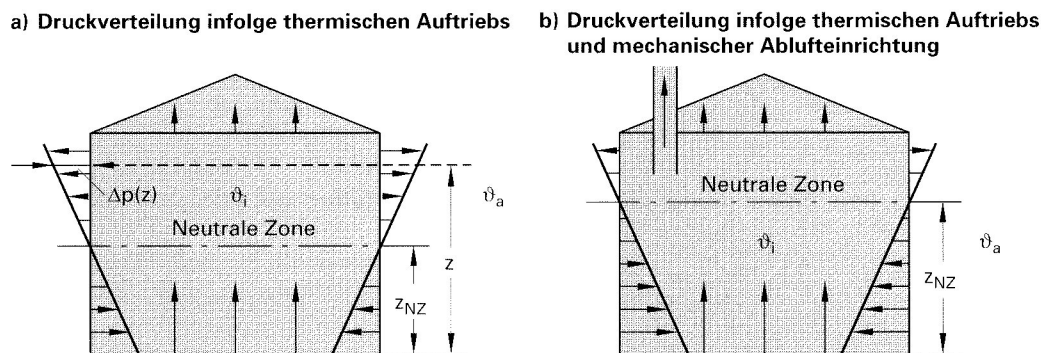


Bild 3.6: Druckverteilung am Gebäude bei Druckausgleich und mit Abluftanlage [79]

Die prinzipiellen Unterschiede von Zu-/Abluftanlage und Abluftanlagen hinsichtlich der Lage der neutralen Zone verdeutlicht Bild 3.6. Während bei balancierten Zu-/Abluftanlagen keine zusätzliche Druckdifferenz zwischen innen und außen überlagert wird, steht das Gebäude bei Abluftanlagen im unter leichten Unterdruck, was zu einer Verschiebung der neutralen Zone führt.

### 3.4 Wärmebereitstellungsgrad

Um eine Vergleichbarkeit der Effektivität von Wärmetauschern zu schaffen, wird die Größe des Wärmebereitstellungsgrades eingeführt. Dies ist notwendig, da die Rückwärmzahlen  $\Phi$  (Gl. 3.22 und 3.23) keine Aussage über die zurückgewonnene Energie

liefern, da nur die Temperaturänderung der Luftströme berücksichtigt wird. Bei gleichen Massenströmen und reinen Austausch sensibler Wärme gilt  $\Phi_1 = \Phi_2$ .

$$\Phi_1 = \Phi_{ab} = \frac{T_{ab} - T_{fo}}{T_{ab} - T_{au}} \quad (3.22)$$

$$\Phi_2 = \Phi_{zu} = \frac{T_{zu} - T_{au}}{T_{ab} - T_{au}} \quad (3.23)$$

Betrachtet man die Enthalpieströme, die eine Berücksichtigung der latenten Wärme ermöglichen, so ergibt sich für die Enthalpiekennzahlen  $\Phi_H$ :

$$\Phi_{H,1} = \Phi_{H,ab} = \frac{\dot{H}_{ab} - \dot{H}_{fo}}{\dot{H}_{ab} - \dot{H}_{au}} \quad (3.24)$$

$$\Phi_{H,2} = \Phi_{H,zu} = \frac{\dot{H}_{zu} - \dot{H}_{au}}{\dot{H}_{ab} - \dot{H}_{au}} \quad (3.25)$$

Die im Nenner eingesetzte Enthalpiedifferenz ist in Lüftungsgeräten, in denen keine Feuchteübertragung stattfindet, nur theoretisch zurückzugewinnen. Die Enthalpiedifferenz, die durch Unterschiede des Wassergehaltes von Außen- und Abluft bedingt ist, kann ohne Feuchteübertragung nicht zurückgewonnen werden. Aus diesem Grund wird die neue Größe des Wärmebereitstellungsgrades eingeführt. Der Wärmebereitstellungsgrad berücksichtigt die gesamte durch das Lüftungsgerät bereitgestellte, nutzbare Energie [36, 9]. Es ist also auch der Wärmeeintrag durch elektrische Aggregate beinhaltet.

$$\eta'_{WRG} = \frac{\dot{Q}_{zu,ges}}{\dot{H}_{ab}^* - \dot{H}_{au}} = \frac{\dot{H}_{zu} - \dot{H}_{au}}{\dot{H}_{ab}^* - \dot{H}_{au}} \quad (3.26)$$

$\dot{H}_{ab}^*$  ist ein fiktiver Enthalpiestrom, der bei Ablufttemperatur und Wassergehalt der Außenluft berechnet wird  $\dot{H}_{ab}^* = \dot{H}(T_{ab}; x_{au})$

Der Enthalpiestrom der Zuluft ergibt sich also aus

$$\dot{H}_{zu} = \eta'_{WRG} \cdot (\dot{H}_{ab}^* - \dot{H}_{au}) + \dot{H}_{au} \quad (3.27)$$

$\dot{Q}_{zu,ges}$  ist der durch Wärmerückgewinnung und elektrische Antriebe insgesamt in den Zuluftstrom eingebrachte Wärmestrom. Er wird aus den Enthalpieströmen vor und hinter dem Lüftungsgerät ermittelt und ist somit meßtechnisch zu erfassen.

Betrachtet man ausschließlich die Komponente der Wärmerückgewinnung, so gilt hierfür der Wärmerückgewinnungsgrad  $\eta_{WRG}$  des Wärmetauschers. Die elektrisch zugeführte Energie durch Ventilatoren wird von der gesamten zugeführten Wärmemenge subtrahiert.

$$\eta_{WRG} = \frac{\dot{Q}_{zu,ges} - P_{el,zu}}{\dot{H}_{ab}^* - \dot{H}_{au}} \quad (3.28)$$

Bei Zu-/Abluftanlagen mit Wärmetauscher und nachgeschalteter Luft/Luft-Wärmepumpe wird die Wärmeleistung  $\dot{Q}_{zu,WP}$  der Wärmepumpe anhand der Enthalpieströme aus der folgenden Gleichung berechnet:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{zu,WP} = \dot{V}_{zu} \cdot \left( [\eta'_{WRG,WP} \cdot (\dot{H}_{ab}^* - \dot{H}_{au}) + \dot{H}_{au}] \cdot \rho_{zu,WP} \right. \\ \left. - [\eta'_{WRG,WT} \cdot (\dot{H}_{ab}^* - \dot{H}_{au}) + \dot{H}_{au}] \cdot \rho_{zu,WT} \right) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Sind die Volumenströme für Zu- und Abluft nicht bilanziert, so gelten die obigen Beziehungen nicht mehr in der angegebenen Form. Bei einem Zuluftüberschuß  $\dot{V}_{zu2} > \dot{V}_{zu1}$  bleibt die übertragene Wärmemenge näherungsweise erhalten, so daß gilt:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{V}_{zu1} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{zu1} - T_{au}) = \dot{V}_{zu2} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{zu2} - T_{au}) \quad (3.30)$$

Löst man nach der neuen Zulufttemperatur  $T_{zu2}$  auf, die sich aus der Außentemperatur  $T_{au}$  und der Zulufttemperatur  $T_{zu1}$  bei bilanzierten Volumenströmen ergibt, so folgt:

$$T_{zu2} = \frac{\dot{V}_{zu1}}{\dot{V}_{zu2}} (T_{zu1} - T_{au}) + T_{au} \quad (3.31)$$

### 3.5 Schadstofftransport

Parallel zum Modell der Gebäudedurchströmung wird ein Modell zur Schadstoffausbreitung für jede Zone in COMIS definiert. Es wird dabei vorausgesetzt, daß die Konzentration in jeder Zone ideal vermischt ist und durch den Luftmassenstrom zwischen den Zonen transportiert wird. Die folgende Gleichung 3.32 beschreibt diese Massenbilanz:

$$\begin{aligned} \frac{d(\rho_{ai} V_i C_{ip})}{dt} &= \sum_{j=0}^{j=NZ} \sum_{k=1}^{k=NK} \dot{m}_{jik}(t) \cdot (1 - \eta_{jik}) \cdot C_{jp}(t) \\ &- \sum_{j=0}^{j=NZ} \sum_{k=1}^{k=NK} (\dot{m}_{ijk}(t) + k_{r,ip}) \cdot C_{ip}(t) + S_{ip}(t) \end{aligned} \quad (3.32)$$

Jedem Strömungswiderstand, der zwischen zwei Zonen definiert ist, kann ein Filtereffekt  $\eta_{ijk}$  zugewiesen werden. Dieser Filter verändert die transportierte Konzentration und berücksichtigt beliebige Arten von Reaktionen (chemische, Phasenänderung) aufgrund des Kontaktes des Schadstoffes mit festen Materialien auf dem Weg von einer Zone in die andere. Innerhalb einer Zone werden chemische Reaktionsvorgänge, Phasenzustandsänderung, Adsorption und Desorption über den Term  $k_{r,ip}$  berücksichtigt. Beide Faktoren können entweder als konstante Werte oder als Funktion von Zustandsvariablen definiert werden. Die Konzentration, mit der die Schadstoffquelle emittiert, wird mit  $S_{ip}$  bezeichnet. Der linke Teil der Gleichung 3.32 kann wie folgt umgeformt werden:

$$\frac{d(\rho_{ai} V_i C_{ip})}{dt} = C_{ip} \frac{d(\rho_{ai} V_i)}{dt} + \rho_{ai} V_i \frac{dC_{ip}}{dt} \quad (3.33)$$

Hierbei stellt der erste Teil lediglich die Massenbilanz der trockenen Luft in Zone  $i$  dar. Diese Massenbilanz kann man umformen zu:

$$\frac{d(\rho_{ai} V_i)}{dt} = \sum_{j=0}^{j=NZ} \sum_{k=1}^{k=NK} \dot{m}_{jik}(t) - \sum_{j=0}^{j=NZ} \sum_{k=1}^{k=NK} \dot{m}_{ijk}(t) + S_{ip}(t) \quad (3.34)$$

Stellt man die Gleichung 3.34 mit Hilfe von Gleichung 3.32 um, so erhält man eine allgemeine Definition der Konzentration des Schadstoffes  $p$  in Zone  $i$ , wobei nur Massenströme berücksichtigt werden, die in die Zone hineinströmen.

$$\begin{aligned} \rho_{ai} V_i \frac{dC_{ip}}{dt} &= \sum_{j=0}^{j=NZ} \sum_{k=1}^{k=NK} \dot{m}_{jik}(t) \cdot (1 - \eta_{jik}) \cdot C_{jp}(t) \\ &- \sum_{j=0}^{j=NZ} \sum_{k=1}^{k=NK} (\dot{m}_{ijk}(t) + k_{r,ip}) \cdot C_{ip}(t) + S_{ip}(t) \end{aligned} \quad (3.35)$$

Um die Gleichung 3.35 über der Zeit zu integrieren, wird ein implizites Finite-Differenzen-Verfahren angewendet. Diese Methode führt zu einem linearen Gleichungssystem,



welches das Konzentrationsfeld zu jedem Zeitschritt beschreibt. In Matrixschreibweise erhält man:

$$[A] \cdot \{C_p^{t+\Delta t}\} = \{B\} \quad (3.36)$$

Hierbei ist:

$$\begin{aligned} A(i, j) &= \sum_{k=1}^{k=NK} -\dot{m}_{jik}^{t+\Delta t} (1 - \eta_{jik}) \text{ mit } i \neq j \\ A(i, i) &= \frac{\rho_{ai}^t V_i}{\Delta t} \sum_{j=0}^{j=NZ} \sum_{k=1}^{k=NK} \dot{m}_{jik}^{t+\Delta t} + k_{r,ip}^{t+\Delta t} \\ B(i) &= \frac{\rho_{ai}^t V_i}{\Delta t} C_{ip}^t + S_{ip}^{t+\Delta t} + \sum_{k=1}^{k=NK} \dot{m}_{0ik}^{t+\Delta t} (1 - \eta_{0ik}) C_{0p}^{t+\Delta t} \end{aligned}$$

Im Quellterm  $B(i)$  repräsentiert der Index 0 die Außenbedingungen.



# Kapitel 4

## Modellbildung

In den folgenden Abschnitten wird die Modellbildung des Simulationsmodelles für die Bereiche thermische Gebäudesimulation, Gebäudedurchströmung, Nutzung und technische Anlagen beschrieben.

### 4.1 Simulationswerkzeuge

Verschiedene Simulationsprogramme wurden auf Ihre Tauglichkeit für das Vorhaben untersucht. Einen Überblick über kombinierte Modelle für Wärmetransport und Gebäudedurchströmung gibt die Technical Note 40 des AIVC [39].

- Matlab/Simulink mit Carnot Blockset [68]
- Trnsys Version 15 [15, 41, 73]
- Comis Version 3.1 [1, 27, 28]
- Smile [4, 6]
- DOE [10]
- HAUSer [33]
- TAS [17]
- IDA [8]

- CONTAM [14]

Das Carnotblockset in Kombination mit Matlab/Simulink bietet eine benutzerfreundliche Oberfläche zur Simulation von Anlagen und zur thermischen Simulation von Gebäuden. Aufgrund der internen Modellbildung werden die Systeme im Laplace-Bereich abgebildet. Es besteht die Möglichkeit, durch die Auswahl eines geeigneten Solvers mit variabler Zeitschrittweite zu rechnen. Standardmäßig beträgt diese eine Sekunde (dies kann nicht modifiziert werden). Bei kleinen Kapazitäten im System schaltet der Solver auf sehr kleine Simulationsschrittweiten um, was zu stark erhöhten Rechenzeiten führt. Für die Gebäudedurchströmung, insbesondere in Kombination mit natürlicher Lüftung existieren derzeit noch keine Modelle.

Mit Hilfe von Trnsys 15 können multizonale Gebäude simuliert werden. Im Unterschied zu Matlab/Simulink werden alle Modelle jedoch für den Z-Bereich erstellt, d.h. für eine vorgegebene feste Zeitschrittweite (in der Regel eine Stunde). Dies betrifft auch das Wandmodell für die Gebäudesimulation.

Es besteht die Möglichkeit, zur Berechnung der Gebäudedurchströmung das Programm COMIS 3.1 mit TRNSYS 15 zu koppeln, so daß Gebäudeinfiltration und Luftwechselraten durch mechanische Lüftungssysteme in COMIS ermittelt werden und an Trnsys übergeben werden. Im Gegenzug werden die Zonentemperaturen aus Trnsys an COMIS übergeben. Mit dieser Kombination kann natürliche Lüftung über Fenster in Kombination mit Lüftungsanlagen berechnet werden.

Das Programm SMILE ist ein Ergebnis eines Forschungsprojektes der TU-Berlin, mit welchem die Differentialgleichungen auch im Laplace-Bereich abgebildet werden. Es existiert jedoch nur ein 1-Zonenmodell. Für die Gebäudedurchströmung gibt es bisher keine Modelle. Die Bedienung des Systems ist sehr aufwendig, eine einfache Benutzeroberfläche gibt es nicht. Zur Modellbildung ist ein C++-Compiler notwendig.

Weitere genannte Software bietet entweder nicht die Möglichkeit entsprechend tief in die Modellbildung einzugreifen, oder ist bezüglich der Kopplung von thermischer Gebäudesimulation, Anlagentechnik und Gebäudedurchströmung nicht ausreichend. Aus diesem Grunde wurde entschieden, die Kombination von Trnsys 15 in Kopplung mit COMIS 3.1 zur Simulation einzusetzen.

## 4.2 Thermisches Gebäudemodell

Um ein hinsichtlich der Gebäudehülle repräsentatives Niedrigenergiehaus abzubilden, werden 307 Einfamilien- und Reihenhäuser aus dem SynergieHaus-Projekt [38] betrachtet und Mittelwerte der untenstehenden Kenngrößen gebildet. Die Kennwerte lauten wie folgt:

Gebäudegröße:	180 m <sup>2</sup>
Bauweise:	Holzständerbauweise
g-Wert Fenster:	0,6
U-Wert Fenster:	1,4 W/(m <sup>2</sup> K)
U-Wert Dach:	0,19 W/(m <sup>2</sup> K)
U-Wert Außenwand:	0,25 W/(m <sup>2</sup> K)
U-Wert Bodenplatte:	0,29 W/(m <sup>2</sup> K)
A/V-Verhältnis:	0,76 m <sup>-1</sup>
$Q_{H, spez.}$ :	62,4 kWh/(m <sup>2</sup> a) (Fensterlüftung)
Fensterflächenanteil:	23%

Aus den angegebenen Kennwerten wird ein Gebäudemodell für ein mittleres Einfamilienhaus in Niedrigenergiebauweise erstellt. Durch die große Datenbasis und die Anforderungskriterien des SynergieHaus-Programms stellt das resultierende Gebäude einen repräsentativen Mittelwert für heutige Niedrigenergiegebäude dar. Die Pläne des Gebäudes finden sich im Anhang A. Das Gebäude ist in 10 Zonen aufgeteilt, die jeweils eine thermische Zone darstellen. Drei weitere Zonen bilden die beiden an die Dachräume angrenzenden Abseiten und der Spitzboden. Die Wandaufbauten des modellierten Gebäudes finden sich in Anhang B.

Als Klimastandort wird das Testreferenzjahr Würzburg [22] gewählt. Durch umgebende Bebauung und Bepflanzung wird angenommen, daß nur 90% der einfallenden Strahlung tatsächlich als solare Gewinne durch die Fenster in die Zonen einstrahlen, der  $z$ -Wert beträgt also 0,9. Für interne Gewinne werden 3 W/m<sup>2</sup> angesetzt. Der Wert ist etwas niedriger angesetzt, als der Rechenwert nach DIN 4108-6 [12], da in meßtechnischen Untersuchungen [38] der Mittelwert für Einfamilienhäuser bei 3,3 W/m<sup>2</sup> liegt. Die Luftwechselraten für Infiltration, Luftaustausch zwischen den Zonen und Ventilation werden vom Programm COMIS berechnet und als Eingangsgrößen in das Gebäude definiert. Für die Beheizung der Zonen wird eine ideale Heizung ohne Leistungsbegrenzung verwendet. Hierbei wird die Solltemperatur der Zone vorgegeben und immer soviel Heizleistung zugeführt, daß die Solltemperatur nicht unterschritten

wird. Auf eine genaue Modellierung des Wärmeübergabesystems wird in dieser Arbeit aus mehreren Gründen verzichtet. Zum einen gibt es bereits in der Literatur einige Arbeiten die sich mit diesem Thema ausgiebig befaßt haben [60, 5, 18], zum anderen wird die Vielfalt der Randbedingungen damit deutlich erhöht. Der Einfluß einzelner Parameter kann nicht mehr separat untersucht werden, da durch die Kopplung des Wärmeübergabesystems mit Gebäude, Regeleinrichtungen und Nutzerverhalten sich nicht bestimmen läßt, welche Parameteränderung sich in welchem Umfang auswirkt.

### 4.3 Modell der Gebäudedurchströmung

Die Zonierung des Durchströmungsmodells entspricht der Einteilung in die thermischen Zonen. Nur das offene Treppenhaus wird geschoßweise nochmals unterteilt, um den thermischen Auftrieb im Treppenhaus mit zu berücksichtigen. Jeder Druckknoten im Netzwerk entspricht damit einem Raumknoten aus dem thermischen Modell. Die einzelnen Druckknotenpunkte werden über nichtlineare Strömungswiderstände miteinander verbunden. Dies können Undichtigkeiten, Ventile, Fenster oder Türen sein. Die Kennwerte der Strömungswiderstände können Anhang B entnommen werden. Die Kennlinien der Ventile basieren auf marktüblichen Zuluft- und Überströmventilen. Die Undichtigkeiten innerhalb des Gebäudes sind [55] entnommen.

Um eine undichte Gebäudehülle abzubilden, gibt es verschiedene Möglichkeiten. Zum einen kann man für jeden Konstruktionstyp Widerstandswerte für  $C_s$  aus der Literatur entnehmen, wobei diese Konstruktionen auf dem Prüfstand im Labor gemessen werden und damit oftmals nicht den realen Gegebenheiten im Gebäudebestand entsprechen. Ein anderer Weg ist die Möglichkeit von der Kenngröße des Luftdichtheitswertes  $n_{50}$  auszugehen. Diese Größe hat sich zur Kennzeichnung der Luftdichtheit von Gebäuden etabliert und kann meßtechnisch bestimmt werden. Aus diesem Grund werden die Undichtigkeiten der Gebäudehülle hier über den  $n_{50}$ -Wert festgelegt. Es wird eine Gewichtung zwischen Dach- und Wandbereich vorgenommen, so daß das Verhältnis von  $C_{s,Dach}/C_{s,Wand} = 2/3$  beträgt. Pro Zone, die mit der Außenluft in Kontakt steht, wird eine Undichtigkeit in  $1/4$  und in  $3/4$  der Zonenhöhe definiert. Die  $C_s$ -Werte für Dach- und Wandbereich werden wie folgt errechnet:

$$C_{s,Dach} = \frac{n_{50} \cdot V_{Gebaeude} \cdot \rho_{Luft}}{3600 \cdot (50 \text{ Pa})^{0.66} \cdot (A_{Dach} + \frac{3}{2} \cdot A_{Wand})} \quad (4.1)$$

$$C_{s,Wand} = \frac{n_{50} \cdot V_{Gebaeude} \cdot \rho_{Luft}}{3600 \cdot (50 \text{ Pa})^{0.66} \cdot (A_{Wand} + \frac{2}{3} \cdot A_{Dach})} \quad (4.2)$$

Zur Überprüfung der ermittelten Werte für  $C_s$  wird in die Gebäudehülle ein druckkonstanter Ventilator mit 50 Pa Druckdifferenz integriert. Bei geöffneten Innentüren gibt sich als Luftwechsel der vorgegebene  $n_{50}$ -Wert, sofern die Innentemperatur gleich der Außentemperatur ist und keine Windlasten vorhanden sind.

Die Kennlinien der verwendeten Ventile sind in Anhang D zu finden. Aus diesen Kennlinien werden die Werte für  $C_s$  und den Exponenten  $\gamma$  ermittelt (s. Tabelle D.1).

Die Ermittlung der Durchlaßkoeffizienten  $Cd$  für große Öffnungen (s.a. Gleichung 3.19) kann entweder von COMIS intern durchgeführt werden, oder alternativ bei der Definition von Fenstern und Türen explizit angegeben werden. Für interne Türen haben Messungen des CSTB [28] ergeben, daß der  $Cd$ -Wert vom Verhältnis der Türhöhe  $H_{Tuer}$  zur Raumhöhe  $H_{Raum}$  wie folgt abhängt:

$$Cd = 0.609 \cdot \frac{H_{Tuer}}{H_{Raum}} - 0.066 \quad (4.3)$$

Hierbei muß das Verhältnis von  $\frac{H_{Tuer}}{H_{Raum}}$  zwischen 0.2 und 0.9 liegen. Für Kippfenster wird der  $Cd$ -Wert gemäß [73] ermittelt. Mittels eines CFD-Modells ist eine Abhängigkeit vom Öffnungswinkel  $\alpha_{Fen}$  [deg], sowie Breite und Höhe des Fenster festgestellt worden. Für den  $Cd$ -Wert ergibt sich damit:

$$Cd = 0.0147 \cdot \alpha_{Fen} - 0.0928 \cdot \frac{H_{Fen}}{W_{Fen}} + 0.4116 \quad (4.4)$$

Die gemessene Windgeschwindigkeit an einem Standort hängt von der umgebenden Bebauungssituation und der umgebenden Landschaft ab. Die lokale gemessene Windgeschwindigkeit kann entweder mit einem einzigen Rauigkeitswert  $\alpha$  auf die ungestörte Windgeschwindigkeit umgerechnet werden, was aber zu Fehlern bei der Ermittlung des ungestörten Windprofils führt. Eine weitere Möglichkeit ist die Verwendung richtungsabhängiger Rauigkeitsexponenten  $\alpha$  (s. Tabelle D.2) die [69] entnommen sind. In dieser Arbeit wird die Methode der winkelabhängigen Rauigkeitsexponenten verwendet.

Zur Simulation von Massenströmen über Öffnungen in der Fassade werden in der Regel Wetterdatensätze mit Zeitschrittweiten von 1 Stunde verwendet. Die Windrichtung und die Windgeschwindigkeit werden als Mittelwerte für den Zeitraum von einer Stunde angegeben. Untersuchungen der Windeigenschaften haben gezeigt, daß die

Windgeschwindigkeit sich aus einer Kombination von mittlerer Windgeschwindigkeit und einem turbulenten Anteil zusammensetzt [29]. Für einen Windstandort, dessen Windgeschwindigkeit und -richtung über einen langen Zeitraum hinweg nahezu konstant ist, wird eine Spektralanalyse der kinetischen Energie des Windes gemacht. Es zeigt sich, daß das Spektrum zwei Spitzen aufweist, eine mit einer Periodenlänge von 4 Tagen und eine mit einer Periodendauer von 1 Minute.

Verwendet man Wetterdatensätze mit einem Zeitintervall von 1 Stunde, so wird der niederfrequente Anteil der Windgeschwindigkeit berücksichtigt, der hochfrequente Anteil jedoch vernachlässigt. Der Einfluß der turbulenten Windgeschwindigkeit auf den Volumenstrom, der über eine Öffnung in der Fassade transportiert wird hängt von verschiedenen Parametern ab. Die Amplitude der Windgeschwindigkeit, die  $c_p$ -Werte der Fassade, die umgebende Bebauung und Bepflanzung und die Temperaturdifferenz zwischen innen und außen spielen hierbei eine Rolle. Bei einem freistehenden Gebäude und hohen mittleren Windgeschwindigkeiten kann der Einfluß der Turbulenzen auf den Volumenstrom bis zu 20 % betragen. Der rechnerisch ermittelte Wert liegt damit unter dem tatsächlichen Luftwechsel. Dies deckt sich auch mit Tracergasmessungen nach [48].

In der vorliegenden Arbeit wird der turbulente Anteil des Windes aus den nachfolgenden Gründen nicht berücksichtigt. Der Einfluß der Turbulenzen wird geringer, wenn es sich nicht um freistehende Gebäude, sondern um eine typische Wohnbebauung mit Gärten handelt, wie im vorliegenden Fall. Hierdurch reduzieren sich die  $c_p$ -Werte und aufgrund einer anderen Geländerauhigkeit sind die Windgeschwindigkeiten am Gebäudestandort niedriger als bei freistehenden Gebäuden. Bei Temperaturdifferenzen wie sie in der Heizperiode auftreten, tritt der Effekt der turbulenten Windgeschwindigkeiten anteilmäßig in den Hintergrund.

Eine Berücksichtigung des hochfrequenten Anteils der Windgeschwindigkeit ist mit dem vorhandenen Modell prinzipiell möglich. Dies setzt jedoch voraus, daß man hochauflösende Wetterdaten zur Verfügung hat, was in der Regel nicht der Fall ist. Der rechnerische Simulationsaufwand steigt ebenfalls drastisch an, da die Anzahl der Werte sich um den Faktor 18000 vervielfacht, wenn man mit genauen Daten (5 Hz nach [29]) simuliert. Da die vorliegende Arbeit sich mit der Sensitivität von Anlagensystemen beschäftigt und der turbulente Anteil der Windlasten bei allen Systemen gleich ist, spielt er beim Vergleich der Systeme untereinander keine Rolle.



Die  $c_p$ -Werte werden für alle vier Fassaden und die beiden geneigten Dachflächen in Abhängigkeit von der Windrichtung bestimmt. Die Windrichtung wird in Segmente zu je  $45^\circ$  eingeteilt. Die  $c_p$ -Werte werden mit Hilfe des Programmes CPCALC+ [30] ermittelt. Pro Fassadenfläche werden an bis zu 4 Punkten die  $c_p$ -Werte errechnet und als resultierender Wert gemittelt. Dies geschieht pro Windrichtungssegment. Für die Umgebung des Gebäudestandortes wird ein Rauigkeitsexponent von  $\alpha = 0.22$  festgelegt, dies entspricht einer Umgebung wie sie in Einfamilienhaus-Wohnsiedlungen zu finden ist. Die Gebäudehöhe der umgebenden Bebauung wird gleich der Gebäudehöhe des untersuchten Gebäudes gesetzt. Die Bebauungsdichte wird mit 25% festgelegt.

Die Lüftungsanlagen werden durch Ventilatoren abgebildet, die in den jeweiligen Zu- und Abluftzonen konstante Volumenströme einblasen bzw. absaugen. Da die Zu-/Abluftventile den größten Widerstand im Kanalnetz darstellen, ist diese Vereinfachung zulässig und eine genaue Abbildung des Kanalnetzes im Gebäude nicht notwendig. Lediglich im Fall der feuchtegeregelten Abluftanlage werden die Abluftventile mit in die Modellbildung einbezogen und ein zentraler druckkonstanter Ventilator eingesetzt, da sich die Strömungswiderstände der Ventile in Abhängigkeit der relativen Raumluftfeuchte ändern. Die Verteilung der Luftmengen auf die einzelnen Zonen wird in Abschnitt 4.5 detailliert beschrieben.

## 4.4 Nutzung und Randbedingungen

### 4.4.1 Modell des Fensterlüftungsverhaltens

Basierend auf Meßwerten von Fensteröffnungszeiten des Forschungsvorhabens „Technikakzeptanz im Niedrigenergiehaus“ [37], wird im folgenden ein Modell abgeleitet, das drei verschiedene Fensteröffnungstypen beschreibt.

Trägt man die mittlere tägliche Öffnungsdauer für gekippte und weit geöffnete Fenster für alle 22 Gebäude klassiert über der Außentemperatur dar, so ergibt sich Bild 4.1.

Bei geringen Außentemperaturen werden hauptsächlich die Schlaf- und Kinderzimmerfenster im Obergeschoß gekippt, es werden nur in sehr geringem Maße die Fenster weit geöffnet. Nehmen die mittleren Außentemperaturen zu, wird auch zusätzlich über die Dachfenster und bei noch höheren Außentemperaturen im Wohnbereich und in der Küche gelüftet. Bei der Heizgrenztemperatur, die bei den vermessenen Gebäude im Schnitt bei  $15^\circ\text{C}$  liegt, zeigt sich ein deutlicher Sprung im Lüftungsverhalten

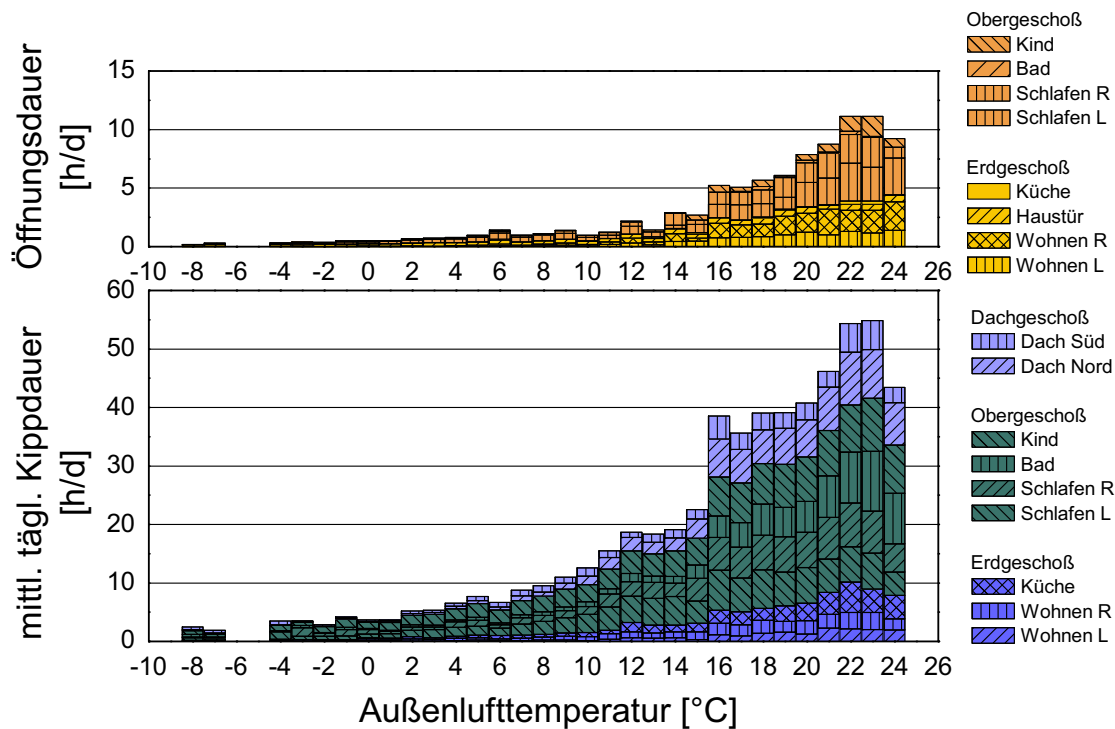


Bild 4.1: Mittlere tägliche Öffnungsdauer für gekippte und weit geöffnete Fenster in Abhängigkeit der Außentemperatur. (Datenbasis 22 Objekte [37], Zeitraum: 01.08.1999-31.05.2000)

sowohl bei den Kippfenstern, als auch bei der Fensterstellung weit offen. Unterhalb der Heizgrenztemperatur wird nur in sehr geringem Maße über weit geöffnete Fenster gelüftet, daher werden im Modell nur gekippte Fenster berücksichtigt. Außerdem ist Stellung des weit geöffneten Fensters unbekannt, diese hat jedoch einen bedeutenden Einfluß auf den Massenstrom.

Trägt man die mittlere tägliche Fensteröffnungsdauer über der Außenluftenthalpie auf (Bild 4.2), so ergibt sich ein nahezu linearer Zusammenhang, bei der Heizgrenze tritt kein deutlicher Sprung mehr auf. Im Modell wird aus diesem Grund die Außenluftenthalpie als Bezugsgröße gewählt, da dies dem Energieinhalt der Außenluft besser entspricht als die Außentemperatur.

Die Auswertung von mittleren monatlichen Tagesgängen für einzelne Fenster und Gebäude zeigt, das es drei charakteristische Verhaltensweisen gibt, um ein Fenster zu öffnen (Bild 4.3).

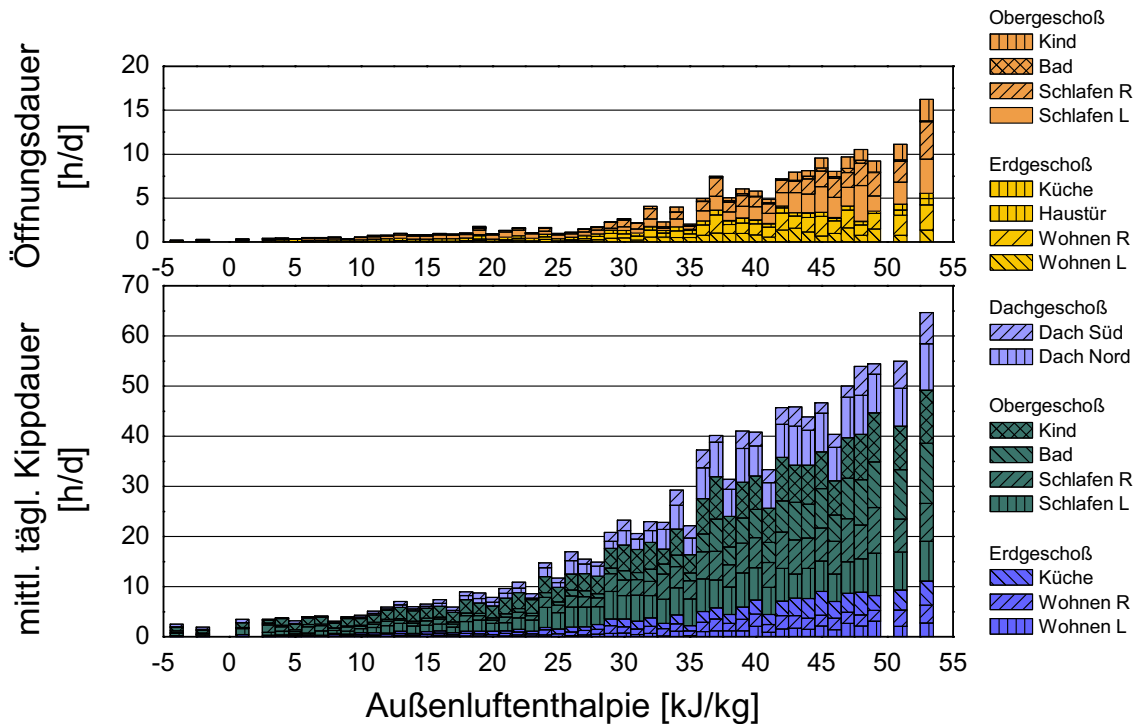


Bild 4.2: Mittlere tägliche Öffnungsdauer für gekippte und weit geöffnete Fenster in Abhängigkeit der Außenluftenthalpie. (Datenbasis 22 Objekte [37], Zeitraum: 01.08.1999-31.05.2000)

1. Nachtlüftung
2. Taglüftung
3. Stetiglüftung

Abstrahiert man dieses Verhalten auf ein mathematisches Modell, so entspricht das Nachtlüftungsverhalten einer Rechteckfunktion, das Taglüftungsverhalten ähnelt einer sinusförmigen Funktion. Die stetige Lüftung entspricht einer konstanten Funktion. Alle drei Modelle können mit variabler Amplitude auftreten.

Um aus beliebigen Wetterdatensätzen (z.B. Testreferenzjahren) ein Fensteröffnungsverhalten zu generieren, ist es notwendig, die charakteristischen Verhaltensweisen im Tagesverlauf näher zu untersuchen. Die Amplitude des mittleren monatlichen Tagesganges für Nachtlüftung ist während der Wintermonate kleiner eins (s. Bild 4.3).

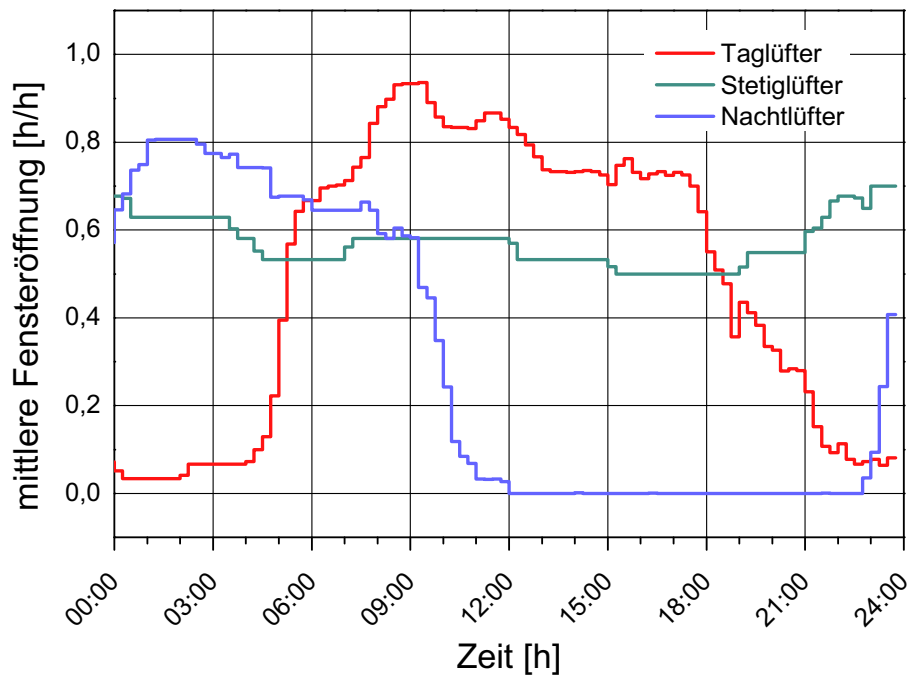


Bild 4.3: Mittlere charakteristische Tagesgänge der Öffnungsdauer für gekippte Fenster.

Bild 4.5 zeigt, daß bei sehr geringen Außenluftenthalpiewerten das Fenster geschlossen bleibt, während der übrigen Zeit wird es periodisch gemäß dem typischen Tagesgang für Nachtlüftung (Bild 4.4) geöffnet. Der Grenzwert der Enthalpie, bei der das Fenster geschlossen bleibt, wird wie folgt festgelegt:

$$h_{\text{grenz,nacht}} = \bar{h}_{\text{aussen}} + a \cdot \sigma \quad (4.5)$$

Hierbei ist  $\bar{h}_{\text{aussen}}$  der Monatsmittelwert der Außenluftenthalpie und  $\sigma$  die dazugehörige Standardabweichung. Die Amplitude  $a$  kann die Werte  $a \in \{-\frac{1}{2}\}$  annehmen. Daraus ergibt sich das Verhalten der Nachtlüftung. Es gilt der charakteristische Tagesgang, bis auf jene Tage, an denen der Tagesmittelwert der Außenluftenthalpie unter dem Grenzwert  $h_{\text{grenz,nacht}}$  liegt.

Um zu vermeiden, daß bei hohen Enthalpiewerten tagsüber das Fenster geöffnet wird, muß die entstehende Funktion noch mit einer Korrekturfunktion (s. Bild 4.6) multipliziert werden, so daß tatsächlich nur nachts das Fenster geöffnet wird.

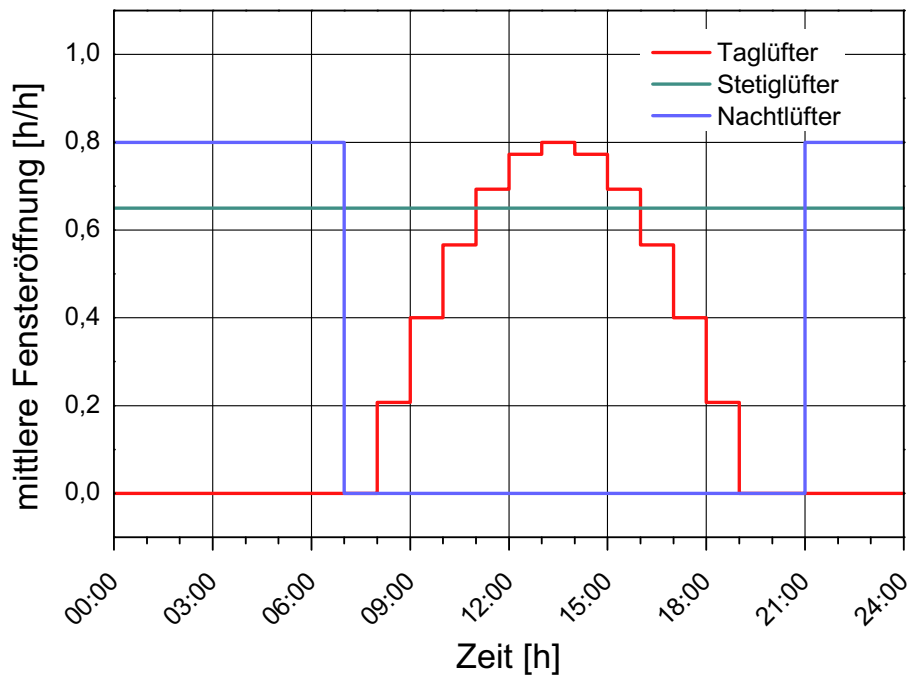


Bild 4.4: Modell der charakteristischen Tagesgänge für die Öffnungsdauer von gekippten Fenstern.

Für stetiges Lüftungsverhalten ergibt sich eine ähnliche Situation (Bild 4.7). Das Fenster bleibt über den Tag hinweg permanent geöffnet. Unterschreitet der Tagesmittelwert der Außenluftenthalpie den Schwellwert  $h_{grenz, stetig}$ , bleibt das Fenster den ganzen Tag geschlossen. Der Schwellwert wird in diesem Fall wie folgt definiert:

$$h_{grenz, stetig} = \bar{h}_{aussen} + a \cdot \sigma \quad (4.6)$$

Hierbei ist  $\bar{h}_{aussen}$  wieder der Monatsmittelwert der Außenluftenthalpie und  $\sigma$  die dazugehörige Standardabweichung. Die Amplitude  $a$  kann die Werte  $a \in \{-\frac{1}{2}; 0; +\frac{1}{2}\}$  annehmen.

Werden die Fenster tagsüber geöffnet (Taglüfter), so ergibt sich im Monatsmittel ein Verlauf mit variabler Amplitude, der einer Sinusfunktion gleicht (s. Bild 4.4). Der Monatsgang der Fensteröffnung ist in Bild 4.8 dargestellt. Um dieses Verhalten zu beschreiben, wird monatsweise ein Enthalpiegrenzwert festgelegt, ab dem das Fenster geöffnet wird. Zu jeder Stunde im Monat wird der aktuelle Enthalpiewert des Wetters

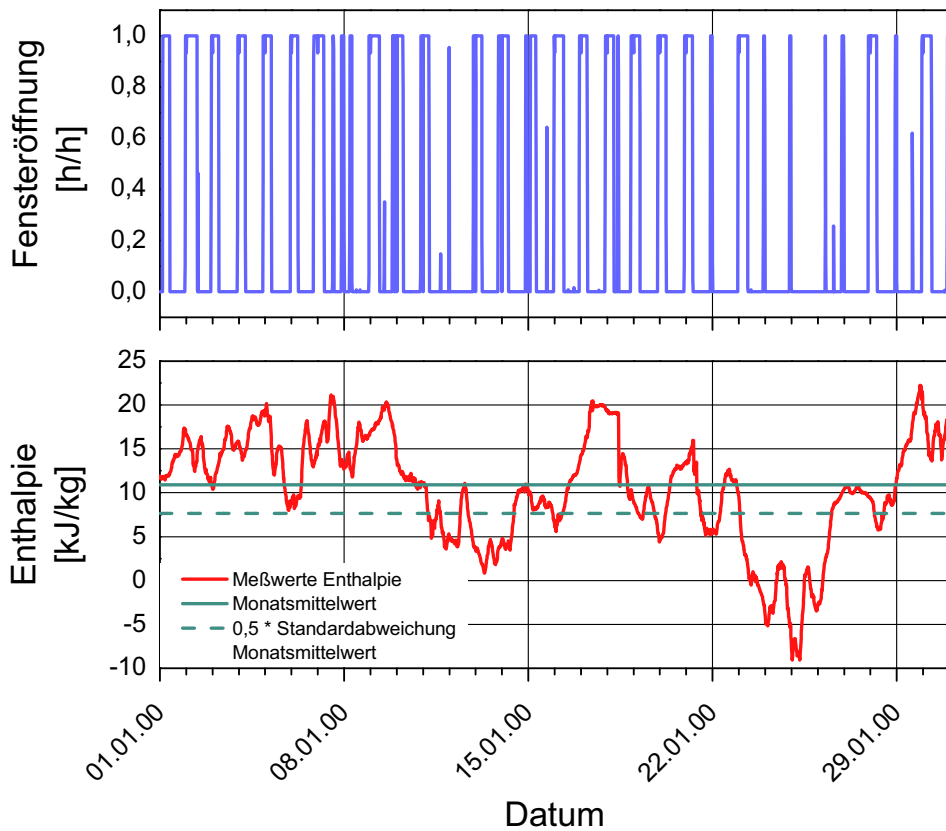


Bild 4.5: Außenluftenthalpie und Fensteröffnungsdauer (Nachtlüftung), Monat Januar 2000

mit dem Grenzwert verglichen. Ist der aktuelle Enthalpiewert höher als der Grenzwert, so wird das Fenster geöffnet. Der Grenzwert wird dabei gemäß Gl. 4.7 festgelegt.

Um zu vermeiden, daß bei hohen Enthalpiewerten nachts das Fenster geöffnet wird, muß die entstehende Funktion noch mit einer Rechteckfunktion (s. Bild 4.9) multipliziert werden, so daß tatsächlich nur tagsüber das Fenster geöffnet wird. Die Amplitude  $a$  kann die Werte  $a \in \{+\frac{1}{2}; +1; +\frac{3}{2}\}$  annehmen.

$$h_{\text{grenz,tag}} = (\bar{h}_{\text{aussen}} + a \cdot \sigma) \cdot f_{\text{tag}}(t) \quad (4.7)$$

Einen Überblick über die verschiedenen Intensitäten, mit denen gelüftet wird, gibt Tabelle 4.1.

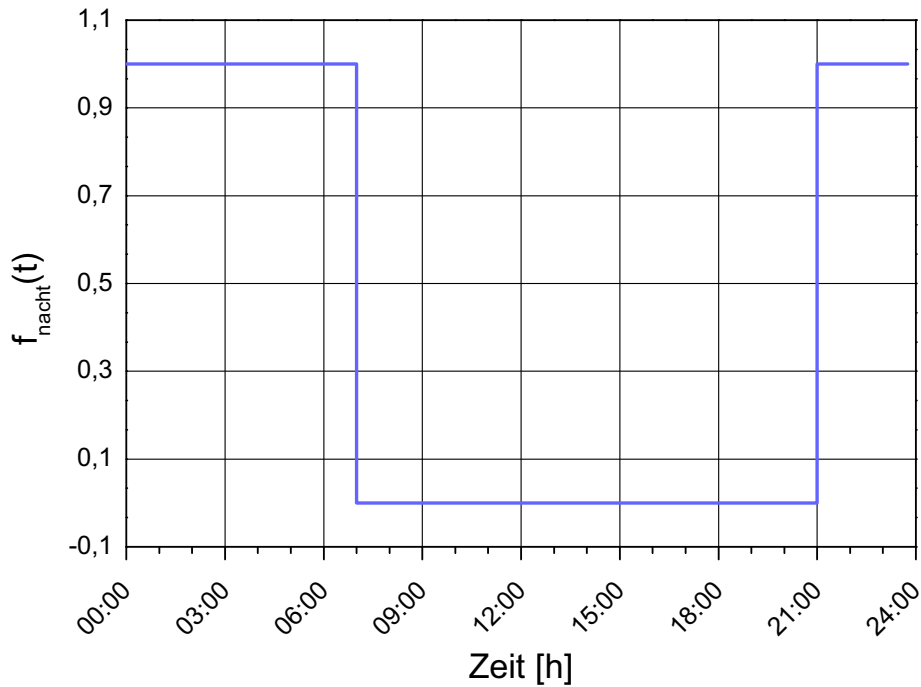


Bild 4.6: Funktion  $f_{nacht}(t)$

Tabelle 4.1: Intensität des Lüftungsverhaltens

Taglüftung	T1	$h_{grenz,tag} = \left( \bar{h}_{aussen} + \frac{3}{2} \cdot \sigma \right) \cdot f_{tag}(t)$
	T2	$h_{grenz,tag} = \left( \bar{h}_{aussen} + 1 \cdot \sigma \right) \cdot f_{tag}(t)$
	T3	$h_{grenz,tag} = \left( \bar{h}_{aussen} + \frac{1}{2} \cdot \sigma \right) \cdot f_{tag}(t)$
Stetiglüftung	S1	$h_{grenz,ständig} = \left( \bar{h}_{aussen} + \frac{1}{2} \cdot \sigma \right)$
	S2	$h_{grenz,ständig} = \left( \bar{h}_{aussen} + 0 \cdot \sigma \right)$
	S3	$h_{grenz,ständig} = \left( \bar{h}_{aussen} - \frac{1}{2} \cdot \sigma \right)$
Nachtlüftung	N1	$h_{grenz,nacht} = \left( \bar{h}_{aussen} - \frac{1}{2} \cdot \sigma \right) \cdot f_{nacht}(t)$

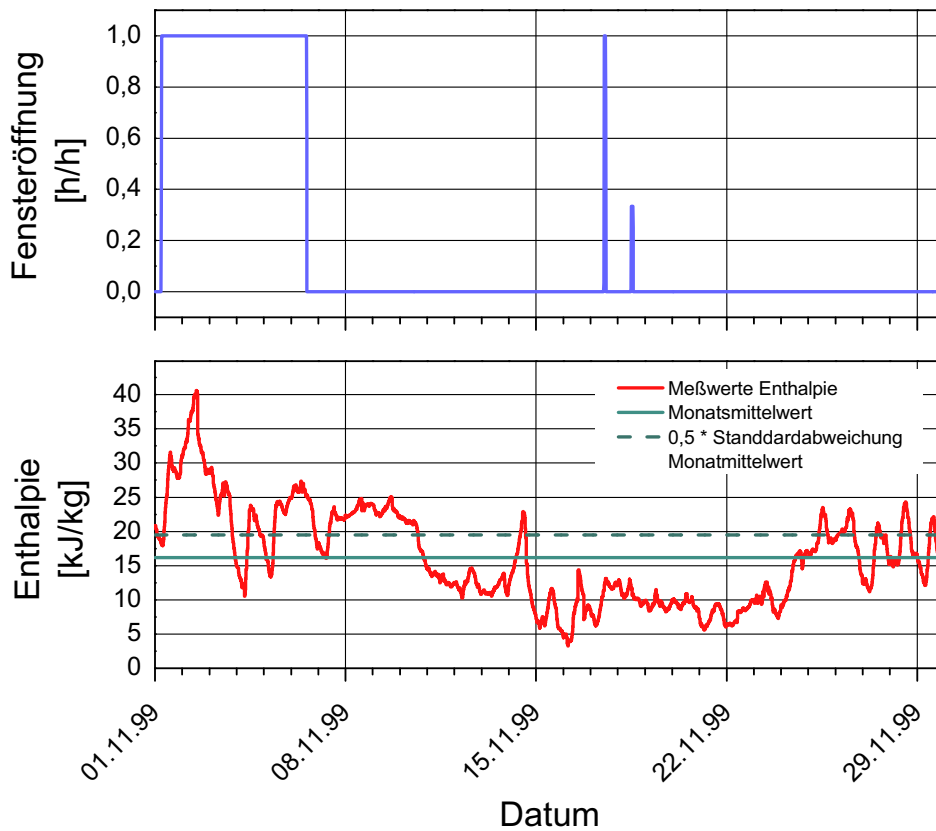


Bild 4.7: Außenluftenthalpie und Fensteröffnungsdauer (Stetiglüftung), Monat November 1999

Nachdem die Art und Weise ein Fenster zu bedienen durch die 3 Klassen Nacht-, Tag- und Stetiglüftung beschrieben ist, werden im folgenden 3 Verhaltensweisen beschrieben, wie in dem Gebäude die Fenster in den einzelnen Räumen geöffnet werden.

1. Minimallüfter
2. Mediumlüfter
3. Maximallüfter

Gemäß der Bezeichnung aus Tabelle 4.1 kann für jeden Lüftungstyp eine Matrix aufgestellt werden, worin die Bedienweise jedes einzelnen Fensters auf die einzelnen Räume eines Gebäudes für jeden Monat verteilt wird [54]. Zur Generierung dieser drei Typen



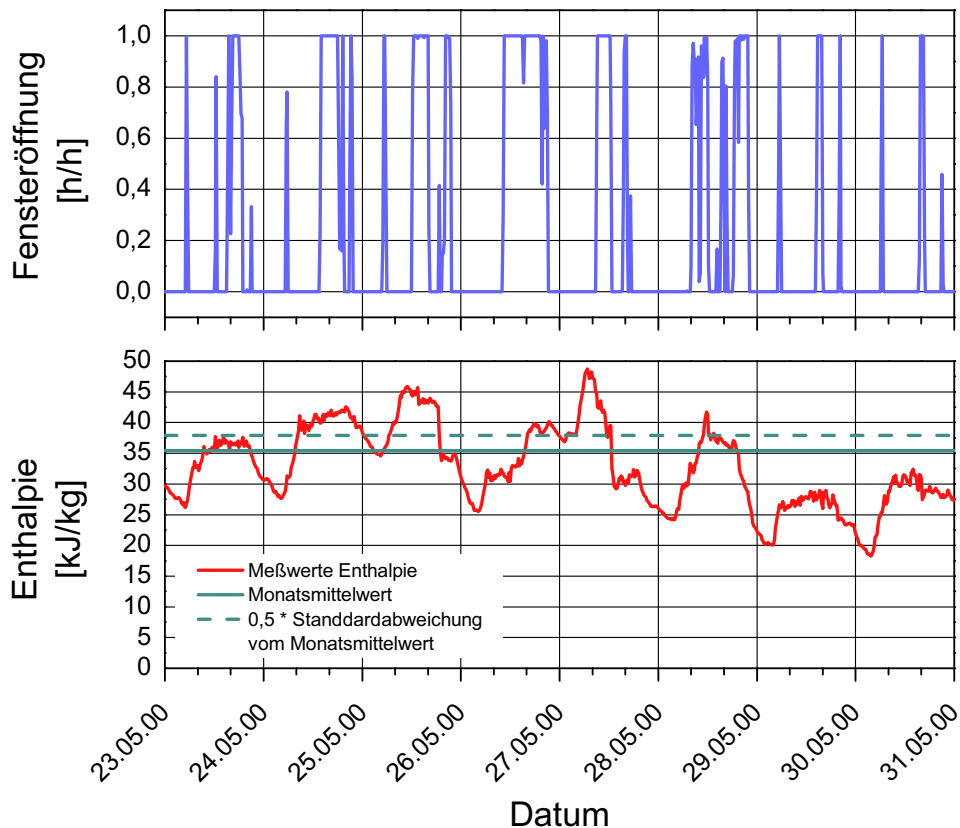


Bild 4.8: Außenluftenthalpie und Fensteröffnungsdauer (Taglüftung), Monat Mai 2000

werden die Nutzer des Forschungsprojektes „Technikakzeptanz im Niedrigenergiehaus“ den jeweiligen Lüftungstypen zugeordnet. Eine Mittelwertbildung innerhalb einer Klasse ist aufgrund der geringen Anzahl der Objekte nicht sinnvoll. Durch Verwendung von Mittelwerten würden minimale und maximale Werte für die Öffnungszeiten der Fenster nicht berücksichtigt. Die Zuordnung der einzelnen Bedienweisen auf die Fenster des Gebäudes erfolgt nach mehreren Kriterien. Die Art der Nutzung des Raumes spielt bei der Bedienweise eine Rolle. Nachtlüftung erfolgt beispielsweise nur in Schlafräumen, im Erdgeschoß wird aus Einbruchsgründen meistens nur tagsüber gelüftet. Eine Berücksichtigung von extremem Lüftungsverhalten ist ebenfalls von Bedeutung. So wird bei maximalem Lüftungsverhalten in den Schlafräumen über die gesamte Heizperiode hinweg in zwei Schlafräumen nachts gelüftet. Es wird ein Aus-

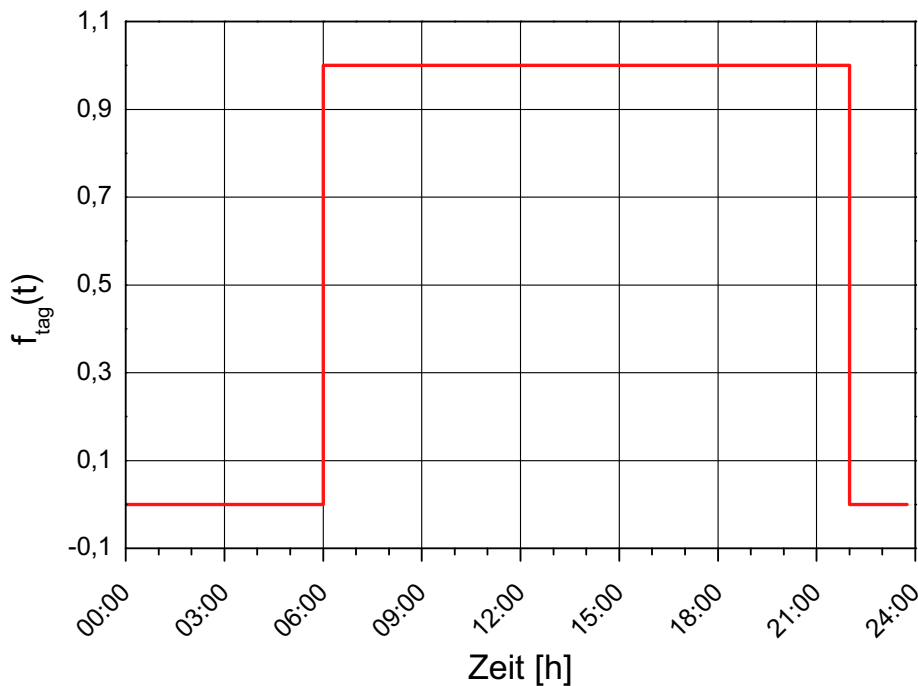


Bild 4.9: Funktion  $f_{tag}(t)$

gleich zwischen mittlerem Lüftungsverhalten innerhalb einer Klasse und extremem Verhalten andererseits auf Basis der vorhandenen Meßwerte geschaffen.

Mit dieser Definition ist es möglich, aus beliebigen Wetterdaten für die 3 genannten Lüftungstypen zu jeder Stunde im Jahr zu bestimmen, welches Fenster in den verschiedenen Zonen eines Gebäudes gerade geöffnet ist und welches geschlossen. Diese Daten bilden die Ausgangsbasis für die weiteren Simulationen, in denen das Fensterlüftungsverhalten in Kombination mit verschiedenen Lüftungsanlagen variiert wird. Den Überblick über die 3 Verhaltensweisen geben die Tabellen in Anhang C.

#### 4.4.2 Raumtemperaturen und Nachtabsenkung

Die Raumsolltemperatur beträgt in allen Zonen 20 °C. Die Zonen werden bis auf untenstehende Varianten zum nächtlichen Verhalten durchgehend beheizt. Im Modell wird eine ideale Heizung mit unbegrenzter Heizleistung eingesetzt. Hinsichtlich der nächtlichen Solltemperaturen werden verschiedene Varianten untersucht.

1. Durchheizen des Gebäudes auf 20 °C Solltemperatur
2. Absenkung der Raumsolltemperatur in allen Zonen um 3 K auf 17 °C in der Zeit von 22:00 - 6:00 Uhr
3. Nachtabstaltung der Schlafzimmer-Heizkörper von 22:00 - 6:00 Uhr, Durchheizen des restlichen Gebäudes auf 20 °C
4. Nachtabstaltung der Heizung im gesamten Gebäude von 22:00 - 6:00 Uhr

### 4.4.3 Feuchteinträge

Um das Regelverhalten einer feuchtegeregelten Abluftanlage zu untersuchen, ist es notwendig, ein Tagesprofil der Feuchtequellen zu definieren. Angaben zu Feuchtequellen in Haushalten sind in [63] zu finden. Die Intensität der Feuchtequellen ist in Tabelle 4.2 dargelegt. Feuchtigkeit wird hauptsächlich von den nachfolgenden Quellen emittiert:

- Personen und Pflanzen
- Duschen/Waschen
- Kochen
- Wäschetrocknen
- Spülen und Spülmaschine
- Gebäudereinigung

Tabelle 4.2: Feuchtequellen im Gebäude

mittlerer Feuchteintrag pro Person	50 g/h
mittlerer Feuchteintrag pro Pflanze	2 g/h
Duschen pro Vorgang	200 g
Wäschetrocknen	47 g/h über 2 Tage, 2250 g pro Maschine
morgens Spülen	100 g
mittags Kochen	600 g
abends Spülmaschine	100 g
Sonstiges (Reinigen, etc.)	3 g/h und Raum (insgesamt 30 g/h)

Das Tagesprofil der Feuchtequellen für die einzelnen Zone ist in Anhang D in den Tabellen D.3-D.5 zu finden. Der Tagesverlauf des Feuchteprofils ist in Abb. 4.10 darge-

stellt. Die größten Feuchteinträge werden durch Duschvorgänge in den Bädern und Kochen in der Küche produziert.

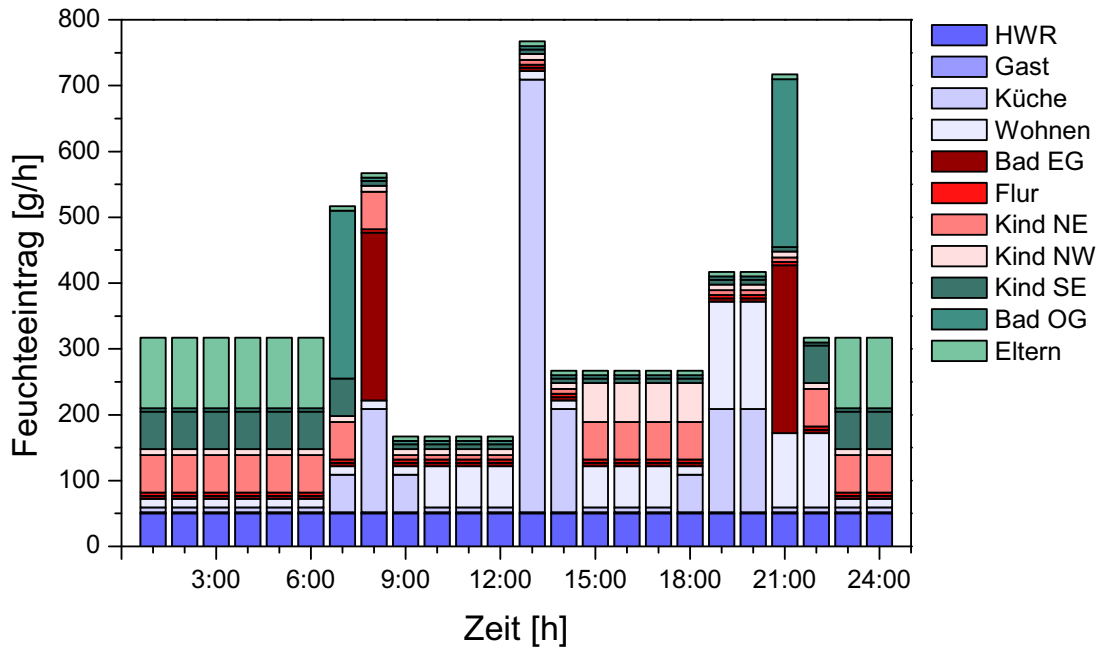


Bild 4.10: Tagesgang der Feuchtequellen

Die Kennwerte der sorptionsfähigen Materialien sind [57] entnommen und in Tab. 4.3 dargestellt. In Tab. B.5 im Anhang sind für jede Zone die feuchtetechnischen Kenngrößen für  $\beta_{surf}$ ,  $\kappa_{surf}$ ,  $M_{surf}$ ,  $\beta_{deep}$ ,  $\kappa_{deep}$  und  $M_{deep}$  angegeben.

Tabelle 4.3: Sorptionseigenschaften der Materialien

Material	Dicke [m]	$\kappa$ [kg H <sub>2</sub> O/kg Mat.]	Dichte $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Dispersionsfarbe	0.001	0.0912	2000
Rauhfaser tapete	0.001	0.0912	875.6
Gipskartonplatte	0.013	0.0794	637.8
Gipskartonplatte F	0.013	0.0932	637.8

Die Fußböden in den Bädern und der Küche sind gefliest, die restlichen Zimmer sind mit lackiertem Holzfußboden ausgestattet. Damit ist die Feuchteaufnahmefähigkeit der Fußböden zu vernachlässigen. Die Wände und der Fußboden der Bäder sind gefliest, somit ist nur die Decke sorptionswirksam. In allen anderen Zonen sind die Decken und die Wände in der Lage Feuchtigkeit zu speichern.

Es wird festgelegt, daß in allen Zonen die Decken und Wände mit Gipskartonplatten ausgestattet sind, die mit Rauhfaser tapete tapeziert und mit Dispersionsfarbe gestrichen sind. Lediglich im Bad wird eine Gipskartonplatte des Typs F für Feuchträume eingesetzt, die einen anderen  $\kappa_{deep}$ -Wert aufweist. Der Gradient  $\kappa$  der Sorptionsisothermen ist für den Feuchtebereich von 40 - 80 % relativer Luftfeuchte nahezu konstant und wird daher nicht in Abhängigkeit der relativen Luftfeuchte angegeben. Die spezifischen Austauschkoefizienten  $\beta/A$  werden gemäß [41] festgelegt.

$$\frac{\beta_{surf}}{A} = 3 \frac{\text{kg}_{Luft}}{\text{m}^2\text{h}} \quad \frac{\beta_{deep}}{A} = 1 \frac{\text{kg}_{Luft}}{\text{m}^2\text{h}} \quad (4.8)$$

#### 4.4.4 Schadstoffeinträge

Bei zentralen Lüftungsanlagen stellt sich oftmals das Problem der Luftmengenverteilung im Gebäude. Der Bedarf an Frischluft ist über den Tag hinweg nicht konstant, sondern ändert sich in Abhängigkeit von der Zone und deren Belegung. Eine variable, zonenweise Einstellung der Luftmengen ist jedoch derzeit noch nicht möglich. Besonderer Augenmerk soll auf die Schadstoffkonzentration von  $\text{CO}_2$  im Elternschlafzimmer gelegt werden, da der Zuluftvolumenstrom für zwei Personen aufgrund der Auslegung der Anlage auf  $n_{Anlage} = 0,4 \text{ h}^{-1}$  knapp bemessen ist.

Pro Person werden im Ruhezustand zwischen 10 und 20 l/h  $\text{CO}_2$  emittiert. Die Außenluftkonzentration beträgt ca. 340 ppm und steigt auf bis zu 450 ppm bei Smogwetterlagen an. Die molare Masse von  $\text{CO}_2$  beträgt  $M = 44,01 \text{ kg/kmol}$ , die Gaskonstante  $R = 188,92 \text{ J/(kg K)}$ . Um den eingetragenen  $\text{CO}_2$ -Volumenstrom in einen Massenstrom umzurechnen, folgt mit der allgemeinen Zustandsgleichung 4.9 für ideale Gase [61]:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{p \cdot \dot{V}_{\text{CO}_2}}{R_{\text{CO}_2} \cdot T_{\text{CO}_2}} \quad (4.9)$$

Im Modell wird ein Schadstoffeintrag pro Person von 15 l/h  $\text{CO}_2$  angenommen, die Außenluftkonzentration mit 340 ppm. Bei einer Raumtemperatur von 20 °C und einem mittleren Luftdruck von 984 hPa (Standort Würzburg) ergibt sich ein  $\text{CO}_2$ -Eintrag pro Person von:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{0,984 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0,015 \text{ m}^3/\text{h}}{188,92 \text{ J/(kg K)} \cdot 293,15 \text{ K} \cdot 3600 \text{ s}} = 7,403 \text{ mg/s} \quad (4.10)$$

Als Grenzwert der Raumlufkonzentration für CO<sub>2</sub> wird der Pettenkoferwert von 1000 ppm verwendet.

## 4.5 Anlagenauswahl und -modelle

Eine schematische Übersicht über die modellierten Anlagensysteme geben die Abbildungen 4.11-4.15.

Folgende Anlagensysteme werden im Modell abgebildet:

- Fensterlüftung
- Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung
- Abluftanlage mit Feuchteregelung
- Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher
- Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe

Die detaillierte Beschreibung der einzelnen Systeme findet sich in den nachfolgenden Abschnitten.

### 4.5.1 Fensterlüftung

In diesem Modell wird keine Lüftungsanlage abgebildet. Dementsprechend sind in den Innentüren auch keine Überströmöffnungen vorhanden, im Gegensatz zu Modellen mit vorhandener Lüftungsanlage. Die Fenster werden gemäß dem beschriebenen Modell in Abschnitt 4.4.1 in den einzelnen Zonen geöffnet. Es wird nur die Fensterstellung „gekippt“ betrachtet, der Öffnungswinkel wird mit  $\alpha_{\text{Fen}} = 12,5^\circ$  festgelegt. Der Koeffizient  $C_d$  für die Fenster wird gemäß Gleichung 4.4 errechnet. Das hier zugrunde gelegte Modell der Fensterlüftung wird in dieser Form auch in den Modellen mit Lüftungsanlagen verwendet.

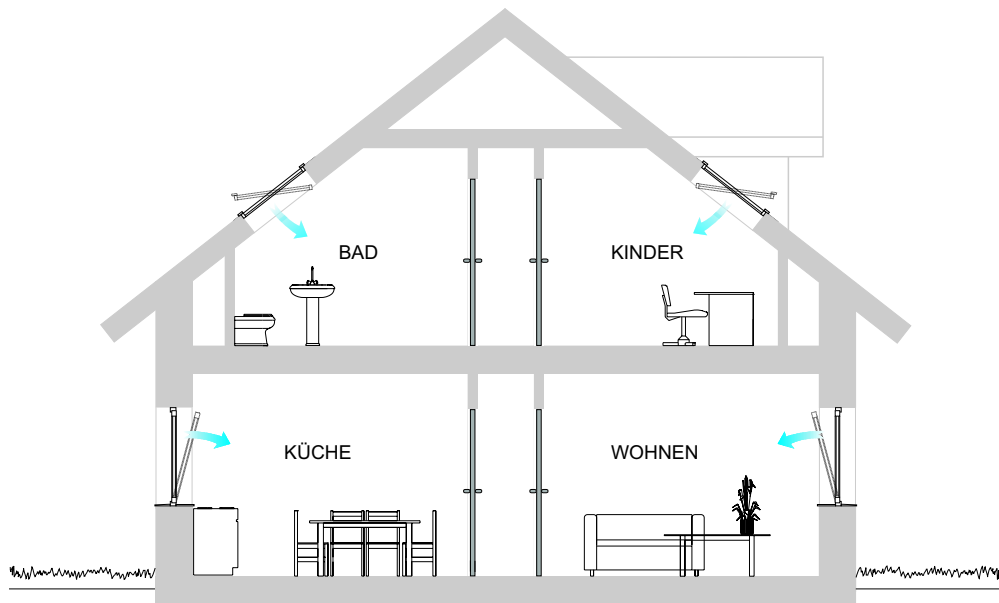


Bild 4.11: Anlagenschema Fensterlüftung

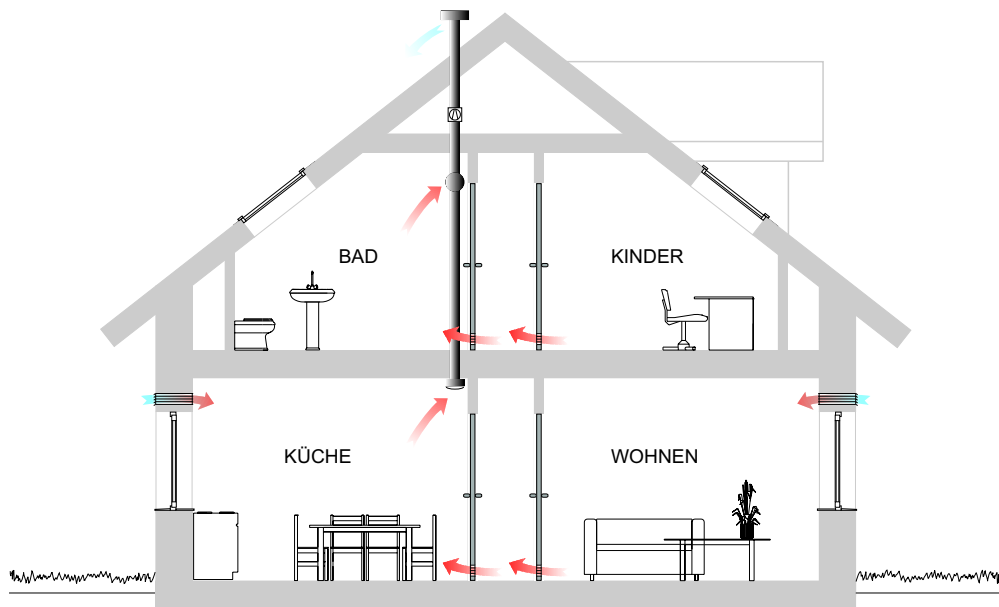


Bild 4.12: Anlagenschema Abluftanlage

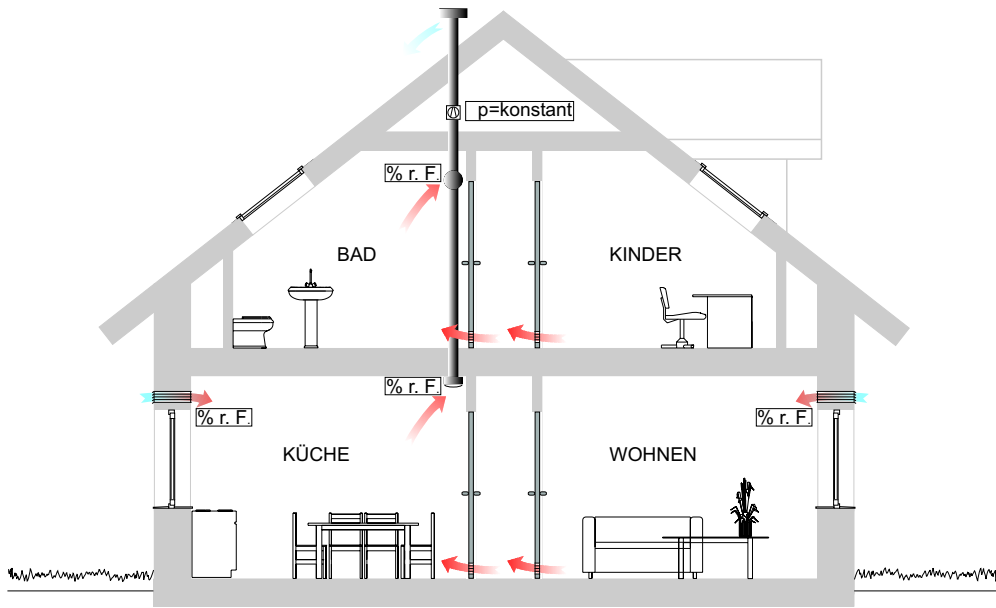


Bild 4.13: Anlagenschema feuchtegeregelte Abluftanlage

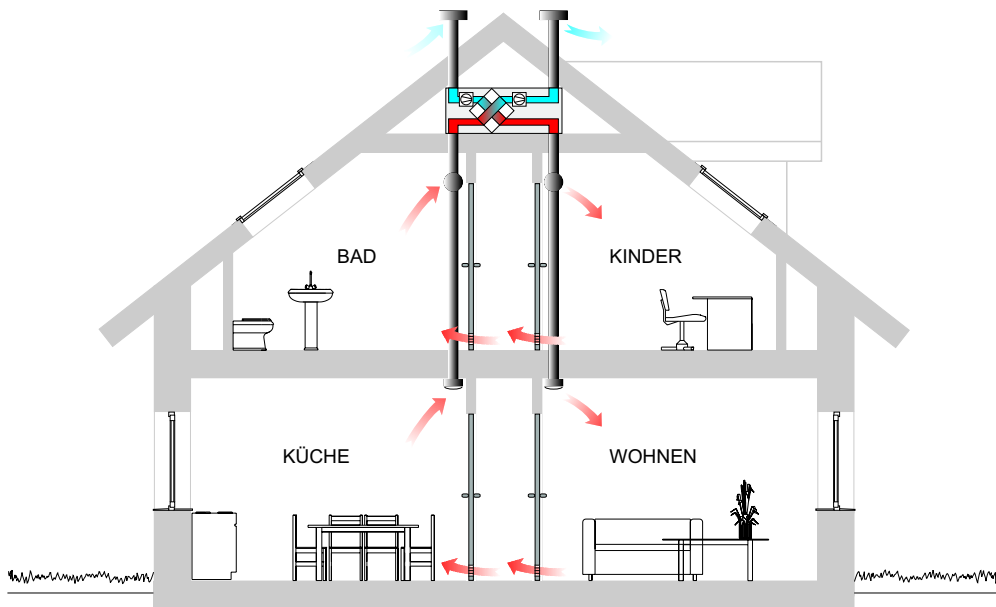


Bild 4.14: Anlagenschema Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher



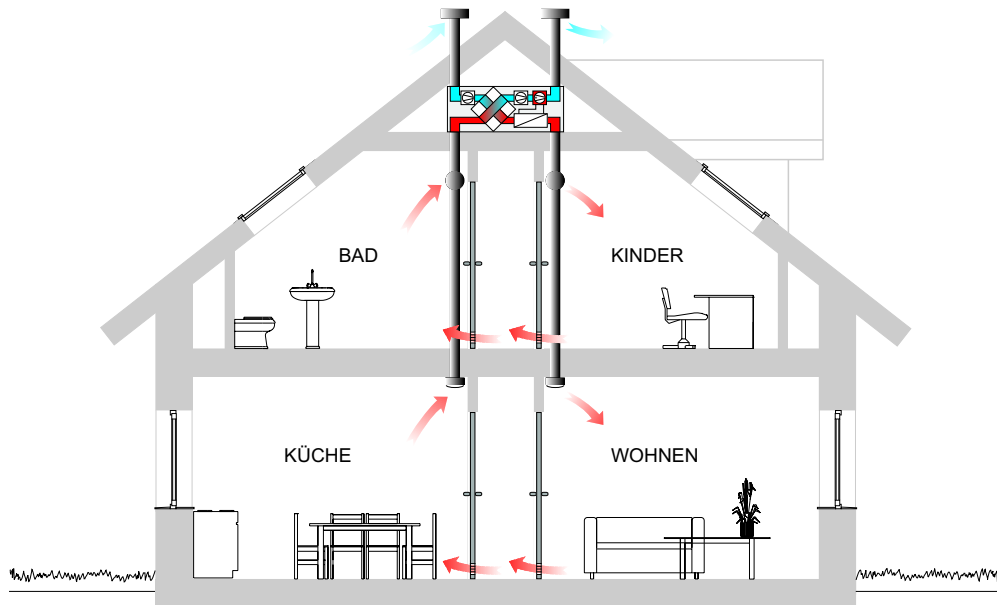


Bild 4.15: Anlagenschema Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe

## 4.5.2 Zentrale Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung

Die Frischluft wird bei diesem System über Außenwanddurchlässe des Typs Fresh 100 (s. Abb. D.1) in die Zulufräume transportiert. Die Luft strömt über Überströmventile in den Innentüren in den Flurbereich. In den Ablufträumen wird die Luft über volumenstromkonstante Ventilatoren abgesaugt. Obwohl es sich um eine zentrale Anlage handelt, wird das Kanalnetz nicht zusätzlich modelliert, da sich bezüglich der Druckverhältnisse im Gebäude keinen anderen Werte einstellen, denn die Abluftventile stellen den größten Widerstand im Kanalnetz dar. Die Vereinfachung, das System mit dezentralen volumenstromkonstanten Ventilatoren zu modellieren ist damit zulässig.

Die Luftmengen werden gemäß den gültigen Normen festgelegt. Der Gebäudeluftwechsel wird nach DIN 4108-6 [12] auf  $n_{Geb} = 0.4$  eingestellt. Somit ergibt sich ein Abluftvolumenstrom von  $155 \text{ m}^3/\text{h}$ . Die Verteilung der Luftmengen auf die einzelnen Ablufträumen wird in Anlehnung an DIN 1946-6 [11] vorgenommen.

Folgende Volumenströme werden festgelegt:

Tabelle 4.4: Verteilung der Abluftmengen

Zone	Luftmenge [m <sup>3</sup> /h]
Hauswirtschaftsraum	10
Küche	60
Bad EG	25
Bad OG	60

Bis auf das Wohnzimmer befindet sich in jedem Zulufttraum ein Zuluftventil. Aufgrund der Größe des Wohnzimmers sind hier zwei Ventile vorgesehen. Ein weiteres Zuluftventil ist in der Küche installiert, um eine ausreichende Frischluftversorgung in dieser Zone zu garantieren.

### 4.5.3 Feuchtegeregelte Abluftanlage

Im Gegensatz zur zentralen Abluftanlage erfolgt die Auslegung der Abluft-Volumenströme zwar auch in Anlehnung an DIN 1946-6 [11], da die Luftmengen aufgrund des Regelprinzipes variabel sind, können keine festen Volumenstromangaben gemacht werden, sondern nur Regelbereiche angegeben werden.

Die Regelung der Abluftmengen bei feuchtegeregelten Abluftanlagen erfolgt über Zu- und Abluftventile, die in Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchte öffnen und schließen. Das Abluftventil AH 68 (s. Abb. D.2) wird standardmäßig in Ablufträumen in Wohngebäuden eingesetzt. In den Simulationsrechnungen wird in allen Ablufträumen dieses Ventil eingesetzt. Werksseitig wird Stufe 2 eingestellt, so daß der Regelbereich der Luftfeuchte zwischen 30 und 90 % relativer Luftfeuchte liegt und bei 100 Pa Druckdifferenz sich ein Volumenstrom zwischen 8 und 68 m<sup>3</sup>/h einstellt. Das Ventil wird in COMIS als Crack modelliert. Hierfür gilt:

$$\dot{m} = C_{s,m} \cdot \Delta p^\gamma \quad (4.11)$$

$$\dot{V} = C_{s,V} \cdot \Delta p^\gamma \quad (4.12)$$

Für turbulente Strömungen ist  $\gamma = 0,5$ , bei einer Druckdifferenz von 100 Pa fördert das Ventil 68 m<sup>3</sup>/h. Somit ergibt sich  $C_{s,V}$  zu 1,888E-3 m<sup>3</sup>/s. Da COMIS den Wert  $C_{s,m}$  benötigt, ergibt sich mit einer Luftdichte von  $\rho = 1,21 \text{ kg/m}^3$  bei  $T = 20 \text{ °C}$ :

$$C_{s,m} = \rho \cdot C_{s,V} \quad (4.13)$$

Die Parameter für das Ventil lauten also:  $C_{s,m} = 2,2666\text{E-}3$  und  $\gamma = 0,5$ . Durch den linearen Zusammenhang zwischen relativer Luftfeuchte  $\varphi$  und Volumenstrom wird dieser  $C_{s,m}$ -Wert dann als Stellwert in COMIS skaliert. Den Skalierungsfaktor ermittelt man folgt:

$$f_{C_s} = \frac{\text{MAX}(\text{MIN}(\varphi, 90), 30) - 22}{68} \quad (4.14)$$

Die MIN/MAX-Funktion benötigt man, um den Volumenstrom oberhalb von 90 % und unterhalb von 30 % relativer Luftfeuchte zu begrenzen. Somit wird die Kennlinie des Herstellers im Modell abgebildet.

Als Außenwanddurchlässe werden feuchtegeregelte Zuluftelemente des Typs ZFHN 30 (s. Abb. D.3) mit einer Fräsung von  $3500 \text{ mm}^2$  verwendet. Der Regelbereich der Luftfeuchte geht von 38 - 62 % relative Luftfeuchte. Der Volumenstrom ändert sich in diesem Bereich von 5 - 35  $\text{m}^3/\text{h}$  bei einer Druckdifferenz von 10 Pa, darunter und darüber bleibt er konstant. Damit ergibt sich  $C_{s,m} = 3,68932\text{E-}3$ . Der Skalierungsfaktor des Zuluftventils ergibt sich zu:

$$f_{C_s} = \frac{\text{MAX}(\text{MIN}(\varphi, 62), 38) \cdot 1,25 - 42,5}{35} \quad (4.15)$$

Für Zu-/Abluftventile, Überströmöffnungen und Außenwanddurchlässe werden von den Herstellern meist Diagramme mit der Abhängigkeit von  $\Delta p$  ( $\dot{V}$ ) angegeben. Sind zwei Wertepaare  $x, y$  auf einer Kennlinie bekannt, so kann daraus zunächst der Exponent  $\gamma$  bestimmt werden:

$$\gamma = \frac{\ln \dot{V}_x - \ln \dot{V}_y}{\ln \Delta p_x - \ln \Delta p_y} \quad (4.16)$$

Dieser liegt bei Ventilen in der Regel bei  $\gamma = 0,5$ . Um den benötigten  $C_{s,m}$ -Wert zu ermitteln, muß der angegebene Volumenstrom  $\dot{V}$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] in einen Massenstrom  $\dot{m}$  [ $\text{kg}/\text{s}$ ] (bei  $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 1,21 \text{ kg}/\text{m}^3$ ) umgerechnet werden:

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{\dot{V}}{3600} \quad (4.17)$$

Mit Gleichung 4.11 kann der  $C_{s,m}$ -Wert dann bestimmt werden.

#### 4.5.4 Zentrale Zu-/Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher

Zentrale Zu-/Abluftanlagen werden in der Regel mit bilanzierten Volumenströmen betrieben, d.h. der Zuluftvolumenstrom ist gleich dem Abluftvolumenstrom. Die Festlegung der Luftmengen wird wie bei den zentralen Abluftanlagen gemäß DIN 1946-6 [11] vorgenommen. Die Verteilung des Abluftvolumenstromes auf die einzelnen Zonen ist bereits in Abschnitt 4.5.2 beschrieben. Für die Zuluftvolumenströme werden folgende Werte festgelegt:

Tabelle 4.5: Verteilung der Zuluftmengen

Zone	Luftmenge [m <sup>3</sup> /h]
Wohnzimmer	45
Kind Nordost	22
Kind Nordwest	22
Kind Südost	22
Eltern	22
Gäste	22

In Analogie zur zentralen Abluftanlage werden die Zuluftvolumenströme im Modell durch dezentrale volumenstromkonstante Ventilatoren abgebildet, das Kanalnetz wird aus den genannten Gründen nicht mit berücksichtigt.

Das europäische Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte prüft Wohnungslüftungsgeräte gemäß den Vorgaben des DIBT [23]. Dokumentiert ist u. a. der gemessene Wärmebereitstellungsgrad an drei unterschiedlichen Betriebspunkten. Die Betriebspunkte sind beschrieben durch Temperatur und relative Feuchte der Abluft sowie der Außenluft. Je nach Gerätetyp werden diese Meßpunkte für unterschiedliche Volumenströme ermittelt.

Tabelle 4.6: Meßpunkte des Wärmebereitstellungsgrades einer Anlage

	$T_{Aussen}$ [°C]	$\phi_{Aussen}$ [%]	$T_{Abluft}$ [°C]	$\phi_{Abluft}$ [%]	$\eta'_{WRG}$ [%]
Meßpunkt 1	-3	80	21	36	60
Meßpunkt 2	4	80	21	46	61
Meßpunkt 3	10	80	21	56	65

Die Standardkomponenten des Softwarepaketes TRNSYS lassen die Modellierung von Wärmeübertragungsprozessen mit Kondensation nicht zu und sind damit für die Simulation von Wohnungslüftungsanlagen mit Wärmerückgewinnung nicht geeignet.

Mit den Gleichungen aus Abschnitt 3.4 läßt sich aber unmittelbar der thermodynamische Zustand der Zuluft berechnen, der für die Simulation die entscheidende Eingangsgröße darstellt.

Zunächst werden über Zustandsgleichungen nach [3] die Größen  $H_{AU}$ ,  $x_{AU}$  und  $H_{AB}^*$  ermittelt.

Unter Annahme gleicher Massenströme auf Zu- und Abluftseite gilt Gleichung 3.27. Da  $x_{AU} = x_{ZU}$  ist, läßt sich die Zulufttemperatur über die Zustandsgleichungen er rechnen.

Wertet man die gerätespezifischen Wärmebereitstellungsgrade aus, die vom TZWL geprüft sind [23], so liegen die Geräte im Mittel bei einem Wärmebereitstellungsgrad von 80%. Dieser Wert variiert in Abhängigkeit der Außentemperatur und dem geförderten Volumenstrom. Um diese Abhängigkeit im Modell berücksichtigen zu können, wird ein neuer Type für TRNSYS programmiert, der Parameterdateien für Lüftungsgeräte einliest und in Abhängigkeit von der Außentemperatur und des Fördervolumenstromes für jeden Simulationszeitschritt den entsprechenden Wert aus dem Kennfeld ausliest. Ein Beispiel eines solchen Kennfeldes ist in Abb. 4.16 dargestellt.

Für die Simulationsrechnungen wird ein flaches Kennfeld verwendet, um die Variationsbreite des Wärmebereitstellungsgrades einzuschränken. Die Kennlinie geht aus Abb. 4.17 hervor.

#### **4.5.5 Zentrale Zu-/Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe**

Die Verteilung der Luftmengen auf die einzelnen Zonen entspricht dem Modell der Zu-/Abluftanlagen, das bereits in Abschnitt 4.5.4 beschrieben ist. Das Modell der Gebäudedurchströmung ist ebenfalls identisch mit der Zu-/Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher. Der einzige Unterschied liegt in der Art der Wärmerückgewinnung. Bei diesem Modell wird dem Wärmetauscher eine Luft/Luft-Wärmepumpe nachgeschaltet, die in Abhängigkeit einer Pilotraumsteuerung zugeschaltet wird.

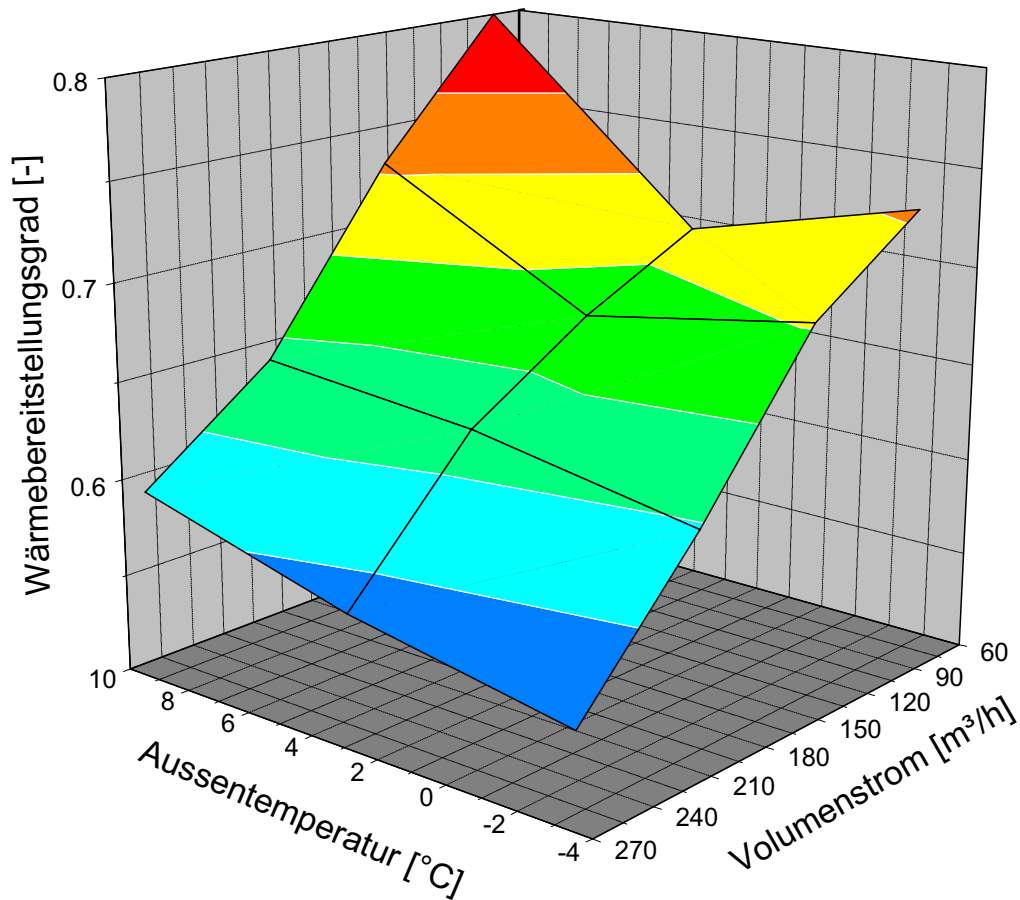


Bild 4.16: Beispielhaftes Kennfeld des Wärmebereitstellungsgrades

Bei zentralen Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe muß zwischen 3 Betriebszuständen unterschieden werden:

1. Wärmerückgewinnung nur über Wärmetauscher
2. gleichzeitiger Betrieb von Wärmepumpe und Wärmetauscher
3. Bypassbetrieb im Sommerfall

Je nach Betriebszustand ändert sich der Wärmebereitstellungsgrad des Gerätes und damit die Zulufttemperatur und die relative Luftfeuchte der Zuluft. Ist die Wärmepumpe abgeschaltet, so gilt für den Wärmebereitstellungsgrad dieselbe Kennlinie (s. Abb. 4.17), wie bei Zu-/Abluftanlagen mit Wärmetauscher, um eine Vergleichbarkeit

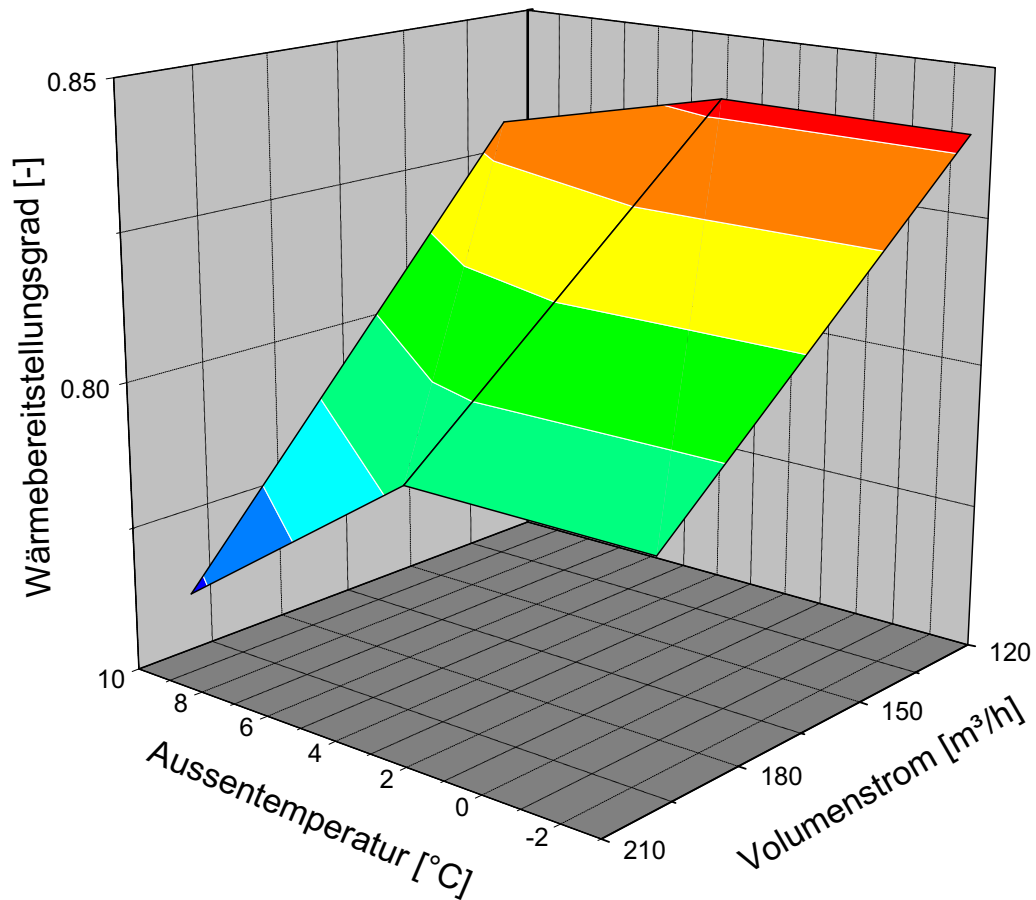


Bild 4.17: Kennfeld des Wärmebereitstellungsgrades für die Simulationsrechnungen

zu diesem System zu gewährleisten. Bei zugeschalteter Wärmepumpe wird der Wärmebereitstellungsgrad aus dem in Abb. 4.18 dargestellten Kennfeld ermittelt. Je nach Betriebszustand der Anlage wird also zwischen den beiden Kennfeldern umgeschaltet.

Die Wärmepumpe wird in Abhängigkeit einer Pilotraumsteuerung ein- und ausgeschaltet. Der Raumtemperaturfühler der Pilotraumsteuerung ist im Wohnzimmer positioniert. Das Raumthermostat im Pilotraum schaltet die Wärmepumpe bei einer Raumtemperatur größer 21 °C ab, fällt die Temperatur unter 20,5 °C wird sie wieder eingeschaltet.

Um eine Vereisung des Gesamtsystems zu vermeiden, wird der Zuluftventilator in Abhängigkeit des Differenzdruckes ( $> 60$  Pa) am Verdampfer abgeschaltet und der Abluftventilator läuft weiter. Der Abtauvorgang ist beendet, wenn ein Grenzwert der

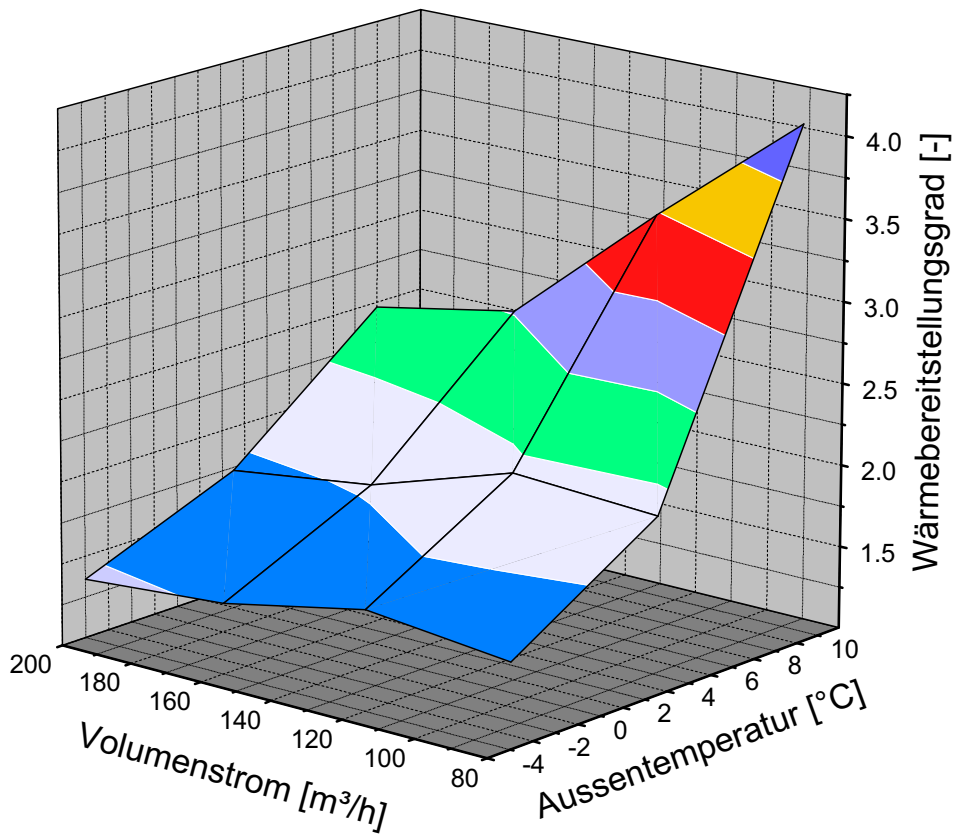


Bild 4.18: Kennfeld des Wärmebereitstellungsgrades für Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung und Luft/Luft-Wärmepumpe

Oberflächentemperatur des Verdampfers überschritten wird. Die Abtauvorgänge werden im Simulationsmodell nicht berücksichtigt, da der Differenzdruck am Zuluftventilator modelltechnisch nicht ermittelt werden kann.



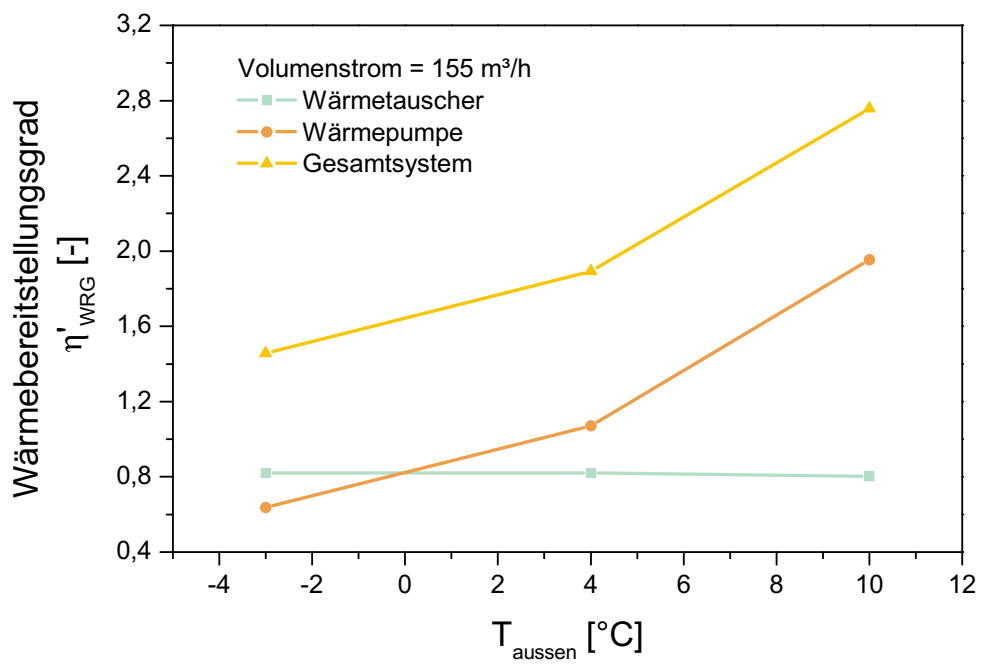


Bild 4.19: Kennfeld des Wärmebereitstellungsgrades für Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung und Luft/Luft-Wärmepumpe



# Kapitel 5

## Ergebnisse

In den folgenden Abschnitten sind die wesentlichen Ergebnisse der Simulationsrechnungen auf der Basis des beschriebenen Modells dargestellt. Als Simulationszeitraum wird der 1. September bis 31. Mai verwendet, da zur Bestimmung des Heizwärmebedarfs die Sommermonate nicht relevant sind und für diesen Zeitraum kein Modell der Fensteröffnungszeiten erstellt wurde. Der Einfluß verschiedener Parameter auf den mittleren Luftwechsel und den Heizwärmebedarf wird in Abhängigkeit vom eingesetzten Anlagentyp und des Fensterlüftungsverhaltens untersucht.

Als Basisfall werden die folgenden Randbedingungen festgelegt:

Tabelle 5.1: Randbedingungen

Parameter	Wert
$n_{50}$	2 h <sup>-1</sup>
$T_{Raum}$	20 °C
Nachtabsenkung	keine
Stellung Innentüren	geöffnet
Zwischenwände und Decken	undicht modelliert
Zuluftvolumenstrom =	Abluftvolumenstrom

Abweichend von diesem Basisfall werden Sensitivitätsanalysen durchgeführt, um die Empfindlichkeit unterschiedlicher Anlagensysteme auf verschiedene Parameter zu untersuchen.

## 5.1 Heizwärmebedarf nach DIN 4108-6

Der Vergleich des Heizwärmebedarfs der simulierten Varianten und die Ermittlung des Bedarfswertes gemäß DIN 4108-6 ist generell schwierig, da die zugrunde gelegten Randbedingungen in der Simulation von den Parametern bei der Ermittlung des Heizwärmebedarfs nach DIN 4108-6 abweichen. Trotzdem wird der Heizwärmebedarf auch nach der gültigen Norm ermittelt, um einen Vergleichswert zu erhalten.

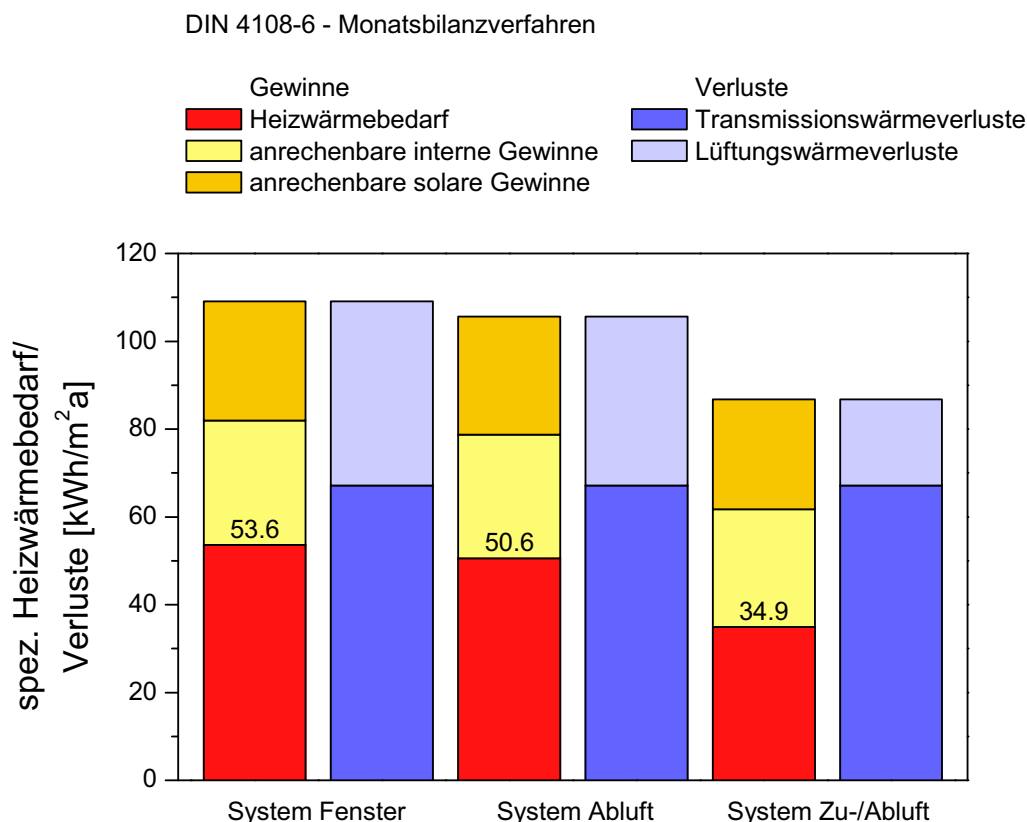


Bild 5.1: Heizwärmebedarf nach DIN4108-6 (Monatsbilanzverfahren)

Die Randbedingungen bei der Ermittlung des Heizwärmebedarfs gemäß DIN4108-6 sind in Anhang B.3 in Tabelle B.4 beschrieben. Eine Unterscheidung von feuchtegeregelten und unregulierten Abluftanlagen wird nicht vorgenommen. Hinsichtlich der Ermittlung des Heizwärmebedarfs ist die Differenzierung von Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher und Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher und nachgeschalteter Luft/Luft-Wärmepumpe nicht notwendig, da sich der Heizwärmebedarf bei nachgeschalteter Wärmepumpe

aus Heizarbeit der Wärmepumpe und dem Restheizwärmebedarf zusammensetzt und bei Einsatz des gleichen Wärmetauschers identisch mit dem Heizwärmebedarf der Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher ist. Die Ergebnisse der Berechnung des Heizwärmebedarfs gemäß DIN 4108-6 sind in Abb. 5.1 dargestellt.

## 5.2 Feuchteregelung

Das Regelverhalten der Raumluftfeuchte bei feuchtegeregelten Abluftanlagen ist in den Abb. 5.2 und 5.3 dargestellt.

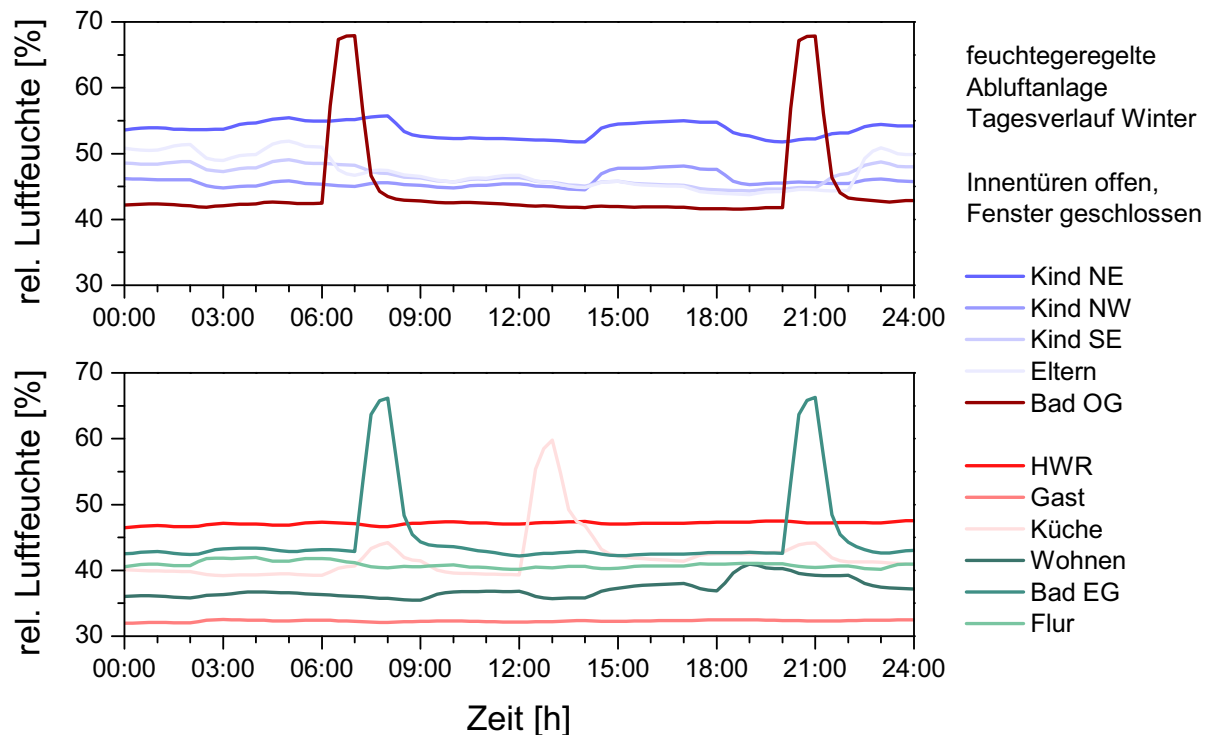


Bild 5.2: Verlauf der relativen Luftfeuchte bei feuchtegeregelter Abluftanlage, Monat Januar

Im Regelkreis ist die Führungsgröße die relative Raumluftfeuchte, die Störgröße sind die Feuchtigkeitseinträge in den jeweiligen Zonen (s. Abb. 4.10). Die Stellgröße ist die Ventilstellung der Frischluft- und Abluftventile. Betrachtet man zunächst den Winterfall, so differieren die relativen Raumluftfeuchten zwischen 30 und 70 %. Die größten

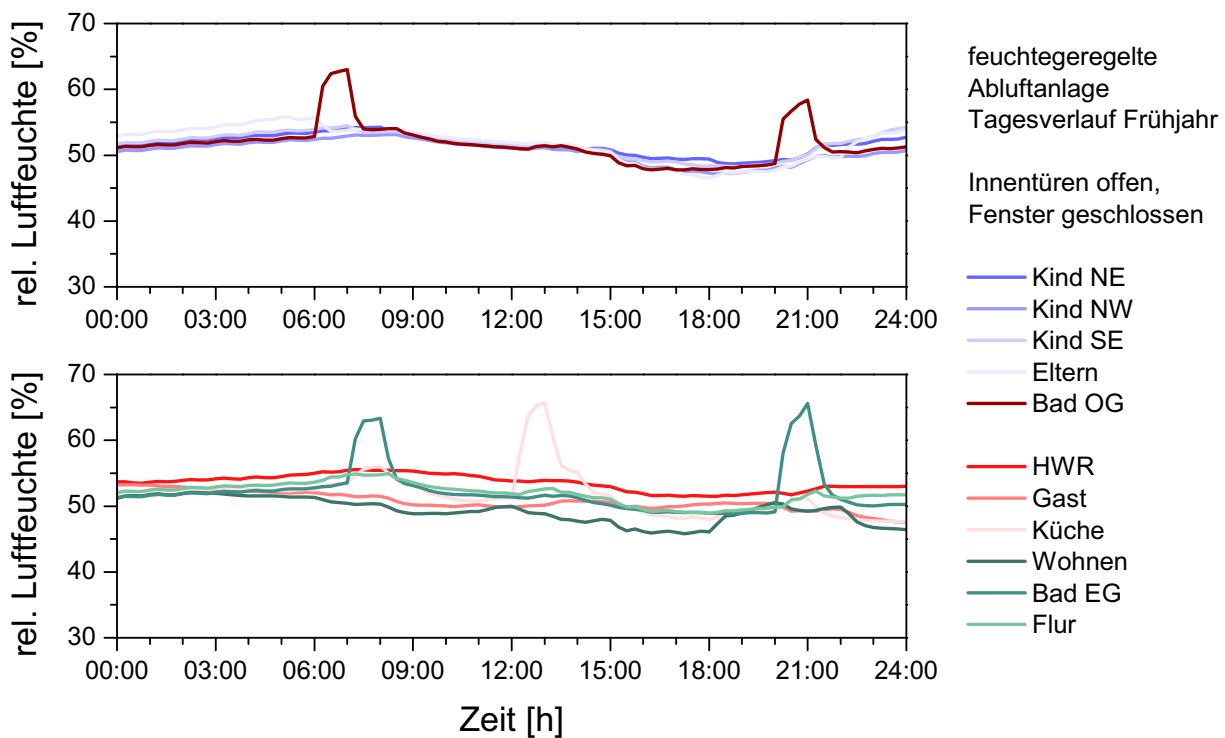


Bild 5.3: Verlauf der relativen Luftfeuchte bei feuchtegeregelter Abluftanlage, Monat Mai

Feuchtigkeitswerte treten, bedingt durch die Feuchtequellen, in den Bädern und in der Küche auf. Der geringste Wert der relativen Luftfeuchte ist im Gästezimmer zu verzeichnen, da hier so gut wie keine Feuchtigkeit emittiert wird, aber trockene Außenluft durch die Frischluftelemente in der Außenwand nachströmt.

Vergleicht man die Werte der relativen Luftfeuchte im Winter mit den Werten im Frühjahr (Monat Mai), so fällt auf, daß die Werte der relativen Luftfeuchte der einzelnen Zonen nicht so weit streuen und das Niveau insgesamt höher liegt. Dies liegt darin begründet, daß die nachströmende Außenluft im Winter durch den Betrieb der Heizung getrocknet wird und damit die relative Luftfeuchte im Vergleich zur Außenluftfeuchte deutlich niedriger liegt.

Ist die Heizung außer Betrieb, wie in Abb. 5.3 dargestellt, so liegen die relativen Luftfeuchten sehr dicht beieinander. Nur bei starken Feuchteinträgen durch Duschen und Kochen steigt die Raumluftfeuchte auf Werte über 60 % an.

Die Verläufe der Raumlufftfeuchten zeigen, daß feuchtegeregelte Abluftanlagen in der Lage sind, die maximalen relativen Luftfeuchten auf bauphysikalisch unkritische Werte zu begrenzen und innerhalb kurzer Zeit die Spitzenwerte abzubauen. Unter der Annahme, daß die relative Raumlufftfeuchte eine geeignete Führungsgröße für die Regelung des Anlagenvolumenstromes darstellt, läßt sich der mittlere Luftwechsel im Vergleich zu unregulierten Anlagensystemen deutlich reduzieren.

## 5.3 Luftwechselraten

### 5.3.1 Geschlossene Fenster

Zunächst wird untersucht, welche mittleren Luftwechselraten sich im Simulationszeitraum einstellen, wenn die Lüftungsanlagen mit dem projektierten Luftwechsel betrieben werden und die Fenster geschlossen bleiben. Die Luftdichtheit des Gebäudes wird mit  $n_{50} = 2 \text{ h}^{-1}$  festgelegt. Die Berechnungen werden für die unterschiedlichen Anlagensysteme durchgeführt und die Stellung der Innentüren sowie die Dichtheit der Geschoßdecke und der Zwischenwände variiert.

Zwischen den einzelnen Anlagensystemen treten deutliche Unterschiede hinsichtlich des mittleren Luftwechsels auf. Bei unregulierten zentralen Abluftanlagen liegt der mittlere Luftwechsel erwartungsgemäß sehr nahe am projektierten Luftwechsel und ist nahezu unabhängig von der Stellung der Innentüren und der Dichtheit der Zwischenwände. Bei geschlossenen Innentüren entsteht in den Zulufräumen ein geringerer Unterdruck als bei geöffneten Türen, was zu Folge hat, daß über die Frischluftelemente weniger Luft ins Gebäude strömt. Da die Undichtigkeiten der Gebäudehülle einen höheren Strömungswiderstand darstellen als die Außenluftdurchlässe, ist der mittlere Gebäudeluftwechsel etwas geringer, da in den Ablufträumen in Relation nicht so viel Luft nachströmt wie in der Zulufräumen über die Zuluftelemente. Der Unterschied zwischen undicht und dicht modellierten Zwischenwänden und Decken macht sich quasi nicht bemerkbar, bei dicht modellierten Trennwänden liegt der mittlere Luftwechsel aus den bereits genannten Gründen etwas niedriger.

Ist keine Lüftungsanlage vorhanden, so tritt beim System Fensterlüftung nur der Infiltrationsluftwechsel aufgrund von Undichtigkeiten auf, sofern die Fenster geschlossen bleiben. Bei geöffneten Innentüren herrscht durch den Druckausgleich zwischen den Zonen ein größerer Differenzdruck zwischen innen und außen in allen Zonen als bei

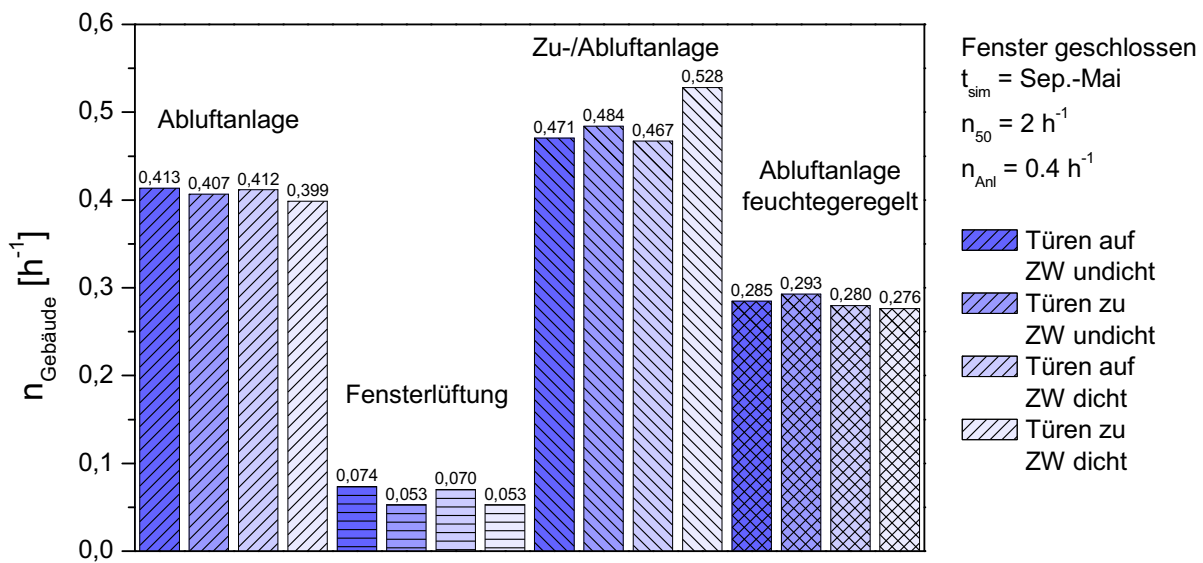


Bild 5.4: Mittlere Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem, der Stellung der Innentüren und der Dichtheit der Decken und Zwischenwände

geschlossenen Innentüren. Bei geschlossenen Türen treten zwar lokal in einer Zone aufgrund von Windlasten höhere Differenzdrücke auf, in der Summe wird der Luftwechsel über die Gebäudehülle dadurch aber kleiner.

Bei zentralen Zu-/Abluftanlagen zeigt sich eine größere Varianz der mittleren Luftwechselraten. In den Zulufräumen entsteht eine Exfiltration durch den Überdruck der Lüftungsanlage gegen Außenluft bei geschlossenen Innentüren, sowie ein Unterdruck gegen Außenluft in den Ablufträumen. Die Zuluft wird über die Zuluftventile in die Zuluftzonen eingeblasen und wird durch die Außenwände in den Zulufräumen nach außen gedrückt. Die Abluft hingegen wird durch die Außenwände in den Ablufträumen angesaugt, statt aus den Zuluft- und Überströmzonen nachzufließen. Dadurch resultiert systembedingt insgesamt ein höherer Luftwechsel als bei geöffneten Innentüren.

Das System der feuchtegeregelten Abluftanlage weist die geringsten mittleren Luftwechsel auf. Dies resultiert aus dem zugrunde gelegten Regelprinzip. Bei geschlossenen Innentüren und undicht modellierten Zwischenwänden entsteht ein höherer Luftwechsel, da sowohl im Zu- als auch im Abluftraum höhere relative Luftfeuchten



entstehen. Die Unterschiede zum Fall geschlossene Innentüren und dicht modellierte Zwischenwänden sind darin begründet, daß durch die undichten Zwischenwände aufgrund des druckkonstanten Ventilators immer noch mehr Volumenstrom nachströmen kann, als wenn nur die Überströmöffnungen in den Innentüren als Strömungspfad wirksam sind.

### 5.3.2 Fensterlüftung und Betrieb der Lüftungsanlage

Wird die Lüftungsanlage betrieben und gleichzeitig über Fenster gelüftet, ergeben sich die mittleren Luftwechselraten gemäß Abb. 5.5. Die vorangegangenen Betrachtungen bei geschlossenen Fenstern haben gezeigt, daß die Stellung der Innentüren und die Dichtheit der Zwischenwände und Decken einen bedeutenden Einfluß auf den mittleren Luftwechsel hat. Da der Einfluß der undichten Zwischenwände und Decken jedoch gering ist, werden in den nachfolgenden Betrachtungen nur die beiden Extremfälle „Innentüren geöffnet und Zwischenwände/Decken undicht“ sowie „Innentüren geschlossen und Zwischenwände/Decken dicht“ untersucht.

Während bei den Abluftanlagen (feuchtegeregelt und ungeregelt) und dem System Fensterlüftung bei geschlossenen Fenster nahezu kein Unterschied in den mittleren Luftwechselraten festzustellen ist, liegt der mittlere Luftwechsel der beiden Zu-/Abluftanlagen bei offenen Innentüren und undicht modellierten Zwischenwänden etwas niedriger, als bei geschlossenen Innentüren und dichten Zwischenwänden und Decken. Die Ursache hierfür ist bereits im vorigen Abschnitt erläutert worden.

Bei zunehmendem Lüftungsverhalten über Fenster spielt die Stellung der Innentüren ein immer bedeutendere Rolle, die mittleren Luftwechselraten liegen teilweise doppelt so hoch wie bei geschlossenen Innentüren. Da das Gebäude bei offenen Verbindungstüren geringere Strömungswiderstände innerhalb des Gebäudes aufweist, liegen die Luftwechselraten hier deutlich höher. Die höchsten Werte für den mittleren Luftwechsel treten bei den Zu-/Abluftanlagen auf, je nach Stellung der Innentüren erreicht der Wert  $0,92 \text{ h}^{-1}$  bzw.  $1,28 \text{ h}^{-1}$  bei maximalem Lüftungsverhalten, gefolgt von zentralen Abluftanlagen ( $0,77 \text{ h}^{-1}$  bzw.  $1,19 \text{ h}^{-1}$ ) und feuchtegeregelt Abluftanlagen ( $0,64 \text{ h}^{-1}$  bzw.  $1,04 \text{ h}^{-1}$ ). Die geringsten mittleren Luftwechselraten weist das System Fensterlüftung auf, hier ergibt sich der Luftwechsel zu  $0,44 \text{ h}^{-1}$  bzw.  $0,88 \text{ h}^{-1}$  bei maximalem Lüftungsverhalten.

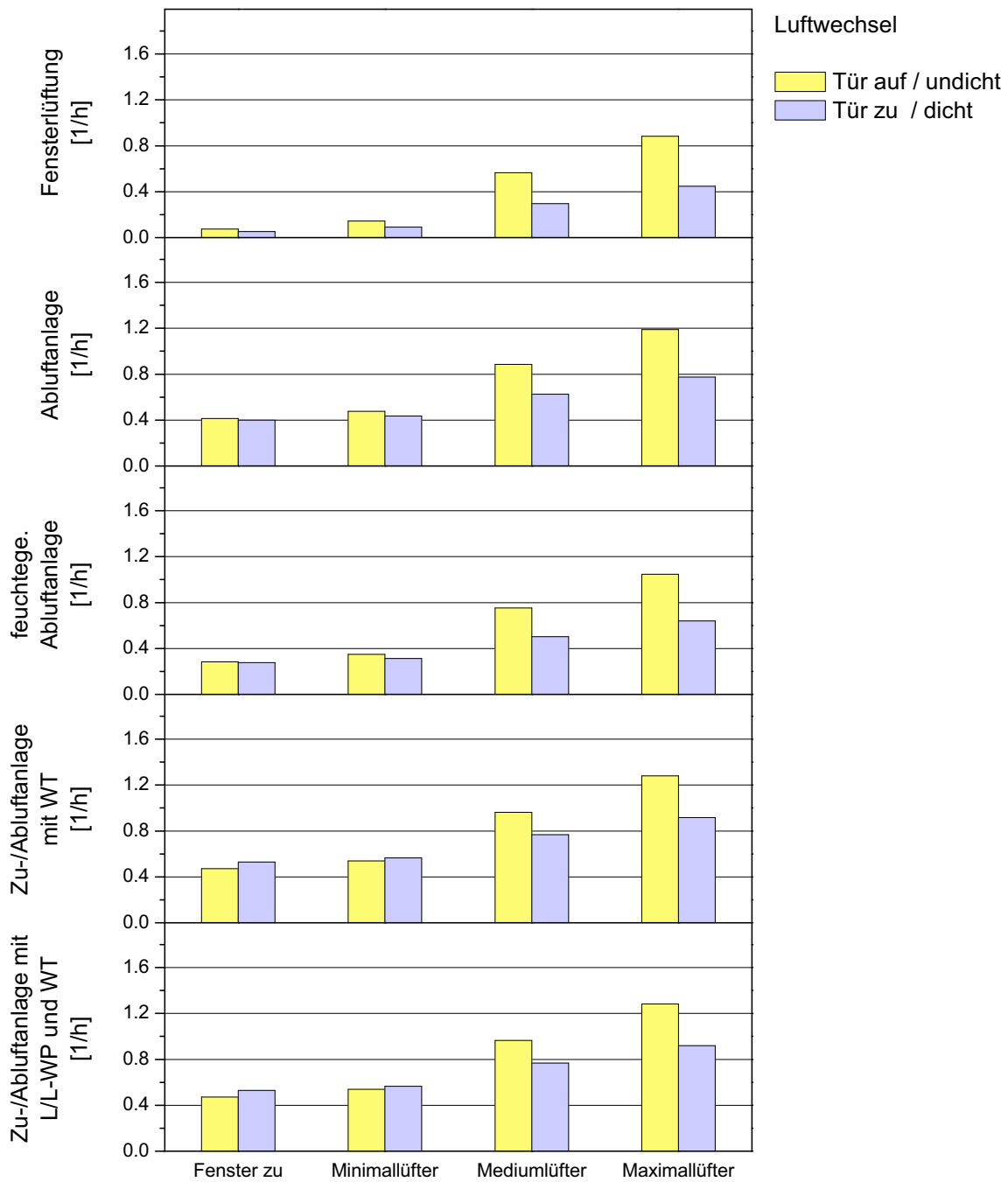


Bild 5.5: Mittlere Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem, der Stellung der Innentüren und des Fensterlüftungsverhaltens

Hinsichtlich der Sensitivität weisen die Zu-/Abluftanlagen die geringste Änderung zwischen offenen und geschlossenen Innentüren auf, gefolgt von der unregelmäßig abluftanlage. Danach folgt die feuchteregelte Abluftanlage. Das System Fensterlüftung weist die größte Änderung im Luftwechsel auf, wenn man die beiden Fälle offene und geschlossene Türen miteinander vergleicht.

### 5.3.3 Luftdichtheit

Um den Einfluß der Luftdichtheit des Gebäudes auf den Luftwechsel zu quantifizieren, werden das Fensterlüftungsverhalten, der  $n_{50}$ -Wert und das Anlagensystem variiert. Die Ergebnisse sind in Abb. 5.6 dargestellt.

Die Spannbreite der Erhöhung des mittleren Luftwechsels bei Variation des  $n_{50}$ -Wertes von  $1 \text{ h}^{-1}$  auf  $10 \text{ h}^{-1}$  reicht von  $\Delta n = 0,23 \text{ h}^{-1}$  (feuchteregelte Abluftanlage, Fenster geschlossen) bis zu  $\Delta n = 0,35 \text{ h}^{-1}$  (Zu-/Abluftanlage, Maximallüfter). Die absoluten Werte variieren von  $0,04 \text{ h}^{-1}$  (Fensterlüftung,  $n_{50} = 1$ , Fenster geschlossen) und  $1,59 \text{ h}^{-1}$  (Zu-/Abluftanlage,  $n_{50} = 10$ , Maximallüfter).

Es zeigt sich, daß die feuchteregelte Abluftanlage die geringste Sensitivität bezüglich der Luftdichtheit aufweisen, gefolgt von der zentralen Abluftanlage. Am empfindlichsten reagieren die Systeme Fensterlüftung und zentrale Zu-/Abluftanlagen. Die mittleren Luftwechsel der zentralen Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und der zentralen Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luftwärmepumpe sind identisch, da bezüglich der Druckzustände im Gebäude keine Unterschiede auftreten.

In Abb. 5.7 ist die prozentuale Änderung der mittleren Luftwechselraten dargestellt. Für das System Fensterlüftung wird in Anlehnung an DIN 4108-6 [12] als Referenzwert eine Luftdichtheit von  $n_{50} = 3 \text{ h}^{-1}$  festgelegt, für Systeme mit Lüftungsanlage ein Referenzwert von  $n_{50} = 1,5 \text{ h}^{-1}$ . Die höchsten relativen Änderungen sind beim System Fensterlüftung bei geschlossenen Fenstern zu verzeichnen. Da in diesem (nur theoretisch möglichen Fall) nur die Infiltration wirksam ist und der absolute Wert sehr klein ist, werden die prozentualen Änderungen bei Variation der Luftdichtheit sehr groß. Je mehr über Fenster gelüftet wird, um so stärker tritt erwartungsgemäß der Einfluß der Luftdichtheit in den Hintergrund. Bei maximalem Lüftungsverhalten ändert sich der Wert des mittleren Luftwechsels um weniger als 30 % wenn die Luftdichtheit sich auf  $n_{50} = 10 \text{ h}^{-1}$  verschlechtert. Die feuchteregelte Abluftanlage reagiert bei geringerem

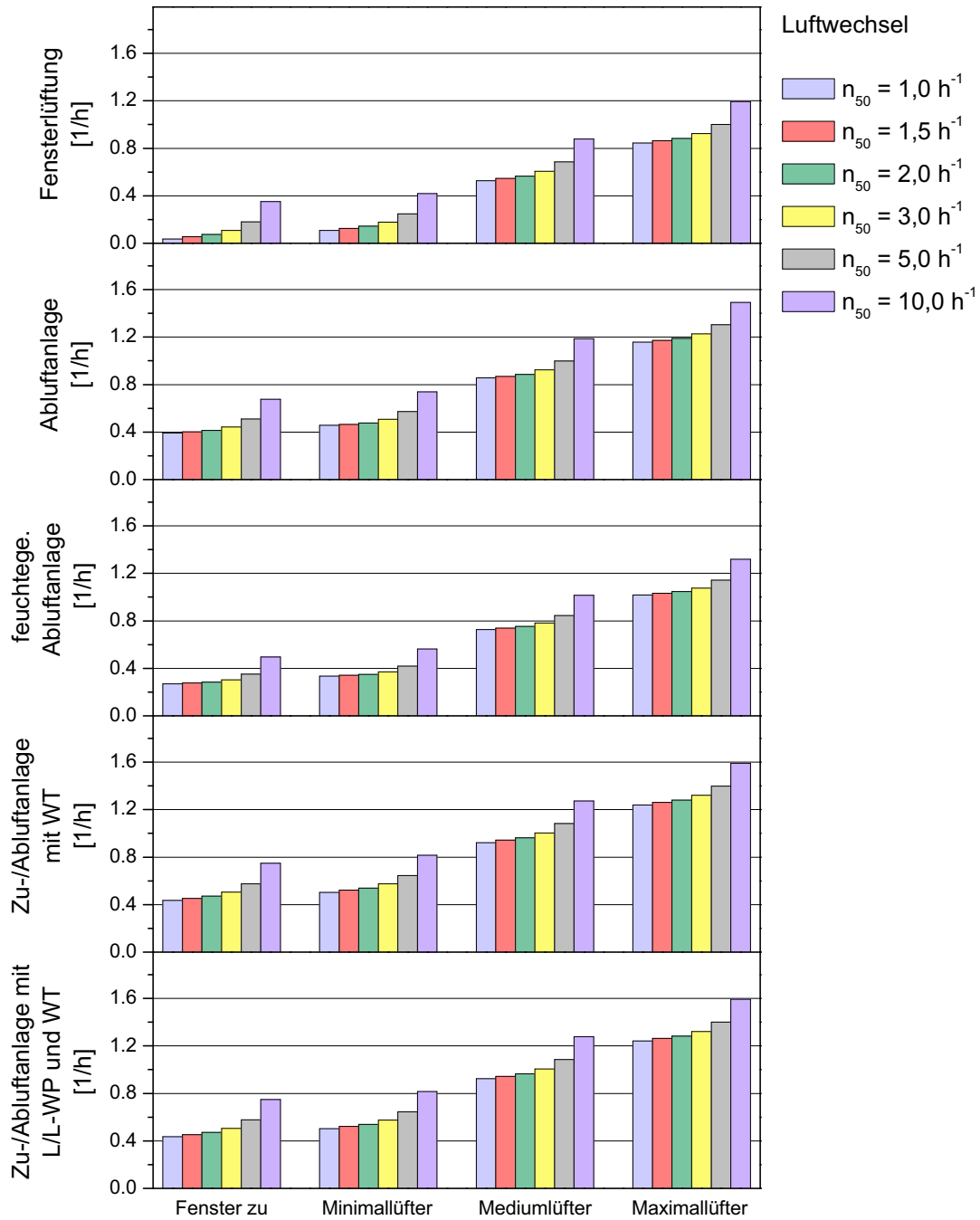


Bild 5.6: Mittlere Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem, des  $n_{50}$ -Wertes und des Fensterlüftungsverhaltens

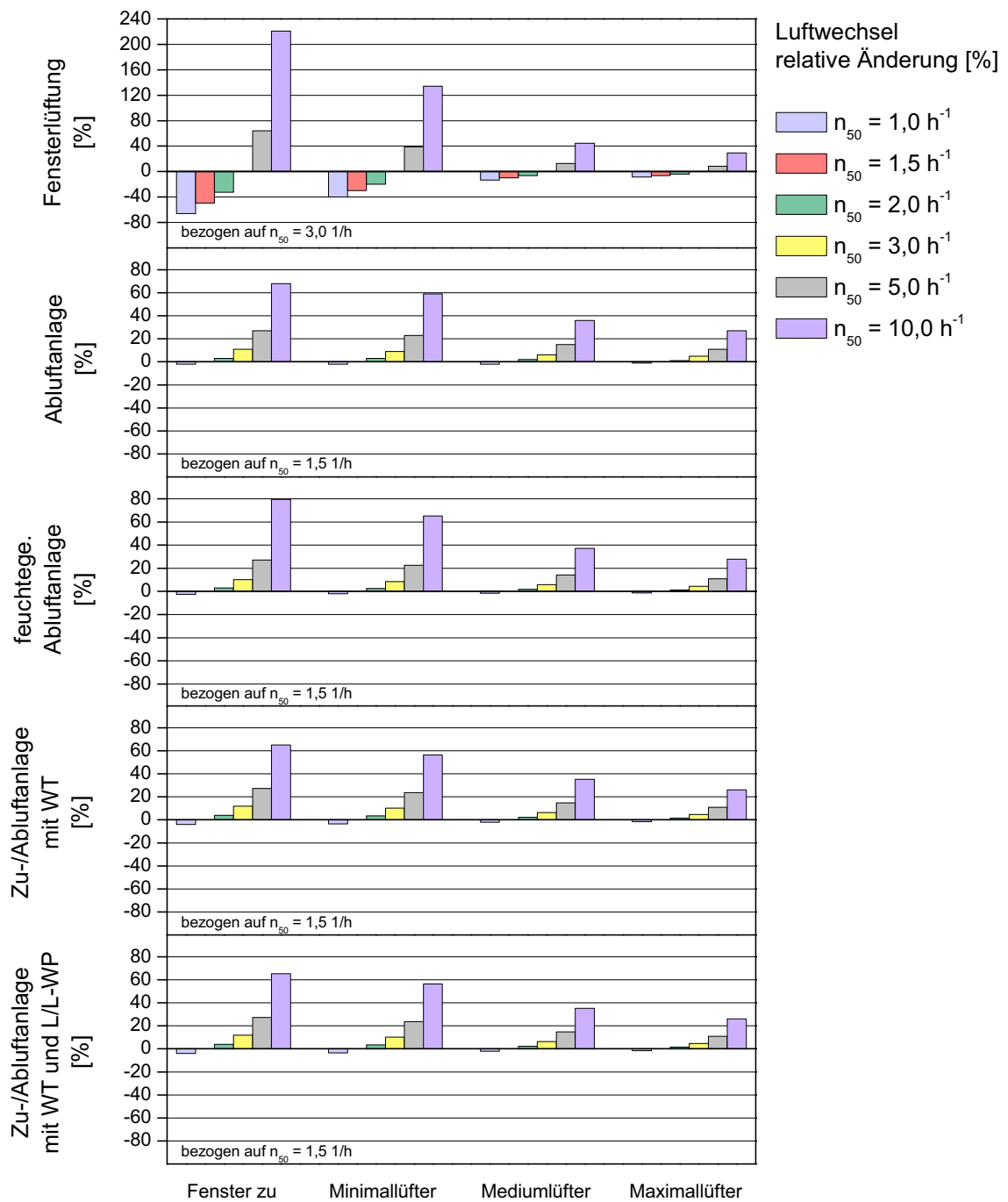


Bild 5.7: Relative Änderung der mittleren Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem, des  $n_{50}$ -Wertes und des Fensterlüftungsverhaltens

Lüftungsverhalten und bei geschlossenen Fenstern empfindlicher auf eine Verschlechterung der Luftdichtheit, als die anderen Anlagensysteme.

### 5.3.4 Temperaturniveau und Nachtabsenkung

Das Temperaturniveau der beheizten Räume hat einen Einfluß auf den mittleren Luftwechsel. Bei höheren Raumtemperaturen wird die Temperaturdifferenz zwischen innen und außen größer und damit die treibende Kraft für den Luftaustausch durch Infiltration und über geöffnete Fenster.

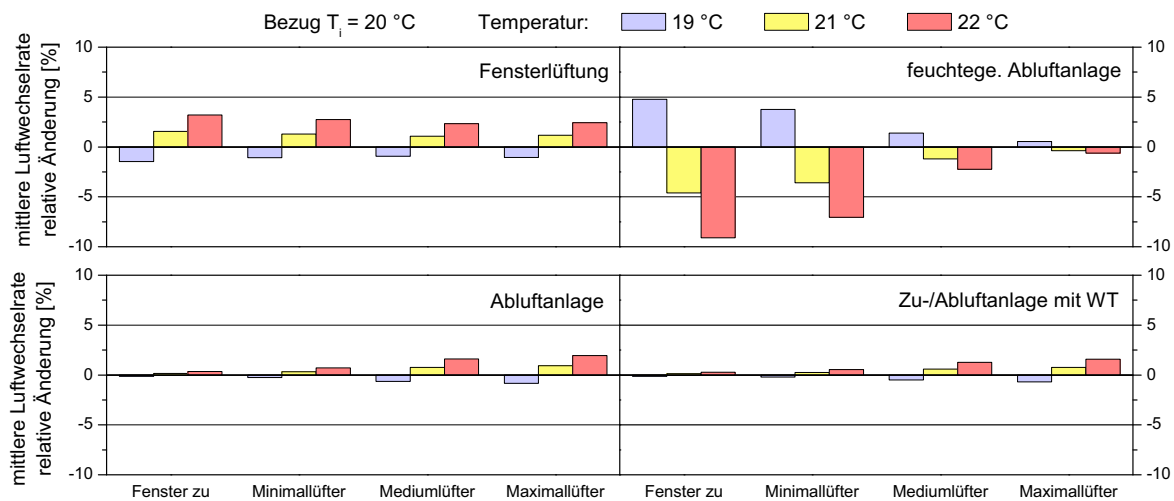


Bild 5.8: Relative Änderung der mittleren Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem und des Fensterlüftungsverhaltens bei Temperaturänderung

Variiert man das Raumtemperaturniveau von 19 °C auf 22 °C und ermittelt die prozentuale Änderung der mittleren Luftwechselraten bezogen auf den mittleren Luftwechsel bei einer Raumtemperatur von 20 °C, so ergibt sich Abb. 5.8. Auffällig ist, daß die mittlere Luftwechselrate bei feuchtegeregelten Abluftanlagen mit steigender Raumtemperatur im Gegensatz zu allen anderen Systemen sinkt. Dies liegt am Regelprinzip der Anlage. Da die absoluten Feuchteinträge konstant bleiben, durch die Erhöhung der Raumtemperatur die relative Luftfeuchte jedoch absinkt, ergeben sich geringere Luftwechsel. Der druckkonstante Ventilator fördert weniger Volumenstrom, da die feuchtegesteuerten Ventile aufgrund der geringeren relativen Luftfeuchte schließen.

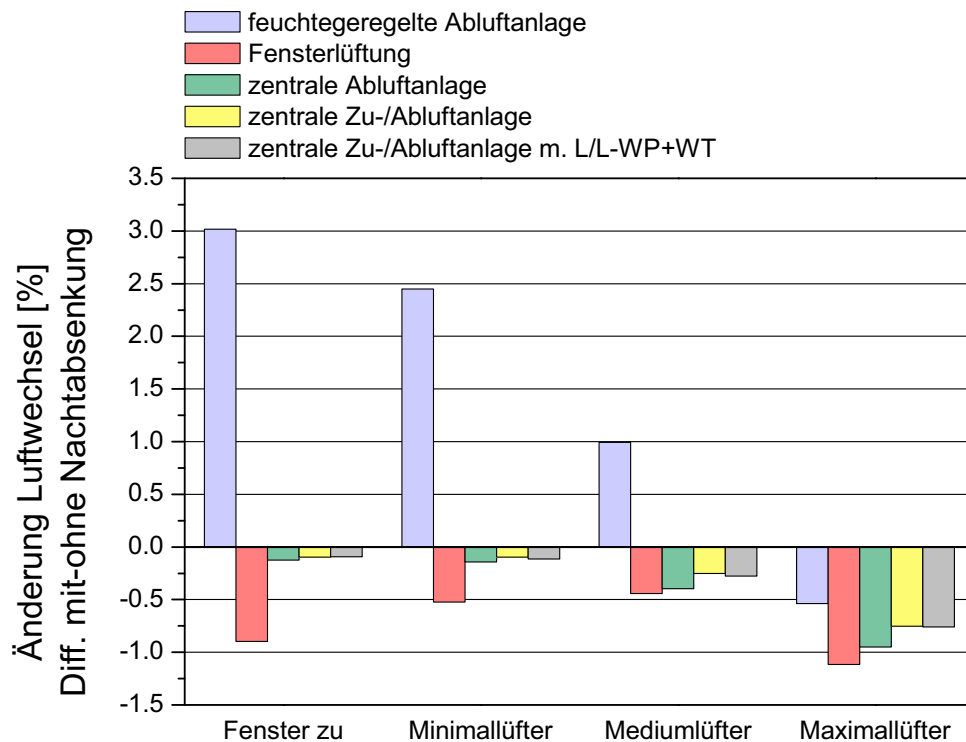


Bild 5.9: Relative Änderung der mittleren Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem und des Fensterlüftungsverhaltens bei Nachtabsenkung

Bei den anderen Systemen mit Lüftungsanlage steigt der relative Luftwechsel je nach Lüftungsverhalten um bis zu 3 % an. Beim System Fensterlüftung ist eine Zunahme des Luftwechsels um 3,2 % auch bei geschlossenen Fenstern zu verzeichnen. Dieser Fall ist jedoch rein theoretischer Natur, hier nimmt die Infiltration durch Undichtigkeiten bedingt durch die erhöhte Raumtemperatur auch bei geschlossenen Fenstern zu. Aufgrund des vorhandenen Anlagenluftwechsels macht sich bei den anderen Anlagensystemen eine Zunahme des mittleren Luftwechsels erst bei intensiverem Lüftungsverhalten bemerkbar.

Wird die Raumtemperatur im gesamten Gebäude von 22:00 - 6:00 Uhr um 3 K auf 17 °C abgesenkt, so ändern sich die mittleren Luftwechselraten bezogen auf den Fall ohne Nachtabsenkung gemäß Abb. 5.9. Wiederum zeigt die feuchtegeregelte Abluftanlage ein anderes Verhalten als die restlichen Systeme. Bei geschlossenen Fenstern bis hin zu mittlerem Lüftungsverhalten über Fenster (Mediumlüfter) tritt relativ gesehen ein

höherer mittlerer Luftwechsel auf. Erst bei maximalen Lüftungsverhalten nimmt der mittlere Luftwechsel durch die Nachtabsenkung ebenfalls ab. Der Grund hierfür liegt wie bei der Erhöhung der Raumtemperatur am Regelprinzip der feuchtegeregelten Abluftanlage.

Bei allen anderen System ist eine geringe Abnahme des mittleren Luftwechsels zu verzeichnen, die sich lediglich beim Maximallüfter stärker auswirkt, da hier nachts in den Schlafzimmern über Fenster gelüftet wird. Durch das geringere Raumtemperaturniveau nachts wird der Luftaustausch über die Schlafzimmerfenster reduziert, was dazu führt, dass der mittlere Luftwechsel stärker abnimmt.

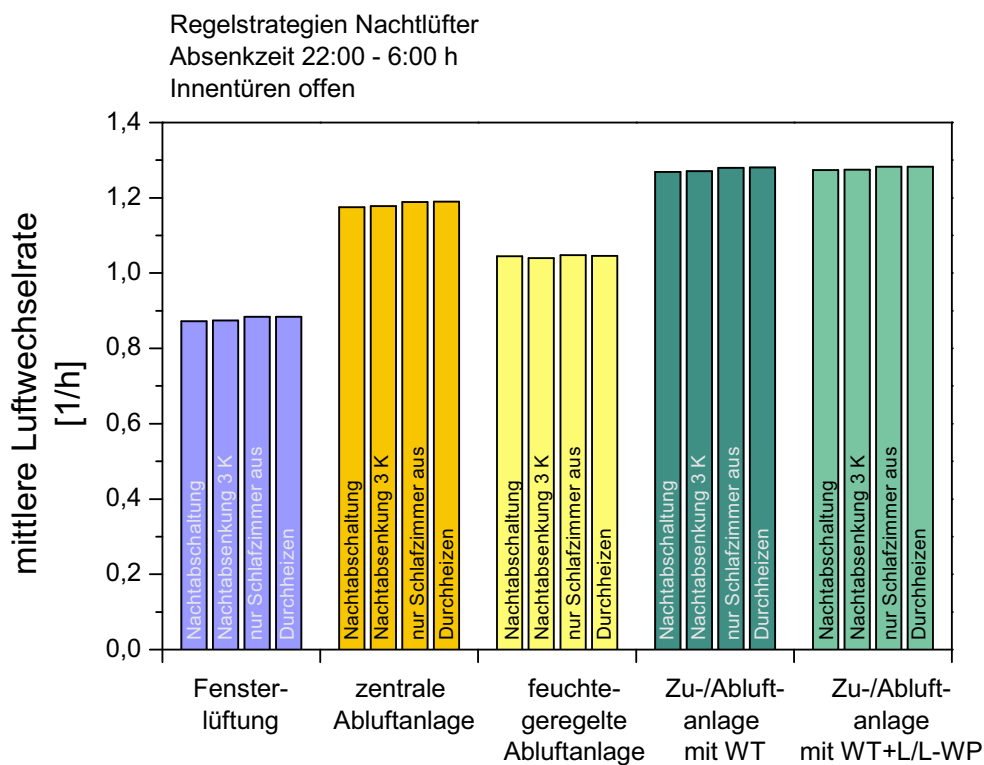


Bild 5.10: Mittlerer Luftwechsel in Abhängigkeit vom Anlagensystem und der Regelstrategie der Heizung bei maximaler Fensterlüftung (Innentüren offen)

Vergleicht man die Werte für den mittleren Luftwechsel in Abhängigkeit vom Anlagensystem und der Regelstrategie der Heizung, so ergeben sich die Bilder 5.10 und 5.11. Es wird maximales Fensterlüftungsverhalten für alle Anlagensysteme zugrunde gelegt, welches ganzjährig Nachtlüftung in den beiden Schlafzimmern beinhaltet. In



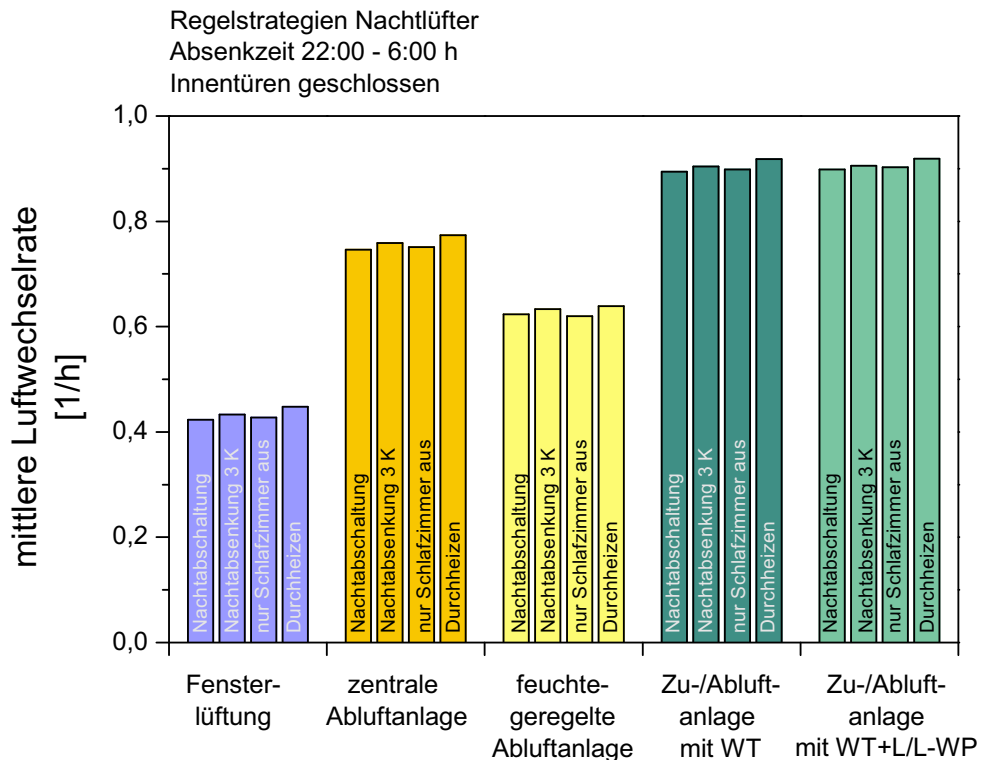


Bild 5.11: Mittlerer Luftwechsel in Abhängigkeit vom Anlagensystem und der Regelstrategie der Heizung bei maximaler Fensterlüftung (Innentüren geschlossen)

Abb. 5.10 sind die Innentüren im Gebäude geöffnet und die Trennwände undicht modelliert. In Abb. 5.11 sind die Innentüren im Gebäude geschlossen und die Trennwände und Decken dicht modelliert. Die Absenk-/Abschaltzeit ist von 22:00 - 6:00 Uhr. Die Luft/Luft-Wärmepumpe wird nachts nicht abgesenkt und durchgehend betrieben.

Es werden die vier folgenden Fälle unterschieden:

1. Durchheizen des Gebäudes auf 20 °C
2. Nächtliches Abschalten der Heizkörper (Frostschutz 5 °C) in den beiden Schlafzimmern, Durchheizen des restlichen Gebäudes auf 20 °C
3. Nachtabsenkung aller Raumtemperaturen um 3 K
4. Nachtabschaltung des gesamten Gebäudes

Bei geöffneten Innentüren ist quasi keine Änderung der mittleren Luftwechselraten in Abhängigkeit der Regelstrategie zu verzeichnen, bei abgesenktem Betrieb und bei Nachtabstaltung liegen die Werte minimal niedriger. Sind die Innentüren geschlossen, so liegen die mittleren Luftwechsel bei Nachtabstaltung und bei abgestellten Heizkörpern im Schlafzimmer etwa auf gleichem Niveau, gefolgt vom abgesenktem Betrieb und Dauerbetrieb der Heizung. Insgesamt ist eine Differenz  $\Delta n = 0,4 \text{ h}^{-1}$  zwischen geöffneten und geschlossenen Innentüren zu beobachten.

## 5.4 Heizwärmebedarf

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt die Sensitivität verschiedener Parameter auf den mittleren Luftwechsel der Heizperiode untersucht wurde, wird in den folgenden Abschnitten die Auswirkung dieser Parameter auf den Heizwärmebedarf dargestellt.

### 5.4.1 Fensterlüftung und Betrieb der Lüftungsanlage

Wie im Abschnitt 5.3.2 beschrieben, ist bei den Systemen Fensterlüftung, sowie unregelte und feuchtegeregelte Abluftanlage bei geschlossenen Fenstern und minimaler Fensterlüftung kein Unterschied zwischen geöffneten und geschlossenen Innentüren hinsichtlich des Heizwärmebedarfs zu verzeichnen. Lediglich bei Zu-/Abluftanlagen (mit und ohne Luft/Luft-Wärmepumpe) liegen die Werte aus den bereits genannten Gründen bei geöffneten Innentüren niedriger. Bei mittlerem und maximalem Lüftungsverhalten über Fenster liegen die Werte bei allen Anlagen bei offenen Innentüren höher, als bei geschlossenen, da eine Querlüftung im Gebäude möglich ist und sich dadurch der mittlere Luftwechsel deutlich erhöht.

Vergleicht man den Heizwärmebedarf bei gleichem Lüftungsverhalten, so liegen die Werte beim System Fensterlüftung am niedrigsten, gefolgt von zentralen Zu-/Abluftanlagen. Die höchsten Bedarfswerte weist das System zentrale Abluftanlage auf, darunter liegen die feuchtegeregelten Abluftanlagen. Das System Zu-/Abluftanlage mit nachgeschalteter Luft/Luft-Wärmepumpe hat denselben Heizwärmebedarf wie das System Zu-/Abluftanlage ohne Wärmepumpe, im Diagramm ist lediglich der Restheizwärmebedarf dargestellt, der durch ein zusätzliches Heizsystem gedeckt werden muß.

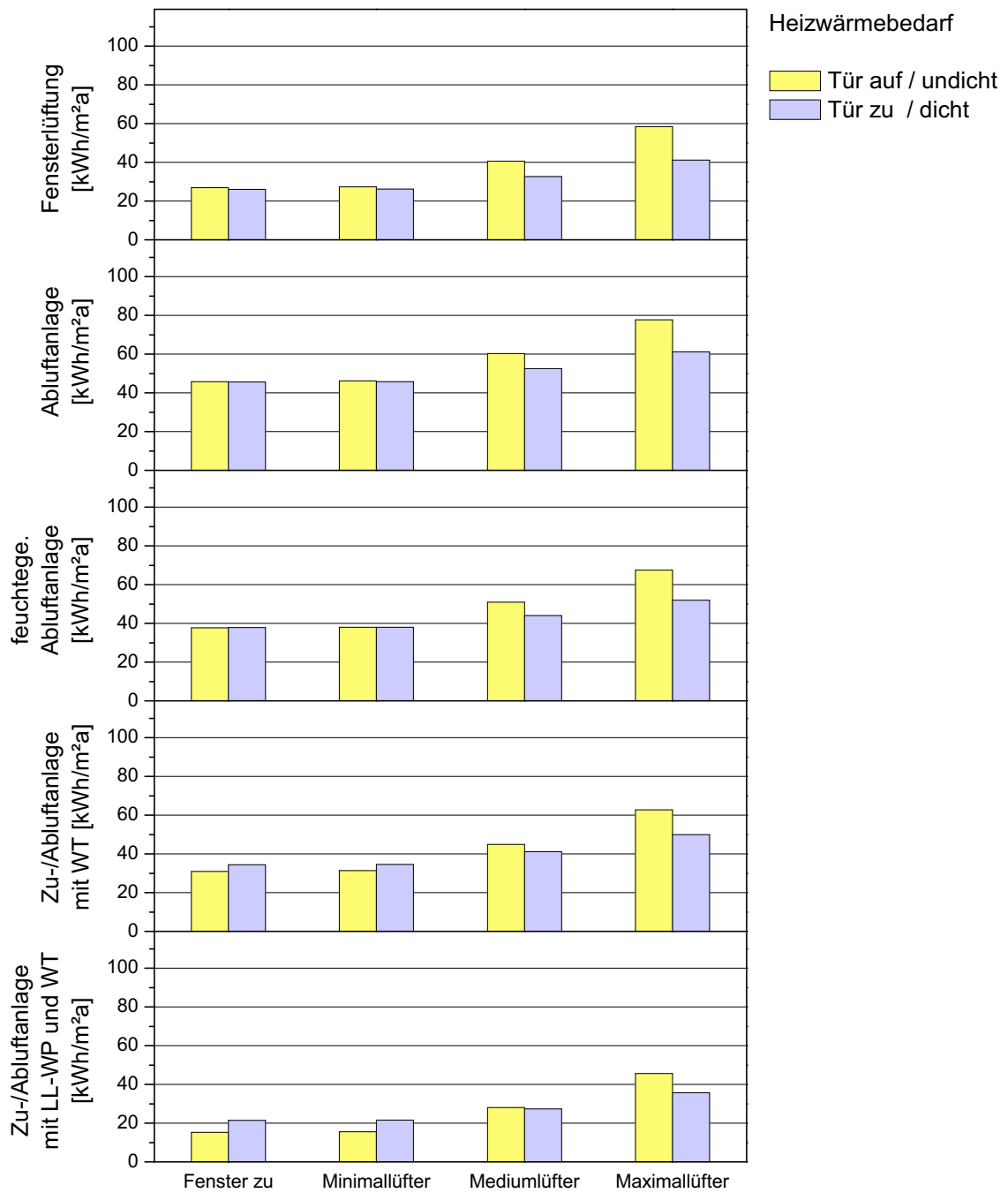


Bild 5.12: Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem, der Stellung der Innentüren und des Fensterlüftungsverhaltens

Hinsichtlich der Sensitivität der Anlagen in Bezug auf die Stellung der Innentüren weist das System Fensterlüftung die größte Änderung auf, gefolgt von zentralen Abluftanlagen und feuchtegeregelten Abluftanlagen. Der geringste Einfluß ist bei Zu-/Abluftanlagen mit nachgeschalteter Wärmepumpe zu verzeichnen, knapp darüber liegt das System zentrale Zu-/Abluftanlage ohne Wärmepumpe.

### 5.4.2 Luftdichtheit

Wird die Luftdichtheit des Gebäudes von  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$  bis hin zu  $n_{50} = 10 \text{ h}^{-1}$  bei gleichzeitiger Lüftung über Fenster variiert, so ergeben sich die Heizwärmebedarfs- werte gemäß Abb. 5.13.

Für das System Fensterlüftung variieren die Werte zwischen 24,8 kWh/m<sup>2</sup>a bis 56 kWh/m<sup>2</sup>a bei einem  $n_{50}$ -Wert von 1 h<sup>-1</sup>. Diese steigen auf 44,3 kWh/m<sup>2</sup>a bis 78,4 kWh/m<sup>2</sup>a bei einem  $n_{50}$ -Wert von 10 h<sup>-1</sup> an. Hierbei muß bemerkt werden, daß ein hygienischer Mindestluftwechsel erst bei mittlerem Lüftungsverhalten über Fenster (Mediumlüfter) gewährleistet ist. Bei zentralen Abluftanlagen ohne Wärmerückgewinnung liegen die Werte zwischen 44,5 kWh/m<sup>2</sup>a und 75,8 kWh/m<sup>2</sup>a bei einem Luftdichtheitswert von  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$ . Diese Werte steigen auf 64 - 98 kWh/m<sup>2</sup>a bei  $n_{50} = 10 \text{ h}^{-1}$  an. Bei feuchtegeregelten Abluftanlagen liegen die Werte aufgrund des geringeren mittleren Luftwechsels niedriger. Bei einer Luftdichtheit von  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$  ändert sich der Heizwärmebedarf je nach Intensität der Fensterlüftung zwischen 36,8 und 65,9 kWh/m<sup>2</sup>a. Verschlechtert sich die Luftdichtheit auf  $n_{50} = 10 \text{ h}^{-1}$  steigen die Werte auf 51,8 - 85,2 kWh/m<sup>2</sup>a an. Bemerkenswert ist die Tatsache, daß zentrale Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung nur knapp unter den Bedarfswerten der feuchtegeregelten Abluftanlage liegen. Hier liegt die Spannbreite von 28,7 - 60,3 kWh/m<sup>2</sup>a bei  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$  und steigt auf 48,5 - 82,9 kWh/m<sup>2</sup>a bei  $n_{50} = 10 \text{ h}^{-1}$ . Je mehr zusätzlich über Fenster gelüftet wird, um so geringer wird das Einsparpotential durch die Wärmerückgewinnung. Bei zentralen Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher und nachgeschalteter Luft/Luft-Wärmepumpe ist lediglich der Restheizwärmebedarf dargestellt, die absoluten Zahlen entsprechen den Werten des Systems Zu/Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher. Hier variieren die Werte zwischen 13,6 - 43,8 kWh/m<sup>2</sup>a bei  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$ . Die Bedarfswerte steigen auf 29,9 bis 62,2 kWh/m<sup>2</sup>a bei  $n_{50} = 10 \text{ h}^{-1}$ .

Setzt man ein unverändertes Lüftungsverhalten bei Fensterlüftung und zentralen Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung voraus, und vergleicht den Heizwärme-

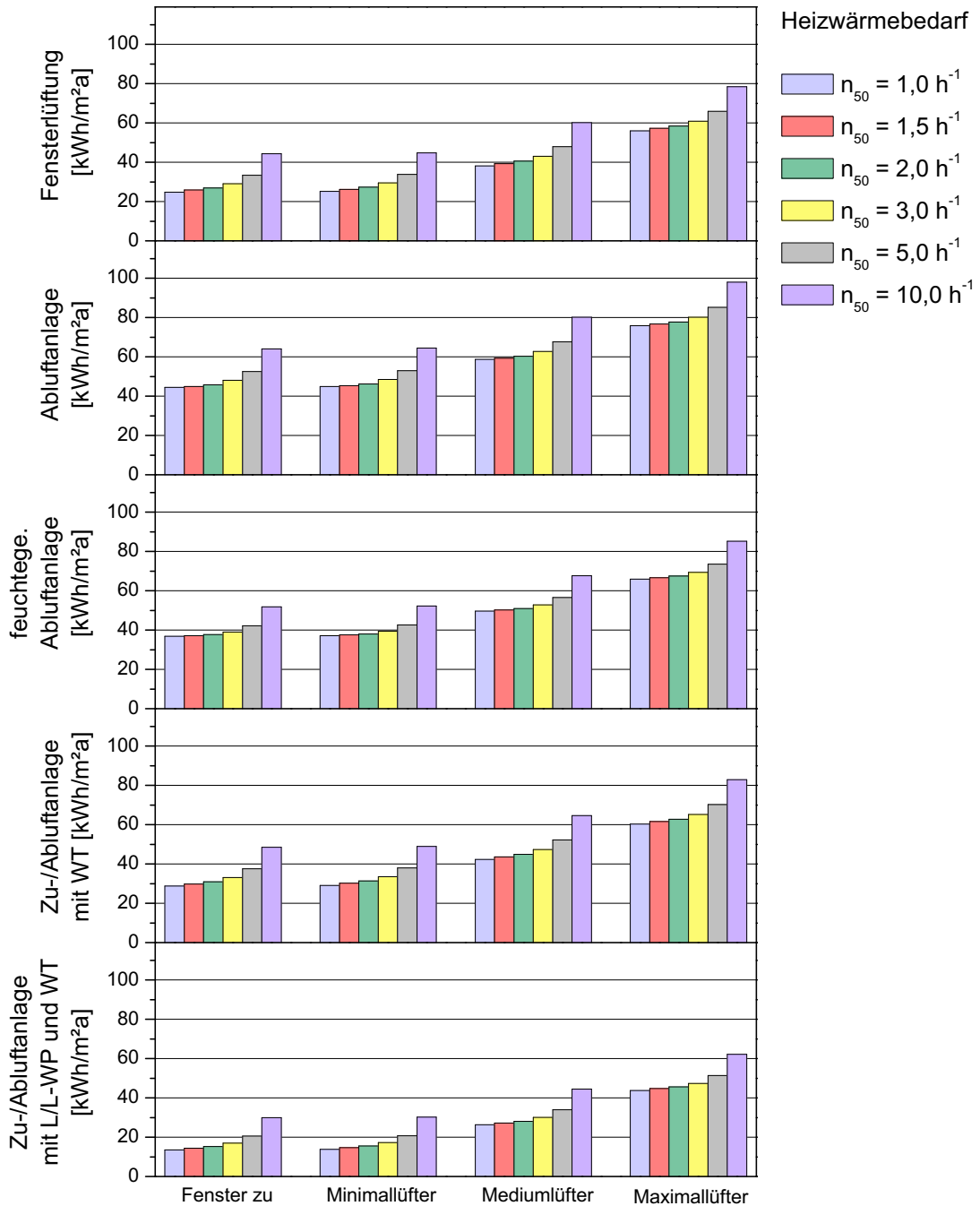


Bild 5.13: Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem, des  $n_{50}$ -Wertes und des Fensterlüftungsverhaltens

bedarf bei Fensterlüftung und einem  $n_{50}$ -Wert von  $3 \text{ h}^{-1}$ , sowie die Werte für Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung bei einem  $n_{50}$ -Wert von  $1,5 \text{ h}^{-1}$  (Anforderung nach EnEV [72]), stellt man fest, daß die Bedarfswerte bei gleichem Lüftungsverhalten fast deckungsgleich sind.

Um festzustellen, wie sensitiv ein bestimmtes System auf die Änderung der Luftdichtheit reagiert, bezieht man die Änderung des Heizwärmebedarfs auf den Bedarfswert des  $n_{50}$ -Wertes, der gemäß EnEV [72] maximal zulässig ist. Im Fall der Fensterlüftung beträgt dieser  $n_{50} = 3 \text{ h}^{-1}$ , bei allen anderen Systemen  $n_{50} = 1,5 \text{ h}^{-1}$ . Sinkt der Heizwärmebedarf im Vergleich zum Referenzfall, so treten negative Werte auf; steigt er, so sind die Werte positiv.

Bei allen Systemen ist festzustellen, daß der Einfluß der Luftdichtheit mit zunehmender Lüftung über Fenster abnimmt. Die höchste Sensitivität hinsichtlich des Heizwärmebedarfs weist das System Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe auf. Bei geschlossenen Fenstern steigt der Restheizwärmebedarf, der über ein zusätzliches Heizsystem gedeckt werden muß auf über das doppelte an, wenn sich die Luftdichtheit von  $n_{50} = 1,5 \text{ h}^{-1}$  auf  $n_{50} = 10 \text{ h}^{-1}$  verschlechtert. Dies ist durch den geringen Restbedarf dieses Systems zu erklären. Aufgrund der Druckzustände innerhalb des Gebäudes reagiert das System Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher empfindlicher auf eine Verschlechterung der Luftdichtheit des Gebäudes, als die anderen Systeme. Der Heizwärmebedarf steigt um 35 - 63 % an, wenn der Luftdichtheitswert auf  $n_{50} = 10 \text{ h}^{-1}$  ansteigt. Bei zentralen Abluftanlagen steigen die Werte um 28 - 42 % an, wird eine Feuchteregelung eingesetzt, liegt die Steigerung zwischen 28 - 39 %. Beim System Fensterlüftung liegen die Werte zwischen 29 - 52 %. Somit reagieren die feuchtegeregelten Abluftanlagen am wenigsten auf eine Änderung der Luftdichtheit, gefolgt von den zentralen Abluftanlagen und dem System Fensterlüftung. Zentrale Zu-/Abluftanlagen reagieren am empfindlichsten auf eine Verschlechterung der Luftdichtheit. Eine Verbesserung der Luftdichtheit von  $n_{50} = 1,5 \text{ h}^{-1}$  auf einen Wert von  $n_{50} = 1,0 \text{ h}^{-1}$  bringt bei Abluftanlagen nur marginale Einsparmöglichkeiten. Bei Zu-/Abluftanlagen liegt das Einsparpotential zwischen 2 und 4 % des Heizwärmebedarfs. Absolut gesehen sind die Einsparmöglichkeiten bei einer Verbesserung der Luftdichtheit um  $0,5 \text{ h}^{-1}$  auf einen Wert von  $n_{50} = 1,0 \text{ h}^{-1}$  jedoch unbedeutend und rechtfertigen den zusätzlichen Aufwand zur Erstellung einer luftdichten Gebäudehülle allein nicht.

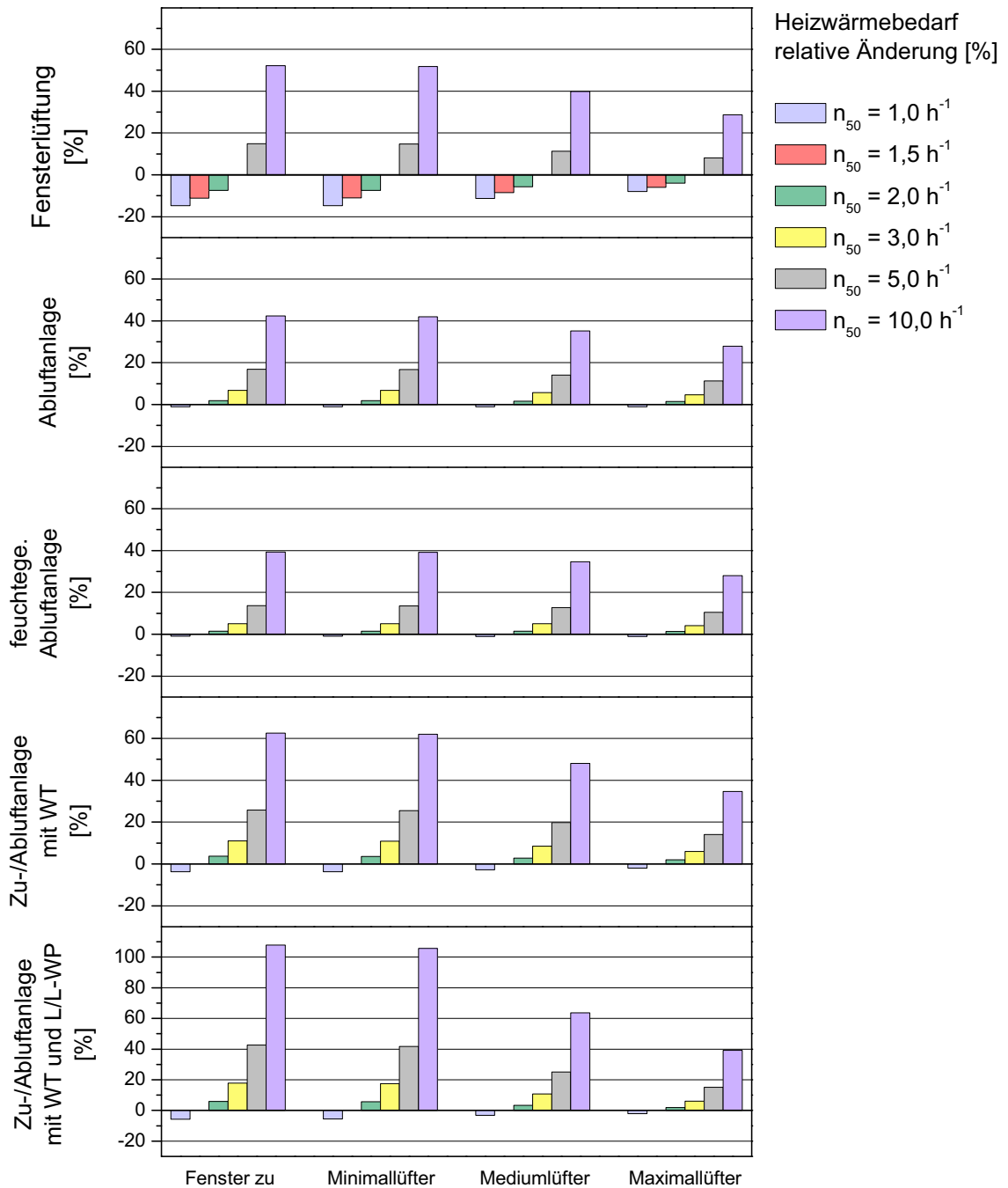


Bild 5.14: Relative Änderung des Heizwärmebedarfs in Abhängigkeit vom Anlagensystem, des  $n_{50}$ -Wertes und des Fensterlüftungsverhaltens

### 5.4.3 Temperaturniveau und Nachtabsenkung

Verändert man das Raumtemperaturniveau von 19 bis auf 22 °C und stellt die relative Änderung des Heizwärmebedarfs (Bezugspunkt  $T_i = 20$  °C) in Abhängigkeit vom Lüftungsverhalten dar, so ergibt sich Abb. 5.15.

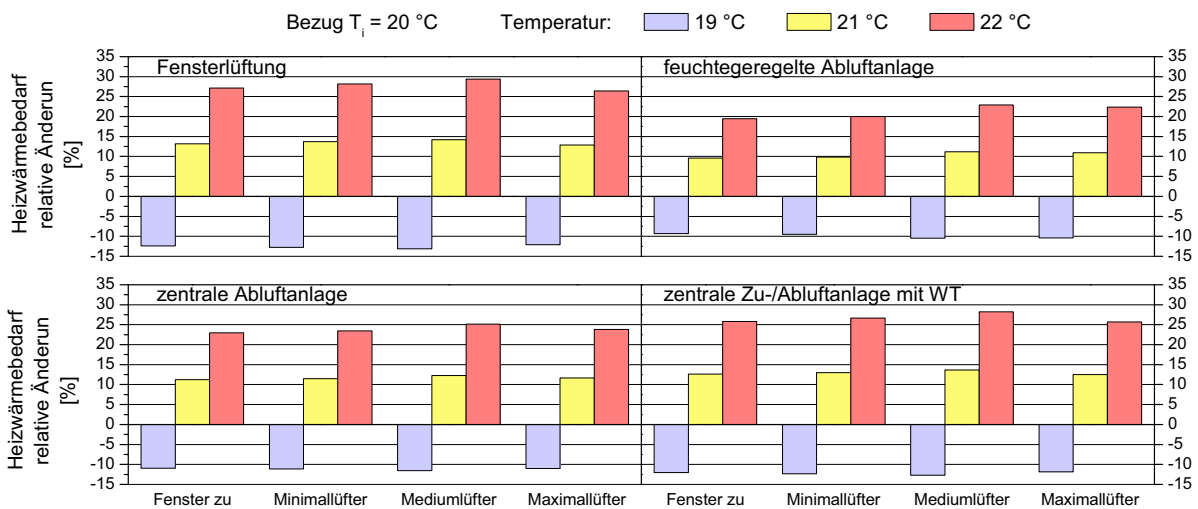


Bild 5.15: Relative Änderung des Heizwärmebedarfs in Abhängigkeit vom Anlagensystem und vom Fensterlüftungsverhalten bei Variation der Raumtemperatur

Die relative Änderung des Heizwärmebedarfs liegt zwischen -13 und 29 % je nach Anlagensystem und Lüftungsverhalten über Fenster. Die geringste Zunahme verzeichnet das System feuchtegeregelte Abluftanlage. Die größte Steigerung des Heizwärmebedarfs weisen zentrale Abluftanlagen auf, direkt gefolgt von zentralen Zu-/Abluftanlagen. Etwas darunter liegt das System der Fensterlüftung. Je größer der Anteil der Fensterlüftung ist, desto mehr nähern sich die Werte an, die Unterschiede zwischen den Anlagen spielen dann nur noch eine geringe Rolle.

Senkt man die Raumtemperaturen nachts von 22:00 - 6:00 Uhr um 3 K auf 17 °C ab, so sinkt der Heizwärmebedarf bezogen auf den Fall ohne Nachtabsenkung gemäß Abb. 5.16 ab.

Bemerkenswert ist das Anlagensystem zentrale Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe. Aufgrund des Regelprinzips der Anlage steigt der Restheizwärmebedarf an. Da über die Pilotraumsteuerung im Wohnzimmer ebenfalls eine



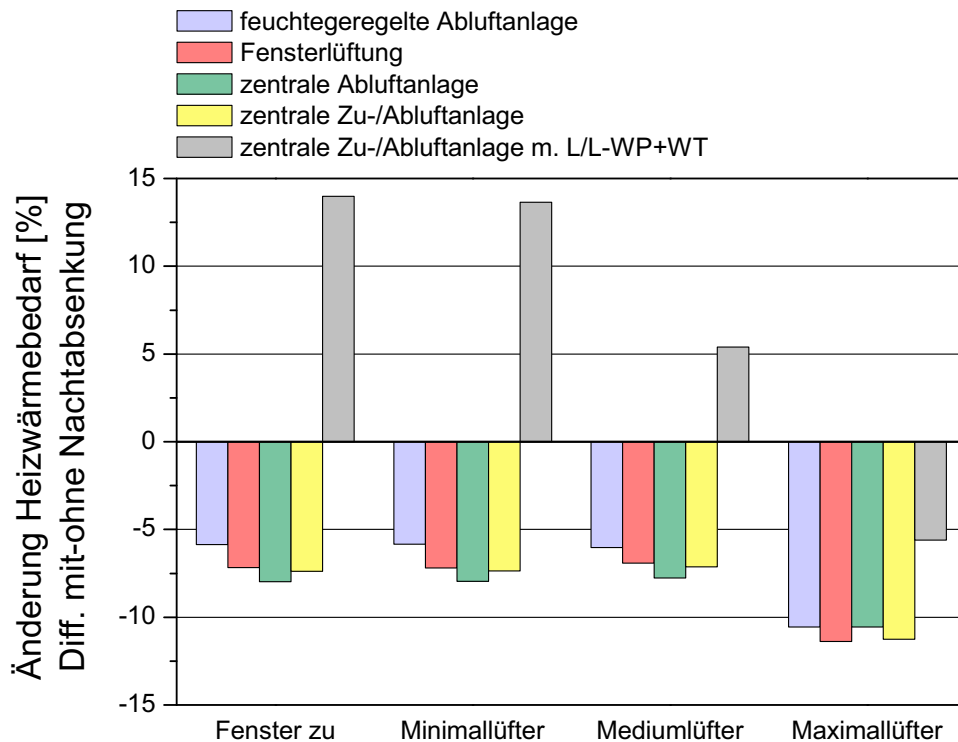


Bild 5.16: Relative Änderung des Heizwärmebedarfs in Abhängigkeit vom Anlagensystem und vom Fensterlüftungsverhalten bei Nachtabsenkung

Nachtabsenkung programmiert ist, nimmt die Laufzeit der Wärmepumpe und damit der Wärmerückgewinnung ab. Somit muß vom Zusatzwärmeerzeuger, der den Restheizwärmebedarf deckt, ein größerer Anteil abgedeckt werden und es kommt zu einer Erhöhung des Restheizwärmebedarfs. Erst bei zunehmender Lüftung über Fenster wird auch eine Einsparung erzielt. Eine Nachtabsenkung der Luft/Luft-Wärmepumpe ist somit nicht sinnvoll. Die übrigen Systeme liegen sehr dicht beieinander, da Einsparpotential liegt zwischen 5,9 und 11,4 %. Im Falle maximaler Fensterlüftung ist das Einsparpotential am größten, da hier nachts in den Schlafzimmern über Fenster gelüftet wird. Wie im Fall der Temperaturerhöhung erweist sich das System der feuchtegeregelten Abluftanlage am robustesten, hier ist aber auch das geringste Einsparmöglichkeit vorhanden. Die übrigen Systeme liegen so dicht beieinander, daß eine Differenzierung nicht sinnvoll ist.

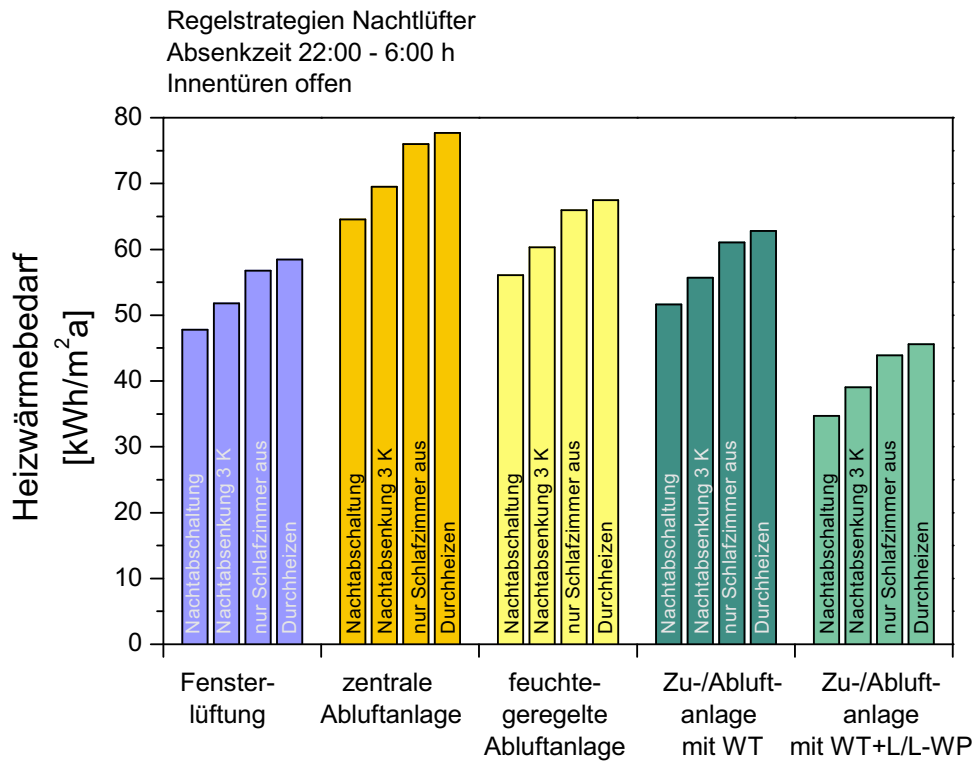


Bild 5.17: Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem und von der Regelstrategie der Heizung bei maximaler Fensterlüftung (Innentüren offen)

Vergleicht man die Werte für den Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem und von der Regelstrategie der Heizung, so ergeben sich die Bilder 5.17 und 5.18. Es wird maximales Fensterlüftungsverhalten für alle Anlagensysteme zugrunde gelegt, welches ganzjährig Nachtlüftung in den beiden Schlafzimmern beinhaltet. In Abb. 5.17 sind die Innentüren im Gebäude geöffnet und die Trennwände undicht modelliert. In Abb. 5.18 sind die Innentüren im Gebäude geschlossen und die Trennwände und Decken dicht modelliert. Die Absenk-/Abschaltzeit ist von 22:00 - 6:00 Uhr. Die Luft/Luft-Wärmepumpe wird nachts nicht abgesenkt und durchgehend betrieben.

Es werden die gleichen vier Fälle unterschieden, die in Abschnitt 5.3.4 bereits beschrieben sind.

Zwischen den beiden Varianten Innentüren offen und Innentüren geschlossen sind deutliche Unterschiede im Heizwärmebedarf zu verzeichnen, die aus der unterschiedlichen Gebäudedurchströmung resultieren. Für die Zu-/Abluftanlage mit Wärmetau-

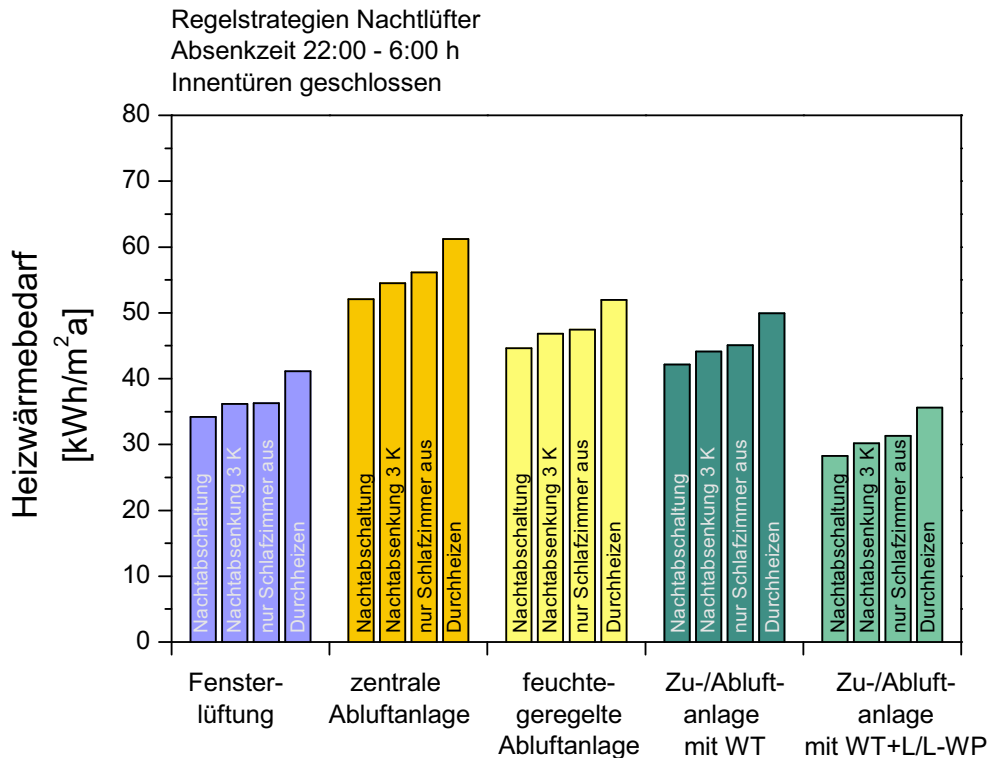


Bild 5.18: Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem und von der Regelstrategie der Heizung bei maximaler Fensterlüftung (Innentüren geschlossen)

scher und Luft/Luft-Wärmepumpe ist nur der Restheizwärmebedarf dargestellt, die Differenz zum System Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher wird von der Luft/Luft-Wärmepumpe bereitgestellt.

Bei geöffneten Innentüren ist das Einsparpotential durch Abstellen der Heizkörper im Schlafzimmer geringer, als bei geschlossenen Innentüren, da der Luftaustausch mit dem restlichen Gebäude deutlich kleiner ausfällt. Bei geschlossenen Innentüren liegt das Einsparpotential fast auf dem gleichen Niveau mit der Nachtabsenkung des gesamten Gebäudes um 3 K. Bei allen Systemen ist das größte Einsparpotential bei Nachtabschaltung der Heizungsanlage zu verzeichnen. Bei geschlossenen Innentüren läßt sich damit beim System Fensterlüftung eine Einsparung von 17 % erzielen, beim System Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe 20 % und bei allen übrigen Systemen 15 %. Bei geöffneten Türen ist das Einsparpotenti-

al etwas größer und liegt bei beim System Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe bei 24 %, bei den übrigen System zwischen 17 - 18 %.

### 5.4.4 Zuluftüberschuß

Zu-/Abluftanlagen werden in der Regel so ausgelegt, daß die Volumenströme für Zu- und Abluft gleich groß sind. Wenn eine Verschiebung der Volumenströme erwünscht ist, so wird meistens ein Abluftüberschuß eingestellt, um zu vermeiden, daß die belastete feuchte Raumluft durch die Konstruktion nach außen gedrückt wird und es zu Schäden in der Konstruktion kommt. In der Praxis wird jedoch bei nachträglichen Untersuchungen von Anlagensystemen oftmals ein Ungleichgewicht zwischen Zu- und Abluftvolumenströmen meßtechnisch nachgewiesen.

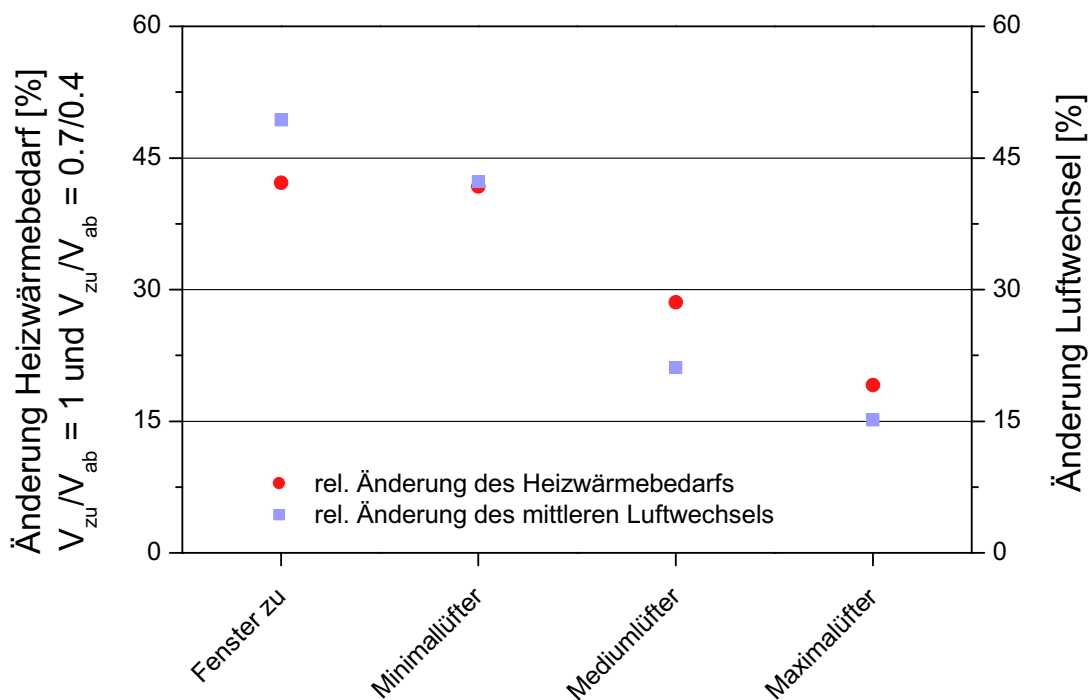


Bild 5.19: Relative Änderung der mittleren Luftwechselraten und des Heizwärmebedarfs in Abhängigkeit vom Fensterlüftungsverhalten bei Zuluftüberschuß

Um die Auswirkungen eines solchen Ungleichgewichtes zwischen Zu- und Abluftvolumenstrom beurteilen zu können, ist in Abb. 5.19 die relative Änderung des mittleren

Luftwechsels und des Heizwärmebedarfs dargestellt, wenn das Verhältnis von Zuluftvolumenstrom zu Abluftvolumenstrom  $\dot{V}_{zu}/\dot{V}_{ab} = 0,7/0,4$  beträgt. Dies entspricht einer Erhöhung des zuluftseitigen Anlagenluftwechsels von  $0,4$  auf  $0,7 \text{ h}^{-1}$ , während der abluftseitige Anlagenluftwechsel von  $0,4 \text{ h}^{-1}$  erhalten bleibt.

Betrachtet man zunächst die Änderung des sich einstellenden gesamten Luftwechsels, so stellt man fest, daß die Änderung der Luftwechselrate kleiner ist, als erwartet. Die absolute Differenz des Luftwechsels zum Standardfall mit ausgeglichenen Volumenströmen beträgt nicht  $0,7 - 0,4 = 0,3 \text{ h}^{-1}$ , sondern es treten kleinere Werte auf. Dies liegt an der Überlagerung des thermischen Auftriebs mit den Unterdrücken der Anlage. Bei bilanzierter Anlage treten im Untergeschoß durch den thermischen Auftrieb bei tiefen Temperaturen noch Unterdrücke auf, im Obergeschoß jedoch Überdrücke. Daraus resultiert eine zusätzliche Infiltration über Fugen im Erdgeschoß und eine Exfiltration über Fugen im Obergeschoß. Bei Zuluftüberschuß ( $n_{Anlage,Zuluft} = 0,7 \text{ h}^{-1}$ ,  $n_{Anlage,Abluft} = 0,4 \text{ h}^{-1}$ ) findet sowohl im Erdgeschoß, als auch im Obergeschoß reine Exfiltration statt. Deshalb ist hier dann der projektierte Luftwechsel gleich dem berechneten Luftwechsel ( $n = 0,7 \text{ h}^{-1}$ ) und die absolute Differenz damit kleiner als  $0,3 \text{ h}^{-1}$ . Relativ ausgedrückt erhöht sich der Luftwechsel also nicht um 75 % bei geschlossenen Fenstern, sondern nur um knapp 50 %.

Bei zunehmender Lüftung über Fenster nimmt die relative Zunahme des mittleren Luftwechsels auf 15 % ab.

Der Heizwärmebedarf erhöht sich aufgrund der größeren Zuluftvolumenstromes um 42 % bei geschlossenen Fenstern. Bei mittlerem Lüftungsverhalten (Mediumlüfter) ist noch eine Zunahme von 29 % zu verzeichnen, während bei maximalem Lüftungsverhalten der Heizwärmebedarf um 19 % ansteigt.

## 5.5 Luftqualität

Ein wichtiges Kriterium zur Beurteilung der Effizienz von Wohnungslüftungsanlagen ist die Luftqualität im Gebäude. Besonders kritisch ist der Nachtbetrieb von zentralen Lüftungsanlagen, da in der Regel das gesamte Gebäude weiter belüftet wird, Schadstoffe jedoch hauptsächlich in den Schlafzimmern entstehen. In den beiden Abb. 5.20 und 5.21 ist der Verlauf der  $\text{CO}_2$ -Konzentration im Eltern-Schlafzimmer dargestellt, das mit 2 Personen von 22:00 - 6:00 Uhr belegt ist. Die Randbedingungen bezüglich des Schadstoffeintrages sind in Abschnitt 4.4.4 erläutert.

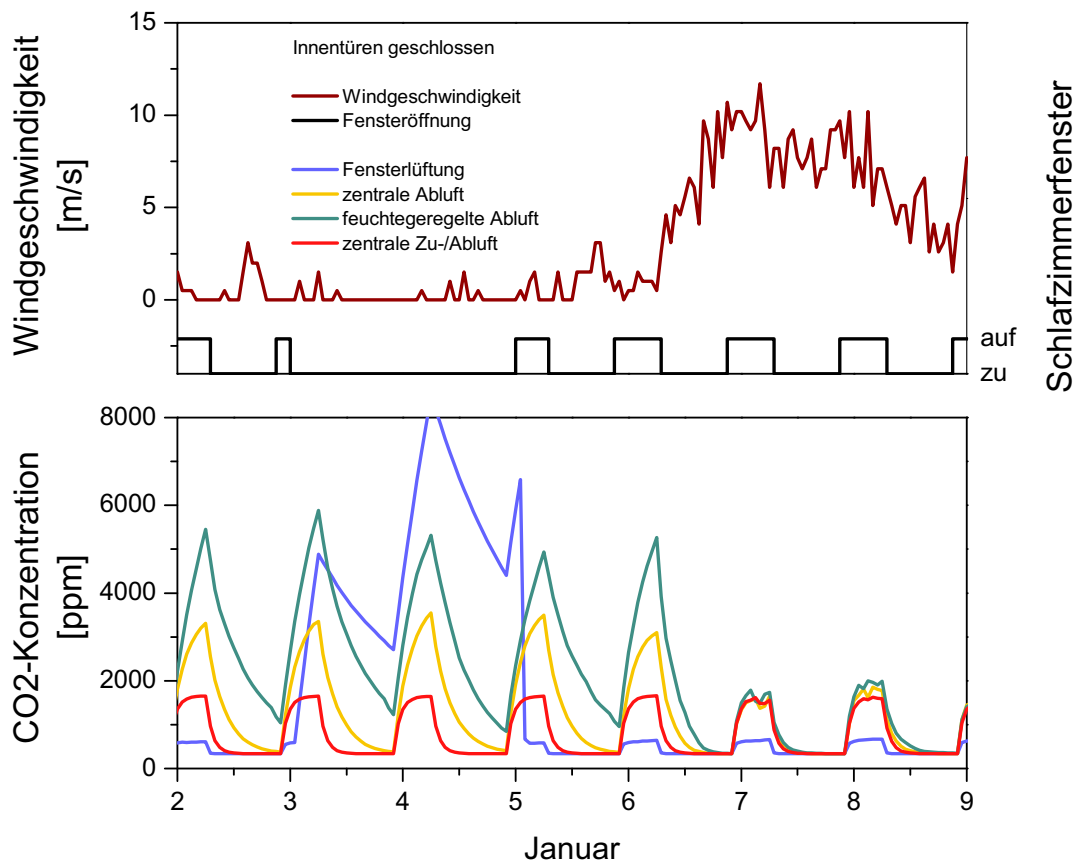


Bild 5.20: Verlauf der CO<sub>2</sub>-Konzentration im Elternschlafzimmer (Monat Januar) in Abhängigkeit vom Anlagensystem bei geschlossenen Innentüren

Die folgenden Randbedingungen gelten für die Untersuchung der CO<sub>2</sub>-Konzentration. Der Luftdichtheitswert beträgt  $n_{50} = 2 \text{ h}^{-1}$ , die Heizung wird im Schlafzimmer nachts von 22:00 - 6:00 abgestellt, der Rest des Gebäudes wird auf 20 °C weiter beheizt. Bei installierter Lüftungsanlage bleiben die Fenster geschlossen, beim System Fensterlüftung wird maximales Lüftungsverhalten angenommen, welches Nachtlüftung impliziert. An sehr kalten Tagen bleibt das Fenster geschlossen, wie den Diagrammen zu entnehmen ist. Die Lüftungsanlagen werden mit dem projektierten Volumenstrom von  $n_{Anlage} = 0,4 \text{ h}^{-1}$  betrieben.

Die Stellung der Innentüren nimmt eine bedeutende Rolle ein. Bei geschlossenen Innentüren liegen die CO<sub>2</sub>-Konzentrationen bei allen Systemen deutlich über dem Richtwert nach Pettenkofer von 1000 ppm. Ist das Schlafzimmerfenster beim System Fen-

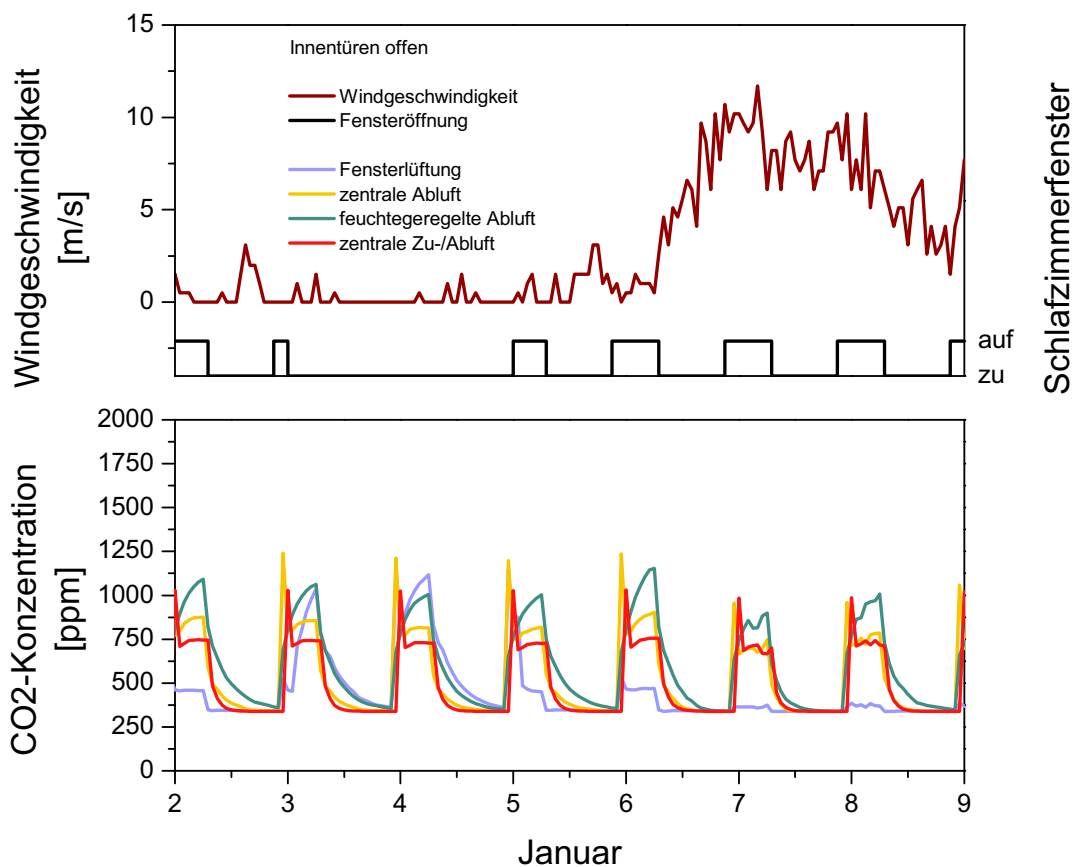


Bild 5.21: Verlauf der CO<sub>2</sub>-Konzentration im Elternschlafzimmer (Monat Januar) in Abhängigkeit vom Anlagensystem bei geöffneten Innentüren

sterlüftung nachts geöffnet, wird hinsichtlich der CO<sub>2</sub>-Konzentration fast Außenluftqualität erreicht. Wird aufgrund der kalten Witterung das Fenster nachts nicht geöffnet (s.a. Modell der Fensterlüftung) und die Innentür ist geschlossen, treten enorm hohe CO<sub>2</sub>-Konzentrationen auf, da die Tür bei diesem System auch keine Überströmöffnung besitzt und als ideal dicht angesehen wird. Somit ist als Frischluftzufuhr nur die Infiltration durch die Fugen wirksam.

Die Versorgung mit Frischluft im Schlafzimmer kann bei beiden Abluftanlagen-Systemen nur bei starken Windverhältnissen sichergestellt werden. Dies hat mehrere Gründe. Zum einen wird in der Regel die Anzahl der Zuluftelemente aufgrund der Raumgröße festgelegt und nicht aufgrund der Nutzung. Somit ist nur ein Zuluftelement in

den Schlafzimmern installiert. Des weiteren wird pro Zuluftelement ein Volumenstrom von etwa  $30 \text{ m}^3/\text{h}$  bei einer Druckdifferenz von  $10 \text{ Pa}$  erreicht. Diese Druckdifferenz tritt in der Praxis bei einem projektierten Volumenstrom von  $n_{\text{Anlage}} = 0,4 \text{ h}^{-1}$  praktisch nicht auf, sondern liegt deutlich niedriger. Ein zusätzlichen Widerstand stellt das Überströmventil dar, welches mit  $82 \text{ cm}^2$  freier Öffnungsfläche etwa einem Türspalt von  $1 \text{ cm}$  Höhe bei  $90 \text{ cm}$  Türbreite entspricht, wenn man davon ausgeht, daß dieser Spalt durch Teppiche oder andere Bodenbeläge etwas reduziert wird. Daraus resultiert ein Frischluft-Volumenstrom, der in windstillen Zeiten bei  $8 \text{ m}^3/\text{h}$  liegt und für 2 Personen vollkommen unterdimensioniert ist.

Der Einfluß der Windgeschwindigkeit auf den Luftwechsel im Schlafzimmer ist sehr deutlich. Dies ist dadurch bedingt, daß das Ventil ohne zusätzliche Sturmsicherung modelliert ist, da hierfür keine Kennlinie vom Hersteller zur Verfügung stand. Die Empfehlung des Herstellers lautet, die Sturmsicherung bei „freistehenden oder an der Küste gelegenen Gebäuden, sowie beim Geschößwohnungsbau ab dem dritten Stockwerk“ einzusetzen. Aus diesem Grund sind die Ventile im Modell ohne Sturmsicherung abgebildet. Erst bei Windgeschwindigkeiten über  $8 \text{ m/s}$  liegen die  $\text{CO}_2$ -Konzentrationswerte bei den Abluftanlagen unter  $1800 \text{ ppm}$ . Die feuchtegeregelterte Abluftanlage schneidet in diesem Fall noch schlechter ab, da die Zuluftventile aufgrund der Feuchteproduktion im Schlafzimmer zwar etwas mehr öffnen, die Luftfeuchtigkeit in den Ablufträumen jedoch kaum ansteigt. Somit erhöht sich trotz des höheren Frischluftbedarfs im Schlafzimmer der Volumenstrom nicht (vgl. Abschnitt zur Feuchteregelelung).

Diese Erkenntnisse werden durch [52] bestätigt. In dem genannten Forschungsvorhaben sind 43 WE hinsichtlich der Gebäudedurchströmung meßtechnisch untersucht worden. Bis auf 4 Gebäude handelt es sich um zentrale Abluftanlagen. Die Autoren kommen zu dem Schluß, daß keine der untersuchten Lüftungsanlagen nachts eine ausreichende Luftmenge im Schlafzimmer bereitstellt.

Selbst nach einer Einregulierung der Anlagen förderten immer noch  $89 \%$  der betrachteten Anlagen zu wenig Luft in die Zuluft Räume. Die Begründung hierfür ist – wie in den Simulationsergebnissen dargestellt – in den Kennlinien der Überström- und Zuluftventilen zu suchen. Die erforderlichen Differenzdrücke von  $10 \text{ Pa}$  über die Zuluftventile werden bei weitem nicht erreicht, so daß sich in der Praxis Volumenströmen zwischen  $9 - 22 \text{ m}^3/\text{h}$  einstellen. Diese Werte sind für eine Belegung von Personen im Schlafzimmer deutlich zu gering.



Bei zentralen Zu-/Abluftanlagen ist der Einfluß der Windgeschwindigkeit marginal, da keine Zuluftlemente in der Außenwand montiert sind. Bei gleicher Verteilung der Luftmengen auf die Kinderzimmer und das Elternschlafzimmer ist der Zuluft-Volumenstrom von  $22 \text{ m}^3/\text{h}$  ebenfalls zu gering, so daß die  $\text{CO}_2$ -Konzentration auf bis zu 1650 ppm nachts ansteigt und den Richtwert nach Pettenkofer um 650 ppm überschreitet.

Sind die Innentüren im Gebäude offen, liegen die  $\text{CO}_2$ -Konzentrationen deutlich niedriger als bei geschlossenen Türen. Lediglich bei zentralen Zu-/Abluftanlagen ist kaum eine Änderung der Konzentration festzustellen, bei allen anderen Systemen liegen die Werte deutlich niedriger. Selbst beim System Fensterlüftung werden bei geschlossenem Schlafzimmerfenster Konzentrationen unter 1120 ppm erreicht, indem ein Luftaustausch mit dem Treppenhaus stattfindet. Das feuchtegeregelte Abluftsystem liegt aus den bereits genannten Gründen wieder etwas über dem System zentrale Abluftanlage, es treten maximale Konzentrationen von 1150 ppm  $\text{CO}_2$  auf. Im Fall der zentralen Abluftanlage wird der Richtwert nach Petterkofer von 1000 ppm  $\text{CO}_2$  nicht überschritten. Die wesentlich geringeren  $\text{CO}_2$ -Konzentrationen werden jedoch nicht durch einen erhöhten Außenluftvolumenstrom hervorgerufen, sondern durch einen Luftaustausch der Zonen mit dem Treppenhaus.



# Kapitel 6

## Zusammenfassung

In Niedrigenergiegebäuden mit installierter Wohnungslüftungsanlage sind die Einflüsse auf den Heizwärmeverbrauch sehr vielschichtig. In Meßprojekten können die einzelnen Einflußgrößen nicht getrennt voneinander variiert werden. Somit ist nicht bekannt, welche Einflußgröße sich in welchem Umfang auf den Heizwärmeverbrauch auswirkt. Die vorliegende Arbeit untersucht die Sensitivität einzelner Einflußgrößen auf den Heizwärmeverbrauch.

Nach einer Literaturstudie zum derzeitigen Stand der Arbeiten auf dem Gebiet werden die physikalischen Grundlagen des Wärme- und Feuchtetransportes sowie der Gebäudedurchströmung erarbeitet. Darauf folgt eine Darstellung der theoretischen Grundlagen zur Modellierung des Wärmetauschers und zur Schadstoffausbreitung.

Das Kapitel «Modellbildung» stellt die Kopplung des thermischen Gebäudemodelles und der Gebäudedurchströmung vor. Auf der Basis von vorhanden Meßdaten wird ein wetterabhängiges Modell zur Fensterlüftung entwickelt. Es gibt 3 mögliche Profile in unterschiedlichen Intensitäten – Nachtlüftung, Taglüftung und Stetiglüftung. Mit diesen Profilen steuert man im Modell die Öffnungszeiten der Fenster des Gebäudes. Die Simulationsstudien unterscheiden 3 verschiedene Typen : Minimallüfter, Mediumlüfter und Maximallüfter. Zur Untersuchung von feuchtegeregelten Abluftanlagen wird raumweise ein Tagesprofil der Feuchteinträge definiert. Den in Simulationsrechnungen ermittelten Schadstoffkonzentrationen liegt ein Tagesprofil der Schadstoffquelle für einen Raum zugrunde.

Für das Modell der Gebäudedurchströmung unterscheidet man fünf verschiedene Anlagensysteme. Für jedes der Systeme wird ein eigenes Modell erstellt.

Die unterschiedlichen Systeme sind im Folgenden aufgelistet:

1. Fensterlüftung
2. Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung
3. Abluftanlage mit Feuchteregelung
4. Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher
5. Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe

Betrachtet man bei feuchtegeregelten Abluftanlagen die Verläufe der Raumlufftfeuchten, so zeigt sich, daß feuchtegeregelte Abluftanlagen in der Lage sind, die maximalen relativen Luftfeuchten auf bauphysikalisch unkritische Werte zu begrenzen und innerhalb kurzer Zeit die Spitzenwerte abzubauen. Unter der Annahme, daß die relative Raumlufftfeuchte eine geeignete Führungsgröße für die Regelung des Anlagenvolumenstromes darstellt, läßt sich der mittlere Luftwechsel im Vergleich zu unregulierten Anlagensystemen deutlich reduzieren.

Zur Ermittlung der Sensitivität der unterschiedlichen Anlagensysteme auf verschiedene Randbedingungen werden ausgehend von einem Basisfall Variationsrechnungen durchgeführt. Hierbei ist die Kombination der natürlichen Lüftung über geöffnete Fenster bei gleichzeitig laufenden Lüftungsanlagensystemen Gegenstand der Untersuchungen. Dabei variieren die folgenden Randbedingungen:

- Luftdichtheit innerhalb des Gebäudes
- Stellung der Innentüren
- Intensität der Fensterlüftung
- Luftdichtheit der Gebäudehülle
- Raumtemperaturniveau
- Verhalten bei Nachtabsenkung/Nachtabstaltung
- ungleiche Zu-/Abluftvolumenströme bei Zu-/Abluftanlagen

Während der Einfluß der Luftdichtheit innerhalb des Gebäudes, d.h. die Dichtheit der Innenwände und der Geschoßdecke zwischen den einzelnen Räumen zu vernachlässigen ist, spielt die Stellung der Innentüren eine bedeutendere Rolle hinsichtlich der mittleren Luftwechselrate des Gebäudes. Dieser Effekt ist um so ausgeprägter, je mehr über Fenster gelüftet wird. Bei Zu-/Abluftanlagen mit geschlossenen Fenstern liegen die mittleren Luftwechselraten über den projektierten Werten. Dies resultiert aus den unterschiedlichen Druckverhältnissen innerhalb des Gebäudes.

In Bezug auf die Dichtheit der Gebäudehülle weist die feuchtegeregelt Abluftanlage die geringste Sensitivität hinsichtlich des mittleren Luftwechsels und des Heizwärmebedarfs auf. Der Gradient des Heizwärmebedarfs liegt bei allen anderen Systemen fast gleich, im Hinblick auf den Gradienten des mittleren Luftwechsels liegt die zentrale Abluftanlage etwas besser als die Fensterlüftung und die zentrale Zu-/Abluftanlage.

Der Gradient des Heizwärmebedarfs bezüglich des Raumtemperaturniveaus ist bei feuchtegeregelt Abluftanlagen und bei natürlicher Lüftung über Fenster am geringsten, gefolgt von zentralen Zu-/Abluftanlagen. Zentrale Abluftanlagen reagieren am stärksten auf eine Änderung der Raumtemperatur. Betrachtet man die relative Änderung der mittleren Luftwechselraten bezogen auf eine Raumtemperatur von 20 °C so sind die größten Änderungen beim System feuchtegeregelt Abluftanlage zu verzeichnen, gefolgt vom System Fensterlüftung. Bei zentralen Abluft- und Zu-/Abluftanlagen ist die Änderung des mittleren Luftwechsels marginal.

Bei Nachtabsenkung sind nur geringe Änderungen des mittleren Luftwechsels zu verzeichnen. Lediglich bei installierter Luft/Luft-Wärmepumpe steigt der mittlere Luftwechsel leicht an. Die Strategie der Nachtabsenkung / Nachtabschaltung hat bei geöffneten Innentüren keinen Einfluß auf den mittleren Luftwechsel, bei geschlossenen Innentüren ist eine leichte Änderung zu verzeichnen. Der Heizwärmebedarf sinkt bei Nachtabsenkung je nach Lüftungsverhalten um 6 bis 11 % (s. Abschnitt 5.4.3). Wird die Nachtabsenkung auch bei Luft/Luft-Wärmepumpen eingesetzt, so steigt der Restheizwärmebedarf um bis zu 14 %, da der Deckungsanteil der Wärmepumpe sinkt. Bei geöffneten Innentüren liegt das Einsparpotential durch Nachtabsenkung / Nachtabschaltung zwischen 2 und 24 % je nach Anlagensystem und Strategie. Bei geschlossenen Innentüren liegen die Werte näher beieinander, die relative Änderung variiert von zwischen 8 und 21 % je nach Strategie und Anlagensystem.

Werden Zu-/Abluftanlagen mit unterschiedlichen Volumenströmen für Zuluft und Abluft betrieben so ändert sich die mittlere Luftwechselrate um 15 - 49 % je nach Fensterlüftungsverhalten, der Heizwärmebedarf ändert sich um 19 - 42 %.

Ein wichtiges Kriterium zur Beurteilung der Effizienz von Wohnungslüftungsanlagen ist die Luftqualität im Gebäude. Besonders kritisch ist der Nachtbetrieb von zentralen Lüftungsanlagen, da in der Regel das gesamte Gebäude weiter belüftet wird, Schadstoffe jedoch hauptsächlich in den Schlafzimmern entstehen. Der Pettenkofer-Grenzwert von 1000 ppm CO<sub>2</sub> wird bei geschlossenen Innentüren von allen Lüftungsanlagen-Systemen überschritten. Mittels natürlicher Lüftung über Fenster kann dieser Grenzwert eingehalten werden, bei geschlossenen Fenster treten jedoch sehr hohe CO<sub>2</sub>-Konzentrationen auf. Hinsichtlich einer klimaunabhängigen, gleichbleibenden Raumluftqualität schneiden Zu-/Abluftanlagen am besten ab. Bei Abluftanlagen (geregelt und unregelt) werden die Zulufräume unterversorgt. Lediglich bei sehr hohen Windgeschwindigkeiten werden ähnliche CO<sub>2</sub>-Konzentrationen erreicht, wie bei Zu-/Abluftanlagen. Durch das Öffnen der Innentüren im Gebäude findet ein Luftaustausch mit dem restlichen Gebäude statt. Dadurch erreichen alle Systeme klimaunabhängig akzeptable CO<sub>2</sub>-Konzentrationen im Schlafzimmer.

Zukünftige Entwicklungen im Bereich der Wohnungslüftung werden sich – wie in Büro- und Verwaltungsneubauten schon heute eingesetzt – mit dem Thema bedarfsgeregelte Lüftung intensiver befassen. Welche physikalischen Größen hierbei die geeigneten Führungsgrößen darstellt, ist noch umstritten. Lüftungsanlagen in Wohngebäuden wurden bisher nur isoliert betrachtet, natürliche Lüftung über Fenster wurde als störender Nutzereinfluß gesehen. Um zu einem optimierten System zu kommen, sollte man beide Möglichkeiten zur Lüftung des Gebäudes als integriertes System betrachten. Ein Weg dorthin wären beispielsweise neue Fensterkonzepte, welche die Öffnungsfläche in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen innen und außen verändern.

# Literaturverzeichnis

- [1] Allard, F., Dorer, V. B., Feustel, H. E., Garcia, E., Grosso, M., Herrlin, M. K., Mingsheng, L. und Phaff, H. C. *Fundamentals of the Multizone Air Flow Model - COMIS*. International Energy Agency, 1990.
- [2] Allgaier, M. *Lüftungs-Leitfaden für Planer*. Technik am Bau Nr. 2 (2002), S. 45–52.
- [3] ASHRAE. *ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)*. American Society of Heating, 1997.
- [4] Bartsch, G. und andere. *Entwicklung rechnergestützter Simulationshilfen zur Beschreibung des Betriebsverhaltens komplexer energiewandelnder Systeme - Abschlußbericht*. Technische Universität Berlin, 1997.
- [5] Bauer, M. *Methode zur Berechnung und Bewertung des Energieaufwandes für die Nutzenübergabe bei Warmwasserheizanlagen*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1999.
- [6] Biersack, M., Klein-Robbehaar, C., Klose, M., Lutz, S. und andere. *Smile - Tutorial und Referenzhandbuch, Version 0.8*. Technische Universität Berlin, 1995.
- [7] Bley, H., Dittert, B., Damberg, W., Jenisch, H. und andere. *Demonstrationsvorhaben Worms - Vergleichende Untersuchung verschiedener Lüftungssysteme in ausgeführten Wohnbauten*. FIZ Karlsruhe, 1986.
- [8] Bris Data AB. *IDA - Indoor climate and Energy - Version 2.11*. EQUA Simulation Group, 1999.
- [9] Bruckmann, O. und Steimle, F. *Primärenergieeinsparung bei Lüftungsanlagen mit Wärmerückgewinnung*. Fachinstitut Gebäude-Klima e.V, 2001.
- [10] Buhl, W., Birdsall, B., Erdem, A., Ellington, K. und Winkelmann, F. *DOE-2 Basics - Version 2.1E*. Lawrence Berkely Laboratory, 1994.

- [11] DIN 1946 Teil 6. *Raumlufttechnik. Lüftung von Wohnungen. Teil 6: Lüftung von Wohnungen. Anforderungen, Ausführung, Abnahme.* Beuth Verlag, 1994.
- [12] DIN V 4108 Teil 6. *Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden. Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs.* Beuth Verlag, 2000.
- [13] Dittmann, W. und Wortmann, K. *Mechanische Wohnungslüftung mit Wärmerückgewinnung - Ergebnisse eines interdisziplinären Forschungsvorhabens.* Eigenverlag, 1994.
- [14] Dols, W. S., Walton, G. N. und Denton, K. R. *CONTAMW 1.0 User Manual, NISTIR 6476 Multizone Airflow and Contaminant Transport Analysis Software.* NIST, 2000.
- [15] Dorer, V. und Weber, A. *Multizone Air Flow Model COMVEN-TRNSYS, TRNSYS Type 157,* 2000.
- [16] Dubrul, C. *Inhabitant Behaviour with Respect to Ventilation - a Summary Report of IEA Annex VIII.* International Energy Agency, 1988.
- [17] EDSL Ltd. *TAS, a thermal analysis software.* EDSL Ltd., 1990.
- [18] Eisenmann, G. *Entwicklung einer allgemeinen Bewertungsmethode für Heiz- und Trinkwassererwärmungssysteme am Beispiel einer Wohnung in einem Mehrfamilienhaus.* Dissertation, Universität Stuttgart, 1997.
- [19] Erhorn, H. und Reiß, J. *Niedrigenergiehäuser Heidenheim - Abschlußbericht.* Fraunhofer IBP Verlag, 1994.
- [20] Erhorn, H. und Reiß, J. *Mehrfamilien-Niedrigenergiehaus Mannheim - Energetische Bewertung des Gebäudes und der Wohnungslüftungssysteme.* Fraunhofer IBP Verlag, 1997.
- [21] Erhorn, H., Reiß, J., Kluttig, H. und Runa, H. *Ultrahaus, Passivhaus oder Null-Heizenergiehaus? Eine Statusanalyse anhand praktisch realisierter Energiesparkonzepte.* Bauphysik Nr. 1 (2000), S. 28–36.
- [22] Esdorn, H. *Testreferenzjahre - Meteorologische Grundlagen für technische Simulation von Heiz- und Raumlufttechnischen Anlagen.* BINE, 1991.
- [23] Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte e.V. *Sechstes Bulletin - Liste für Wohnungslüftungsgeräte mit und ohne Wärmerückgewinnung.* TZWL Dortmund, 2001.



- [24] Ewert, M. *Nutzerverhalten in Wohnhäusern mit Lüftungsanlagen*. Heizung Lüftung/Klima Haustechnik Nr. 10 (2000), S. 94–98.
- [25] Feist, W. *Wohnungslüftung - künftig unverzichtbar. Teil 1*. Installation Nr. 5 (2000), S. 231–237.
- [26] Feist, W. *Wohnungslüftung - künftig unverzichtbar. Teil 2*. Installation Nr. 6 (2000), S. 279–285.
- [27] Feustel, H. E. *COMIS - An International Multizone Air-Flow and Contaminant Transport Model*. LBNL, 1998.
- [28] Feustel, H. E. und Smith, B. V. *COMIS 3.1 - User's Guide*. EMPA Schweiz, 2000.
- [29] Girault, P. und Spennato, B. *The impact of wind turbulence on the precision of a numerical modelling study*. In 20st AIVC Annual Conference, Indoor air quality (1999), AIVC.
- [30] Grosso, M. *CPCALC+ - Calculation of Wind Pressure Coefficients on Buildings Versions 1.1. DOS and 1.1. WIN*, 1995.
- [31] Hartmann, T. *Energetische Effizienz von Wohnungslüftungsanlagen*. Heizung Lüftung/Klima Haustechnik Nr. 3 (1999), S. 3–8.
- [32] Hartmann, T., Oschatz, B. und Richter, W. *Energieeinsparung durch Wohnungslüftungsanlagen?* Luft- und Kältetechnik Nr. 12 (1998), S. 562–568.
- [33] Hauser, G. *Rechnerische Vorherbestimmung des Wärmeverhaltens großer Bauten - Dissertation*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1977.
- [34] Hauser, G., Hausladen, G. und Mußenbrock, K. *Das SynergieHaus-Projekt der PreussenElektra*. Heizung Lüftung/Klima Haustechnik Nr. 7 (1998), S. 26–31.
- [35] Hauser, G. und Otto, F. *Niedrigenergiehäuser - bauphysikalische Entwurfsgrundlagen Holzbau Handbuch - Reihe 1 Entwurf und Konstruktion - Teil 3 Wohn- und Verwaltungsbauten*. Informationsdienst Holz (1994).
- [36] Hausladen, G., Christoph Schramek, E.-R. M. und Banck, U. *Beurteilungsgrundlagen für Lüftungsgeräte gemäß WSchVO '95*. Gesundheits-Ingenieur Nr. 1 (1997), S. 28–31.

- [37] Hausladen, G., Wimmer, A. und Kaiser, J. *Technikakzeptanz im Niedrigenergiehaus - Feldmessungen in Niedrigenergiehäusern in Leipzig*. Universität Kassel, 2002.
- [38] Kaiser, J., Maas, A. und Oppermann, J. *Energetische Analyse und Bewertung von SynergieHäusern - Abschlußbericht*. Fraunhofer IRB Verlag, 2000.
- [39] Kendrick, J. *An Overview of Combined Modelling of Heat Transport and Air Movement*. International Energy Agency, 1993.
- [40] Kießl, K. *Feuchtetransportmechanismus und Berechnung von Feuchtetransportvorgängen - Lehrgang Nr. 9439/81.018*. Technische Akademie Esslingen, 1987.
- [41] Klein, S., Beckman, W., Duffie, J., Mitchell, J. und andere. *TRNSYS - A Transient System Simulation Program Volume I - Reference Manual*. Solar Energy Laboratory, 2000.
- [42] Knissel, J. und Loga, T. *Nutzerverhalten - Einfluß des Nutzerverhaltens auf den Energiebedarf von Passivhäusern*. Passivhausinstitut, 1997.
- [43] Künzel, H. M. und Kießl, K. *Berechnung des Einflusses der Wasserdampfsorption von Oberflächenmaterialien auf das Feuchteverhalten von Wohnräumen*. *gi Gesundheitsingenieur* 111 (1990), S. 217–221, H. 5.
- [44] Koch, H., Oppermann, J., Kaiser, J. und Mußenbrock, K. *Das Synergiehaus-Meßprogramm*. *Heizung Lüftung/Klima Haustechnik* Nr. 8 (1998), S. 27–31.
- [45] Krischer, O. und Karst, W. *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik*. Springer Verlag, 1992.
- [46] Lemaire, M.-C. und Trotignon, R. *Ventilation in the french homes: Survey of the attitudes and behaviour of private citizens*. In 21st AIVC Annual Conference, Innovations in Ventilation Technology (2000), AIVC.
- [47] Loga, T., Großklos, M. und Feist, W. *Ein Jahr in der Gartenhofsiedlung Lummerlund - Meßergebnisse aus 22 Passivhäusern in Wiesbaden*. IWU, 2000.
- [48] Maas, A. *Experimentelle Quantifizierung des Luftwechsels bei Fensterlüftung*. Dissertation, Universität Kassel, 1995.
- [49] Maas, A., Dönch, M. und Winkler, S. *Das Synergiehaus-Projekt*. *Deutsche Bauzeitung* Nr. 11 (1998), S. 117–121.

- [50] Maas, A., Oppermann, J., Kaiser, J. und Hopfer, M. *Der Heizenergieverbrauch von SynergieHäusern*. Heizung Lüftung/Klima Haustechnik Nr. 6 (2000), S. 46–52.
- [51] Maier, T. *Energiesysteme im Wohnungsbau Erfahrungsbericht*. Universität Kassel, 1998.
- [52] Michael, K., Eichhorn, S., Lux, S., Schmid, K. und Kramp, M. *Effizienz von Lüftungsanlagen in Niedrigenergie-Häusern in NRW*. Niedrigenergieinstitut, 2000.
- [53] Mitalas, G. P. und Stephenson, D. G. *Calculation of Heat Conduction transfer Functions for Multi-Layer Slabs*. ASHRAE Annual Meeting, 1971.
- [54] Oppermann, J. und Hausladen, G. *Fensterlüftungsverhalten in Niedrigenergiehäusern - ein Modell*. Heizung Lüftung/Klima Haustechnik Nr. 2 (2002), S. 56–60.
- [55] Orme, M. *Applicable Models for Air Infiltration and Ventilation Calculations*. Oscar Faber Group Ltd, 1999.
- [56] Orme, M., Liddament, M. und Wilson, A. *An Analysis and Data Summary of the AIVC's Numerical Database*. International Energy Agency, 1994.
- [57] Otto, F. *Einfluß von Sorptionsvorgängen auf die Raumluftfeuchte - Entwicklung von Kenngrößen zur Beschreibung des hygrischen Verhaltens von Räumen*. Dissertation, Universität Kassel, 1995.
- [58] Otto, F. *Die Wohnungslüftung im Niedrigenergiehaus - Frische Luft als Grundlage für Hygiene und Wohlbefinden*. GRE inform, Nr. 18 (1999), S. 20–23.
- [59] Paul, E. *Kontrollierte Wohnungslüftung mit Wärmerückgewinnung*. TAB-Technik-am-Bau Nr. 3 (1998), S. 55–58.
- [60] Post, H. *Einflüsse auf den Energiebedarf von Raumheizeinrichtungen in Niedrigenergie-wohngebäuden*. Dissertation, Universität Kassel, 1998.
- [61] Recknagel, H., Sprenger, E. und Schramek, E.-R. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 01/02*. Oldenbourg-Verlag, 2001.
- [62] Reiß, J., Erhorn, H. und Ohl, J. *Klassifizierung des Nutzerverhaltens bei Fensterlüftung*. Heizung Lüftung/Klima Haustechnik Nr. 8 (2001), S. 22–26.
- [63] Richter, W., Hartmann, T., Gritzki, R., Bolsius, J. und andere. *Bedarfslüftung im Wohnungsbau - Abschlußbericht*. TU Dresden, 2001.

- [64] Richter, W. und andere. *Bewertung von kostengünstigen anlagentechnischen Energie-  
maßnahmen im Gebäudebestand*. Fraunhofer IRB Verlag, 1999.
- [65] Richter, W. und Hartmann, T. *Effektivität von Wohnungslüftungsanlagen aus energe-  
tischer Sicht*. TU Dresden, 1998.
- [66] Schumann, D. und Telloke, H.-U. *Berechnung der Luftfeuchte in einem Raum mit  
sorptionsfähigen Umschließungsflächen*. Bauphysik 12 (1990), S. 137–139, H. 5.
- [67] Seem, J. E. *Modeling of Heat in buildings*. Dissertation, University of Wisconsin,  
1987.
- [68] Solar-Institut Jülich. *Carnot Blockset Version 1.0*. Scientific Computers, 1999.
- [69] Traup, S. und Kruse, B. *Winddaten für Windenergienutzer*. DWD, 1996.
- [70] Trümper, H., Hain, K. und Schmickler, F.-P. *Demonstrationsvorhaben Duisburg -  
Vergleichende Untersuchung verschiedener Lüftungssysteme in bewohnten Mehrfamili-  
enhäusern*. FIZ Karlsruhe, 1986.
- [71] Tuma, T. *Der programmierte Frust*. Der Spiegel Nr. 48 (1997), S. 276–289.
- [72] *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik  
bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung - EnEV)*. Bundesgesetzblatt Teil 1, 2001.
- [73] Weber, A. *Modell für natürliche Lüftung durch Kippfenster*. TRNSYS Usertag (1997).
- [74] Werner, H. *Vergleich von Lüftungssystemen in unbewohnten Modell-Versuchshäusern*.  
FIZ Karlsruhe, 1984.
- [75] Werner, J. und Eicke-Hennig, W. *Checkliste Kontrollierte Wohnungslüftung Planung,  
Ausführung, Abnahme, Wartung*. IWU, 1995.
- [76] Werner, J. und Laidig, M. *Gute Luft will geplant sein*. Impuls Programm Hessen,  
1998.
- [77] Werner Steinmüller, B. E.-H. und Zeller, J. *Förderprogramm 30 Niedrigenergiehäuser  
in Hessen - Erfahrungen und Schlußfolgerungen*. Bauphysik Nr. 5 (1998), S. 133–139.
- [78] Zeidler, O. *Grenzen der thermischen Last bei Fensterlüftung in Bürogebäuden*. Disser-  
tation, VDI Verlag, 2001.

- [79] Zürcher, C. und Frank, T. *Bauphysik - Bau und Energie Leitfaden für Planung und Praxis*. VdF Verlag, 1998.



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Vergleich des mittleren modifizierten Heizwärmebedarfs und mittleren Heizwärmeverbrauchs (204 Objekte, Zeitraum: 01.06.98-31.05.99) [38] . .	13
3.1	Übertragungsfunktion für Wände nach Mitalas [53] . . . . .	24
3.2	Modell der Feuchtespeicherung . . . . .	25
3.3	Druckverteilung aufgrund von thermischem Auftrieb [79] . . . . .	27
3.4	Druckverteilung am Gebäude bei Überlagerung von thermischem Auftrieb und Windlasten [79] . . . . .	28
3.5	Umrechnung der Windgeschwindigkeit auf den Gebäudestandort [28] .	30
3.6	Druckverteilung am Gebäude bei Druckausgleich und mit Abluftanlage [79] . . . . .	31
4.1	Mittlere tägliche Öffnungsdauer für gekippte und weit geöffnete Fenster in Abhängigkeit der Außentemperatur. (Datenbasis 22 Objekte [37], Zeitraum: 01.08.1999-31.05.2000) . . . . .	44
4.2	Mittlere tägliche Öffnungsdauer für gekippte und weit geöffnete Fenster in Abhängigkeit der Außenluftenthalpie. (Datenbasis 22 Objekte [37], Zeitraum: 01.08.1999-31.05.2000) . . . . .	45
4.3	Mittlere charakteristische Tagesgänge der Öffnungsdauer für gekippte Fenster. . . . .	46
4.4	Modell der charakteristischen Tagesgänge für die Öffnungsdauer von gekippten Fenstern. . . . .	47

4.5	Außenluftenthalpie und Fensteröffnungsdauer (Nachtlüftung), Monat Januar 2000 . . . . .	48
4.6	Funktion $f_{nacht}(t)$ . . . . .	49
4.7	Außenluftenthalpie und Fensteröffnungsdauer (Stetiglüftung), Monat November 1999 . . . . .	50
4.8	Außenluftenthalpie und Fensteröffnungsdauer (Taglüftung), Monat Mai 2000 . . . . .	51
4.9	Funktion $f_{tag}(t)$ . . . . .	52
4.10	Tagesgang der Feuchtequellen . . . . .	54
4.11	Anlagenschema Fensterlüftung . . . . .	57
4.12	Anlagenschema Abluftanlage . . . . .	57
4.13	Anlagenschema feuchtegeregelte Abluftanlage . . . . .	58
4.14	Anlagenschema Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher . . . . .	58
4.15	Anlagenschema Zu-/Abluftanlage mit Wärmetauscher und Luft/Luft-Wärmepumpe . . . . .	59
4.16	Beispielhaftes Kennfeld des Wärmebereitstellungsgrades . . . . .	64
4.17	Kennfeld des Wärmebereitstellungsgrades für die Simulationsrechnungen	65
4.18	Kennfeld des Wärmebereitstellungsgrades für Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung und Luft/Luft-Wärmepumpe . . . . .	66
4.19	Kennfeld des Wärmebereitstellungsgrades für Zu-/Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung und Luft/Luft-Wärmepumpe . . . . .	67
5.1	Heizwärmebedarf nach DIN4108-6 (Monatsbilanzverfahren) . . . . .	70
5.2	Verlauf der relativen Luftfeuchte bei feuchtegeregelter Abluftanlage, Monat Januar . . . . .	71
5.3	Verlauf der relativen Luftfeuchte bei feuchtegeregelter Abluftanlage, Monat Mai . . . . .	72
5.4	Mittlere Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem, der Stellung der Innentüren und der Dichtheit der Decken und Zwischenwände	74



5.5	Mittlere Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem, der Stellung der Innentüren und des Fensterlüftungsverhaltens . . . . .	76
5.6	Mittlere Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem, des $n_{50}$ -Wertes und des Fensterlüftungsverhaltens . . . . .	78
5.7	Relative Änderung der mittleren Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem, des $n_{50}$ -Wertes und des Fensterlüftungsverhaltens . . .	79
5.8	Relative Änderung der mittleren Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem und des Fensterlüftungsverhaltens bei Temperaturänderung . . . . .	80
5.9	Relative Änderung der mittleren Luftwechselraten in Abhängigkeit vom Anlagensystem und des Fensterlüftungsverhaltens bei Nachtabenkung	81
5.10	Mittlerer Luftwechsel in Abhängigkeit vom Anlagensystem und der Regelstrategie der Heizung bei maximaler Fensterlüftung (Innentüren offen)	82
5.11	Mittlerer Luftwechsel in Abhängigkeit vom Anlagensystem und der Regelstrategie der Heizung bei maximaler Fensterlüftung (Innentüren geschlossen) . . . . .	83
5.12	Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem, der Stellung der Innentüren und des Fensterlüftungsverhaltens . . . . .	85
5.13	Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem, des $n_{50}$ -Wertes und des Fensterlüftungsverhaltens . . . . .	87
5.14	Relative Änderung des Heizwärmebedarfs in Abhängigkeit vom Anlagensystem, des $n_{50}$ -Wertes und des Fensterlüftungsverhaltens . . . . .	89
5.15	Relative Änderung des Heizwärmebedarfs in Abhängigkeit vom Anlagensystem und vom Fensterlüftungsverhalten bei Variation der Raumtemperatur . . . . .	90
5.16	Relative Änderung des Heizwärmebedarfs in Abhängigkeit vom Anlagensystem und vom Fensterlüftungsverhalten bei Nachtabenkung . . .	91
5.17	Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem und von der Regelstrategie der Heizung bei maximaler Fensterlüftung (Innentüren offen) . . . . .	92

5.18 Heizwärmebedarf in Abhängigkeit vom Anlagensystem und von der Regelstrategie der Heizung bei maximaler Fensterlüftung (Innentüren geschlossen) . . . . .	93
5.19 Relative Änderung der mittleren Luftwechselraten und des Heizwärmebedarfs in Abhängigkeit vom Fensterlüftungsverhalten bei Zuluftüberschuß . . . . .	94
5.20 Verlauf der CO <sub>2</sub> -Konzentration im Elternschlafzimmer (Monat Januar) in Abhängigkeit vom Anlagensystem bei geschlossenen Innentüren . . . . .	96
5.21 Verlauf der CO <sub>2</sub> -Konzentration im Elternschlafzimmer (Monat Januar) in Abhängigkeit vom Anlagensystem bei geöffneten Innentüren . . . . .	97
A.1 Ansicht Nord . . . . .	118
A.2 Ansicht West . . . . .	118
A.3 Ansicht Süd . . . . .	119
A.4 Ansicht Ost . . . . .	119
A.5 Grundriß Erdgeschoß . . . . .	120
A.6 Grundriß Obergeschoß . . . . .	121
A.7 Schnitt . . . . .	122
A.8 Perspektive . . . . .	122
C.1 Übersicht der drei Fensteröffnungstypen . . . . .	132
D.1 Außenwand-Zuluftventil Fresh 100 . . . . .	133
D.2 feuchtegeregeltes Abluftventil Aereco AH 68 . . . . .	134
D.3 feuchtegeregeltes Zuluftventil Aereco ZFHN 30 . . . . .	134

# Anhang A

## Gebäudepläne

Das in Abschnitt 4.2 beschriebene Gebäudemodell ist auf den folgenden Seiten dokumentiert.



Bild A.1: Ansicht Nord

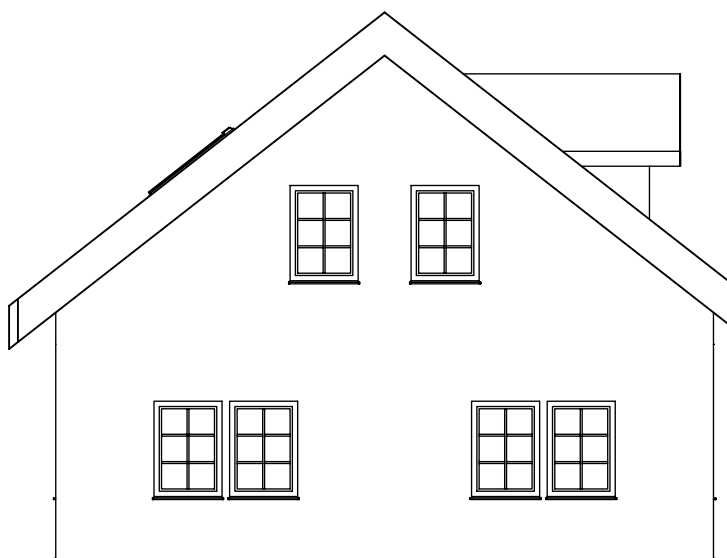


Bild A.2: Ansicht West

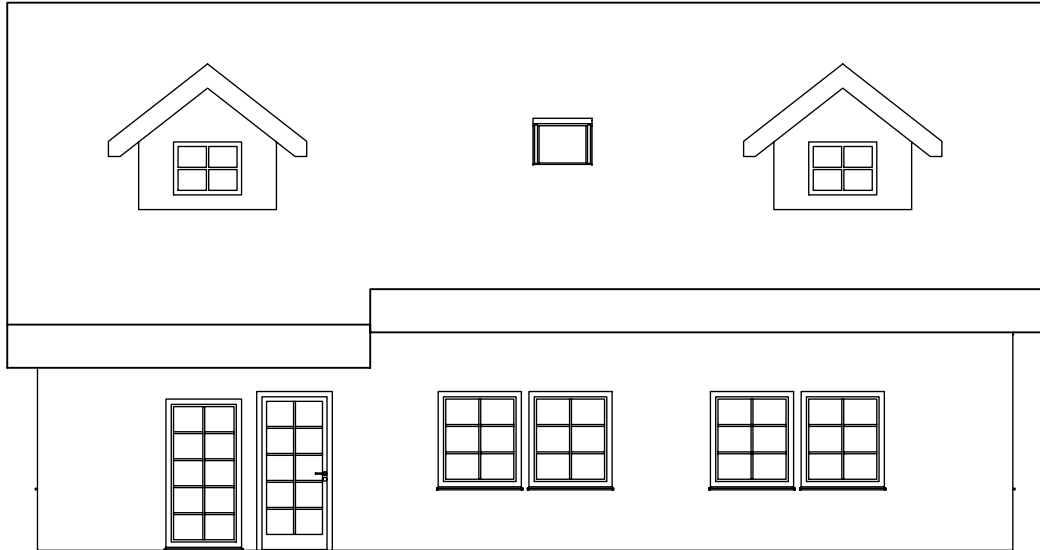


Bild A.3: Ansicht Süd



Bild A.4: Ansicht Ost

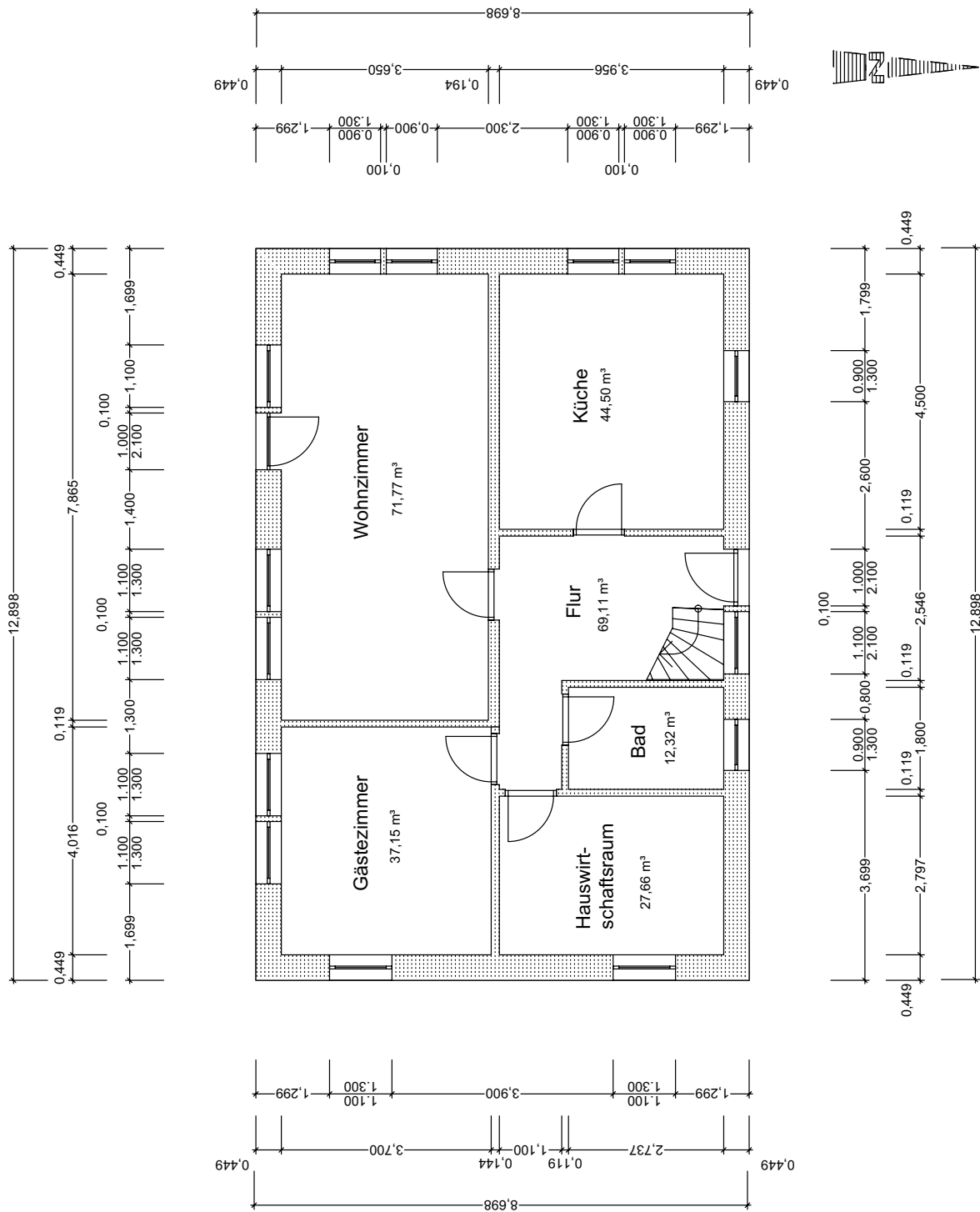


Bild A.5: Grundriß Erdgeschoss

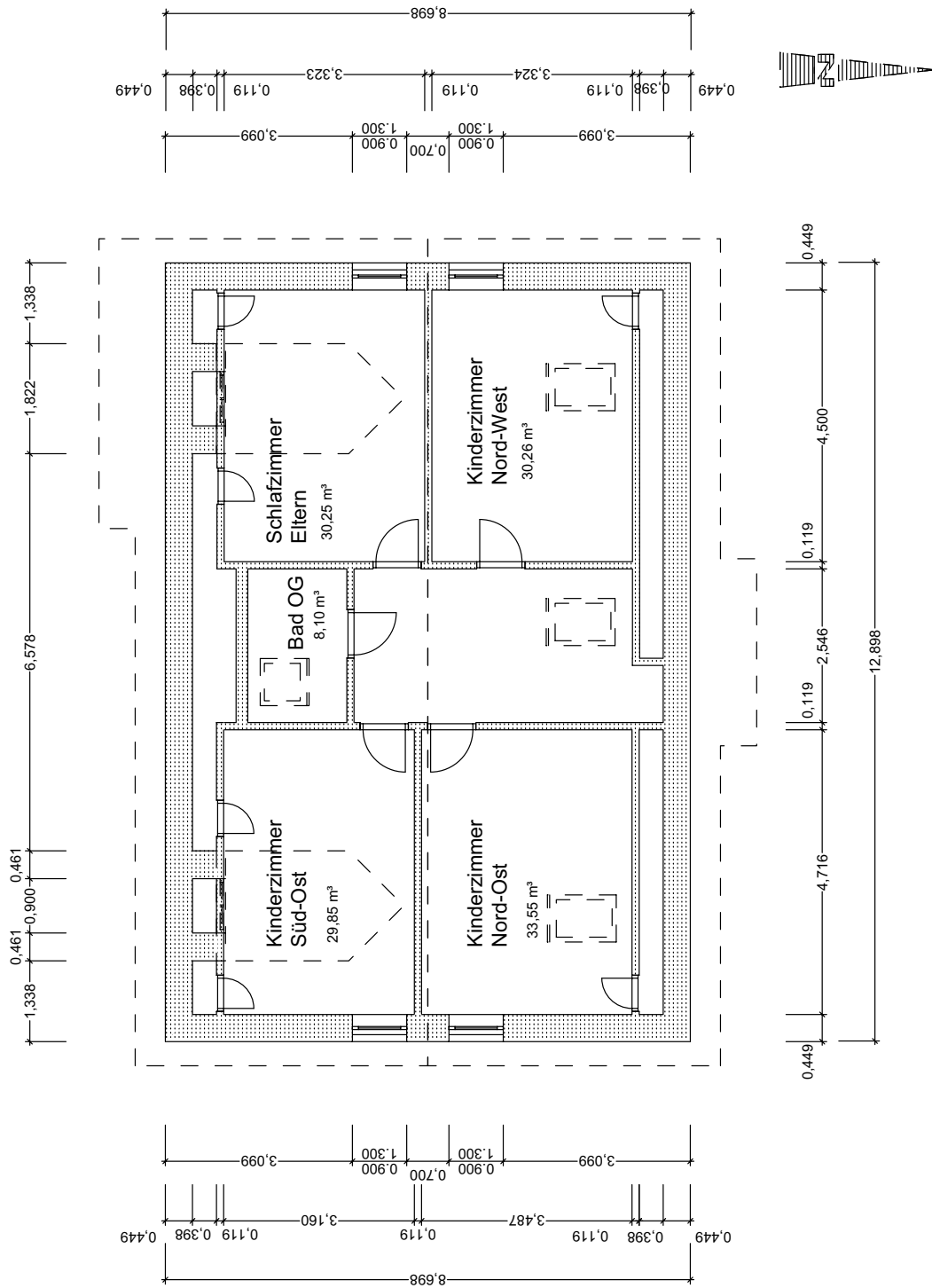


Bild A.6: Grundriß Obergeschoss

# ANHANG A. GEBÄUDEPLÄNE

---

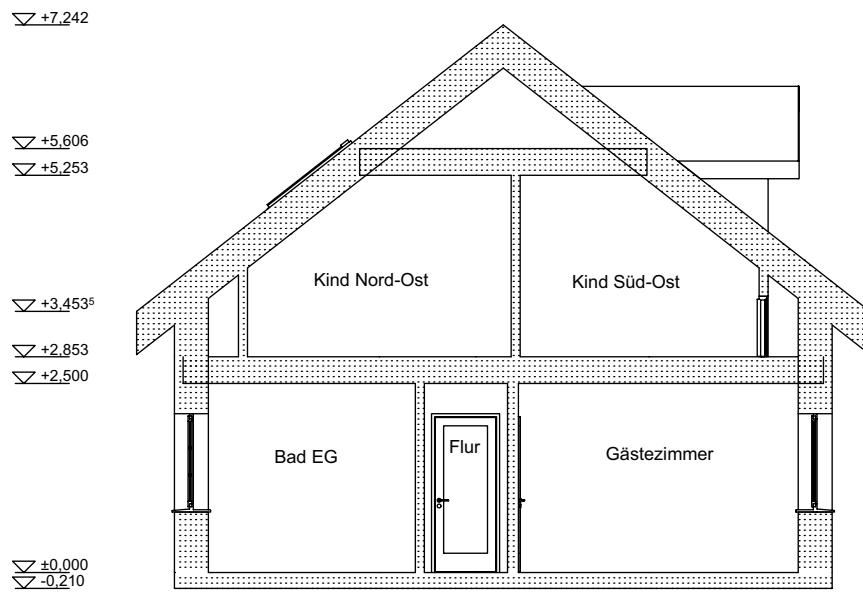


Bild A.7: Schnitt

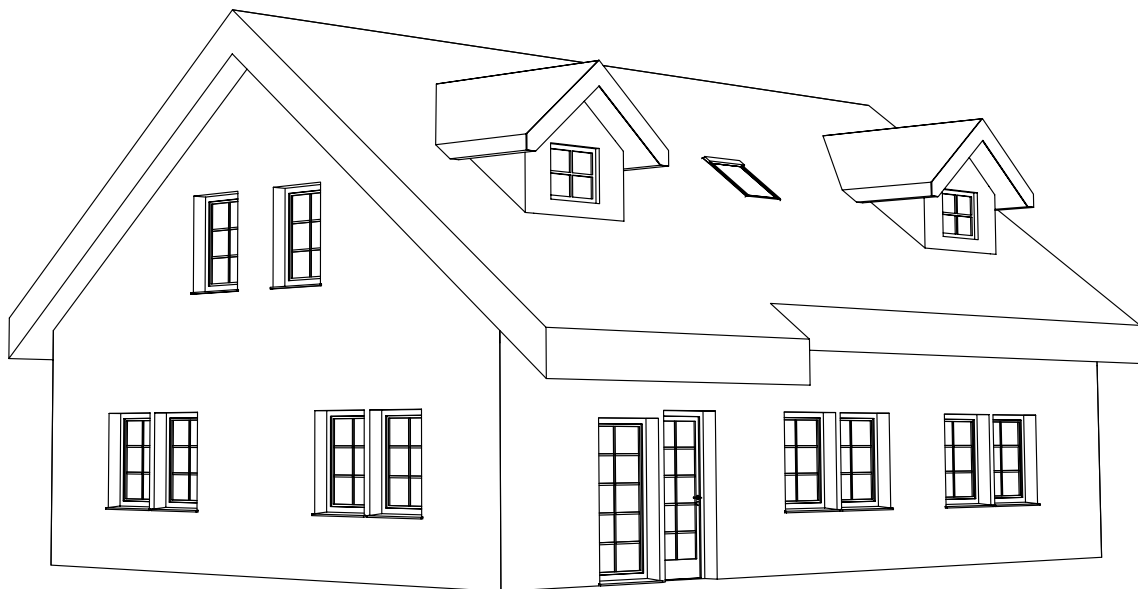


Bild A.8: Perspektive



# Anhang B

## Kennwerte des Gebäudes

### B.1 Wandaufbauten

Tabelle B.1: Bauteilschichten

Schicht	Leitfähigkeit [W/m·K]	Kapazität [kJ/kg·K]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]
Gipskarton	0.21	1	900
Hartfaserplatte	0.17	1.7	1000
Mineraleämmung	0.04	1.03	80
Vollklinker	0.96	1	2000
Normalbeton	2.1	1	2400
Polystyrol	0.04	1.3	20
Tischlerplatte	0.14	1.6	500
Fichte/Kiefer	0.13	1.6	600
Mineraleämmung 140	0.04	1.03	140
Mineraleämmung 28	0.04	1.03	28
Luftschicht waagrecht 10 - 500 mm	2.94		
Luftschicht lotrecht 20 - 500 mm	2.94		

Tabelle B.2: Konstruktionen

Konstruktion	Bauteilschicht	Dicke [m]
Dach Gefach	Gipskarton	0.013
	Luftschicht lotrecht	–
	Minerale Dämmung	0.200
Dach Ständer	Gipskarton	0.013
	Luftschicht lotrecht	–
	Fichte/Kiefer	0.290
Spitzboden Gefach	Gipskarton	0.013
	Luftschicht lotrecht	–
	Hartfaserplatte	0.012
Spitzboden Ständer	Gipskarton	0.013
	Fichte/Kiefer	0.240
	Hartfaserplatte	0.012
Außenwand Gefach	Gipskarton	0.013
	Hartfaserplatte	0.012
	Minerale Dämmung	0.140
	Gipskarton	0.009
	Luftschicht lotrecht	–
	Vollklinker	0.115
Außenwand Ständer	Gipskarton	0.013
	Hartfaserplatte	0.012
	Fichte/Kiefer	0.240
	Gipskarton	0.009
	Luftschicht lotrecht	–
	Vollklinker	0.115
Bodenplatte	Normalbeton	0.100
	Polystyrol	0.130
Innenwand	Gipskarton	0.013
	Hartfaserplatte	0.012
	Minerale Dämmung	0.070
	Hartfaserplatte	0.012
	Gipskarton	0.013
Innentür	Tischlerplatte	0.040

Tabelle B.2: Konstruktionen

Konstruktion	Bauteilschicht	Dicke [m]
Kehlbalken Gefach	Gipskarton	0.013
	Luftschicht lotrecht	–
	Mineraldämmung	0.050
	Mineraldämmung	0.145
Kehlbalken Ständer	Gipskarton	0.013
	Luftschicht lotrecht	–
	Mineraldämmung	0.050
	Fichte/Kiefer	0.145
Innenwand Tragend 1	Gipskarton	0.013
	Hartfaserplatte	0.012
	Mineraldämmung	0.095
	Hartfaserplatte	0.012
	Gipskarton	0.013
Innenwand Tragend 2	Gipskarton	0.013
	Hartfaserplatte	0.012
	Mineraldämmung	0.145
	Hartfaserplatte	0.012
	Gipskarton	0.013
Geschoßdecke	Gipskarton	0.013
	Hartfaserplatte	0.019
	Mineraldämmung 140	0.030
	Hartfaserplatte	0.022
	Mineraldämmung 28	0.220
	Luftschicht waagerecht	–
	Gipskarton	0.013
Fenster 2-fach WSV (Ar)	$U = 1.4 \text{ W/m}^2\text{K}; g = 0.589$	Rahmenanteil = 30%

## B.2 Strömungswiderstände

Tabelle B.3: Strömungswiderstände

Typ	$C_S$ [kg/s@1Pa]	Exp n [-]
Undichtigkeit Wand ( $n_{50} = 2$ )	1.05460E-04	0.66
Undichtigkeit Dach ( $n_{50} = 2$ )	7.03069E-05	0.66
Undichtigkeit Innenwände	1.69400E-04	0.7
Undichtigkeit Decken	1.81500E-04	0.74
offenes Treppenhaus	1.40007	0.5
Zuluftventil Außenwand	0.003	0.5
Überströmventil Innentür	0.0045	0.5

## B.3 Randbedingungen DIN 4108-6

Tabelle B.4: Randbedingungen zur Ermittlung des Heizwärmebedarfs gemäß DIN4108-6

Verfahren	Monatsbilanzverfahren
Klimazone	Zone 11 (Würzburg)
Luftwechsel bei Fensterlüftung	0.6 1/h
Anlagenluftwechsel	0.4 1/h
Infiltration + Fensterlüftung	0.2 1/h (Zu-/ Abluftanlagen) 0.15 1/h (Abluftanlagen)
Wärmebereitstellungsgrad Zu-/Abluftanlage	80%
interne Wärmegewinne	5 W/m <sup>2</sup>
Wärmebrückenzuschlagskoeffizient	0.05 W/m <sup>2</sup> K
wirksame Wärmespeicherfähigkeit	15 Wh/m <sup>3</sup> K
Gebäudeinnentemperatur	19 °C (Empfindungstemperatur)

## B.4 Feuchtetechnische Kenngrößen

Tabelle B.5: Feuchtetechnische Kenngrößen für jede Zone

Zone	$\beta_{surf}$ [kg/h]	$\beta_{deep}$ [kg/h]	$\kappa_{surf}$ [kg/kg/rF]	$\kappa_{deep}$ [kg/kg/rF]	$M_{surf}$ [kg]	$M_{deep}$ [kg]
HWR	123	41	0.0912	0.0794	117.90	339.95
GASTZIMMER	138.81	46.27	0.0912	0.0794	133.05	383.64
KUECHE	160.89	53.63	0.0912	0.0932	154.22	444.67
WOHNEN	217.35	72.45	0.0912	0.0794	208.34	600.71
BAD EG	16.95	5.65	0.0912	0.0932	16.25	46.85
FLUR	196.65	65.55	0.0912	0.0794	188.50	543.50
KIND NE	136.95	45.65	0.0912	0.0794	131.27	378.50
KIND NW	124.35	41.45	0.0912	0.0794	119.19	343.68
KIND SE	124.56	41.52	0.0912	0.0794	119.39	344.26
BAD OG	13.08	4.36	0.0912	0.0932	12.54	36.15
ELTERN	124.56	41.52	0.0912	0.0794	119.39	344.26

# Anhang C

## Fensterlüftungsverhalten

Die Modelle der drei Fensteröffnungstypen Minimal – Medium – Maximal werden im folgenden vorgestellt. Jedem Fenster im Gebäude wird monatsweise eine Bedienweise zugeordnet.

Tabelle C.1: Maximallüfter Erdgeschoß

Monat	Wohnen (Süd 1/West 1)	Küche (West 1)	Gäste (Süd 1)	HWR (Ost)	Bad EG (Nord)
Sep	T3	T3	-	S2	-
Okt	T1	T1	-	S1	-
Nov	T1	T1	-	-	-
Dez	T1	T1	-	-	-
Jan	T1	T1	-	-	-
Feb	T1	T1	-	-	-
Mrz	T1	T1	-	T1	-
Apr	T2	T1	-	T1	-
Mai	T3	T3	-	S2	-

Tabelle C.2: Maximallüfter Obergeschoß

Monat	Bad OG (Süd)	Eltern (West)	Kind NW (West)	Kind NE (Ost)	Kind SE (Ost)
Sep	T2	N1	S3	N1	S3
Okt	T1	N1	S2	N1	S2
Nov	-	N1	S1	N1	S1
Dez	-	N1	-	N1	-
Jan	-	N1	-	N1	-
Feb	-	N1	-	N1	-
Mrz	-	N1	S1	N1	S1
Apr	S1	N1	S1	N1	S1
Mai	S1	N1	S3	N1	S3

Tabelle C.3: Mediumlüfter Erdgeschoß

Monat	Wohnen (Süd 1/West 1)	Küche (West 1)	Gäste (Süd 1)	HWR (Ost)	Bad EG (Nord)
Sep	S1	S1	-	-	-
Okt	T1	T1	-	-	-
Nov	T1	T1	-	-	-
Dez	T1	T1	-	-	-
Jan	T1	T1	-	-	-
Feb	T1	T1	-	-	-
Mrz	T1	T1	-	-	-
Apr	T1	T1	-	-	-
Mai	T1	T1	-	-	-

Tabelle C.4: Mediumlüfter Obergeschoß

Monat	Bad OG (Süd)	Eltern (West)	Kind NW (West)	Kind NE (Ost)	Kind SE (Ost)
Sep	S2	S3	-	S2	-
Okt	T2	T2	-	S1	-
Nov	T2	T2	-	-	-
Dez	T2	T2	-	-	-
Jan	T2	T2	-	-	-
Feb	T2	T2	S1	S1	S1
Mrz	T2	T2	T1	T1	-
Apr	T2	T2	S2	T1	S2
Mai	T2	T2	S3	S2	S3

Tabelle C.5: Minimallüfter Erdgeschoß

Monat	Wohnen (Süd 1/West 1)	Küche (West 1)	Gäste (Süd 1)	HWR (Ost)	Bad EG (Nord)
Sep	T1	-	-	-	-
Okt	T1	-	-	-	-
Nov	-	-	-	-	-
Dez	-	-	-	-	-
Jan	-	-	-	-	-
Feb	-	-	-	-	-
Mrz	-	-	-	-	-
Apr	T1	-	-	-	-
Mai	T1	-	-	-	-



Tabelle C.6: Minimallüfter Obergeschoß

Monat	Bad OG (Süd)	Eltern (West)	Kind NW (West)	Kind NE (Ost)	Kind SE (Ost)
Sep	T1	T1	-	T1	-
Okt	T1	T1	-	T1	-
Nov	-	-	-	-	-
Dez	-	-	-	-	-
Jan	-	-	-	-	-
Feb	-	-	-	-	-
Mrz	-	-	-	-	-
Apr	T1	T1	-	T1	-
Mai	T1	T1	-	T1	-

# ANHANG C. FENSTERLÜFTUNGSVERHALTEN

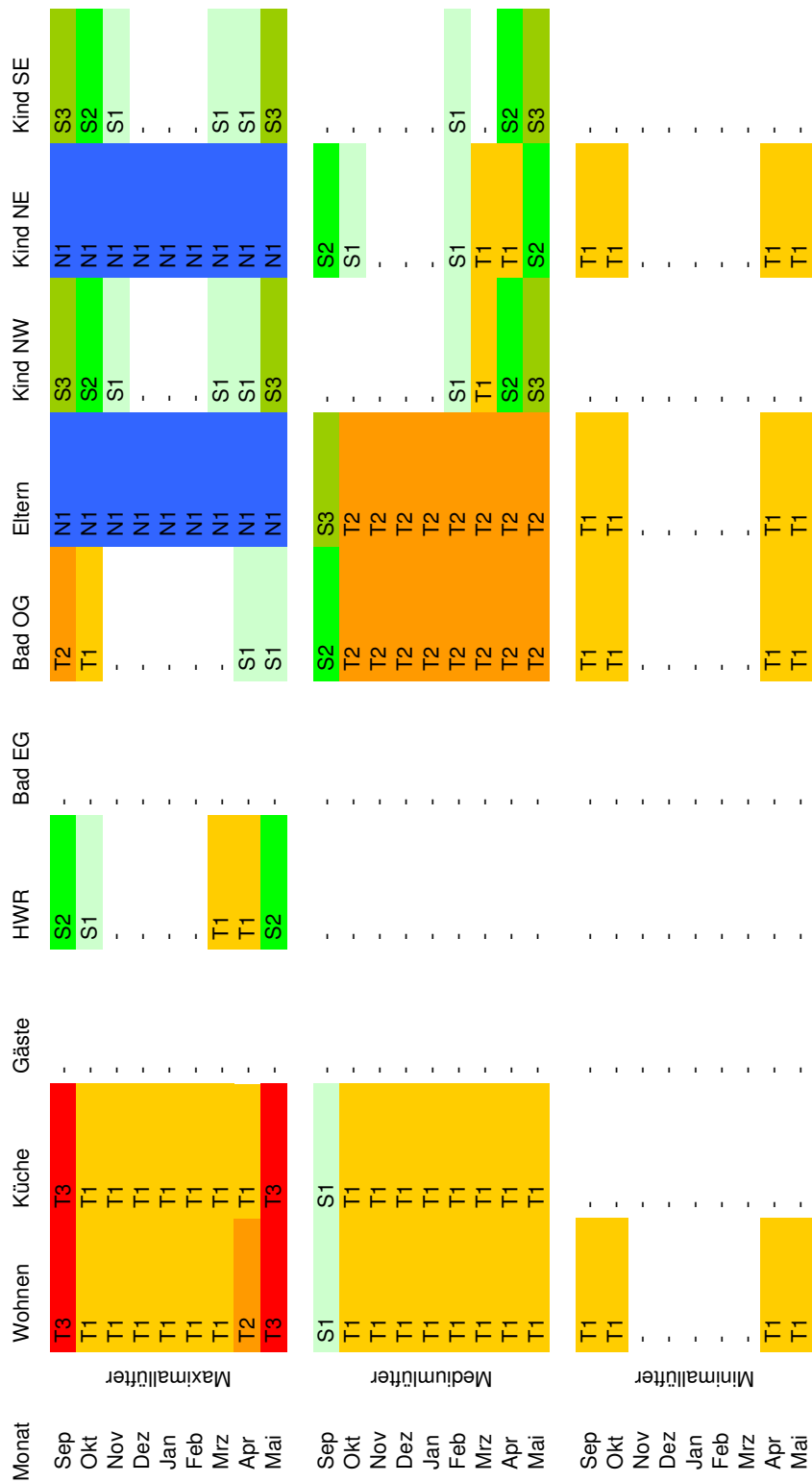


Bild C.1: Übersicht der drei Fensteröffnungstypen

# Anhang D

## Technische Daten und Profile

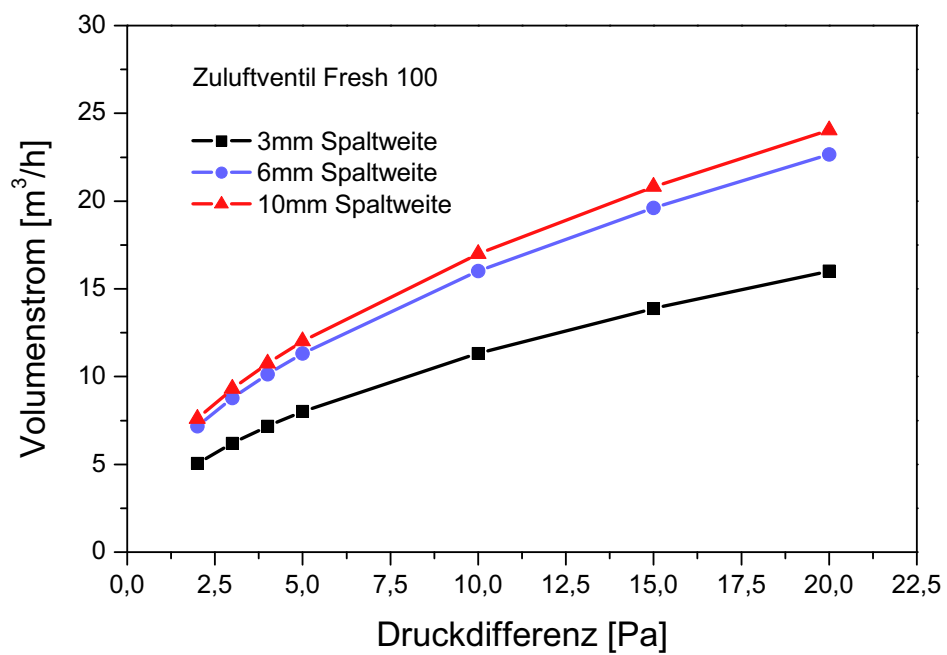


Bild D.1: Außenwand-Zuluftventil Fresh 100

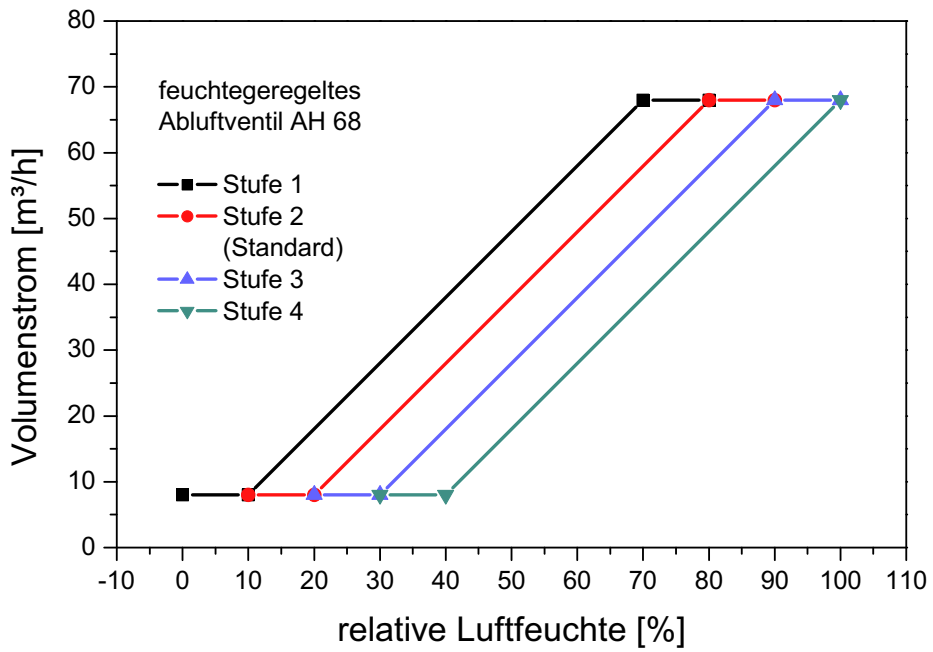


Bild D.2: feuchtegeregelt Abluftventil Aereco AH 68

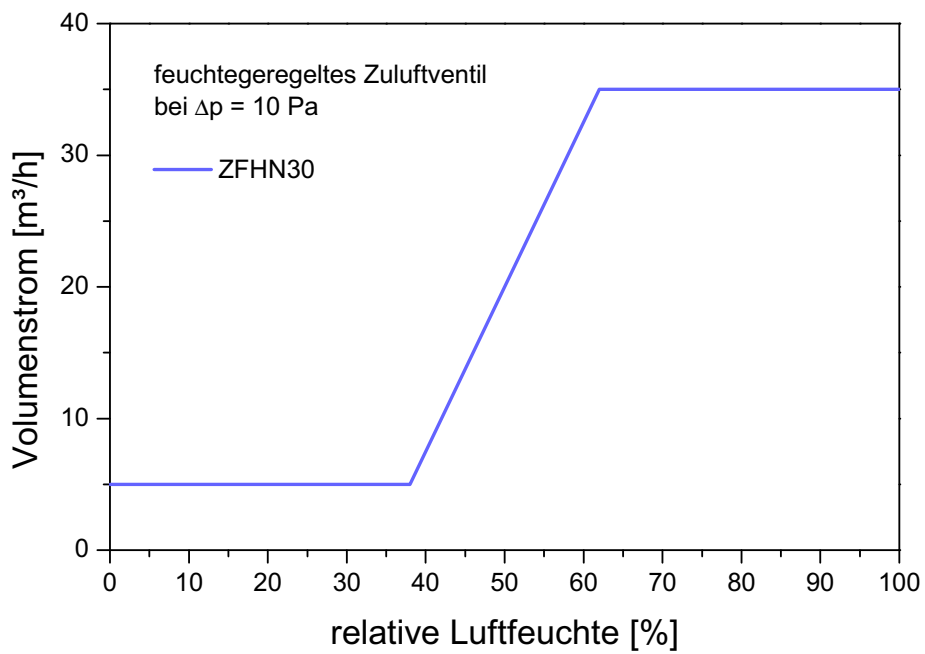


Bild D.3: feuchtegeregelt Zuluftventil Aereco ZFHN 30

Tabelle D.1: Kennwerte der Lüftungsventile

Typ	$C_s$ [kg/s@Pa]	Exponent $\gamma$ [-]
Fresh 100 (6mm Spaltweite)	0.003	0.5
Aereco ZFHN 30 (35 m <sup>3</sup> /h)	3.6893E-03	0.5
Aereco AH 68 (Stufe 2)	2.2667E-03	0.5
Fresh 20	0.0045	0.5

Tabelle D.2: Winkelabhängige Rauigkeitsexponenten  $\alpha$ , Standort Würzburg [69]

Winkel [°]	$\alpha$ [-]
0	0.23
30	0.21
60	0.21
90	0.182
120	0.182
150	0.182
180	0.182
210	0.182
240	0.182
270	0.21
300	0.23
330	0.257

Tabelle D.3: Tagesprofil der Feuchtequellen im Gebäude – EG

Zeit	HWR	Gast	Küche	Wohnen
0:00-6:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst	5 Pfl+Sonst
6:00-7:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst+1 Pers	5 Pfl+Sonst
7:00-8:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst+1 Pers+Spülen	5 Pfl+Sonst
8:00-9:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst+1 Pers	5 Pfl+Sonst
9:00-12:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst	5 Pfl+Sonst+1 Pers
12:00-13:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst+1 Pers+Kochen	5 Pfl+Sonst
13:00-14:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst+3 Pers	5 Pfl+Sonst
14:00-17:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst	5 Pfl+Sonst+1 Pers
17:00-18:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst+1 Pers	5 Pfl+Sonst
18:00-20:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst+1 Pers	5 Pfl+Sonst+3 Pers
20:00-21:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst+Spülmasch	5 Pfl+Sonst+2 Pers
21:00-22:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst	5 Pfl+Sonst+2 Pers
22:00-24:00	Wäsche+Sonst.	1 Pfl	2 Pfl+Sonst	5 Pfl+Sonst

Tabelle D.4: Tagesprofil der Feuchtequellen im Gebäude – EG und OG

Zeit	Bad EG	Flur	Kind NE	Kind NW
0:00-6:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+1 Pers	3 Pfl+Sonst
6:00-7:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+1 Pers	3 Pfl+Sonst
7:00-8:00	1 Pfl+Sonst+1 Pers+1xDusche	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+1 Pers	3 Pfl+Sonst
8:00-9:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst	3 Pfl+Sonst
9:00-12:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst	3 Pfl+Sonst
12:00-13:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst	3 Pfl+Sonst
13:00-14:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst	3 Pfl+Sonst
14:00-17:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+1 Pers	3 Pfl+Sonst+1 Pers
17:00-18:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+1 Pers	3 Pfl+Sonst+1 Pers
18:00-20:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst	3 Pfl+Sonst
20:00-21:00	1 Pfl+Sonst+1 Pers+1xDusche	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst	3 Pfl+Sonst
21:00-22:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+1 Pers	3 Pfl+Sonst
22:00-24:00	1 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+1 Pers	3 Pfl+Sonst

Tabelle D.5: Tagesprofil der Feuchtequellen im Gebäude – OG

Zeit	Kind SE	Bad OG	Eltern
0:00-6:00	2 Pfl+Sonst+1 Pers	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+2Pers
6:00-7:00	2 Pfl+Sonst+1 Pers	1 Pfl+Sonst+1 Pers+1xDusche	2 Pfl+Sonst
7:00-8:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
8:00-9:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
9:00-12:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
12:00-13:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
13:00-14:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
14:00-17:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
17:00-18:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
18:00-20:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
20:00-21:00	2 Pfl+Sonst	1 Pfl+Sonst+1 Pers+1xDusche	2 Pfl+Sonst
21:00-22:00	2 Pfl+Sonst+1 Pers	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst
22:00-24:00	2 Pfl+Sonst+1 Pers	1 Pfl+Sonst	2 Pfl+Sonst+2 Pers