

STRÖMUNGSTECHNISCHE UNTERSUCHUNGEN
DER DRUCKBELÜFTUNG VON
SICHERHEITSTREPPENRÄUMEN



DISSERTATION
ZUR ERLANGUNG EINES DOKTORGRADES
(DR.-ING.)

in der
Fakultät für Architektur und Bauingenieurwesen

der
Bergischen Universität Wuppertal

vorgelegt von
Marion Meinert
aus Münster (Coesfeld)

Wuppertal, März 2016

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Wolfram Klingsch, der es geschafft hat, mein Interesse für dieses Thema zu wecken und mich während der Arbeit fortwährend motiviert und unterstützt hat.

Herrn Professor Bjarne Husted gebührt großer Dank dafür, dass er sich dazu bereit erklärt hat, das Zweitgutachten zu erstellen und für die Prüfung aus Schweden anzureisen. Außerdem bedanke ich mich herzlich für die konstruktiven Anregungen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Steffen Anders danke ich sehr dafür, dass er den Vorsitz der Prüfungskommission übernimmt.

Ich möchte mich sehr herzlich bei Herrn Professor Dr.-Ing. Martin Homann für das Engagement und die Unterstützung während der letzten Jahre bedanken. Außerdem bedanke ich mich sehr für die lehrreiche Zeit am Labor für Bauphysik der Fachhochschule Münster und seine Mitwirkung in der Prüfungskommission.

Der Fachhochschule Münster danke ich für die Förderung in der ersten Zeit des Promotionsstudiums und der Möglichkeit am Promotionskolleg teilzunehmen.

Bei Peter Hollenbeck und Corinna Trettin bedanke ich mich besonders für die vielfältigen Diskussionen, Anregungen, die Motivation und tatkräftige Unterstützung, ohne die diese Arbeit wohl nicht möglich gewesen wäre.

Sehr großer Dank geht an Dr. Jörg Welzel für die Anregungen, Diskussionen und die Durchsicht der Arbeit. Bei ihm und bei Dorothee Fritzen bedanke ich mich herzlich für die Motivation auf letzter Strecke.

Meinen Eltern, meinen Schwestern Maria und Michaela, meiner Tante Hanne und meinen Großmüttern Gertrud und Leni möchte ich für die Unterstützung danken. Besonders bedanke ich mich bei meiner Mutter für die Hilfe bei den Messungen und die Korrektur der Arbeit.

Vielen Dank!

Die Dissertation kann wie folgt zitiert werden:

urn:nbn:de:hbz:468-20170102-143111-1

[<http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn=urn%3Anbn%3Ade%3Ahbz%3A468-20170102-143111-1>]

Kurzfassung

Strömungstechnische Untersuchungen der Druckbelüftung von Sicherheitstreppe

In dieser Arbeit wird die geometrische und gebäudetechnische Ausbildung eines Sicherheitstreppe untersucht. Strömungstechnische Parameter, die die Funktion eines Druckbelüftungssystems beeinflussen, werden erläutert, untersucht und bewertet. Verfügbare ingenieurtechnische Methoden (Methoden der Numerischen Strömungsmechanik und empirisch-analytische Methoden) zur Auslegung des Druckbelüftungssystems werden vorgestellt, zur Untersuchung der strömungstechnischen Parameter angewendet und hinsichtlich ihrer Genauigkeit und Eignung bewertet.

Die durchgeführten strömungstechnischen Untersuchungen zeigen, dass es möglich ist, Einflüsse bei der vom Druckbelüftungssystem erzeugten Durchströmung des Gebäudes (*interne Einflüsse*) abzuschätzen.

In dieser Arbeit werden Empfehlungen gegeben, wie die Einflüsse für die Auslegung des Druckbelüftungssystems berücksichtigt werden sollten. Für die *internen Einflüsse* werden anhand von herausgestellten Strömungsszenarien Möglichkeiten und Grenzen der ingenieurtechnischen Methoden aufgezeigt. Diese dienen auch als Leitfaden bei der Auswahl der Methode und der Randbedingungen, der Modellierung wie auch der Durchführung der numerischen Simulation oder empirisch-analytischen Berechnung.

Unsicherheiten in der Auslegung der Einwirkungen von *externen Einflüssen* (Wind und klimatische Einflüsse) wie auch durch Leckagen in der Gebäudehülle und inneren Trennwänden sollten im Rahmen weiterer Forschung untersucht werden.

Fluid Dynamic Analysis of Pressurized Stairwells

Design methods of pressurized stairwells are analyzed within this work. Fluid dynamic design parameters which influence the pressurization system are explained, analyzed and evaluated. Available engineering methods (computational fluid dynamics and empirical and analytical methods) for the design of the pressurization system are presented, applied for the analysis of the fluid dynamic parameters and evaluated in terms of their accuracy and suitability.

The executed fluid dynamical analysis show that it is possible to evaluate influences of the pressure induced flow through the building (*external influences*).

Recommendations will be made, how different influences should be evaluated in the design of the pressurization system. For the *internal influences* possibilities and limitations of the engineering methods are pointed out based on exposed flow scenarios. These also can be used as a guideline for selecting the method and the boundary conditions, the modeling process as well as for the numerical simulation or empirical-analytic calculation.

Uncertainties in the design of the *external influences* like wind, climatic influences as well as leakages in the building envelope and internal walls should be examined by further research.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Kurzfassung	iii
1 Einleitung	1
2 Entwicklung der Druckbelüftung von Treppenträumen	5
2.1 Forschungsansätze zur Erfassung des Kamineffektes	5
2.2 Bestimmung der Einflussparameter	12
2.3 Einsatz von computergestützten Methoden	18
2.4 Kritik an den konventionellen Auslegungsmethoden	20
2.5 Nationale Forschungsansätze	21
2.6 Gesetzliche Anforderungen	23
2.6.1 Anforderungen in Deutschland	23
2.6.2 Internationale Anforderungen	24
2.6.3 Diskussion der unterschiedlichen Anforderungen	27
2.7 Pauschale Auslegungsmethoden	28
2.8 Zusammenfassung	33
3 Auslegungsgrundlagen	35
3.1 Bernoulli-Gleichung	36
3.2 Erfassung der Druckverluste nach Bernoulli	40
3.3 Bezug von Strömungsbeiwerten	43
3.4 Strömungen durch die Gebäudehülle	47
3.4.1 Durchströmung poröser Medien nach Darcy	47
3.4.2 Durchströmung von Kanälen	48
3.4.3 Durchströmung von Gebäudeleckagen	49
3.4.4 Durchströmung von Türen	51
3.5 Beschreibung der Druckverhältnisse im Hochhaus	52
3.6 Wärmeübertragung	55
3.7 Elektrische Analogie	59
3.7.1 Verteilung der Strömung	59
3.7.2 Druckverlust und Widerstand	62
3.7.3 Anwendung der Elektrischen Analogie	63

3.7.4	Diskussion des Einsatzes von Multizonenmodellen / Netzwerkmodellen	65
4	Einflussparameter auf die Funktion der Druckbelüftungsanlage	67
4.1	Druckverluste bei Durchströmung des Gebäudes	67
4.1.1	Durchströmung der Gebäudehülle: Theorie und baupraktische Umsetzung	67
4.1.2	Dimensionierung von Gebäudeleckagen	67
4.1.3	Durchströmung von Öffnungen	69
4.2	Strömungsverteilung über mehrere Räume	71
4.3	Windeinflüsse	73
4.3.1	Berücksichtigung im Bauingenieurwesen	73
4.3.2	Winddruck auf ein Gebäude nach Eurocode	75
4.3.3	Messung von Windgeschwindigkeiten an einem Gebäude	76
4.3.4	Grenzen konventioneller Methoden zur Erfassung der Windeinflüsse	77
4.4	Einflüsse klimatischer Bedingungen	78
4.4.1	Druckgewinn durch Thermik	78
4.4.2	Messung des Kamineffektes: Temperaturlausgleich	78
5	Strömungssimulation der Druckbelüftung eines Treppenraumes	85
5.1	Vergleich der CFD-Methoden mit Messungen der Druckverluste in Modell- treppenräumen	85
5.1.1	Simulation der Achakij Versuche mit FDS	85
5.1.2	Simulation der Imtech-Versuche	90
5.2	Simulation einer Leckage	95
5.3	Simulation des Strömungsbeiwertes einer Tür	102
5.4	Simulation der Strömungsverteilung über mehrere Räume: elektrische Analogie	106
5.4.1	Reihenschaltung	106
5.4.2	Parallelschaltung	109
5.4.3	Kombination von Parallel- und Reihenschaltung	110
5.5	Simulation strömungstechnischer Effekte in einem Treppenraum	112
5.5.1	Modellierung des Modelltreppenraumes	112
5.5.2	Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit	115
5.5.3	Einfluss der Podest- und Laufbreite	115
5.5.4	Einfluss der Augenbreite	118
5.5.5	Einfluss der Position der Tür	119
5.5.6	Einfluss der Luftdichtheit des Treppenraumes	120
5.5.7	Klimatische Einflüsse	121
6	Auswertung der Untersuchungen	131
6.1	Bewertung der Strömungssimulation	131
6.1.1	Validierung	131
6.1.2	Bewertung einzelner Effekte	132
6.1.3	Bewertung der empirisch-analytischen Methode nach Idelchick	133

6.2	Vergleich der Methoden	134
6.3	Einflüsse zur Auslegung und Funktion der Druckbelüftung	134
6.3.1	Externe Einflüsse	134
6.3.2	Interne Einflüsse	135
7	Zusammenfassung	143
7.1	Zusammenfassung	143
7.2	Ausblick und weiterer Forschungsbedarf	146
	Literaturverzeichnis	155
	Abbildungsverzeichnis	157
	Tabellenverzeichnis	159
A	Anhang A	161
A.1	Zusatzinformation zur Bernoulli Gleichung	161
A.1.1	Herleitung aus der Impulserhaltung	161
A.1.2	Herleitung aus der Energieerhaltung	163
A.2	Bezug Druckänderung durch Verengung und Erweiterung	165
A.3	Die Hagen-Poiseulle Gleichung	170
B	Anhang B	173
B.1	Strömung durch natürliche Dichtedifferenzen: Abkühlung der Treppenraumluft im Winter	173
B.2	Auskühlen mit Einsatz der Blower Door	176
C	Anhang C	185
	Lebenslauf	191

Kapitel 1

Einleitung

Thema und Problemstellung Moderne Bauweisen, speziell Hochhäuser, stellen Ingenieure vor komplexe Herausforderungen. In immer größerer Höhe an den „Wolken zu kratzen“ erfordert statische Meisterleistungen. Auch im Bereich des Brandschutzes sind besondere Lösungen zur Selbst- und Fremdrettung der Hochhausnutzer im Brandfall wie auch zur Unterstützung der Brandbekämpfung erforderlich. Die Evakuierung über einen vertikalen Rettungsweg kann über den *Sicherheitstreppenraum* erfolgen. Dieser zeichnet sich dadurch aus, dass das Eindringen von Feuer und Rauch durch bauliche und technische Maßnahmen verhindert wird und dadurch ein sicherer Fluchtweg gewährleistet werden kann. Eine Überdruckbelüftung des Treppenraumes ist der Kern des Systems. Die Anordnung einer Sicherheitsschleuse vor der Eingangstür des Treppenraumes wird zur Unterstützung der Funktion hinzugezogen. Bei der Überdruckbelüftung wird durch Ventilatoren im Treppenraum ein kontrollierter Überdruck erzeugt. Wird nun die Tür eines Brandgeschosses geöffnet, strömt die Luft aufgrund des Druckunterschieds aus dem Treppenraum in den Vorraum und der Eintritt von Rauch in den Treppenraum soll verhindert werden.

Diese Theorie wird in der Realität von Experten hinterfragt. In 2014 wurde von Lay [1] in einer internationalen Veröffentlichung die sichere Anwendung von Überdruckbelüftungsanlagen in Hochhäusern angezweifelt. Bereits ein Jahr zuvor wurde von Cowlard et al. [2] aufgeführt, dass in 9 von 10 weltweit stattgefundenen Hochhausbränden mit Überdruckbelüftungsanlagen Rauch in den Treppenraum eingedrungen ist. Die untersuchten Hochhäuser hatten 11 bis 62 Geschosse; die Auswertung basierte im wesentlichen auf Feuerwehr- und Polizeiberichten und gibt somit nur eine qualitative Aussage.

Um die sichere Flucht zu ermöglichen, müssen die Türen in Fluchtrichtung, in den Treppenraum hinein und entgegen des Druckes zu öffnen sein. Durch einen zu hohen Überdruck lassen sich die Türen in den Treppenraum hinein nur schwer oder gar nicht von den Flüchtenden öffnen.

Um dies bei sämtlichen Szenarien im Brandfall zu verhindern, muss die Auslegung der Druckbelüftungsanlage daher sehr sorgfältig erfolgen. Kriterien, die die Überdruckbelüftungsanlage erfüllen muss, sind:

- eine Mindestdruckdifferenz zwischen Treppenraum und den Geschossen, um bei Öffnung einer Tür eine Strömung in das Geschoss erzeugen zu können,
- die Mindestströmungsgeschwindigkeit in der offenen Tür zum Brandgeschoss, um

den Raucheintritt zu verhindern, sowie

- eine maximale Druckdifferenz zu den Geschossen, um es den Nutzern auch bei hohen Türöffnungskräften zu ermöglichen, die Tür zum Treppenraum zu öffnen.

Stand von Wissenschaft und Technik Die ersten Ansätze zur Beschreibung der Funktion der Druckbelüftungsanlagen beruhen auf theoretischen physikalischen Betrachtungen, die nach und nach mit messtechnischen Untersuchungen untermauert und erweitert wurden. Bereits 1969 gab es die ersten Versuche, die Einflussparameter in einen analytischen Zusammenhang zu bringen [3] und das Druckbelüftungssystem mit computergestützten Methoden auszulegen. Ab der Jahrtausendwende wurden wissenschaftliche Untersuchungen mit Multizonenprogrammen verstärkt [4, 5, 6, 7, 8, 9]. Dabei wird oft das vom NIST frei publizierte Programm CONTAM (Multizone Airflow and Contaminant Transport Analysis Software, letzte Programmveröffentlichung 09/2015) verwendet und kann als „Auslegungsstandard“ bezeichnet werden. Das ebenfalls vom NIST entwickelte Feldmodell FDS (Fire Dynamics Simulator) kommt seit 2005 zum Einsatz, um die Interaktion der Druckbelüftung mit Brandereignissen zu modellieren [10, 11]. Die Betrachtungen mit Methoden der numerischen Strömungsmechanik konzentrierten sich bisher auf das gesamte Gebäude oder einen Gebäudeausschnitt und gehen nicht auf einzelne, isolierte physikalische Phänomene und deren Art und Weise der Modellierung ein. Der sichere Einsatz des Fire Dynamics Simulators erfordert die Kenntnisse der wesentlichen physikalischen Vorgänge bei der Druckbelüftung, sowie das Wissen über die entsprechende Umsetzung mit Hilfe der numerischen Strömungsmethoden.

Forschungsfrage Aus den in der Literatur diskutierten Zweifeln [2, 1] an der Funktion des Druckbelüftungssystems haben sich für die vorliegende Arbeit folgende Forschungsfragen ergeben:

- Welche strömungstechnischen Parameter beeinflussen die Funktion eines Druckbelüftungssystems?
- Wie groß sind deren Einwirkungen?
- Kann der Sicherheitstreppenraum mit derzeit verfügbaren ingenieurtechnischen Methoden so ausgelegt werden, dass die Funktionalität im Brandfall gegeben ist?

Vorgehen Diese Arbeit soll auf Grundlage der Forschungsfragen einen Beitrag zum Verständnis der physikalischen Vorgänge bei der Druckbelüftung von Sicherheitstreppenräumen leisten. Relevante Einflüsse auf die Überdruckbelüftungsanlage sollen herausgestellt werden. Mit den Erkenntnissen sollen vorhandene Auslegungsverfahren weiter untersucht und bewertet werden. Dies wird exemplarisch an der Durchströmung eines Treppenraumes begrenzter Länge mit einer Einströmungsöffnung vorgestellt. Aufgrund des Druckaufbaus bei Durchströmung eines Treppenraumes ist die maximale Durchströmungslänge begrenzt. So ist es bei sehr hohen Gebäuden erforderlich, durch zusätzliche in der Höhe gestaffelte Einströmungsöffnungen eine bessere Luftverteilung und Begrenzung des Druckaufbaus zu ermöglichen. Für dieses Szenario ist aufgrund der besseren Luftverteilung die Einhaltung

der o.g. Kriterien einfacher und nicht Bestandteil dieser Arbeit. Die im Brandfall auftretenden Unsicherheiten, durch Abweichung vom vorgesehenen Evakuierungsablauf bzw. Einsatzablauf der Feuerwehr, werden in dieser Arbeit nicht betrachtet. Bei den Untersuchungen wird von einem konstanten Volumenstrom ausgegangen, transiente Strömungen aufgrund frequenzgesteuerter Ventilatoren werden nicht betrachtet.

Methodik Mit Hilfe von CFD-Methoden (Computational Fluid Dynamics) werden bestehende analytische Auslegungsverfahren untersucht und bewertet. Dabei wird herausgearbeitet, wie weit der Vereinfachungs- und Verallgemeinerungsgrad der analytischen Methoden für die Auslegung der Druckbelüftungsanlage gehen darf, um die physikalischen Einflüsse im ausreichenden Maßstab zu erfassen.

Zur Verwendung kommen das Brandsimulationsprogramm FDS (Fire Dynamics Simulator) sowie die Open Source Bibliothek OpenFOAM[®]. Durch den Vergleich der CFD-Analysen mit veröffentlichten Versuchen soll die Eignung der gewählten numerischen Methoden belegt werden.

Aufbau der Arbeit Zunächst wird im Kapitel 2 die historische Entwicklung der Rauchfreihaltung von Treppenträumen durch eine Überdruckbelüftung im nationalen und internationalen Kontext dargestellt. Gesetzliche Anforderungen und Normungsansätze zur Auslegung des Systems werden aufgeführt.

Im Kapitel 3 werden relevante physikalische Grundlagen zur Auslegung des Druckbelüftungssystems aufgeführt, welche zum Verständnis der folgenden Kapitel notwendig sind. Allgemeine Grundlagen der Strömungsmechanik und Thermodynamik werden angesprochen, bevor mit der Herleitung der Bernoulli-Gleichung und der implementierten Druckverluste die Basis für die Beschreibung der Druckverhältnisse im Hochhaus gelegt werden. Die Wärmeübertragung wird als Voraussetzung für den Einfluss von klimatischen Bedingungen auf den Temperatur- und Druckverlauf in einem Treppenraum aufgeführt, ebenso das Modell der elektrischen Analogie als Grundlage der Strömungsverteilung über mehrere Räume. Die physikalischen Modelle werden dann einschließlich weiterer Einflussparameter im Kapitel 4 diskutiert. Neben dem Druckverlust bei Durchströmung des Treppenraumes werden äußere Einflüsse, die den Druckverlauf im Treppenraum beeinflussen, dargestellt. Dies sind die Strömungsverteilung über mehrere Räume, von der Eingangstür zum Treppenraum über das Geschoss und mehrere geöffnete Türen und Fenster nach außen; die Luftdichtheit der inneren Abtrennungen, wie den Umfassungswänden des Treppenraumes, oder der äußeren Gebäudehülle ebenso wie Wind- und Klimaeinflüsse.

Im Kapitel 5 kommen Simulationsmethoden zum Einsatz. Reale Messungen von Druckverlusten in Treppenträumen werden mit den Programmen „FDS“ und „OpenFOAM[®]“ simuliert. Die Strömungsverteilung über mehrere Räume, die im analytischen Auslegungsverfahren mit der elektrischen Analogie wiedergegeben wird, wird ebenfalls mit FDS simuliert. Damit verbunden wird der Strömungsbeiwert einer Tür mit Hilfe vom Fire Dynamics Simulator ermittelt. Folgend werden mit FDS für einen Beispieltreppenraum die physikalische Effekte dargestellt, die einen Einfluss auf die Funktion der Druckbelüftungsanlage haben.

Kapitel 6 bewertet die mit der numerischen Simulation dargestellten und empirisch oder analytisch abgeschätzten Einflussparameter. Insbesondere werden die Simulationser-

gebnisse mit den analytischen Methoden zur Auslegung der Druckbelüftungsanlage verglichen. Abschließend werden in Kapitel 7 die Ergebnisse zusammengefasst und es wird ein Ausblick über die weitere Behandlung der Druckbelüftungsanlagen in Treppenträumen gegeben.

Kapitel 2

Entwicklung der Druckbelüftung von Treppenträumen

In diesem Kapitel wird die Entwicklung der Druckbelüftungsanlagen und der Stand der Forschung (Stand der Wissenschaft) vorgestellt. Aufgrund der historischen städteplanerischen Entwicklung wurden in der Vergangenheit besonders in Nord-Amerika und Asien viele Hochhäuser erbaut.

Insbesondere Amerika war der „stadthistorische“ Vorreiter im Bau hoher Gebäude, später Vorbild des Hochhausbaus und zeigt das größte Forschungsinteresse an den Druckbelüftungsanlagen. Die ersten Hochhäuser der Welt entstanden in New York und Chicago zum Ende des 19. Jahrhunderts. Trotzdem wurden erst ca. 100 Jahre nach dem Bau der ersten Hochhäuser die ersten Versuche unternommen die physikalischen Einflüsse auf den Brandverlauf und die Rauchausbreitung in hohen Gebäuden zu untersuchen und in analytische Zusammenhänge zu bringen.

2.1 Forschungsansätze zur Erfassung des Kamineffektes

Tamura und Wilson [12] legten 1963 in Amerika den Grundstein, um Druckdifferenzen in Gebäuden aufgrund des Kamineffektes in Abhängigkeit der Leckage durch Gebäudeundichtigkeiten zu beschreiben. Diesen setzten Sie in Zusammenhang mit der Leckage durch Luftundichtigkeiten.

Sie untersuchten die Druckverteilung in zwei eingeschossigen Gebäuden in Sommer und Winter und stellten dabei fest, dass die Leckageraten beider Häuser im Sommer linear zur Windgeschwindigkeit außerhalb der Gebäudehülle messbar waren und sich im Winter linear mit der Quadratwurzel der Temperaturdifferenz zwischen Innen und Außen veränderten. Sie hielten fest, dass der Luftwechsel aufgrund des kombinierten Einflusses von Wind und Temperaturdifferenz geringfügiger war als die Summe der jeweiligen Einflüsse, die in Ihren Versuchen getrennt gemessen wurden. Daraus folgerten Sie, dass die zu damaliger Zeit gültige Berechnungsweise des Gebäude-Luftwechsels nach dem *ASHRAE Guide and Data Book*, welche nur auf Druckdifferenzen durch Wind beruhten, zwingend um Druckdifferenzen aus Temperaturunterschieden und damit dem aus der Heizungstechnik bekannten Kamineffekt (stack effect) erweitert werden müssten. Sie griffen die Fragestellung auf und untersuchten 1966 die Druckdifferenzen aufgrund des Kamineffektes und

maschineller Lüftung eines neun-stöckigen Gebäudes [13]. Sie untersuchten das Verhältnis der äußeren und inneren Öffnungsgrößen über die Höhe und die Strömungswege durch Schächte innerhalb des Gebäudes. Auf dieser Grundlage konnten Sie eine theoretische Druckdifferenz Δp_{theor} ¹ zwischen Außenluft und Gebäudeinneren über die Gebäudehülle mit Hilfe einer neutralen Ebene bestimmen, die ursächlich ist für die natürliche Durchströmung des Gebäudes (Kamineffekt). Des Weiteren stellten sie fest, dass der Kamineffekt proportional zur Gebäudehöhe steigt und die Differenz zwischen dem Gewichtsunterschied der Innen- und Außenluftsäule aufgrund des Temperaturunterschiedes darstellt. Der von Tamura und Wilson 1966 dargestellte Zusammenhang der Druckdifferenz über die Gebäudehülle $\Delta p_{Gebäude}$ mit den damals gebräuchlichen Einheiten Rankine oder psi lautet in SI-Einheiten mit der Dichte ρ in kg/m^3 , dem Luftdruck bei Normalbedingungen p_0 in Pa sowie der Erdbeschleunigung g in kg/s^2 :

$$\Delta p_{Gebäude} = (\rho_{\text{außen}} - \rho_{\text{innen}}) \cdot p_0 \cdot g \quad (2.1)$$

bzw. unter Vereinfachung mit Einsatz der idealen Gasgleichung und der idealen Gaskonstante R bei Einsatz der absoluten Temperatur in K :

$$\Delta p_{Gebäude} = \left(\frac{1}{T_{\text{außen}}} - \frac{1}{T_{\text{innen}}} \right) \cdot \frac{p_0 \cdot g}{R} \quad (2.2)$$

Auf diesen Zusammenhang wird in Kapitel 3.5 detailliert eingegangen.

Als weiteren Einfluss stellten sie den Druckverlauf in Abhängigkeit des Strömungsbildes über den Gebäudegrundriss heraus. Sind im Gebäudeinneren ausreichend vertikale Strömungswege vorhanden (Idealfall: Kamin), konnte anhand der Außen- und Innentemperatur die theoretische Druckdifferenz zwischen der unteren und oberen Öffnung bestimmt werden. Sofern sich die effektive Fläche der Öffnungen im oberen Gebäudeteil vergrößerte, nahm der Druckverlust über diese Fläche entsprechend ab und die Höhe der neutralen Ebene sank. Durch die Druckverluste aufgrund der internen Strömungswiderstände über die einzelnen Geschosse wurde bei begrenzten vertikalen Strömungswegen die tatsächliche Druckdifferenz zwischen der unteren und oberen Öffnung geringer als die theoretische Druckdifferenz. Tamura und Wilson folgerten, dass die Gesamtdruckdifferenz ausdrückbar ist durch eine Funktion des Verhältnisses von Strömungswiderstand durch die Außenwand zum Strömungswiderstand über die Geschosse.

$$\Delta p_{real} = f \left(\frac{\text{Strömungswiderstand durch Außenwand}}{\text{Strömungswiderstand über Geschosse}} \right) \quad (2.3)$$

Sie definieren das Verhältnis der tatsächlichen, realen Druckdifferenz zur theoretischen Druckdifferenz zwischen der unteren und oberen Öffnung als proportional abhängig vom Verhältnis der äquivalenten Öffnungsfläche zwischen den Geschossen (A_f) zur gesamten äquivalenten Öffnungsfläche zur Außenluft (A_w) in den Umfassungswänden nach Außen.

$$\frac{A_f}{A_w} \propto \frac{\Delta p_{real}}{\Delta p_{theor}} \quad (2.4)$$

¹Hinweis: die vom Autor mit „theoretical draft“ bezeichnete „Verteilung der Gesamtdruckdifferenz“ wird hier mit „theoretischer Druckdifferenz“ übersetzt, wobei draft ursprünglich im Englischen Luftzug bzw. Luftströmung bedeutet.

Die Proportionalitätskonstante ist vom Abstand zur neutralen Ebene abhängig. Sofern A_f sehr viel kleiner als A_w ist, also kaum eine äquivalente Öffnungsfläche pro Geschoss (kein interner Strömungswiderstand) existiert, kann jedes Geschoss als ein separates eingeschossiges Gebäude betrachtet werden. Dann kann abgeleitet werden, dass bei Erhöhung des Gebäudes, bzw. bei zunehmender Geschossanzahl, das Verhältnis Δp_{real} zu Δp_{theor} abnimmt. Sofern das Verhältnis kleiner wird ($A_f \ll A_w$), nähert sich die reale Druckdifferenz der theoretischen an. Sind viele vertikale Strömungswege (z.B. ein Schacht im Gebäudeinneren) vorhanden, so wird die Abweichung der theoretischen Druckdifferenz von der realen größer: Der Druckverlust pro Geschoss wird aufgrund fehlender Widerstände bei vertikaler Durchströmung geringer. Hier hat eine zunehmende Geschossanzahl keine Einwirkung auf das Verhältnis von Δp_{real} zu Δp_{theor} .

Für eine Ventilation (Zuluft) des Gesamtgebäudes ändert sich die Gesamtdruckdifferenz zwischen unten und oben nicht, jedoch erhöht sich die Druckdifferenz zwischen innen und außen an der Oberseite des Gebäudes um den gleichen Betrag, um den sich die Druckdifferenz an der Unterseite des Gebäudes verringert. Daraus folgt, dass diese Änderung der Druckdifferenz derjenigen Druckdifferenz entspricht, welche notwendig ist, um die überschüssige Zuluft durch sämtliche Öffnungen der Gebäudehülle zu "dissipieren". Sofern die Zuluft jedoch nicht gleichmäßig über die Höhe, sondern nur in einem Geschoss zugeführt wird, wird der zusätzliche Druck von Geschoss zu Geschoss variieren.

Für ein reales Gebäude wäre der Druckverlauf bzw. das Strömungsbild eine komplexe Kombination aus den dargestellten Strömungsszenarien. Da es bis dato kaum Informationen über den Strömungswiderstand im Gebäude gegeben hat, ist der Druckverlauf nicht direkt berechenbar. Aus diesem Grund führten Tamura und Wilson Messungen in dem Gebäude durch, um das Verhältnis von Δp_{real} zu Δp_{theor} bestimmen zu können und die Strömungswiderstände über die Außenhülle und innerhalb des Gebäudes zu quantifizieren. Zusammenfassend machten Sie bei ihren Messungen folgende Beobachtungen:

- $\Delta p_{theoretisch}$ hing vom Temperaturunterschied und der Höhe zwischen Öffnungen der Außenwand ab.
- Die vertikale Verteilung der Druckdifferenzen infolge der Außenwandleckagen hing von der vertikalen Verteilung der Öffnungen innerhalb des Gebäudes ab. Das Verhältnis der (horizontalen) Strömungswiderstände über die Außenwand zu den (vertikalen) Strömungswiderständen innerhalb des Gebäudes hatte ebenfalls einen großen Einfluss auf die Druckausbildung des Gebäudes.
- Die Höhe der neutralen Ebene wurde von der vertikalen Verteilung der Öffnungen in der Außenwand beeinflusst.
- Das Verhältnis von Δp_{real} zu $\Delta p_{theoretisch}$ wurde vom Verhältnis der Strömungswiderstände über die Außenwand zu denen innerhalb des Gebäudes beeinflusst.
- Die Höhe der neutralen Ebene variierte je Gebäude. Hier wurden weitere Untersuchungen als notwendig betrachtet, um die Berechnung der neutralen Ebene verallgemeinern zu können.
- Druckdifferenzen und damit der Luftwechsel konnten in den unteren Geschossen verringert werden, sofern mehr Luft maschinell zugeführt wird, als durch den Kamineffekt abgeführt wird.
- Um das Lüftungssystem auszulegen und Luftundichtigkeiten abzuschätzen, wäre es

hilfreich, die Luftdichtigkeits-Charakteristika der Gebäudehülle zu kennen. Um ihre Beobachtungen verallgemeinern zu können, untersuchten Tamura und Wilson 1967 [14] drei weitere Hochhäuser. Hier führten sie Druckmessungen bei unterschiedlichen Außentemperaturen durch, wobei der Einfluss durch Wind nach Möglichkeit ausgeschlossen wurde. Besonderes Augenmerk lag auf dem Einfluss des Lüftungssystems (an / aus, Lüftungsverbindungen durch Bauteile abgeklebt). Sie hielten fest, dass bei ausgeschalteter Lüftungsanlage die Lüftungsverbindungen eine wesentliche Strömungsverbindung zwischen den Geschossen darstellen und den Strömungswiderstand zwischen den Geschossen stark beeinflussen. Hier wurde das vorab beschriebene Verhältnis von Δp_{real} zu Δp_{theor} von den Autoren nicht im wesentlichen Zusammenhang zum Verhältnis der Strömungswiderstände über die Außenwand zu denen innerhalb des Gebäudes bewertet. Die Druckverluste über die Geschosse waren relativ gleichmäßig; Ausnahmen mit höheren Druckverlusten wurden dort beobachtet, wo Lüftungsdurchlässe zwischen Geschossen vorhanden waren und wo der Infiltration durch die Außenwand ein erhöhter Widerstand aufgrund erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten entgegengesetzt wurde (im Lüftungsgeschoss und im ersten Geschoss). Bei maschineller Belüftung des Gebäudes war es nach Tamura und Wilson unwahrscheinlich, dass sich ein Zuluft-Abluft Gleichgewicht pro Geschoss einstellt. Daraufhin entwickelten Tamura und Wilson 1967 [15] ein mathematisches Modell, um den Druckverlauf im Gebäude aufgrund des Kamineffektes und mechanischer Lüftungssysteme zu bestimmen. Dabei definierten sie den Massenstrom \dot{m} in [kg/s] durch Leckageflächen mit der Formel nach Bernoulli zu:

$$\dot{m} = C A \rho (\Delta p)^n \quad (2.5)$$

Mit der Proportionalitätskonstante C , der Öffnungsfläche A [m^2], der Luftdichte ρ [m^3/kg], der Druckdifferenz über Öffnung ΔP [Pa] und dem Strömungsexponenten n . Der Strömungsexponenten n wurde für turbulente Strömung mit $1/2$ angenommen, für laminare mit 1 angesetzt. Im betrachteten Gebäude variierte der Strömungsexponent zwischen diesen beiden Werten, da nach Annahme der Autoren meist eine Kombination aus laminarer und turbulenter Strömung existierte, z.B. wurde der Wert für Spalten in Fenstern und Türen zu $2/3$ angenommen. Diese Annahmen entsprechen dem damaligen Forschungsstand zur Erfassung der Strömung durch die Gebäudehülle oder Außenbauteilen (z.B. Fenster) aufgrund Luftundichtigkeiten [16]. Die Leckagefläche in der Außenwand A_w wurde in dem Modell als Referenz genutzt, die Öffnungsfläche über die Geschosse A_f und der Schachtwand A_s werden auf diese äußere Leckagefläche bezogen.

Aus ihren Forschungen folgerten Tamura und Wilson [17], dass

- die Gesamtdruckdifferenz, welche durch den Kamineffekt auf das Gebäude wirkt, von der Gebäudehöhe sowie der Innen- und Außentemperatur abhängt,
- dass die Druckdifferenz zwischen Innen und Außen nicht vermieden werden kann, aber die Verteilung über das Gebäude und innenliegende Trennungen durch das Gebäudedesign beeinflusst werden kann, da diese von den relativen Strömungswiderständen der Bauteile und ihrer Anordnung in der Strömungsbahn abhängt und
- dass die Luftströmung aufgrund des Kamineffektes insgesamt enorme Auswirkungen auf die Funktionalität von Gebäuden hat und in Planung und Betrieb berücksichtigt werden sollte.

Ferner wurde von Tamura und Wilson 1968 festgestellt [18], dass ein großer Teil der

Gesamtdruckdifferenz, welche durch den Kamineffekt auf das Gebäude wirkt, aufgrund der Leckage in Außenwänden der oberen und unteren Gebäudeetagen besteht. Wände und Eingänge sollten daher besonderen Anforderungen unterliegen. Druckdifferenzen über inneren Gebäudetrennungen (Wände und Innentüren) sind i. A. geringer, können aber ein größeres Ausmaß an Eingängen zu vertikalen Kanälen (shafts) einnehmen. Nach Aussage der Autoren bieten viele Bestandsgebäude dem Kamineffekt nur einen geringen Strömungswiderstand. Viele Probleme, wie strömungsinduzierte Zug- und Geräuscherscheinungen, sind durch eine erhöhte Luftdichtheit der äußeren Gebäudehülle, aber auch der inneren Gebäudeabtrennungen vermeidbar. Die Druckverteilung über das Gebäude kann über mechanische Lüftungssysteme, welche ein lokales Druck-Ungleichgewicht aufgrund Zu- oder Abluft erzeugen, beeinflusst werden.

Barret et al. [3] entwickelten auf Grundlage der Forschungen von Tamura und Wilson [18] 1969 das erste analytische Modell, um für ein spezifisches Gebäude die Rauchausbreitung aufgrund des Kamineffektes zu simulieren. Dieses Modell basiert auf der Annahme, dass das Gebäude in Zonen eingeteilt wird und die unterschiedlichen Strömungswege vom Benutzer definiert werden. Abbildung 2.1 zeigt eine schematische Darstellung des Modells mit den Strömungswegen, Leckagepfaden und Zu- und Abluftwegen des mechanischen Lüftungssystems.

Die Autoren stellen heraus, dass mit ihrem entwickelten Modell die durch den Kamineffekt entstehenden Gefährdungen durch Rauchausbreitung gebäudespezifisch dargestellt werden können. Ferner kann das Ausmaß des Problems bestimmt und die Effektivität von Gefährdungsminderungsmaßnahmen bereits in der Planungsphase bewertet werden. Auch wenn die Druckverteilung im Gebäude und die Stärke der entstehenden Strömungen durch das Lüftungssystem und Gebäudedesign verändert werden können, so kann jedoch nicht das durch den Kamineffekt verursachte Gesamtdruckpotential verändert werden. Für die Funktionalität des Modells ist insbesondere die Kenntnis von Strömungswiderständen essentiell. Hier fehlt es nach Meinung von Barret et al. an Kenngrößen über die Leckage von Fassaden, Fenstern und Türen im Einbauzustand.

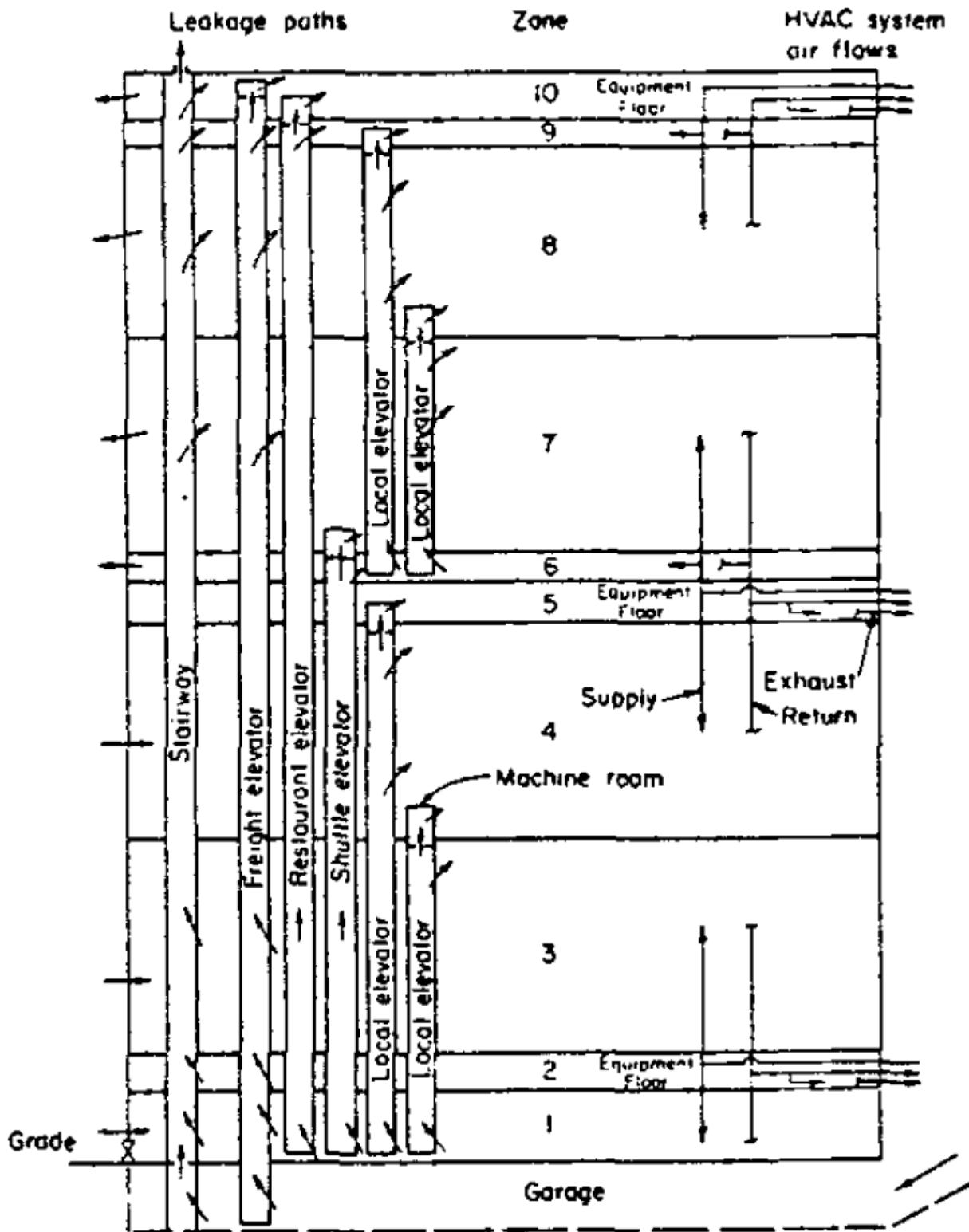


Abb. 2.1: Schematische Darstellung der Strömungswege [3]

1973 veröffentlichten Tamura und Shaw [19] Gleichungen, um die Größe von Kaminen auszulegen. Neben der Geschossfläche und Gebäudehöhe definierten sie die Leckage der Hülle als wesentlichen Einflussfaktor, welchen sie pauschal zwischen 1 und 5 % ansetzten. Im selben Jahr entwickelten Tamura und Shaw [20] eine Testmethode, um die Luftdurchlässigkeit der Außenwände von Gebäuden bestimmen zu können. Während im Labor nur ein Teil der Hülle getestet werden konnte, wurden zusätzlich vier kanadische Hochhäuser im Realmaßstab getestet. Es wurde eine analytische Methode entwickelt, um die Luftdichtigkeit einer typischen Wandfläche bestimmen zu können. 1974 untersuchte Tamura [21] erstmals experimentell druckbelüftete Fluchtwege in Hochhäusern in einem 23- und einem 37-geschossigen Hochhaus. Sie stellten heraus, dass die Druckbelüftung in einem Treppenraum mit geöffneter Tür zum Erdgeschoss und zum Brandgeschoss auch bei unterschiedlichen Einströmungsorten ihre Funktion erfüllt. Wird das Luftvolumen im Erdgeschoss (am Boden) eingeströmt, so führt die geöffnete Tür im Erdgeschoss dazu, dass sich der Luftvolumenstrom nicht gleichmäßig verteilt und der größte Anteil der eingeströmten Luft über die geöffnete Erdgeschosstür entweicht. In der Tür zum Brandgeschoss kann somit nicht der erforderliche Luftvolumenstrom erzielt werden. Die Strömungszufuhr im obersten Geschoss führte dagegen zu einer erhöhten Druckdifferenz zwischen dem Treppenraum und den oberen Geschossen, so dass hier Öffnungsprobleme der Türen auftraten. Werden mehrere Türen im Zuge der Evakuierung geöffnet, wird die Funktion der Druckbelüftung stark beeinträchtigt. Sie schlagen für sehr hohe Hochhäuser eine Verteilung der Strömung über mehrere Injektionsorte in Verbindung mit Druckentlastungseinrichtungen für diese Art der Hochhäuser vor. Alternativ schlagen sie eine Teilung des durchgehenden Treppenraumes in Zonen vor. In den beiden untersuchten Gebäuden war die Massenverlustrate durch die Treppenraumtüren ähnlich. Während Wände in Ortbetonbauweise keinen Beitrag zum Massenverlust leisteten, war bei Mauerwerk ein deutlicher Einfluss messbar. Der Druckverlustkoeffizient bei Durchströmung wurde durch die gemessene Gesamtdruckdifferenz Δp_{gesamt} und dem Volumenstrom \dot{V} bestimmt zu:

$$K = \frac{\Delta p_{gesamt}}{\text{Geschossanzahl} \cdot \left[\dot{V} / (\rho \cdot A_{TR}) \right]^2} \quad (2.6)$$

Da sich Druckverlustkoeffizienten in der Regel auf lokale Strömungsgeschwindigkeiten beziehen, ist es wichtig, neben dem gemessenen Volumenstrom die durchströmte Fläche anzugeben $\dot{V} = A \cdot u$. Die Bezugsfläche A_{TR} war bei dem Treppenraum mit der konventionellen Ausführung der Grundriss, bei dem Treppenraum mit den „scissor stair“² das 1,5-fache der Grundfläche des konventionellen Treppenraumes. So ermittelten sie pro Geschoss Druckverlustkoeffizienten von $K = 45$ (konventionell) bis $K = 28$ (scissor stair). Sie schlossen ihre Studie ab mit dem Hinweis, dass Daten zur Bestimmung des Druckverlustes und der Leckage notwendig sind, um Differenzdrucksysteme auszulegen.

²scissor stair: zwei unabhängige, baulich getrennte Treppenläufe zum selben Geschoss in einem Treppenraum: „Schachtel-Treppenraum“

2.2 Bestimmung der Einflussparameter

Tamura und Shaw bestimmten 1976 [22] neben den Leckageeigenschaften der Treppenraum- und Aufzugswände Druckverlustcharakteristika unterschiedlicher Treppenräume für acht mehrgeschossige Gebäude (9-22 Geschosse). Sie fanden heraus, dass die Druckverluste für alle untersuchten Treppenräume direkt proportional zum Quadrat des Volumenstroms sind. Daraus folgten sie, dass der Druckverlust bei Durchströmung eines Treppenraumes ähnlich des wandreibung induzierten Druckverlustes in einem rechtwinkligen Lüftungskanal ist. Dementsprechend kann für unterschiedliche Treppenraumabmessungen der Druckverlust als quadratische Funktion des Volumenstroms zwischen zwei benachbarten Geschossen berechnet werden zu:

$$\Delta p_{V_{erlust}} = K \left(\frac{L}{D_{\ddot{a}quiv}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\rho \cdot A_{TR}} \right)^2 \quad (2.7)$$

mit dem Druckverlustkoeffizienten K , dem Volumenstrom \dot{V} , dem äquivalenten Treppenraumdurchmesser $D_{\ddot{a}quiv} = 4 A_{TR}/U$ und dem Umfang U sowie der mittleren Höhe der betrachteten Geschosse L . Für jeden untersuchten Treppenraum ermittelten sie einen volumenstromunabhängigen Druckverlustkoeffizienten. Sie führten die Methode ein, den Druckverlust bei Durchströmung eines Geschosses der Durchströmung einer Blende mit einem festen Ausflusskoeffizienten $C_d = 0,6$ für turbulente Strömung und einer volumenstromunabhängigen equivalenten Blendenfläche A_o (engl. orifice) gleichzusetzen. Die tatsächlich durchströmte Blendenfläche A_o kann aus dem Druckverlustkoeffizienten K bestimmt werden zu:

$$\frac{A_o}{A_{TR}} = \frac{1}{C_d \cdot \left(K \frac{L}{D_{\ddot{a}quiv}} \right)^2} \quad (2.8)$$

Berechnete Werte für A_o variieren zwischen 0,24 und 0,32 m.

1981 bewiesen Tamura und Shaw [23] durch Messungen in zwei Gebäuden, dass die undichte Wandausführung von Schächten die Wirkung von Rauchkontrollsystemen negativ beeinflussen kann und innere Gebäudeundichtigkeiten in jedem Fall berücksichtigt werden müssen.

Achakji und Tamura führten 1988 [24] weitere Versuche im Realmaßstab durch, um die Druckverluste in Treppenräumen hoher Gebäude besser charakterisieren zu können. Sie variierten zwischen offenen und geschlossenen Stufen sowie der Anwesenheit von Personen im Treppenraum. Als wesentliche Ergebnisse der Versuche im Realmaßstab wurde festgehalten (vgl. auch [25]):

- Der Strömungswiderstand mit Personen im Treppenraum kann doppelt so hoch sein wie ohne.
- Offene Stufen hatten einen geringeren Druckverlust (geringerer Strömungswiderstand) zur Folge als geschlossene.
- Die Geschosshöhe hat einen starken Einfluss auf den Druckverlust: Höhere Geschosse ($h=3,6$ m) verursachen nur die Hälfte des Druckverlustes pro Geschoss wie niedrige ($h=2,6$ m).
- Geschosse mit größeren Podesten verursachen größeren Druckverlust.

- Der Druckverlust durch Reibung wurde als linear zur Höhe gemessen und variierte quadratisch mit dem Zuluftvolumenstrom.
- Der Druckverlustkoeffizient K ist für die typischen Strömungsgeschwindigkeiten nicht von der Reynoldszahl abhängig.
- Für die Unterscheidung zwischen Luftzufuhr unten oder oben stellten sich die gleichen Druckverlustcharakteristika ein.
- Dimensionen von Druckdifferenzen für Strömungsraten von 5 bis 10 m^3/s wurden experimentell ermittelt zu 4,5 bis 33,6 Pa pro Geschoss (ohne die Anwesenheit von Personen im Treppenraum).

Die Versuche wurden für Volumenströme von 5 bis 10 m^3/s im 10-geschossigen Hochhaus des NRCC durchgeführt, der Versuchsaufbau und die Geometrie sind [26] zu entnehmen.

Auf Grundlage der Versuche wurde von Achakij und Tamura [24] ein analytisches Modell entwickelt, um den Effekt von Personen auf den Treppenstufen berechnen zu können. Dem Modell lagen folgende Annahmen zugrunde:

- Alle Luftundichtigkeiten können durch eine Öffnung pro Geschoss dargestellt werden (vgl. äquivalente Treppenraumfläche in [22])
- Druckdifferenzen werden definiert durch das Gewicht der Luftsäule, Impulsverluste durch Leckagen sowie durch Reibungsverluste (Gleichung nach Darcy für Lüftungskanäle),
- Der Zusammenhang zwischen Volumen- oder Massenstrom und durch Reibung erzeugten Druckverlusten wird auf Grundlage der „orifice equation“ (Durchströmung einer Blende) hergestellt (vgl. Gleichung (2.8)).

Nach dem Modell wird die Druckdifferenz zwischen dem i -ten und $i+1$ -ten Geschoss $P_{s,i} - P_{s,i+1}$ berechnet aus der Druckdifferenz der Luftsäule (1), dem „Impulsverlust durch Leckage“ (2) und dem Reibungsverlust (3):

$$P_{s,i} - P_{s,i+1} = \rho_i g h_i + \underbrace{2 \left[\frac{\rho_i}{2} \left(\frac{\dot{V}_{s,i}}{A_s} \right)^2 - \frac{\rho_{i+1}}{2} \left(\frac{\dot{V}_{s,i+1}}{A} \right)^2 \right]}_{(1)} + \underbrace{K \frac{h_i}{D_{\text{äquiv}}} \frac{\rho_i}{2} \left(\frac{\dot{V}_{s,i}}{A} \right)^2}_{(2)} \quad (2.9)$$

Der Massenstrom mit dem Index „s“ wird aus der Luftdichte ρ_i und dem Volumenstrom $\dot{V}_{s,i}$ berechnet zu:

$$\rho_i \cdot \dot{V}_{s,i} = \rho_i \cdot \dot{V}_{s,i-1} - \rho_i \cdot \dot{V}_{l,i} \quad (2.10)$$

Und der Leckagestrom mit dem Index „i“ zu

$$\rho_i \cdot \dot{V}_{l,i} = C \cdot A_{l,i} [2 \cdot \rho_i (P_{s,i} - P_{f,i})]^{1/2} \quad (2.11)$$

Mit der Treppenraumfläche A , dem Strömungsbeiwert $C_d = 0,6$ für turbulente Strömung und dem äquivalentem Durchmesser $D_{\text{äquiv}} = 4 A_{TR}/U$ und dem Umfang U sowie der Geschosshöhe L .

Für luftdicht abgeschlossene Treppenräume ohne Leckage kann aus Gleichung (2.9) mit der gemessenem Druckdifferenz der Druckverlustkoeffizient K_{SW} ermittelt werden zu:

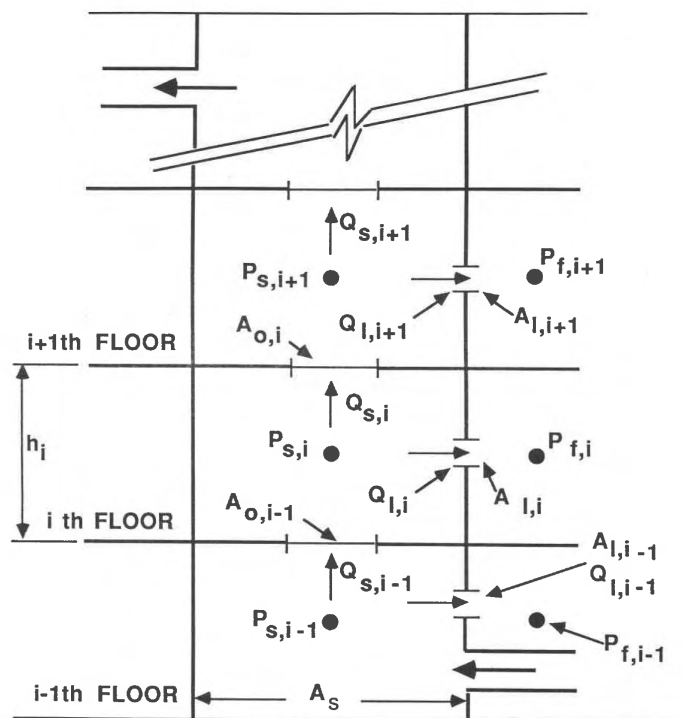


Abb. 2.2: Mathematisches Modell nach [24]

$$K_{SW} = \frac{\Delta P_{f(i)}}{\frac{h_i}{D_{\text{äquiv}}} \frac{\rho_i}{2} \left(\frac{\dot{V}_{s,i}}{A_s} \right)^2} \quad (2.12)$$

Der Bezug zur äquivalenten Blendenöffnungsfläche A_o ist in Gleichung (2.8) dargestellt für $h \hat{=} L$. Gemessene Werte für den Druckverlustkoeffizienten K liegen zwischen 59 und 63 ($A_o = 0,24 \text{ m}$, Druckverlust pro Geschoss 4,75 - 18,3 Pa) für beide Strömungsrichtungen und alle untersuchten Strömungsraten bei der Geschosshöhe von $h = 2,6 \text{ m}$ und offenen Stufen. Für geschlossene Stufen ist der Druckverlust höher und die Werte für K liegen zwischen 67 - 73 ($A_o = 0,21 - 0,23 \text{ m}$). Personen zwischen dem 7-ten und 8-ten Geschoss führen zu einem erhöhten Druckverlust von $101 \leq K \leq 107$ ($0,18 \leq A_o \leq 0,19$) für hohe Personendichte (2 Personen pro m^2) bei offenen Stufen und einem erhöhten Druckverlust von $166 \leq K \leq 199$ ($0,13 \leq A_o \leq 0,14$) bei geschlossenen Stufen. Bei mittlerer Personendichte und geschlossenen Stufen verringert sich der Druckverlust zu $116 \leq K \leq 133$ ($0,16 \leq A_o \leq 0,17$).

1988 ergänzten Tamura und Klote [27] die Untersuchungen um Experimente mit brandinduzierten Strömungen in einem 10-geschossigem Hochhaus. Die Temperaturdifferenz des Gebäudes zur Außenluft betrug ca. 6 K, so dass der natürliche Kamineffekt des Gebäudes gering war, ebenso wie Windeinflüsse (gemessene Strömungsgeschwindigkeiten $u_{Wind} \leq 4,4 \text{ m/s}$). Durch die Rauchdruckanlage konnte eine Druckdifferenz über die Türen der Vorräume von 25 Pa erreicht werden. Dieser Wert wird nach Aussage der Autoren oft als Auslegungskriterium der Differenzdruckanlagen benutzt; es wird keine Quelle dazu zitiert. Die Versuchsergebnisse zeigten, dass vom Brand erzeugte Drücke durch me-

chanische Druckerhöhung kontrolliert werden können und somit die Rauchausbreitung in abgesicherte Zonen verhindert werden kann. Zwar haben die bei einem Brand durch thermische Ausdehnung induzierten Druckdifferenzen ein großes Ausmaß, dennoch ist es laut den Autoren unwahrscheinlich, dass diese den Betrieb eines Entrauchungssystems in einem Gebäude mit durchschnittlicher Luftdichtheit beeinflussen, da der erhöhte Druck nur kurz auftritt. Bei größeren Öffnungen zur Außenluft, z.B. durch zerbrochene Fensterscheiben, ist die Druckdifferenz aufgrund der thermischen Ausdehnung entsprechend niedriger. Bei relativ luftdichten Räumen kann der brandinduzierte Druck einen größeren Einfluss haben. Tamura und Klote schlussfolgern, dass die Entrauchung durch eine mechanisch erzeugte Druckerhöhung durch den natürlichen Auftriebseffekt unterstützt werden kann. Der natürliche Auftrieb wird hier allein durch die Rauchgastemperatur verursacht und kann in der Auslegung zur Unterstützung der Differenzdruckanlage berücksichtigt werden. Als Schlussfolgerung hielten Tamura und Klote fest, dass die Differenzdruckanlage so schnell wie möglich in Betrieb genommen werden soll, bevor relevante Zonen verrauchen.

Bei einem Vergleich verschiedener Auslegungsmethoden stellte Tamura 1989 [28] fest, dass es große Unterschiede in der Ausführung der Differenzdruckanlagen einschließlich der Druckentlastungsklappen gibt (z.B. im Australian Standard, im amerikanischen Standard der Building Officials Code Administrators International - BOCA, dem British Standard, dem kanadischen National Building Code of Canada - NBC, sowie lokalen Standards wie den Regularien der Stadt New Yorks). Während einige Standards eine vorgegebene Geschwindigkeit in der zum Brandgeschoss geöffneten Tür als Auslegungsgrundlage setzen, bevorzugen andere eine festgelegte Druckdifferenz. Jedoch wird in den meisten Standards ein oberer und unterer Grenzwert für die Druckdifferenz angegeben. Um die Daten der Eingabeparameter zu erweitern, wurden Versuche in dem 10-geschossigen NRCC-Tower genutzt, um den Strömungskoeffizient K durch eine geöffnete Tür zu bestimmen.

Abbildung 2.3 zeigt die Messergebnisse des Strömungskoeffizienten in Abhängigkeit des Türöffnungswinkels und der Art der Luftzufuhr (mit $K = \dot{V} / (A\sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta p})$). Die Messungen zeigen für die untersuchten Volumenströme, dass der Strömungskoeffizient K im Treppenraum unabhängig vom Volumenstrom und ist. Das heißt, der ermittelte Strömungskoeffizient ist auf beliebige Volumenströme übertragbar, um den Druckverlust zu ermitteln. Der Weg der Luftzufuhr, ebenso wie die Türöffnungswinkel, haben einen deutlichen Einfluss. Der Strömungskoeffizient für eine Person im Türrahmen wurde bei einer Türöffnung von 60° zu 0,45 bis 0,59 er-

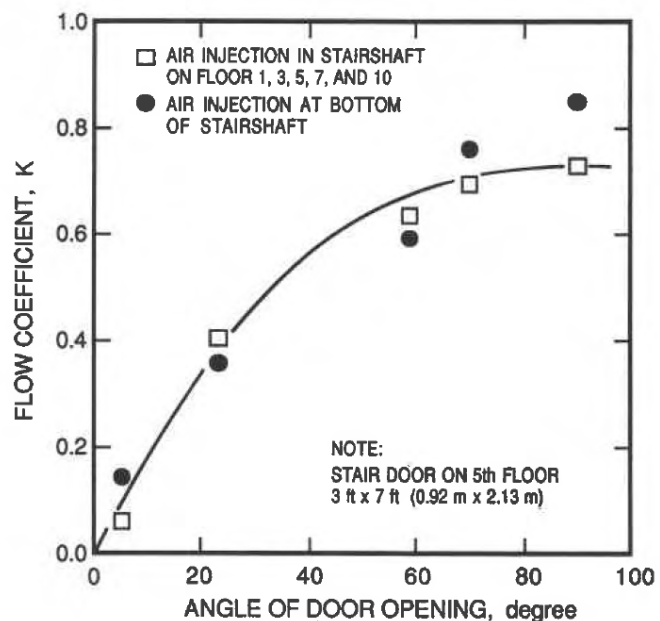


Abb. 2.3: Strömungskoeffizient für eine Treppenraumentür ermittelt von Tamura [28]

mittelt. Der Einfluss von Türspalten auf den Kamineffekt im Treppenraum wurde 2013 von Kim und Kim [29] numerisch mit dem CFX-Solver untersucht. Die Autoren stellen heraus, dass die Strömung durch die Türspalte einen Einfluss auf die lokalen Drücke im Treppenraum hat. Die Ausbildung einer Druckkaskade durch zusätzliche Türen im Vorraum führt dazu, dass sich geringere Druckdifferenzen über die jeweiligen Türen ausbilden. Strömungen durch (Tür-) Spalte werden u.a. in [30], [31] und [32] untersucht. Die Ergebnisse wurden für das Brandingenieurwesen von Klote [33] tabelliert. Neuere Untersuchungen zum Einfluss von Türspalten auf die Rauchausbreitung sind [34] zu entnehmen.

1990 untersuchte Tamura [35] die Druckbelüftung des Treppenraumes im 10-geschossigen Versuchshochhaus des NRCC, dem sogenannten „Fire-Tower“. Untersucht wurden die Szenarien, dass Türen in unterschiedlichen Geschossen geöffnet wurden und die Einflüsse von Sommer bzw. Winter Temperaturrandbedingungen. Er hielt fest, dass der Treppenraum dieses Versuchsgebäudes verraucht, sofern das Brandgeschoss keine Öffnung zur Außenluft besitzt. In dem Fall, wo Öffnungen vorhanden sind und das Brandgeschoss natürlich entlüftet wird, wird der Raucheintritt durch die Druckbelüftungsanlage verhindert. Auf dieser Grundlage untersuchte er die Druckbelüftung des Treppenraumes bei gleichzeitiger maschineller Entrauchung des Brandgeschosses [36]. Das Ziel der Forschungsarbeit war die Bewertung der Funktion von Druckbelüftungssystemen mit Kontrolle des Überdruckes und wurde durch die Literaturrecherche [28], experimentelle Untersuchung [37] und Ergebnisbericht [35] veröffentlicht. Die Ergebnisse mit maschineller Entrauchung des Brandgeschosses zeigen, dass in vielen untersuchten Szenarien der Raucheintritt in den Treppenraum vermieden wurde, wenn das Brandgeschoss entlüftet wurde. Die Versuche zeigten ferner, dass für eine Kombination von mechanischer Entrauchung und Druckbelüftung, auch mit vier offenen Türen zum Treppenraum bei einer gleichzeitigen Entrauchung des Brandgeschosses der Treppenraum rauchfrei blieb. Die kritische Strömungsgeschwindigkeit um den Raucheintritt in den Treppenraum zu verhindern, ermittelte Tamura zu $u \geq 1,77 \text{ m/s}$, betonte aber, dass hier mehr Forschungsbedarf besteht.

Im Feldtest [37] eines 22-geschossigen Apartmenthauses und zwei Bürohochhäusern untersuchte Tamura im selben Jahr experimentell drei unterschiedliche Druckbelüftungsanlagen mit Überdruckentlastungsmethoden (Druckentlastung über Tür zum Geschoss, Druckentlastungsklappe zum Geschoss oder ins Freie sowie Feedback-Kontrolle über Ventilator mit variabel einstellbaren Rotorblättern). Die Ergebnisse zeigten, dass die Überdruckentlastungseinrichtungen in jedem Fall eine zu große Druckdifferenz zwischen Treppenraum und Geschossen verhinderte und dass sich auch bei mehreren geöffneten Türen eine Strömung in das Geschoss einstellt.

Tamura veröffentlichte 1991 eine Zusammenfassung [38] seiner vorhergehenden Forschungsarbeiten und stellt erneut heraus, dass sich die rechtlichen Anforderungen an Druckbelüftungssystemen im Vergleich dazu wesentlich unterscheiden. So sind besonders in Nord-Amerika Treppenräume mit einer Vorschleuse vorherrschend, Auslegungskriterien ohne Schleuse wurden nur in seltenen Fällen erlaubt.

1992 bewertete Tamura [39] seine Forschungsarbeiten und stellte fest, dass es schwierig ist, eine Druckbelüftungsanlage als Einzelmaßnahme so zu planen, dass der Raucheintritt in einen Treppenraum verhindert werden kann. Er empfahl, die Druckbelüftungsanlage mit gleichzeitiger maschineller Entlüftung des Brandgeschosses zu steuern. Außerdem sollte das Brandgeschoss gesprinkelt werden, um den Gegendruck und die Rauchentwicklung

zu minimieren, sowie den Bruch der Fenster zu vermeiden. Schleusen vor dem Treppenraum können nach Tamura zur Kontrolle des Überdruckes im Treppenraum beitragen. Diese Schleusen wirken wie eine Reihenschaltung von Widerständen, auf die im Kapitel 4.2 eingegangen wird. Ferner machte Tamura erneut den Vorschlag, den Treppenraum in unterschiedliche Zonen zu trennen, um den Überdruck besser steuern zu können.

Kritische Strömungsgeschwindigkeit

1992 untersuchte Tamura [40] die kritische Strömungsgeschwindigkeit, um den Raucheintritt vom Brandgeschoss in einen Treppenraum zu verhindern. Für Rauchgastemperaturen von 65 - 650°C ergeben sich nach seinen Ergebnissen kritische Strömungsgeschwindigkeiten von 0,63 - 2,34 m/s, die durch eine Druckerhöhung im Treppenraum dem Rauch aus dem Brandgeschoss entgegengewirkt müssen. Der Vergleich von mehrfacher Injektion in den Treppenraum gegenüber der Injektion von unten ergibt nach Tamura keinen Unterschied in der kritischen Geschwindigkeit. Hier ist kritisch zu bemerken, dass die Randbedingungen wie die Außentemperatur, oder die Geschosstemperatur, nicht dokumentiert sind. Die Versuchsergebnisse können damit klimatische Einflüsse enthalten. Als Brandgeschoss wurde ausschließlich das zweite Geschoss untersucht. Die Geschossgeometrie, mit einem großen Brandraum über das ganze Geschoss, ermöglicht vereinfachte Druckverhältnisse im Geschoss mit einem direkten Strömungspfad vom Treppenraum zum Vorraum in den Brandraum und nach Außen. Eine über die Druckentlastung im Brandraum hinausgehende Belüftung des Brandgeschosses (durch Öffnungen oder maschinell) resultierte bei den Versuchen von Tamura [40] in niedrigeren kritischen Geschwindigkeiten. Die Änderung des Öffnungswinkels der Tür von 90° zu 30° und damit eine Vergrößerung der durchströmten Fläche bedeutete eine Abnahme der kritischen Geschwindigkeit um 50%. Während Tamura 1992 die kritische Strömungsgeschwindigkeit in der Tür zwischen Treppenraum und Schleusen-Vorraum in einem realen Gebäude untersuchte, entwickelte Thomas bereits 1970 [41] erste Ansätze zur Bestimmung der kritischen Strömungsgeschwindigkeit in einem Korridor. Dieses Szenario mit einer deutlich geringeren Komplexität, untersuchte er anhand von Laborexperimenten und theoretischen Überlegungen in Abhängigkeit der Wärmefreisetzungsrates in einem Brandraum. Die kritische Strömungsgeschwindigkeit u_c wurde von ihm bestimmt zu:

$$u_c = k \cdot \left(\frac{g \cdot Q'}{\rho \cdot T \cdot c} \right)^{1/3} \quad (2.13)$$

$$u_c = k \cdot (W)^{1/3} \quad (2.14)$$

Mit:

- g = Erdbeschleunigung [9,81 m/s²]
- Q' = Energiefreisetzung pro m Breite des rechtwinkligen Korridors
- c = Wärmespeicherkapazität
- T = absolute Temperatur
- ρ = Luftdichte
- k = Konstante zur Dimensionskorrektur in der Größenordnung von 1
- W = Verhältnis von Oberfläche des Holzbrandgutes [cm^2] zu Korridorbreite [m]

Gleichung (2.13) vereinfacht Thomas für die Verbrennung von Holz zu Gleichung (2.14).

Für die Versuchsanordnung nennt er als Beispiel, dass für die Verbrennung von Möbeln in einem Raum (4 m^2) mit einem Korridor von 2 m Breite eine kritische Strömungsgeschwindigkeit von 3 - 4 m/s erfordert. Eine kritische Geschwindigkeit von 1 m/s wäre nach Thomas für eine Brandgröße von $3/4 \text{ m}^2$ Holzoberfläche in einem Korridor notwendig.

Die Literaturrecherche zeigt, dass die Werte für die kritische Strömungsregime für begrenzte und z.T. schlecht dokumentierte Randbedingungen ermittelt wurden. Die Übertragbarkeit auf komplexe Gebäude- und Geschossgeometrien sollte in Frage gestellt werden.

2.3 Einsatz von computergestützten Methoden

Hadjisophocleous et al. [6] führen 2002 in der 10-geschossigen Testanlage des National Research Council of Canada Brandexperimente (Propanbrenner: 1 MW und Couch: 730 kW) durch und betrachteten die Rauchausbreitung in dem Treppenraum experimentell und mit dem vom NIST entwickelten Netzwerkmodell CONTAMW³. Als Ergebnis stellten Sie u.a. heraus, dass CONTAMW die CO_2 -Konzentrationen unterschätzt, genauso wie die Druckdifferenzen zwischen Treppenraum und Brandgeschoss. Sie beurteilten die Auslegungsmethode der Druckbelüftung dahingehend, dass sie behaupteten, dass Netzwerkmodelle besser geeignet sind für Strömungen mit erzwungener maschineller Lüftung als für natürlich-konvektive Strömungen, die (thermisch) auftriebsinduziert sind. Quin [10] modellierte 2005 eine thermisch induzierte Strömung in einem 2-stöckigen Treppenraum und validierte diese mit Versuchen von Ergin-Özkan [42]. Er nutze das Brandsimulationsprogramm FDS zur Modellierung der Strömung, welche verursacht wurde durch natürliche Konvektion aufgrund einer Heizlast. Das modellierte Strömungsbild stimmte sehr gut mit den experimentellen Rauchvisualisierungen überein, ebenso wurden die gemessenen Geschwindigkeiten auf unterschiedlichen Höhen gut wiedergegeben. Jo et al. [7] haben 2007 in Korea in zwei Wohnhochhäusern Druckmessungen durchgeführt, um die Druckverteilung aufgrund des Kamineffektes zu untersuchen. Mit dem Netzwerkmodell CONTAM wurden verschiedene Hochhäuser simuliert, um die Charakteristika und Probleme der Druckverteilung zu bestätigen. Besonders wurden Probleme während der Wintermonate herausgestellt, die auf dem natürlichen Kamineffekt beruhen:

- Aufzugstüren, die nicht öffnen oder schließen,
- nur schwer zu öffnende Türen und
- Geräusche, die aus Strömungen durch Spalten im Mauerwerk o. ä. resultieren.

Jo et al. stellten bei ihrer Studie heraus, dass die meisten Probleme aufgrund des Kamineffektes in Hochhäusern bei Druckdifferenzen im Winter zwischen Innenwänden auftraten, und nicht zur Außenluft. Eine architektonische Lösung die den Gebäudekern mit „luft-schließenden Türen“ (engl. air-lock doors) vom Rest des Geschosses abtrennt, wird vorgestellt. Dabei werden zusätzliche Türen zwischen Bereichen mit hohen Druckunterschieden eingebaut, um durch den zusätzlichen Druckwiderstand eine Druckkaskade zu

³Der Lösungsalgorithmus CONTAMW wird durch das Programm CONTAM mit einer graphischen Oberfläche (GUI) versehen.

erreichen und damit die jeweiligen Türöffnungskräfte zu minimieren.

Miller und Beasley [5] untersuchten 2009 Druckbelüftungssysteme in hohen Gebäuden mit der CONTAM Software. Sie untersuchten ein 30-stöckiges Gebäude und kalibrierten Luftundichtigkeiten mit Hilfe von Versuchsdaten. Im Besonderen achteten Sie auf die gegenseitige Beeinflussung von Druckbelüftung der Treppenträume und der Aufzugsschächte, sofern diese strömungstechnisch gekoppelt sind. Sie stellten fest, dass die Druckbelüftung der Treppenträume praktikabel ist, sofern keine Druckbelüftung der strömungstechnisch entkoppelten Aufzugsschächte durchgeführt wird. Beide Systeme zusammen verursachen zu große Druckdifferenzen über Treppenraum- und Aufzugstüren. Trotzdem kann Rauch eindringen und durch das Lüftungssystem über die Gebäudehöhe verteilt werden. Außerdem stellten sie fest, dass die Auslegung (Ventilatoren) sehr sensibel hinsichtlich der Aussentemperatur erfolgen muss.

Hadjisophocleous und Jia [11] verglichen 2009 die von Wang [43] durchgeführten Brandexperimente mit numerischen Simulationen des Fire Dynamics Simulators (FDS). Bei ihrer Validierungsstudie hielten sie fest, dass FDS geeignet ist, Brände in Hochhäusern zu modellieren. Der Vergleich von Simulation und Versuch zeigt, dass die Bedingungen im Brandgeschoss sehr gut wiedergegeben werden, auch die O_2 und CO_2 Konzentrationen im Treppenraum und höheren Geschossen. Hier zeigen einzig die Temperaturen im FDS-Modell höhere Werte als im Versuch, da Wärmeverluste an die Umfassungsbauteile nicht vom Modell berechnet wurden. Der Einsatz von Differenzdrucksystemen wurde in der Studie nicht untersucht. Auf einzelne physikalische Strömungsphänomene wurde nicht eingegangen.

Wang [9] vertiefte die Experimente 2011 durch unterschiedliche Brandlastvariationen und eine numerische Studie [44] mit einem Zonenmodell (CUSmoke). Das Rechenmodell gab die Temperaturen und Rauchgasverteilung vor dem Flash-Over mit „ausreichender“ Genauigkeit wieder, während nach dem Flash-Over keine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen simuliert werden konnte. Auch hier wurden keine erhöhten Druckdifferenzen durch eine Druckbelüftungsanlage untersucht.

Bowers et al. [4] modellierten 2010 die zwei koreanischen Hochhäuser nach Jo [7] mit der CONTAM Software. Insbesondere wurden hierbei die untersuchten Druckbelüftungsanlagen für Aufzug und Treppenraum nach dem International Building Code 2009 - Section 909.20.5 und 708.14.2.1 (zitiert von Bowers et al. [4]) bewertet. Dabei stellten sie heraus, dass es nicht möglich ist, für Aufzüge die Anforderungen des International Building Code 2009 für alle möglichen Betriebsarten einzuhalten. Bei Druckbelüftungsanlagen für Treppenträume hat die Außentemperatur einen höheren Einfluss als bei Aufzügen. Es werden dennoch unterschiedliche Ventilatorleistungen für unterschiedliche Außentemperaturen benötigt. Dies impliziert, dass nicht regelbare Ventilatoren, auch wenn sie bei einer bestimmten Außentemperatur kalibriert wurden, bei anderen Temperaturbedingungen zu einem abweichenden Druck im Treppenraum führen.

Khoukhi und Al-Maqbali [8] führten 2011 eine numerische Simulation des Kamineffektes in hohen und mittelhohen Gebäuden unter Winterbedingungen mit dem Multizonenmodell COMIS durch. Sie zeigten, dass innerhalb des Gebäudes eine Aufwärtsströmung existiert, die zu großen Energieverlusten, blockierten Aufzugstüren und einer Komfortsenkung durch Einströmung kalter Außenluft führt. Unterschiedliche Luftdichtheitsgrade der Außenwand wurden untersucht und als Hauptursache der Strömung innerhalb des

Gebäudes identifiziert. Weiter wurde der Einfluss hoher Windgeschwindigkeiten auf diese Strömung nachgewiesen.

2.4 Kritik an den konventionellen Auslegungsmethoden

Bellido et al. [45] beurteilen 2009 die Auslegung von druckbelüfteten Treppenräumen in sechs Hochhäusern. Die betrachteten Systeme wurden ähnlich ausgelegt, zeigten aber Unterschiede in der baulichen Realisierung. Sie kritisieren, dass die Auslegung allein auf einfachen Modellen mit Grundlage der Bernoulli Gleichung und dem statischen Druck sowie empirischen Konstanten für die Leckageströme basiert und die Ausführung weiter vereinfacht wird durch direkte Rückkopplung (engl. feedback loop) des Ventilators mit Druckmesseinrichtung innerhalb des Treppenraumes und Druckentlüftungseinrichtungen. Die Autoren stellten fest, dass empirische Konstanten für die Auslegung (nach ASHRAE Handbook) eine zu niedrige Strömung festlegen, dies war z.T. in einer mangelhaften Bauausführung begründet, oder die Wartung des Gebäudes war nicht entsprechend durchgeführt. Die Druckentlastungsmechanismen hatten nur einen geringen Einfluss auf die Reduzierung des Druckes und erfüllten ihre Funktion nicht. Einzig das Kontrollsystem war fähig, den Druck in entsprechenden Grenzen zu halten, allerdings war der Druck nicht zeitlich stabil. Die Druckschwankung betrug ca. 30 Pa. Die maximale gemessene Druckdifferenz an einer Tür betrug ca. 320 Pa. Für größere Gebäude waren diese Druckschwankungen geringer, allerdings reagierte das Kontrollsystem langsamer. Bellido et al. empfehlen, dass ein komplexeres Kontrollsystem entwickelt werden muss, in das mehr Variablen einfließen. Dies ist jedoch deutlich schwerer zu regeln. Um eine Druckbelüftungsanlage sicher auszulegen, müsste der Ventilator überdimensioniert werden, dies kann jedoch nicht erfolgen, sofern ein einfaches Kontrollsystem angewendet wird und Druckentlastungsklappen den Druckverlust steuern.

Lay [1] stellte heraus, dass die Druckbelüftung von Treppenräumen auch 2014 noch weltweite Anwendung findet, dass jedoch der sichere Betrieb seit Entwicklung des Systems in den 60er Jahren seitens Experten der Feuerwehr und Ingenieure in Frage gestellt wird. Die Funktionalität des Systems versagte zu oft. Probleme liegen neben unsachgemäßer Installation und Inbetriebnahme vor allem in der Auslegung des Systems. Als Schlüsselparameter stellt Lay, neben der Abschätzung der Leckage, die Änderung der Strömungspfade während des Brandszenarios heraus.

Lay geht sogar davon aus, dass 35% der Druckbelüftungssysteme nicht so funktionieren, wie es vorgesehen ist.

Als Alternative stellt Lay [1] einen natürlichen Entrauchungsschacht vor. Durch die Öffnung vom Brandgeschoss zum Hochhausdach wird aufgrund des Kamineffektes eine Abströmung des Rauches ermöglicht. Das System ist stark von der erzeugten Rauchgastemperatur abhängig. Die höhenabhängige Druckdifferenz aufgrund der Temperaturunterschiede ersetzt dabei die Druckerhöhung des Druckbelüftungsventilators.

2.5 Nationale Forschungsansätze

In Deutschland fassen Ostertag, Kuhn und Zitzelsberger 2002 [46] wesentliche bereits von Tamura ([21, 47, 48]) oder Klote ([49, 50, 51]) genannte Aspekte zusammen. Für ihre Forschungsansätze stellen sie das von Tamura identifizierte Problem in den Vordergrund, dass das Druckbelüftungssystem insbesondere dann versagen kann, wenn bei Durchspülung des Treppenraumes und überlagerndem Kamineffekt ein lokaler Unterdruck zu den unteren Geschossen entstehen kann. Sofern ein Brand in den unteren Geschossen stattfindet, würde demnach der Rauch in den Treppenraum gesogen. Des Weiteren verweisen sie darauf, dass die inneren Druckverluste im Treppenraum eine Auswirkung auf die Verteilung der Strömungsluft haben. Als Beispiel führen Sie an, dass durch die lokale Druckerhöhung an der Regelklappe im obersten Geschoss des Treppenraumes, diese zusätzlich zur Tür in das Brandgeschoss geöffnet werden kann, was zu einem zusätzlichen Massenverlust führt. Die der Auslegungssystematik zugrundeliegende Annahme, dass bei Öffnung der Tür zum Brandgeschoss, die in den Treppenraum eingebrachte Luft auch vollständig in das Brandgeschoss strömt, ist somit nicht richtig. Ostertag et al. führen dies auf den sich einstellenden Überdruck an der Regelklappe aufgrund des „thermischen Überdrucks“ durch den Kamineffekt zurück.

Nach Ostertag et al. [52] sind Öffnungen, die eine Abströmung des eingebrachten Luftstroms ermöglichen, die Voraussetzung für eine funktionierende Druckbelüftungsanlage. Bereits 1992 [40] stellte Tamura fest, dass die kritische Strömungsgeschwindigkeit deutlich größer ist, sofern keine Abströmungsöffnungen in der Außenwand des Brandgeschosses bestehen. Die Feststellung, dass eine Abströmungsöffnung notwendig ist, ist somit 10 Jahre vor Ostertags Ausführungen getroffen worden.

Ostertag verweist kritisch darauf, dass Tamura [47] sehr hohe Undichtigkeiten zum druckbelüfteten Raum durch Türen ermittelt hat. Als Beispiel werden Spaltenbreiten von 5 mm für eine Aufzugstür und von 4 mm für Treppenraumbtüren ohne Rauchschutzanforderungen aufgeführt. Letztere würden nach Ostertag bei einer Druckdifferenz von 50 Pa zu einer Leckageluftmenge von ca. $500 \text{ m}^3/\text{h}$ führen. Hingegen ist die Leckrate für Rauchschutztüren in Deutschland nach DIN 18095 auf $20 \text{ m}^3/\text{h}$ beschränkt. Es werden nach Ostertag et al. Hochhäuser in Deutschland vorwiegend aus Stahlbeton hergestellt, welcher „luftdichter“ sind als die bekleideten Stahlbauten im amerikanischen Raum. Für die durchgeführten Untersuchungen nutzt Ostertag das Konzept nach Tamura und Shaw von 1976 [22], die Undichtigkeiten in inneren Gebäudeabtrennungen oder der Gebäudehülle in äquivalenten Leckageflächen z.B. mit A_{Si} für „Schacht-innen“ oder A_{io} für „innen-aussen“ als Durchströmung einer Blende mit dem Ausflusskoeffizienten C_d (0,6-0,7) zu betrachten.

Zur Luftführung im Treppenraum bemerken Ostertag et al., dass die in Deutschland erforderliche Durchspülung von unten nach oben nachteilig sein kann, wenn bei offener Ausgangstür hohe Luftverluste auftreten können. Die Druckverluste durch Reibung oder den Kamineffekt im Sommer bzw. die Druckgewinne durch den Kamineffekt im Winter werden von Ostertag et al. gesondert betrachtet. Ostertag et al. führten zur Verbesserung der Systemauslegung Durchströmungsversuche eines Treppenraummodells aus Holz mit sieben Geschossen im Maßstab 1:6 durch. Als Parameter wurde die „Durchlässigkeit“ des Treppenraumes definiert, die einer fiktiven effektiven Fläche $A_{eff} [\text{m}^2]$ entspricht, welche bei homogener Durchströmung den gleichen Druckabfall zur Folge hat wie ein Geschoss

des Treppenraumes. Eine große fiktive Fläche A_{eff} entspricht dabei einem „durchlässigen“ Treppenraum und damit einem niedrigeren Druckverlust als eine kleine effektive Fläche. Experimentell ermittelte Werte liegen in der Versuchsreihe zwischen $1,8 < A_{eff} < 3,8$. Anders als bei Tamura wird hier die effektive Fläche nicht auf die tatsächliche geometrische Grundrissfläche des Treppenraumes bezogen, sondern auf eine fiktive Fläche A_{eff} :

$$\Delta p_{R,Geschoss} = \frac{\rho}{2} u^2 = \frac{\rho \cdot \dot{V}_L^2}{2 A_{eff}^2} \quad (2.15)$$

Diese effektive Fläche schließt zwei Parameter, die geometrische Grundrissfläche des Treppenraumes sowie den Druckverlustkoeffizienten ein. Diese Betrachtungsweise ist ungünstig gewählt, da nur bei Kenntnis der genauen geometrischen Grundrissfläche des Versuches allgemeingültige Rückschlüsse auf den Druckverlustkoeffizienten gezogen werden können. Die durchströmte Fläche muss angegeben werden, um die lokale Strömungsgeschwindigkeit abschätzen zu können. In Kapitel 3.3 werden die unterschiedlichen Möglichkeiten den Druckverlustkoeffizienten (auch: Strömungsbeiwert, Leckagekoeffizient oder Druckverlustkoeffizient) im Bezug zur Strömungsgeschwindigkeit zu setzen aufgeführt. Da Druckverluste durch Strömung verursacht werden, können keine abgesicherten analytischen Zusammenhänge hinsichtlich Druckverlustkoeffizienten abgeleitet werden, wenn die mittlere Strömungsgeschwindigkeit nicht bekannt ist. Der Volumenstrom wird im Experiment messtechnisch einfach ermittelt und ist somit in der Regel bekannt; die Angabe der geometrischen Grundrissfläche des Treppenraumes ermöglicht die Ermittlung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit ($\dot{V} = A \cdot u$). Die Dokumentation des von Ostertag et al. durchgeführten Forschungsvorhaben ist in dieser Hinsicht nicht vollständig [53]. Es sind keine Informationen über die genauen Abmessungen des Treppenraumes, wie auch die genaue geometrische Ausführung von Stufen, Treppenlauf, Podeste, Brüstung oder der Ein- und Ausströmungsgeometrie enthalten. Die Messungen sind somit nicht reproduzierbar.

Abbildung 2.4 gibt einen Überblick, wie sich der Volumenstrom bei maximalen Werten bis $6 \text{ m}^3/\text{s}$ (entspricht einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s durch eine Tür $A = 3 \text{ m} \cdot 2 \text{ m}$) und der von Ostertag für unterschiedliche Treppenraumgeometrien ermittelten effektiven Fläche [53] auf den Druckverlust auswirkt.

In den Messungen wurden Druckverluständerung von ca. 30 % bei Variation der Geschosshöhe, Laufbreite, Podesttiefe und Geländerausführung festgestellt. Da sich eine homogene Durchströmung des Treppenraumes erst nach einigen Geschossen einstellte, wurden der Druckverlust pro Geschoss nur für die mittleren Geschosse mit gleichem Druckabfall ausgewertet.

Als wesentliche Versuchsergebnisse halten Ostertag et al. fest:

- Ein Geländer erhöht die Durchlässigkeit und senkt damit den Druckverlust, je „geschlossener die Fläche zwischen Handlauf und Treppenlauf ausgebildet wird“.
- Ein durch eine Wandscheibe geschlossenes Treppenauge ermöglicht eine gleichmäßigere Durchströmung des Treppenraumes und hat einen ähnlichen Widerstand wie eine Treppe mit offenem Geländer.
- Bypässe, die stirnseitig zwischen Podest und Treppenraumwand angebracht waren (Podest nur zweiseitig aufgelagert), führten zu einer größeren effektiven Fläche und damit zu einem geringeren Druckverlust.
- Der Druckverlust wird kleiner, je größer die Geschosshöhe ist.

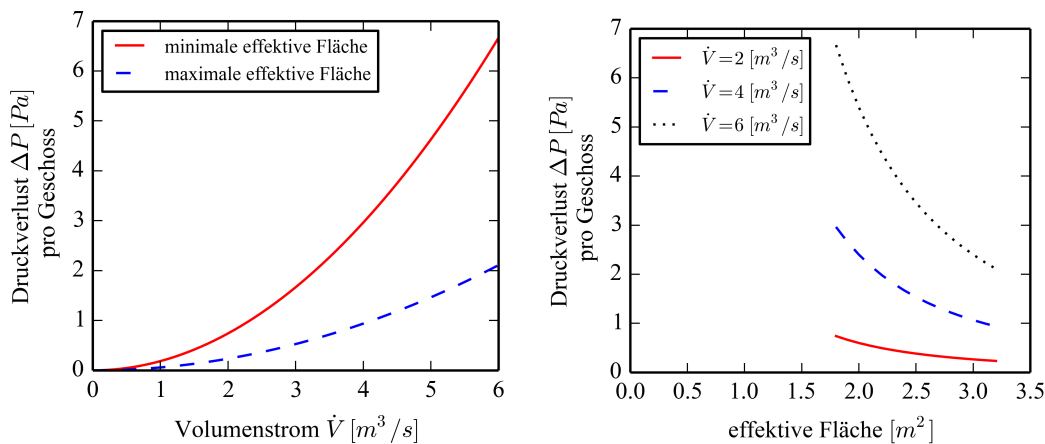


Abb. 2.4: Abhängigkeit des Druckverlustes in Anlehnung an die experimentell ermittelten Werte von Ostertag [53]

- Die effektive Fläche wird größer und der Druckverlust wird kleiner, je größer die Augenbreite ist.
- Druckverlust wird kleiner, je größer der geschlossene Anteil des Geländers ist.

Konrath [54] bestimmte 2007 die Druckverluste pro Geschoss experimentell in einem Modell-Maßstab von 1:10 für Treppenräume mit offenem bzw. geschlossenem Treppenaugen. Er bezieht sich dabei nach Ostertag auf die Treppenraumgrundfläche A_{TR} und den durchgesetzten Volumenstrom \dot{V} . Konrath definiert die Strömungsablösungen an den Kanten der Treppenläufe im Bereich der Treppenaugen als wesentlich für den Druckverlust.

2.6 Gesetzliche Anforderungen

2.6.1 Anforderungen in Deutschland

Nach der Musterbauordnung, die als die Grundlage der jeweiligen Landesbauordnungen der Bundesländer gilt, heißt es unter §33 [55]: *Ein zweiter Rettungsweg ist nicht erforderlich, wenn die Rettung über einen sicher erreichbaren Treppenraum möglich ist, in den Feuer und Rauch nicht eindringen können (Sicherheitstreppenraum).*

Die Musterhochhausrichtlinie [56] grenzt dies unter Nr. 4.2 für Hochhäuser mit mehr als 60 m Höhe ein. In diesem Fall sind zumindest zwei bauliche Rettungswege erforderlich und sämtliche Treppenräume müssen als Sicherheitstreppenraum ausgeführt werden. Nach der Verwaltungsvorschrift zur Bauordnung NRW wird weiter unterschieden zwischen Sicherheitstreppenräumen mit offenem Gang (außenliegende Sicherheitstreppenräume) und Sicherheitsschleuse (Vorraum - innenliegende Sicherheitstreppenräume)[57]. Damit werden Anforderungen an den Strömungsweg sowie die Druckkaskade über den Vorraum gestellt. Für Hochhäuser (Gebäude mit oberstem Aufenthaltsraum mehr als 22 m über der Geländeoberkante), heißt es in der Musterhochhausrichtlinie [56] unter Nr. 6.2 Druckbelüftungsanlagen:

Der Eintritt von Rauch in innenliegende Sicherheitstreppe nräume und deren Vorräume sowie in Feuerwehraufzugsschächte und deren Vorräume muss jeweils durch Anlagen zur Erzeugung von Überdruck verhindert werden. [...] Druckbelüftungsanlagen müssen so bemessen und beschaffen sein, dass die Luft auch bei geöffneten Türen zu dem vom Brand betroffenen Geschoss auch unter ungünstigen klimatischen Bedingungen entgegen der Fluchtrichtung strömt. Die Abströmungsgeschwindigkeit der Luft durch die geöffnete Tür des Sicherheitstreppe nräume zum Vorraum und von der Tür des Vorraums zum notwendigen Flur muss mindestens 2,0 m/s betragen. Die Abströmungsgeschwindigkeit der Luft durch die geöffnete Tür des Vorraumes eines Feuerwehraufzugs zum notwendigen Flur muss mindestens 0,75 m/s betragen. [...] Die maximale Türöffnungskraft an den Türen der innenliegenden Sicherheitstreppe nräume und deren Vorräumen sowie an den Türen der Vorräume der Feuerwehraufzugsschächte darf, gemessen am Türgriff, höchstens 100 N betragen.

In den Erläuterungen zur Sonderbauverordnung NRW wird für die Ermittlung der mittleren Luftgeschwindigkeit auf DIN EN 12599 [58] Abschnitt 6.3.1 verwiesen. Es wird gefordert, die *strömungsrelevanten Parameter innerhalb des Gebäudes und ungünstige klimatische Bedingungen außerhalb des Gebäudes zu berücksichtigen*[59]. DIN EN 12599 [58] enthält ausschließlich Methoden zur Messung des Luftvolumenstroms, nicht zur Auslegung.

2.6.2 Internationale Anforderungen

Die Anforderung, einen Treppenraum mit einer Druckbelüftungsanlage zu errichten, erfolgt auch international über die Einordnung nach der Höhe [60]. Es gibt unterschiedliche Kriterien, die zu der Klassifizierung beitragen:

- historische Grenze: > 23 m (7-8 Geschosse)
- Ab ca. 20 Geschosse wird die Gesamträumung des Gebäudes schwierig und der Kamineffekt hat einen wesentlichen Einfluss auf die Rauchausbreitung.
- Weitere Grenzen sind 40, 60, 100 Geschosse: Die Evakuierung würde länger dauern als der Feuerwiderstand des Tragwerks gesichert ist und besondere Brandangriffstaktiken sind erforderlich. Maschinelle Lüftungsanlagen können den Kamineffekt nicht überwinden und besondere Evakuierungskonzepte sind erforderlich.
- In China sind Gebäude > 250 m Super-Hochgebäude und in diesem Fall werden die Behörden erst in den Genehmigungsprozess miteinbezogen.

Weltweit existieren unterschiedliche Anforderungen zur Auslegung der Sicherheitstreppe nräume. Diese beziehen sich, wie in Deutschland, auf Türöffnungskräfte und minimale Strömungsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit des Evakuierungs- oder Brandbekämpfungsszenarios. Eine Zusammenstellung unterschiedlicher Anforderungen und Auslegungsmethoden ist in Tabelle 2.1 gegeben. Die Übersicht zeigt, dass für Gebäude bis einer Höhe von 22 m (Deutschland: MBO / MHRRL [56], EU nach Einführung pr EN 12101-13 [61] bzw. 23 m (Vereinigte Arabische Emirate) oder acht Geschosse (USA), die Druckbelüftung der Treppenräume erforderlich wird. Die Anforderungen an die Strömungsgeschwindigkeit liegen einheitlich bei 2 m/s bis 0,75 m/s. Die erforderliche minimale Druckdifferenz zum Brandgeschoss variiert dagegen stark von 10 Pa (prEN 12101-13) zu 45 Pa (für eine Rauchgastemperatur von 927°C bei einer Deckenhöhe von 6,40 m nach NFPA 92-A [62]). Die Anforderung, die Auslegung bei Einzeleinströmung (SPI: engl. Single Point Injection)

nachzuweisen, erfolgt in Amerika ab einer Gebäudehöhe von 30,5 m. Die Anwendung von Netzwerkprogrammen oder der Auslegung nach der elektrischen Analogie wird in Amerika [62], Asien und Europa empfohlen. Eine Mehrfacheinströmung in den Treppenraum (MPI: engl. Multiple Point Injection) soll in den Arabischen Emiraten bei einer Gebäudehöhe von mehr als 15 m oder mehr als 3 Geschossen ausgeführt werden.

Tabelle 2.1.: Zusammenfassung von Anforderungen und Auslegung

Anforderung	Szenario	Auslegungskriterien	Auslegungsmethode
USA NFPA 101 NFPA 92 NFPA 92A	Vorräume erlaubt, aber nicht gefordert SPl: Luftauslässe beliebig anzuordnen	$\Delta p_{min} = 12,5 \text{ Pa}$ $F_{max. \text{ Öffnung}} \leq 133 \text{ N}$, Strömung abhängig von Wärmefreisetzung	Nachweis notwendig für $h_{Gebäude} > 30,5 \text{ m}$ bei SPl, für komplexe Situationen Netzwerkmodell empf.
Deutschland MHRRL MBO	$h_{Gebäude} > 22\text{m}$: Druckbelüftung erforderlich, Vorraum erforderlich, Druckentlastung Brandgeschoss	$u_{Tür \text{ zum Brandgeschoss}} \geq 0,75 - 2 \text{ m/s}$ $F_{max. \text{ Öffnung}} \leq 100 \text{ N}$	-
Österreich TRVB5	Aufenthalt im Brandgeschoss Evakuierung Brandbekämpfung	Brandgeschosstür kurz geöffnet $u_{Tür \text{ zum Brandgeschoss}} \geq 1 \text{ m/s}$ Tür Brand- & Erdgeschoss offen $u_{Tür \text{ zum Brandgeschoss}} \geq 1 \text{ m/s}$ Tür Brand- & Erdgeschoss offen $u_{Tür} \geq 2 \text{ m/s}$	
UAE Fire and Life Safety Code of Practice	$h_{Gebäude} > 23\text{m}$: Vorraum mögl. Druckbelüftung erforderlich, >8 Geschosse: MPI $h_{Gebäude} > 15 \text{ m} / > 3$ Geschosse: MPI empfohlen	$\Delta p_{min} = 12,5 / 25 \text{ Pa}$ $\Delta p_{max} = 60 \text{ Pa}$ $F_{max. \text{ Öffnung}} \leq 133 \text{ N}$ $u_{Tür} \geq 0,75 - 2 \text{ m/s}$	
DIN EN 12101-6	Definition Strömungswege notw., Gebäudelassifizierung (Art und Nutzung) Auslegung szenarienabhängig	$u_{Tür} \geq 0,75 - 2 \text{ m/s}$ $\Delta p_{min} = 10\text{-}45\text{-}50 \pm 10 \text{ Pa}$ $F_{max. \text{ Öffnung}} \leq 100 \text{ N}$	Elektrische Analogie
PREN 12101-13 draft	$h_{Gebäude} > 22\text{m}$: Einstromung jedes 6. Geschoss	$u_{Tür} \geq 0,75 - 2 \text{ m/s}$ $\Delta p_{min} = 30 \text{ Pa}$ $\Delta p_{max} = 60 \text{ Pa}$ $V_{min} = 7.500 - 15.000 \text{ m}^3/\text{h}$	Elektrische Analogie, analytische Berechnung, $h_{Gebäude} > 60 \text{ m}$: CFD- oder Netzwerkmodell

2.6.3 Diskussion der unterschiedlichen Anforderungen

Die gesetzlichen Anforderungen zeigen eine große Bandbreite, wie ein Sicherheitstrep-
penraum auszuführen ist. Es gibt Vorschriften mit und ohne Sicherheitsschleuse oder
Vorraum; es gibt Anforderungen dass diese Schleuse ebenfalls druckbelüftet wird; es gibt
unterschiedliche Methoden der baulichen und damit auch strömungstechnischen Trennung
des Treppenraumes vom Vorraum oder Aufzugschachtes wie auch Unterschiede, ob eine
Druckentlastung des Geschosses notwendig ist oder nicht. Ebenso gibt es unterschiedliche
Methoden der Auslegungsmethodik und unterschiedliche Auslegungskriterien. Es werden
keine Anforderungen gestellt, inwiefern die Treppenraumwände oder die Außenwände luft-
dicht sein müssen. Des Weiteren existieren weltweit unterschiedliche Anforderungen zur
Begrenzung des Energiebedarfes und von Gebäuden wie auch des erforderlichen Raumluft-
wechsels. In Bezug auf die Luftdichtheit der Gebäudehülle und ggf. vorhandener Lüftungs-
leitungen können diese auf die Druckentlastung des Geschosses und des Treppenraumes
wirken.

2.7 Pauschale Auslegungsmethoden

Bestimmung des Luftvolumenstroms nach Empfehlung der ARGEBAU von 1981

Nach den 1981 veröffentlichtem „Muster für Richtlinien über die bauaufsichtliche Behandlung von Hochhäusern“ der Fachkommission Bauaufsicht der ARGEBAU [63] sind die Voraussetzungen, dass Feuer und Rauch nicht in den Sicherheitstuppenraum eindringen können erfüllt, wenn der Luftvolumenstrom nach folgender Formel bemessen wird:

$$\dot{V} = k \cdot b \cdot h^{3/2} [m^3/s] \quad (2.16)$$

mit der Türbreite b , der Türhöhe h und dem Koeffizienten k , einem Faktor, der „von der Temperatur abhängig ist, die im Brandfall in dem an den Treppenraum angrenzenden Raum auftreten kann“. Für k können folgende Werte angenommen werden:

- $k = 1,5$ wenn an die Schleuse ein allgemein zugänglicher Flur anschließt und
- $k = 1,8$ in anderen Fällen.

Im Jahr 1981 wurden in den Musterrichtlinien keine Anforderungen an die Strömungsgeschwindigkeit gestellt, während nach den derzeit aktuellen Muster-Richtlinie über den Bau und Betrieb von Hochhäusern [56] eine Geschwindigkeit von 2 m/s „durch die geöffnete Tür des Sicherheitstuppenraums zum Vorraum und von der Tür des Vorraums zum notwendigen Flur“ gefordert ist. Nach den Anforderungen von 1981 sollte der Treppenraum im Brandfall mit einem Luftvolumenstrom von mindestens 10.000 m³/h von unten nach oben durchspült werden. Im Standardfall, mit einer Tür von 2 m Höhe · 1 m Breite, würde sich ein Koeffizient $k = 1,0$ ergeben.

Formel (2.16) wird in zahlreichen späteren Quellen unter den Namen *Seeger'sche Formel* oder *John'sche Formel* zitiert [52, 57, 64, 65]. Die Randbedingungen und Herleitung dieser Auslegungsformel wurden im Jahr 2000, ca. 20 Jahre später, von John [66] veröffentlicht. Der Volumenstrom zur Auslegung der Druckbelüftungsanlage wird nach John [66] bestimmt zu:

$$\dot{V}_L = \alpha \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_R}\right)} \cdot b \cdot h^{3/2} \quad (2.17)$$

mit:

- α = Strömungsbeiwert (hier 0,8)
- g = Erdbeschleunigung mit 9,81 m/s²
- T_R = Absoluttemperatur im Rettungsweg in K Absoluttemperatur des Brandrauch-Luft-Gemisches in K
- T_L = Absoluttemperatur des Brandrauch-Luft-Gemisches in K

John spezifiziert hier für $k = 1,8$ m^{1/2}/s, „wenn unmittelbar an die Öffnung (Tür) des Treppenraumes (Schleuse) ein Raum angrenzt, in dem es brennen kann. Besitzt der an den Rettungsweg angrenzende Raum keine oder eine vernachlässigbare Brandlast, so ist

$k = 1,5 \text{ m}^{1/2}/\text{s}$ “ [66]. Der Faktor k kann aus Gleichung (2.17) bestimmt werden zu:

$$k = \alpha \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_R}\right)} \quad (2.18)$$

Mit den eingesetzten Werten und einer angenommenen Raumlufttemperatur von 10°C (283 K) ergibt sich:

- für $k = 1,8$ eine Temperatur von $T_L = 400^\circ\text{C}$ und
- für $k = 1,5$ eine Temperatur von $T_L = 200^\circ\text{C}$.

Zu bemerken ist, dass zur Berechnung der Werte das Verhältnis T_L/T_R abweichend von den Angaben nach John invers eingeht, als T_R/T_L . In der originalen Formel würde der Wert unter der Wurzel negativ werden und die Gleichung wäre damit nicht lösbar. Dies lässt vermuten, dass die Formel nach John nicht korrekt dargestellt ist. John stellt abweichend in seinem Bericht die folgenden Bezugstemperaturen vor:

- für $k = 1,8$ eine Temperatur von ca. 800°C im angrenzenden Raum (Brandbereich) und
- für $k = 1,5$ eine Temperatur von ca. 400°C .

Die Temperatur von 200°C wird von John an einer anderen Stelle der Veröffentlichung [66] als Beispiel für eine Druckänderung von 3 Pa angegeben, für die Temperatur von 400°C gibt er eine erforderliche Druckänderung von ca. 9 Pa an. Da die Temperatur in Gleichung (2.18) unter der Wurzel steht, ist es nicht möglich, einen linearen Zusammenhang zu dem Faktor k zu ziehen. Das heißt, die Temperaturangaben von John sind für die Faktoren $k = 1,5$ und $k = 1,8$ nicht reproduzierbar. Die Möglichkeit, dass ein abweichender Strömungsbeiwert angewendet wurde, oder ein zusätzlicher Sicherheitsfaktor zur Bestimmung des Faktors k aufgeschlagen wurde, kann damit ebenfalls ausgeschlossen werden.

Die Randbedingungen hinsichtlich des Brandszenarios und der eingesetzten Temperatur in der bekannten Formel sind somit nicht dokumentiert oder nachvollziehbar dargestellt. Auch frühere Forschungsarbeiten der Autoren John und Seeger in den Jahren 1976 [67] und 1978 [68] geben keine Hinweise auf die gewählten Temperaturrandbedingungen oder den angewendeten Strömungsbeiwert.

Die Grundlagen zur Herleitung der Formel und zur Beschreibung der Druckverhältnisse im Brandraum wurden von John und Seeger 1976 [67] dargestellt. Die Druckdifferenz zwischen einem Brandraum und einem angrenzenden Raum definieren sie zu:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot h \cdot g \cdot \rho_0 \left(\frac{273}{273 + t_T} - \frac{273}{273 + t_B} \right) \quad (2.19)$$

mit:

- h = Türhöhe, angenommen 2 m,
- g = Erdbeschleunigung mit $9,81 \text{ m/s}^2$
- ρ_0 = Dichte der Luft ($1,293 \text{ kg/m}^3$)
- t_T = Temperatur im Treppenraum, 20°C
- t_B = Temperatur im Brandraum

Der Gleichung liegt die Annahme zugrunde, dass sich die neutrale Ebene im Brandraum in halber Türhöhe befindet.

Zur Abschätzung der Rauchgasmenge, die von einer Lüftungsanlage abgesaugt werden müsste, führen sie folgendes Szenario für eine zeitlich konstante, homogene neutrale Ebene und Temperatur im Brandraum an: „Der aus dem Vorraum in den Brandraum strömende Luftvolumenstrom \dot{V}_L muß so groß sein, dass die durch den ausströmenden Rauchgasvolumenstrom \dot{V}_R im Brandraum hervorgerufene Volumenänderung wieder ausgeglichen wird“. Die Indizes L und R stehen hier für Frischluft und Rauchgas. Unter Annahme des Volumenstroms durch eine Fläche als Integral der höhenabhängigen Strömungsgeschwindigkeit über eine Türfläche A mit:

$$u_{Rauchgas} = \sqrt{2 \cdot h \cdot g \left(\frac{T_R}{T_L} - 1 \right)} = K \cdot \sqrt{h} \quad (2.20)$$

$$\dot{V} = \int_0^{\dot{V}} d\dot{V} = \int_0^A c dA \quad (2.21)$$

$$\dot{V} = K \cdot b \cdot \int_0^{h_{max}} \sqrt{h} dh = K \cdot b \cdot \frac{2}{3} \sqrt{h^3} \quad (2.22)$$

Damit bestimmen sich die Luft- und Rauchgasvolumenströme nach der Veröffentlichung von John und Seeger aus 1976 [67] zu:

$$\dot{V}_R = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(\frac{T_R}{T_L} - 1 \right)} \cdot b \cdot h_2^{3/2} \quad (2.23)$$

$$\dot{V}_L = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_R} \right)} \cdot b \cdot h_1^{3/2} \quad (2.24)$$

Der Vergleich mit Gleichung (2.17) aus dem Jahre 2000 impliziert, dass John 2000 [66] die Gleichung von 1976 [67] angewendet, aber die Indizes der Temperaturen verwechselte. An anderer Stelle in [67] definiert er die Brandraumtemperatur als T_B und die Temperatur im Vorraum gleich Temperatur der einströmenden Luft als T_L .

Dazu wird Gleichung (2.18) mit dem Faktor a vereinfacht, um mögliche Abweichungen des Strömungsbeiwertes oder Sicherheitszuschläge darzustellen:

$$k = \alpha \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{T_L}{T_R} \right)} = a \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{T_L}{T_R} \right)} \quad (2.25)$$

$$a = \alpha \cdot \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \quad (2.26)$$

$$1,8 = a \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{T_{Luft}}{T_{Brandraum}} \right)} \quad (2.27)$$

$$1,5 = a \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{T_{Luft}}{T_{brandlastfreier\ Raum}} \right)} \quad (2.28)$$

Die Umstellung erfolgt nach a . Für unterschiedliche Rauchgastemperaturen ist der Faktor a in Abbildung 2.5 dargestellt. In den gewählten Faktor a geht die Temperatur des angrenzenden Raumes nicht mit ein. Es wird deutlich, dass für geringere Temperaturen der

Vorfaktor a gleich ist, für größere Temperaturen für die jeweiligen Szenarien bis zu 15% abweicht. Dies deutet darauf hin, dass der von John und Seeger entwickelte Faktor k nicht ausschließlich von der Temperatur des angrenzenden Raumes abhängt. Für die aufgeführten Szenarien des angrenzenden Raumes müssen zusätzliche unterschiedliche Parameter zur Bestimmung des Faktors k einfließen.

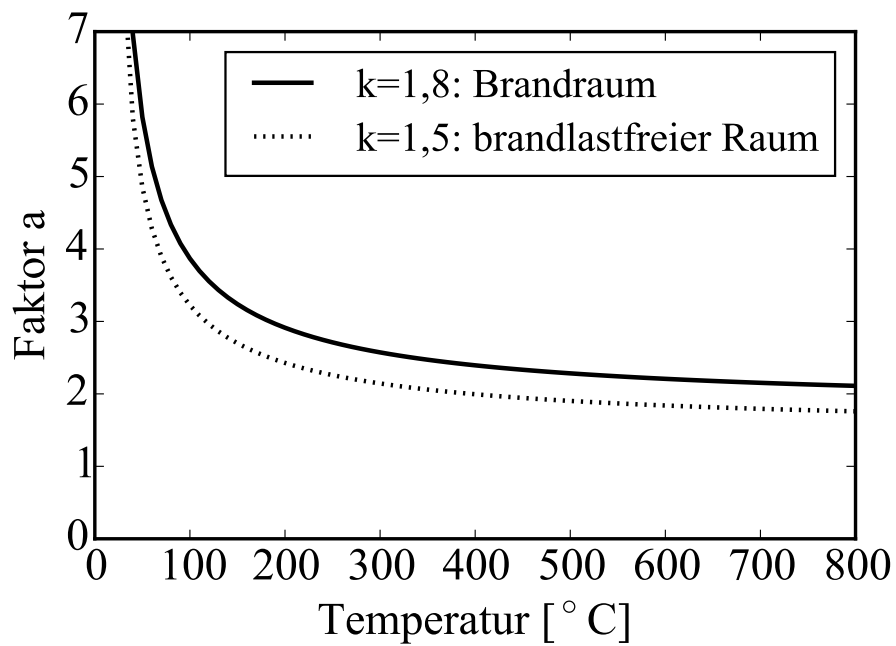


Abb. 2.5: Vergleich k -Faktoren

Strömungsgeschwindigkeit nach NFPA

Nach NFPA 92 (2012) [62] kann die Strömungsgeschwindigkeit zur Begrenzung des Raucheintritts in einen „großvolumigem“ Raum von einem angrenzenden kleineren Raum („communicating space“) nach Gleichung 2.29 bestimmt werden.

$$u = 0,64 \left(g \cdot H \cdot \frac{T_f - T_0}{T_f} \right)^{1/2}$$

mit u = begrenzende mittlere Strömungsgeschwindigkeit (m/s) (2.29)

H = Höhe der Öffnung (m)

T_f = Temperatur des Rauchgases (K)

T_0 = Temperatur der Umgebungsluft (K)

Bei Anwendung des „deutschen“ Geschwindigkeitskriteriums $u_{max} = 2 m/s$ ergibt sich bei einer angenommenen durchströmten Öffnungshöhe von $H = 2m$ und der Umgebungstemperatur von $20^\circ C$ eine Rauchgastemperatur von $T_f = 313^\circ C$. Bei der Geschwindigkeit von $u_{min} = 0,75 m/s$ kann nur noch Rauchgas mit einer Temperatur $T_f = 42^\circ C$ zurückgedrängt werden. Für eine in [62] tabellierte Rauchgastemperatur von $927^\circ C$ bei einer Deckenhöhe von $6,40 m$ würde sich eine Strömungsgeschwindigkeit von $2,5 m/s$ ergeben.

2.8 Zusammenfassung

International haben sich Tamura et al. vom „National Research Council of Canada (NRCC)“ von 1968 bis 1988 in verschiedenen Publikationen mit Druckverläufen in Hochhäusern befasst. Besonders ihre Erkenntnisse über den Druckverlauf in einem druckbelüfteten Sicherheitstreppenraum gehen in die weiteren Betrachtungen ein. Vor allem durch Experimente haben sie die Erkenntnisse gewonnen, dass die Anwesenheit von Flüchtenden in einem Treppenraum sich wesentlich auf die Druckausbreitung auswirkt, dass Treppenträume mit geschlossenen Stufen einen geringeren Widerstand auf die Strömung verursachen als Treppenträume mit offenen Stufen und dass größere Geschosshöhen bei gleicher Treppensteigung zu erhöhten Druckverlusten führen. Diese Forschungen wurden 2002 von Lougheed und Hadjisophocleous (ebenfalls NRCC) aufgegriffen mit dem Ansatz, ein computergestütztes Zonenmodell (CONTAM) zu entwickeln. Die Validierung des Modells durch Vergleich mit Experimenten führte jedoch nicht zu zufriedenstellenden Übereinstimmungen. Weitere numerische Studien wurden 2010 von Bowers, Ellison, Beasley und Miller von der amerikanischen Clemson University betrieben. Ihre Ergebnisse sagen aus, dass die genaue Auslegung der Druckverluste nicht unter allen verschiedenen Betriebsszenarien möglich ist. Deswegen sei es unerlässlich, Schwankungen in der Aussenluft mitzubetrachten. Ferner müssen die Ventilatoren zwingend für unterschiedliche Szenarien im Volumenstrom variabel einstellbar sein.

Die aufgezeigten Veröffentlichungen dokumentieren die geschichtliche Auseinandersetzung mit der Problematik des Druckverlaufs bzw. der Ausbildung von Druckzonen. Ihre Betrachtungen weisen auf physikalische und bautechnische Grundlagen hin, die in den folgenden Kapiteln näher untersucht werden. Die aus den Untersuchungen abgeleiteten Auslegungskriterien des Systems variieren weltweit mit zu erreichenden Strömungsgeschwindigkeiten in der Tür zum Brandgeschoss zwischen 0,75 bis 2 m/s und einer minimalen Druckdifferenz zu den Geschossen von 10 bis 30 Pascal. Die maximale Druckdifferenz zu den Geschossen wird nahezu einheitlich mit 60 Pascal angegeben. In Deutschland gilt ein geringerer Grenzwert von 50 Pascal. Die auszulegende Geschwindigkeit in der Treppentraumtür ist abhängig von dem Brandszenario im Geschoss und dem sich ausbildendem Gebäudedruckprofil. Strömungswege und die Wärmefreisetzung, sowie klimaabhängige natürliche Druckdifferenzen bestimmen, wie groß die Strömungsgeschwindigkeit sein muss, um einen Raucheintritt in den Treppenraum zu verhindern. Dies wird nur in den USA [62] ansatzweise durch die von der Wärmefreisetzungsrates abhängigen Strömungsgeschwindigkeiten berücksichtigt.

Stand der Forschung Obwohl die Methode der Druckbelüftung von Treppenträumen Gegenstand ausführlicher Forschungsarbeiten war, werden die Notwendigkeit, einen Sicherheitstreppenraum auszubilden, wie auch Kriterien der Auslegungsszenarien weltweit unterschiedlich bewertet. Es gibt Vorschriften mit oder ohne einer vorgelagerten Sicherheitsschleuse,

Die Umsetzung zeigt, dass in der Ausführung und tatsächlichen Wirkung des Systems Probleme bestehen, die auf die Bestimmung der Leckageparameter und der Strömungspfade zurückzuführen sind.

Bereits 1969 [3] wurde die Definition der Leckagekenngrößen von Fenstern und Türen

gefordert, um die Strömungswiderstände quantifizieren zu können. Es wurden seitdem Versuche unternommen, diese Einflüsse zu erfassen (vgl. auch Kapitel 3.4). Dennoch besteht auch heute noch Forschungsbedarf in der genauen Modellierung der Leckagen [1] (vgl. Kapitel 4.1) sowie ihres Einflusses auf die Druckbelüftung (Kapitel 5.5.6). Die Strömungspfade werden u.a. in den Kapiteln 4.2 und 5.4 untersucht.

Studien zu den Abhängigkeiten der kritischen Strömungsgeschwindigkeit vom Treppenraum in das Geschoss sind derzeit noch nicht durchgeführt worden. Einflüsse wie Wind, die Wärmefreisetzungsrates oder der natürliche Druckverlauf durch klimatische Temperaturunterschiede gehen nur zum Teil in die Auslegung, aber nicht in die Definition der kritischen Strömungsgeschwindigkeit ein.

Insbesondere die Größenordnung des Einflusses der Geschossgeometrie zur Bestimmung von Strömungswegen im Geschoss, einschließlich der Anordnung von Druckentlastungsöffnungen zur Abströmung auf die Auslegung des Druckbelüftungssystems, wie auch auf die kritische Strömungsgeschwindigkeit, ist nicht bekannt.

Es ist auch möglich, dass weitere, instationäre Effekte den Raucheintritt in den Treppenraum beeinflussen. Die kritische Strömungsgeschwindigkeit als Auslegungsparameter der Rauchfreihaltung von Tunneln wird derzeit beispielsweise aufgrund des „Throttling-Effektes“ hinterfragt [69]. Auch in Brandräumen können Effekte auftreten [70], die mit dem Druckbelüftungssystem interagieren können und den Strömungs- und Druckverlauf beeinflussen können.

Die Forderung von Bellido et. al [45], mehrere Variablen in die Auslegung des Systems einzubringen, erfordert eine genaue Kenntnis der wesentlichen Einflussparameter. Auch hier besteht Forschungsbedarf. Ein komplexeres System mit mehreren Variablen ist schwieriger zu regeln und auch auszulegen. Können die Parameter bestimmt werden, welche den größten Einfluss auf das Druckbelüftungssystem haben, so erleichtert dies die Auslegung erheblich.

Kapitel 3

Auslegungsgrundlagen

Die Grundlage für die Auslegung des Druckbelüftungssystems ist die Beschreibung der Strömung sowie der durch Gebäudegeometrie und Gebäudeklimatisierung vorgegebenen Randbedingungen. Strömungen sind so komplex, dass sie nicht - oder nur mit großem Aufwand - exakt beschrieben werden können. Vereinfachende Modelle erlauben es, die wesentlichen Strömungsparameter zu bestimmen. Für die Druckbelüftung sind dies z.B. die Druckverluste über den Strömungsweg im Gesamtsystem, die den lokalen Druck und die lokale Strömungsgeschwindigkeit bestimmen, wie auch die Strömung durch innere und äußere Gebäudeleckagen, Wind- oder Klimaparameter. Bekannte Modelle zur Kombination wie auch zur Bestimmung der Strömungseinflüsse sind die numerische Strömungsmechanik (engl. CFD - computational fluid dynamics) sowie die Berechnung des Druckverlaufs auf Grundlage der Bernoulli-Gleichung. Eine exakte Vorhersage der Strömungsparameter ist damit nicht möglich. Die Modelle unterscheiden sich hinsichtlich des Berechnungsaufwandes und des Anteils der modellierten und damit „abgeschätzten“ Physik. Während bei der numerischen Strömungsmechanik die Anwendung eines Turbulenzmodelles die Berechnung vereinfacht, wird bei der Druckverlustberechnung nach Bernoulli ein gedachter Stromfaden durch das Gebäude als eindimensionale Näherung angewandt. Dieser wird mit Hilfe experimentell bestimmter Druckverlustkoeffizienten erweitert. Da bei der numerischen Strömungsmechanik keine experimentellen Parameter eingehen, erlaubt dieses Modell eine exaktere Betrachtung des Problems.

Diese Arbeit soll die Anwendung der beiden Verfahren hinsichtlich der „sicheren“ Auslegung des Druckbelüftungssystems bewerten und prüfen, ob die jeweils getroffenen Vereinfachungen die Anwendung des jeweiligen Modells gerechtfertigt.

Für das Verständnis der physikalischen Zusammenhänge wird in diesem Kapitel zunächst auf die Grundgleichungen der Strömungsmechanik eingegangen, welche eindimensional vereinfacht durch die bekannte Bernoulli-Gleichung u.a. Basis der Auslegung des Druckbelüftungssystems nach Klote [33] und von Multizonensoftware sind.

Abschließend soll eine Abschätzung zeigen, inwiefern realitätsnahe Eingangsparameter der Modellierung für die zwei Ansätze verfügbar sind und welchen Einfluss diese auf die Auslegung des Systems haben. Diese Parameter, deren Größenordnung entweder analytisch und experimentell aus unterschiedlichen Veröffentlichungen bestimmt wird, sind beispielsweise:

- Windeinflüsse, über die Informationen im wesentlichen aus Forschungen zur Wind-

lastberechnung aus der Tragwerksplanung zur Verfügung stehen,

- die Leckage der Gebäudehülle,
- der Einfluss von Strömungsverlusten und
- der Einfluss von inneren Strömungswegen.

3.1 Bernoulli-Gleichung

Die Bernoulli-Gleichung ist aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik (Energieerhaltung) ableitbar, ebenso wie aus der Impulserhaltungsgleichung (Newton'sches Grundgesetz, Energieerhaltung in der Mechanik). Dafür müssen Vereinfachungen angenommen werden:

- Die Dichte ist konstant ($\rho = const$).
- Ein strömungsmechanisch ideales Fluid ohne Reibungseffekte wird angenommen, damit ist die Schubspannung $\tau_{ij} = 0$

Die Verfahren der Herleitungen einschließlich der erforderlichen thermodynamischen Grundlagen sind in Anhang A, Kapitel A.1 dargestellt. Aus den aufgeführten Herleitungen ergibt sich der Zusammenhang zum Druckverlust und zur Dissipation.

Die Bernoulligleichung lautet bei Vernachlässigung der Reibungseffekte für zwei Punkte einer Strömung:

$$p_1 + \rho \cdot \frac{1}{2}u_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \rho \frac{1}{2}u_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2 \quad (3.1)$$

Die Summe aus „statischem“ Druckanteil p_i , dynamischem Druckanteil (auch: Geschwindigkeitsdruck) $p_{dyn} = \rho \cdot \frac{1}{2}u^2$ und geodätischem Druckanteil $p_{geo} = \rho \cdot g \cdot h$ bleibt immer konstant. Nach Herwig [71] sollte nicht, wie in allgemeiner Literatur zur Strömungstechnik üblich, vom „statischen“ Druckanteil gesprochen werden. Sondern es handelt sich um einen „echten“ Druck in einem „statischen Druckfeld“. Dieser „echte“ Druck macht zusammen mit dem dynamischen Druck den Gesamtdruck aus.

Die durch Vereinfachung vernachlässigten Reibungseffekte können nach [72] durch die Dissipation φ_{12}^D berücksichtigt werden:

$$p_1 + \rho \cdot \frac{1}{2}u_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \rho \frac{1}{2}u_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2 - \rho \cdot \varphi_{12}^D$$

Dabei kann φ_{12}^D aufsummiert werden und ist in Abhängigkeit der Reynoldszahl durch tabellierte Kennwerte ζ ermittelbar:

$$\varphi_{12}^D = \zeta \frac{u^2}{2} \quad (3.2)$$

Nach Böswirth [73] wird dieses sogenannte Verlustglied für die Bernoulli-Gleichung $\rho \cdot \varphi_{12}^D = \Delta p_V = \zeta \cdot \rho \frac{u^2}{2}$ in Abhängigkeit der des Widerstandsbeiwertes ζ und der Strömungsgeschwindigkeit bestimmt.

Für einen Rohraustritt, in dem sich der Anteil der dynamischen Energie vollständig umwandelt, gilt $\zeta = 1$, für eine Rohrerweiterung ($A_2/A_1 = 2$, Öffnungswinkel = 20°C bis 60 °C) beträgt $0,23 \leq \zeta \leq 0,62$.

Dissipation

Die Dissipation als „Ursache“ des Druckverlustes wird durch den 2. Hauptsatz der Thermodynamik beschrieben. Im 1852 aufgestellten *Satz von der Zerstreung der mechanischen Energie* (dissipation of mechanical energy) (vgl. z.B. [74]) postulierte W.Thomson (Lord Kelvin), dass sich „bei allen natürlichen (irreversiblen) Prozessen der Vorrat an umwandelbarer oder arbeitsfähiger Energie vermindert“. Herwig bezeichnet die Dissipation als „einen internen Umverteilungsprozess zwischen zwei Energieformen (mechanische und thermische Energie), der keine Auswirkung auf die Gesamtenergie-Menge hat“ [75]. Der in der Strömungsmechanik bekannte „Druckverlust“ ist ein Dissipationsprozess. Dabei geht jedoch keine Energie verloren: Der Dissipationsprozess wird als Entwertung von Energie betrachtet. Nutzbare Exergie (z.B. mechanische Energie) wird in eine andere Energieform, die Anergie (nicht nutzbare Energie) umgewandelt. Die Energiemenge bleibt erhalten. Nach Herwig [75] wird durch die Dissipation Entropie produziert. Entropie ist eine thermodynamische Größe, die den Zustand eines Stoffes beschreibt, jedoch nicht messbar ist. Für die Entropie gilt ebenso der Erhaltungssatz: sie kann nicht vernichtet werden. Die Entropie S ist eine makroskopische Größe¹, die eine Wahrscheinlichkeit W zur Ordnung des Mikrozustandes der molekularen Bestandteile eines Systems formuliert. Dazu wird die *Boltzmann-Konstante* $k = 1,381 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$ verwendet:

$$S = k \ln W \quad (3.3)$$

Eine ausführliche Definition der Entropie ist in [75] zu finden. Im Folgenden wird mit *Verlust* die Umwandlung von nutzbarer Exergie in nicht nutzbare Anergie bezeichnet. Die „Verluste“ in Strömungsprozessen aufgrund der Dissipation mechanischer Energie können durch den Verlust-Beiwert ζ_{12} charakterisiert werden. Dieser setzt die spezifische Dissipation φ_{12} zwischen zwei Querschnitten 1 und 2 ins Verhältnis zur spezifischen kinetischen Energie [75].

$$\zeta_{12} = \frac{\varphi_{12}}{u^2/2} \quad (3.4)$$

Allein für einen lokalen Wert kann der Zusammenhang zur Entropieproduktion \dot{S}_{D12} und absoluten Temperatur T hergestellt werden:

$$\zeta_{12} = \frac{T \dot{S}_{D12}}{\dot{m} u^2/2} \quad (3.5)$$

Die spezifische Dissipation φ_{12} repräsentiert auf makroskopischer Ebene einen Verlust mechanischer Energie zwischen zwei Punkten 1 und 2. Dieser wird in Bezug zur mittleren Geschwindigkeit u gesetzt und charakterisiert damit einen Gesamtdruckverlust. Wird für $\varphi_{12} = (p_1 - p_2)/\rho$ anstelle der Dissipation der „Druckverlust“ Δp eingeführt, so gilt dies nur für den Spezialfall einer (horizontalen) Kanalströmung. Der Druckverlust-Beiwert müsste dann allgemein korrekt mit Gesamtdruckverlust-Beiwert (engl.: head-loss coefficient) betitelt werden [75]. Der Beiwert erfasst den *Verlust*, der bei Durchströmung eines Strömungselementes als Einzelwiderstand auftritt. Dieser Einzelwiderstand kann ein

¹Die klassische Thermodynamik als „Lehre der makroskopisch messbaren Eigenschaften physikalischer Systeme“ grenzt sich von der statistischen Thermodynamik ab, die aus der kinetischen Gastheorie entwickelt wurde und molekulare Mikrozustände eines Systems betrachtet.

Bogen oder einer Blende in der Lüftungstechnik sein, oder ein Treppenraum, eine Wandundichtigkeit oder eine Tür im Gebäude. Sämtliche *Verluste*, die im gesamten globalen Strömungsfeld auftreten, werden so zu einem lokalen Beiwert integriert. Bei Durchströmung eines Einzelwiderstandes kann auch das Strömungsfeld stromab- oder stromaufwärts gestört werden. Diese Strömungsbeeinflussungen müssen ebenfalls im Verlust-Beiwert berücksichtigt werden, der so sämtliche durch das jeweilige betrachtete Bauteil bewirkte Verluste einschließt.

Prinzip der Druckverläufe:

Anwendung für Durchströmung Treppenraum - Geschoss

Die Anwendung der Bernoulli-Gleichung für die Durchströmung eines Treppenraumes, Vorraumes und Geschosses durch ein Fenster o.ä. ins Freie ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Vereinfachend wird angenommen, dass im Vorraum und im Geschoss die Strömungsgeschwindigkeit gegen Null geht. Die Druckanteile sind qualitativ über den Strömungsweg aufgetragen: Der Gesamtdruck (gekennzeichnet in Blau) wird durch die Verlust-Anteile bei Durchströmung des Treppenraumes, Vorraumes, Geschosses und der Strömungselemente „Tür“ und „Fenster“ reduziert. Der dynamische Druckanteil (grün) hängt von der lokalen Strömungsgeschwindigkeit und damit der Querschnittsfläche ab. Je größer die Geschwindigkeit im Strömungselement, desto größer wird der lokale dynamische Druckanteil und desto größer der Druckverlust bei Durchströmung des Elementes. Da die Fensterfläche i. A. kleiner ist als die Tür- oder Treppenraumgrundfläche treten hier die größten Strömungsgeschwindigkeiten und damit die größten Druckverlustanteile auf.

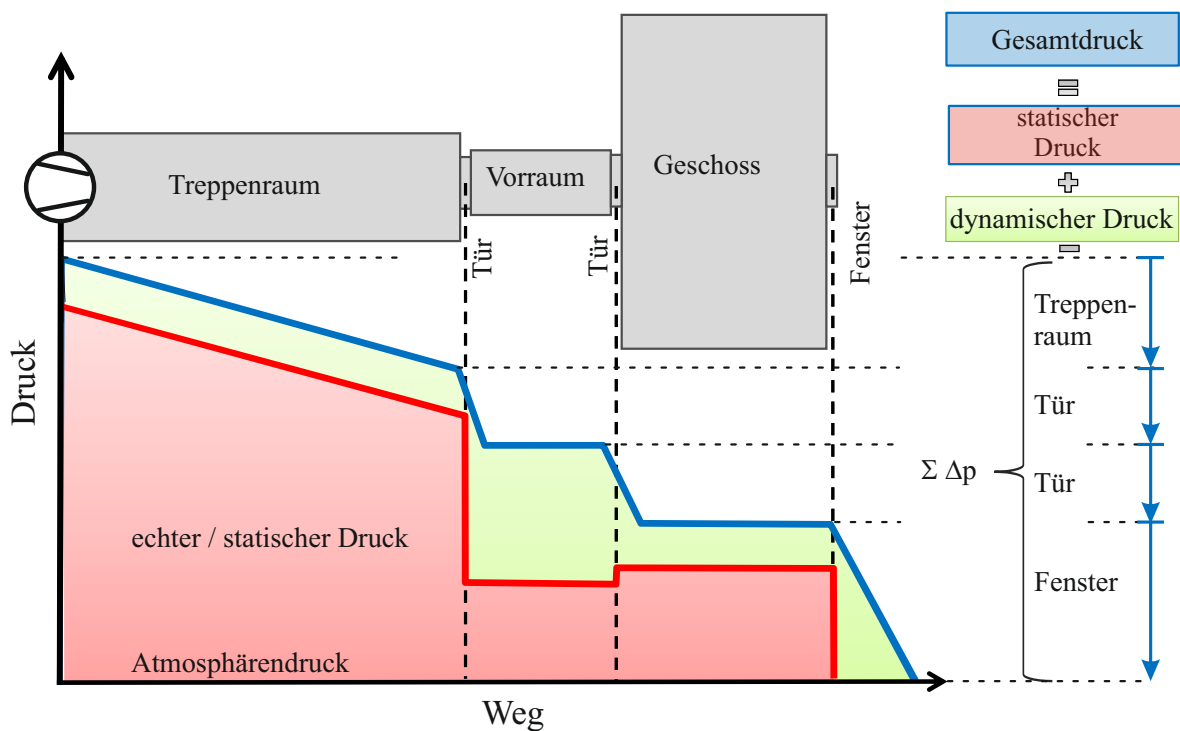


Abb. 3.1: Druckänderung bei Durchströmung des Gebäudes

3.2 Erfassung der Druckverluste nach Bernoulli

Zur Bestimmung des Verlustgliedes in der Bernoulli-Gleichung existieren verschiedene Methoden, die aus experimentell ermittelten Zusammenhängen hergeleitet wurden [76], [77]. Neben geometrischen Parametern besteht eine große Abhängigkeit von der Strömungsform, welche durch die Reynoldszahl gekennzeichnet ist. Ein Sonderfall ist die plötzliche Querschnittserweiterung (Expansion) eines Strömungskanals, in dem sich die „Druckentwertung“ durch Reibung und Dissipation mit der Druckdifferenz durch die Querschnittsänderung überlagert: Die Gesamtdruckdifferenz entlang des Strömungsweges durch den sog. *Carnotschen Stoßverlust* kann analytisch hergeleitet werden. Dabei geht das Verhältnis zwischen der realen, durch Reibung „gebremsten“, zur theoretischen Strömung, die sich durch den dynamischen Druckanteil ausdrückt, ein. Zum Verständnis wird folgend der Bezug zwischen Druckänderung und Querschnittsfläche am Beispiel der „Vena Contracta“ nach Abbildung 3.2 aufgeführt:

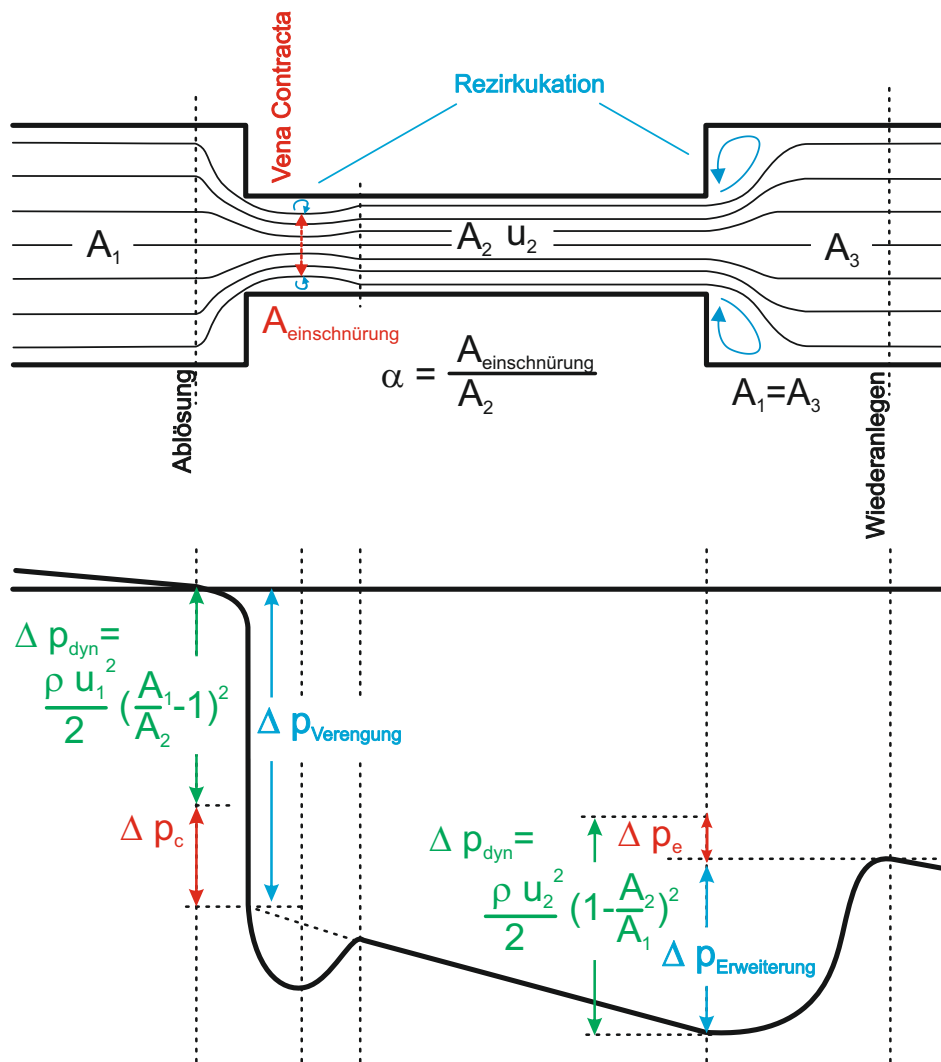


Abb. 3.2: Druckänderung durch Verengung und Erweiterung in Anlehnung an Kronvall [78]

Über die Bernoulli-Gleichung ist der dynamische Druckanteil abhängig vom örtlichen Querschnitt. Druckverlust und Druckverlustbeiwert bei der Querschnittserweiterung sind durch den Carnotschen Stoßverlust, bei Vernachlässigung der Dissipationseffekte, ableitbar zu:

$$\Delta p_C = \Delta p_{Erweiterung} = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \left(1 - \frac{A_2}{A_3}\right)^2 = \frac{\rho}{2} (u_2 - u_3)^2 \quad (3.6)$$

Für den Widerstandsbeiwert ζ heißt dies im Fall einer Querschnittserweiterung:

$$\zeta_{Erweiterung}(u_{ein}) = \left(1 - \frac{A_{ein}}{A_{aus}}\right)^2 \quad (3.7)$$

$$\zeta_{Erweiterung}(u_{aus}) = \left(\frac{A_{aus}}{A_{ein}} - 1\right)^2 \quad (3.8)$$

Spurk [79] fügt die Kontraktionsziffer α (auch: Kontraktionszahl, Durchflussziffer oder Ausflusszahl [73]) in den Carnotschen Stoßverlust für Kanalverengungen ein.

$$\alpha = \frac{A_{Strahlquerschnitt}}{A_{geometrische\ Öffnung}} \quad (3.9)$$

Hier wird der Strömungsquerschnitt durch Ablösung an den Kanten und Rezirkulation eingeschnürt zu: $A_{Strahleinschnürung} = \alpha A_2$. Durch die Massenerhaltung gilt dann: $u_{Einschnürung} \cdot A_{Einschnürung} = A_1 \cdot u_1$ und $u_{Einschnürung} = u_1/\alpha$. Es gilt $\alpha < 1$, für gut gerundete Düsen ist $\alpha \approx 1$ [73], bei scharfkantigen Wänden für lange, schlitzenartige Öffnungen wurde α theoretisch ermittelt zu [79]:

$$\alpha = \frac{\pi}{2 + \pi} \approx 0,61 \quad (3.10)$$

Prandtl [80] spezifiziert nach *Weisbach* 1845 für eine scharfkantige Verengung (z.B. eine Drosselscheibe: plötzliche Erweiterung nach Verengung) einen unterschiedlichen Ansatz:

$$\alpha = 0,63 + 0,37 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^3 \quad (3.11)$$

. Für $A_2/A_1 < 0,7$ kann α nach [80] mit anderen Parametern berechnet werden:

$$\alpha = 0,598 + 0,4 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^3 \quad (3.12)$$

Da die „Strömungsverluste“ nach [79] hauptsächlich während der Strahlaufweitung geschehen, können sie durch den Carnotschen Stoßverlust abgeschätzt werden zu:

$$\Delta p_{Verengung} = \rho \cdot \frac{u_{Einschnürung}^2}{2} \left(1 - \frac{A_{Einschnürung}}{A_2}\right)^2 \quad (3.13)$$

$$\Delta p_{Verengung} = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \left(\frac{1 - \alpha}{\alpha}\right)^2 \quad (3.14)$$

$$\Delta p_{Verengung} = \rho \cdot \frac{u_1^2}{2} \frac{A_1^2}{A_2^2} \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \quad (3.15)$$

Für den Widerstandsbeiwert der Verengung leitet sich damit ab:

$$\zeta_{Verengung}(u_{ein}) = \frac{A_1^2}{A_2^2} \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \quad (3.16)$$

$$\zeta_{Verengung}(u_{aus}) = \left(\frac{1 - \alpha}{\alpha} \right)^2 \quad (3.17)$$

Eine ausführliche Herleitung zwischen der Druckänderung und der Querschnittsfläche am Beispiel der „Vena Contracta“ nach Abbildung 3.2 ist in Anhang A, Kapitel A.2 dargestellt. Mit der Herleitung wird auch ein Bezug zur „Ausflusszahl“ α vorgestellt. Idelchik [76] begrenzt den Widerstandsbeiwert ζ_{loc} (ohne Reibung) einer Verengung auf die Gültigkeit $Re > 10^4$ nach eigener Herleitung. Dabei wird ζ_{loc} auf die Ausströmungsgeschwindigkeit bezogen :

$$\zeta_{loc} = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^{3/4} \quad (3.18)$$

Dies lässt sich mathematisch weder auf den dynamischen Anteil, noch auf den Widerstandsbeiwert der Verengung zurückführen. Für die Durchströmung durch eine Wandöffnung mit im Bauwesen typischen rechtwinkligem Ecken wird von Idelchik [76] der Widerstandsbeiwert angegeben zu:

$$\zeta = \zeta' \left(1 - \frac{A_{\text{Öffnung}}}{A_{ein}} \right) + \left(1 - \frac{A_{\text{Öffnung}}}{A_{aus}} \right)^2 + \tau \quad (3.19)$$

$$+ \sqrt{1 - \frac{A_{\text{Öffnung}}}{A_{ein}}} \left(1 - \frac{A_{\text{Öffnung}}}{A_{ein}} \right) + \zeta_{WR} \quad (3.20)$$

Dies wird hier abgegrenzt zu den in der Lüftungstechnik und Hydraulik gebräuchlichen empirischen Methoden die Öffnung mit gerundeten Kanten (Ein- oder Ausströmung) zu versehen. Für die Annahme, dass $A_{ein} = A_{aus} = \infty$ ist, d.h. in den Räumen die mittlere Strömungsgeschwindigkeit u_{Raum} gegen 0 geht, gilt nach Idelchik [76] vereinfacht:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho u_{ein}^2 / 2} = \zeta' + \tau + 1 + \zeta_{WR} \quad (3.21)$$

mit dem Wandreibungskoeffizienten $\zeta_{WR} = \lambda \cdot l / D_{hyd}$, der dimensionslosen Kennzahl λ , dem hydraulischen Durchmesser D_{hyd} , dem experimentell ermitteltem „Hilfsbeiwert“ ζ' , der von der Form der Einströmungskante abhängt, sowie dem Koeffizienten τ . Dieser wird experimentell ermittelt und ist u.a. abhängig von der Einströmungsgeometrie sowie der Wanddicke. Bei $A_{aus} = \infty$ vereinfacht sich der Widerstandsbeiwert zu:

$$\zeta = \left[1 + \zeta' \left(1 - \frac{A_{\text{Öffnung}}}{A_{ein}} \right) + \tau + \sqrt{1 - \frac{A_{\text{Öffnung}}}{A_{ein}}} + \zeta_{WR} \right] \left(\frac{A_{ein}}{A_{\text{Öffnung}}} \right)^2 \quad (3.22)$$

Idelchik [76] stellt fest, dass die Strahleinschnürung bei der Verengung den größeren Druckverlustanteil ausmacht.

Ausfluss aus einem Behälter

Für den Ausfluss aus einem Behälter ergibt sich mit $\dot{V} = A_{\text{Strahlquerschnitt}} \cdot u_2 = A_{\text{Öffnung}} \cdot \alpha \cdot u_2$ nach [73]:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho = \alpha A \sqrt{2(p_1 - p_2)} \cdot \rho \quad (3.23)$$

Diese Formel ist in der Literatur auch unter der *Ausflussformel nach Torricelli* bekannt. Die Drücke p_1 und p_2 sind in Abhängigkeit der Druckhöhe bei einem gefüllten Behälter ($p_1 = \rho \cdot g \cdot h$) und des Umgebungsdruckes $p_2 = p_{\text{amb}}$ zu ermitteln. Die Strömungsgeschwindigkeit in der Einströmung ist hier mit $u_2 = \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho}$ angegeben, wobei sich die Dichte auf das ausströmende Fluid bezieht. Eine „Einschnürung“ der Strömung reduziert den Volumen- und Massenstrom durch die Öffnung. Nach Anderson [81] wird für eine Strömung durch die Gebäudehülle der Strömungsbeiwert (*engl: discharge coefficient*) C_D im Wertebereich von 0,65 – 0,70 auf den Volumenstrom bezogen.

$$\dot{V} = A \cdot C_D \left(\frac{2\Delta p}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.24)$$

Der Strömungskoeffizient setzt sich nach Anderson aus zwei Teilen zusammen:

$$C_D = C_c \cdot C_v \quad (3.25)$$

C_c reduziert die reale Durchströmungsfläche um die Einschnürung und C_v reduziert die reale Geschwindigkeit um die Dissipation.

3.3 Bezug von Strömungsbeiwerten

Es wurden unterschiedliche Leckagekoeffizienten und Strömungsbeiwerte vorgestellt, die folgend im Zusammenhang betrachtet werden. Dabei werden die auf den Volumenstrom oder Massenstrom bezogenen Gleichungen umgeformt, um über die Referenzströmungsgeschwindigkeit einen Bezug untereinander herzustellen. Der Bezug zu einer Referenzströmungsgeschwindigkeit ist notwendig, da Druckverluste durch Dissipation entstehen und eng mit der lokalen Strömungsgeschwindigkeit gekoppelt sind. Die Referenzströmungsgeschwindigkeit kann daher zusätzliche Informationen über den Druckverlust enthalten. Wie in Abbildung 3.2 dargestellt, gibt es für die Durchströmung eines Strömungselementes oder eines Widerstandes unterschiedliche Bezugsflächen. Entsprechend der Massenerhaltung ist diesen Flächen jeweils eine Bezugsgeschwindigkeit zugewiesen.

Die Strömungsbeiwerte sind dimensionslos, d.h. für einen gegebenen Strömungswiderstand im turbulenten Regime unabhängig vom durchströmten Volumenstrom und der lokalen Strömungsgeschwindigkeit. Aus diesem Grund ist die Kenntnis der Bezugsfläche bzw. der Bezugsgeschwindigkeit notwendig zur Berechnung des Druckverlustes.

Neben der Kenntnis der Geometrie des Widerstandes ist die Kenntnis der Strömungsform (laminar / turbulent) notwendig, da für die gleiche Geometrie bei unterschiedlichen Strömungsformen auch unterschiedliche Strömungsbeiwerte gelten.

Allgemein

Der allgemeine Strömungsbeiwert ζ umfasst theoretisch sämtliche Druckverluste die bei Durchströmung eines Widerstandes stattfinden. Er wird experimentell durch die gemessene Druckdifferenz vor und nach einem Widerstand im Verhältnis zur Strömungsgeschwindigkeit ermittelt:

$$\zeta = \frac{\Delta p_{1-2}}{\frac{\rho}{2} \cdot u_{Referenz}^2} = 2 \cdot \frac{\Delta p_{1-2}}{\rho \cdot u_{Referenz}^2} \quad (3.26)$$

Damit ist der Strömungsbeiwert eng mit dem Volumenstrom verknüpft. Die Strömungsgeschwindigkeit $u_{Referenz}$ in Gleichung (3.26) stellt einen mittleren Referenzwert dar, der aus dem (gemessenen) Volumenstrom \dot{V} und der zugeordneten geometrischen durchströmten Fläche $A_{Referenz}$ ermittelt wird zu:

$$u_{Referenz} = \dot{V} / A_{Referenz} \quad (3.27)$$

Die Referenzströmungsgeschwindigkeit findet auch Eingang in die Bernoulli-Gleichung. Die Einwirkung des dynamischen Druckes $\Delta p_{dyn} = 0,5 \cdot \rho \cdot u^2$ wird ebenfalls durch die mittlere Strömungsgeschwindigkeit repräsentiert.

Der Strömungsbeiwert ist damit eine experimentell ermittelte Konstante, die für ein geometrisch gleiches System den Druckverlust in Abhängigkeit des dynamischen Druckes Δp_{dyn} für unterschiedliche Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten bestimmt:

$$\Delta p_{1-2} = \zeta \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{A_{Referenz}} \right)^2 = \zeta \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{Referenz}^2 \quad (3.28)$$

Aus dieser Gleichung lässt sich auch erschließen, dass mit

$$u_{Referenz} = \sqrt{\frac{\Delta p_{1-2} \cdot 2}{\zeta \cdot \rho}} \quad (3.29)$$

für eine gegebene Druckdifferenz mit dem Strömungsbeiwert der Volumenstrom bestimmbar ist:

$$\dot{V} = A_{Referenz} \cdot u_{Referenz} = A_{Referenz} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{1-2} \cdot 2}{\zeta \cdot \rho}} = \frac{1}{u_{Referenz}} \cdot A_{Referenz} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{1-2} \cdot 2}{\rho}} \quad (3.30)$$

Bezug zur „Potenzgleichung“

Bei Durchströmung von Gebäudespalten (Leckagen) wie auch porösen Materialien oder Verengungen, in denen in Teilen laminare oder turbulente Strömungen vorliegen, wird die „Potenzgleichung“ [33] zur Beschreibung des Zusammenhanges zwischen Volumenstrom und Druckdifferenz hinzugezogen:

$$\dot{V} = C_{Leckage} \cdot (\Delta p_{1-2})^n \quad (3.31)$$

Der Strömungsbeiwert $C_{Leckage}$ wird aus dem gemessenen Volumenstrom \dot{V} und der gemessenen Druckdifferenz Δp_{1-2} zwischen zwei Punkten ermittelt. Die durchströmte Fläche ist hier im Allgemeinen nicht einheitlich verteilt, d.h. die gesamte durchströmte Fläche

der Hülle eines Gebäudes oder auch von mehreren nebeneinander oder aneinandergereihten Leckagen. Für den Strömungsexponenten n muss entweder ein Wert angenommen, oder aus mehreren Messreihen mit unterschiedlichen Volumenströmen ermittelt werden. Durch den Strömungsbeiwert $C_{Leckage}$ und dem Strömungsexponenten n wird damit der Strömungspfad hinsichtlich Geometrie und Strömungsform charakterisiert:

$$C_{Leckage} = \frac{\dot{V}}{(\Delta p_{1-2})^n} \quad (3.32)$$

Der Volumenstrom in der „Potenzgleichung“ wird bei einer bekannten Druckdifferenz durch den Strömungsbeiwert in Abhängigkeit der Druckdifferenz und des Strömungsexponenten reduziert. Entgegengesetzt kann durch einen bekannten Volumenstrom und eine bekannte Referenzfläche oder Referenzgeschwindigkeit die Druckdifferenz ermittelt werden.

$$\Delta p_{1-2} = \frac{1}{C_{Leckage}^{1/n}} \cdot A_{Referenz}^{(1/n)} \cdot u_{Referenz}^{(1/n)} \quad (3.33)$$

Bezug zum Volumenstrom

In einer anderen Darstellungsform wird der gemessene Volumenstrom \dot{V} im Bezug zur gemessenen Druckdifferenz reduziert. Die Strömungsgeschwindigkeit bleibt dabei unbekannt und geht in Form des dynamischen Druckes $\Delta p_{dyn} = 0,5 \cdot \rho \cdot u^2$ bzw. $u = (2/\rho \cdot \Delta p_{1-2})^{1/2}$ ein:

$$\dot{V} = C_D \cdot A \left(\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1-2} \right)^{1/2} \quad (3.34)$$

Ebenso wie die mittlere Strömungsgeschwindigkeit $u_{Referenz} = \sqrt{2/(\rho \cdot \Delta p_{1-2})}$ ist die tatsächlich durchströmte geometrische Fläche $A_{Referenz}$ unbekannt. Die Fläche in Gleichung (3.34) kann dabei eine beliebig gewählte Bezugsfläche sein. Der Strömungsbeiwert wird so ausschließlich auf den Volumenstrom \dot{V} bezogen werden zu:

$$C_D = \frac{\dot{V}}{A \cdot \left(\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1-2} \right)^{1/2}} \quad (3.35)$$

Da die real durchströmte Fläche $A_{Referenz}$ nicht ermittelbar ist, kann aus dem Volumenstrom eine Referenzfläche und eine Referenzgeschwindigkeit abgeleitet werden $\dot{V} = u_{Referenz} \cdot A_{Referenz}$, um den Bezug zum dynamischen Druck herzustellen:

$$\Delta p_{1-2} = \frac{\dot{V}^2 \cdot \rho}{C_{Vol}^2 \cdot 2 \cdot A^2} = \frac{1}{C_{Vol}^2} \frac{A_{Referenz}^2}{A^2} \cdot \frac{\rho}{2} u_{Referenz}^2 \quad (3.36)$$

Durch die Wahl der gewählten Bezugsfläche A ist die Übertragbarkeit des Strömungsbeiwertes C_D auf andere Systeme begrenzt.

Bezug zum Massenstrom

Analog zum Bezug auf den Volumenstrom kann der Massenstrom mit der „Ausflusszahl“ α als Strömungsbeiwert reduziert werden. Hier wird die Strömungsgeschwindigkeit durch den dynamischen Druck repräsentiert:

$$\dot{m} = \alpha \cdot \rho \cdot A_{real} \cdot \left(\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1-2} \right)^{1/2} \quad (3.37)$$

Es wird Gleichung (3.37) mit der Massenstromgleichung ohne Widerstand $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$ gleichgesetzt. So wird die „Ausflusszahl“ auf eine Referenzgeschwindigkeit und Referenzfläche $\dot{V} = u_{Referenz} \cdot A_{Referenz}$ bezogen. Durch kürzen ergibt sich:

$$u_{Referenz} = \alpha \cdot \left(\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1-2} \right)^{1/2} \quad (3.38)$$

Damit wird die Ausflusszahl bestimmt zu:

$$\alpha = \frac{u_{Referenz}}{\left(\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1-2} \right)^{1/2}} \quad (3.39)$$

Und die Druckdifferenz zu:

$$\Delta p_{1-2} = \frac{1}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{Referenz}^2 \quad (3.40)$$

Bezug zur durchströmten Fläche

Eine vereinfachte Form des Druckverlustes ist es, die Referenzfläche aus dem Volumenstrom zu reduzieren.

$$A_{effektiv} = \alpha \cdot A_{Referenz} \quad (3.41)$$

Damit lautet die Massenstromgleichung in Abhängigkeit der Effektivfläche oder auch der äquivalenten Fläche $A_{effektiv}$:

$$\dot{m} = \rho \cdot A_{Referenz} \cdot \left(\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1-2} \right)^{1/2} \quad (3.42)$$

Mit Gleichsetzten von $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$ und $\dot{V} = u_{Referenz} \cdot A_{Referenz}$ wie vorab, wird damit:

$$A_{effektiv} = \frac{\dot{V}}{\left(\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1-2} \right)^{1/2}} = \frac{A_{Referenz} \cdot u_{Referenz}}{\left(\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{1-2} \right)^{1/2}} \quad (3.43)$$

Und umgeformt zur Druckdifferenz und Referenzgeschwindigkeit:

$$\Delta p_{1-2} = \frac{\dot{V}^2}{A_{effektiv}^2} \cdot \frac{\rho}{2} = \frac{A_{Referenz}^2}{A_{effektiv}^2} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u_{Referenz}^2 \quad (3.44)$$

Bezug der Strömungsbeiwerte zueinander

Der Bezug der einzelnen Strömungsbeiwerte zum ζ -Wert als Eingangsparameter der Bernoulli-Gleichung lautet bei isothermen Bedingungen und $\Delta p_{1-2} = f(u_{Referenz})$:

$$\zeta = \frac{1}{C_{Vol}^2} = \frac{1}{\alpha^2} \quad \alpha = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \quad (3.45)$$

Wie oben dargestellt, ist es für die Ermittlung des Druckverlustes notwendig, den Bezug des Beiwertes zur Fläche und zur entsprechenden Strömungsgeschwindigkeit zu wissen. Oft ist nur der Volumenstrom bekannt, aus dem nur bei einer zugewiesenen Referenzfläche die lokale Strömungsgeschwindigkeit ermittelt werden kann. Für die Durchströmung eines Elementes, beispielsweise einer Tür, ist die Kenntnis der mittleren Strömungsgeschwindigkeit wesentlich, um den Druckverlust ermitteln zu können.

Um einen Druckverlust aus der Effektivfläche bestimmen zu können und dies vollständig auf die Bernoulligleichung zu beziehen, ist es notwendig, die Referenzfläche zu kennen:

$$\zeta = \frac{A_{Referenz}^2}{A_{effektiv}^2} \quad (3.46)$$

Der Bezug zum Volumenstrom ist eine stark vereinfachte Gleichung, die nicht die geometrische Eigenschaft des Widerstandes einbezieht und deswegen nur beschränkt auf andere, ähnliche Geometrien übertragbar ist.

3.4 Strömungen durch die Gebäudehülle

Um bei einer Druckbelüftung sämtliche Leckagewege einschließlich ihrer Einflüsse definieren zu können, ist es notwendig, die strömungsrelevanten Charakteristika zu kennen. Es existieren unterschiedliche empirische Ansätze zur Beschreibung des Bezuges von Strömungsgeometrie (Türspalt, Fensterspalt oder sonstige Leckagen in inneren oder äußeren Bauteilen) zu Volumenstrom und Druckdifferenz. Die Modellansätze zur Beschreibung von Strömungen durch die Gebäudehülle gehen zurück auf die Übertragung der physikalischen Gesetze zur Durchströmungen von Kanälen bzw. Auslässen (Kanalströmung, engl: channel flow) auf Grundlage der Bernoulli-Gleichung und der Durchströmung von porösen Medien auf Grundlage des Gesetzes nach Darcy als „diffusive flow“ bezeichnet [82]. Diese Gesetze werden folgend beschrieben.

3.4.1 Durchströmung poröser Medien nach Darcy

Das Gesetz von Darcy ist eine spezielle Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen, die empirisch durch Versuche ermittelt wurde. Es sagt aus, dass es einen linearen Zusammenhang zwischen der Durchströmung eines porösen Mediums und dem Druckgradienten gibt. Nach Lstiburek [82] wird hier die mittlere Strömungsgeschwindigkeit u_{mittel} des Mediums in Abhängigkeit einer Materialkonstanten C_M und des Druckgefälles bestimmt zu:

$$u_{mittel} = -C_M \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.47)$$

Das heißt, der Volumenstrom ist linear von der Druckdifferenz abhängig, wie es für eine lineare Strömung typisch ist: $\dot{V} \sim \Delta p$.

3.4.2 Durchströmung von Kanälen

Die Beschreibung der Durchströmung durch Kanäle basiert auf der Navier-Stokes Gleichung, die die örtliche und zeitliche Impulsänderung eines Fluidpartikels in Beziehung setzt zu den auf das Partikel wirkenden Kräfte (Druck-, Reibungs, Volumenkräfte). Wird diese vereinfacht für eine stetige, inkompressible Strömung und unter Vernachlässigung der Reibungskräfte (die bei hohen Reynoldszahlen sehr viel kleiner sind als die Trägheitskräfte), erhält man die dreidimensionale Eulergleichung (vgl. [83]):

$$\rho \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\nabla p \quad (3.48)$$

Durch Integration über einen Stromfaden vereinfacht sich die Eulergleichung zur eindimensionalen Bernoulli-Gleichung [83]:

$$\frac{1}{2} \rho \cdot u^2 + p = \text{const.} \quad (3.49)$$

Für die Durchströmung von Kanälen besteht so ein quadratischer Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckdifferenz und es gilt $\dot{V} \sim \sqrt{\Delta p}$. Da die Bernoulli-Gleichung keine Reibungskräfte einschließt, wird für die Ermittlung des Druckverlustes einer Rohrströmung die Hagen-Poiseuille Gleichung für die vollständig laminare Durchströmung eines Rohres mit der Länge L angewandt. Die Reibungskraft von Fluidschichten unterschiedlicher Geschwindigkeit mit Impulsaustausch der Gasmoleküle kann darin durch den Newtonschen Ansatz (Kraft = Masse · Beschleunigung) mit der dynamischen Viskosität η bestimmt werden zu:

$$F_x = \eta \cdot A \cdot \frac{du}{dz} \quad (3.50)$$

Durch die Integration der Reibungskraft am Rohrmantel F_r , sowie der Druckkraft F_p in Strömungsrichtung kann die mittlere Geschwindigkeit \bar{u} in Abhängigkeit des Rohrradius R und der Rohrlänge L ermittelt werden zu:

$$\bar{u} = \frac{\Delta p \cdot R^2}{8\eta \cdot L} \quad (3.51)$$

Damit wird der Druckverlust bei (laminarer) Durchströmung des Rohres bestimmt zu:

$$\Delta p = \frac{\bar{u} \cdot 8 \cdot \eta \cdot L}{R^2} = \frac{\bar{u} \cdot 32 \cdot \eta \cdot L}{d^2} \quad (3.52)$$

Die detaillierte Herleitung ist in Anhang A, Kapitel A.3 dargestellt. Ein Verlustbeiwert λ kann nach [80] für kreisförmige Rohre bestimmt werden, der mit dem Durchmesser d und der durchströmten Länge L den Druckverlust allgemeiner beschreibt:

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (3.53)$$

Für laminare Strömungen leitet sich mit $Re_d = \rho \cdot u \cdot / \eta$ ab:

$$\lambda = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot u \cdot d} = \frac{64}{Re_d} \quad (3.54)$$

Während für turbulente Strömungen in glatten Rohren gilt:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re_d^{1/4}} \quad (3.55)$$

Aus experimentellen Ergebnissen kann der Druckverlustbeiwert λ durch (iterativ lösbare) Gleichungen oder über grafische Darstellungen (Nikuradse-Diagramm, Moody-Diagramm) in Abhängigkeit der Wandrauhigkeit k bestimmt werden (vgl. [80], [84]).

3.4.3 Durchströmung von Gebäudeleckagen

Hopkins und Hansford [85], Etheridge [30], Kronvall [78] sowie Bumbaru et al. [86] untersuchten die Durchströmung von Gebäudeleckagen theoretisch. Sie verglichen die Strömung mit der Kanalströmung und der Durchströmung poröser Medien nach Darcy: Die Strömungsart kann laminar, turbulent oder eine Kombination von beidem sein. Der Strömungscharakter kann an verschiedenen Orten in einer spezifischen Leckage aber auch bei unterschiedlichen Leckagearten wechseln. Komplexe Eingangs- und Ausgangeffekte bei Strömung durch die Gebäudehülle sowie die nahezu nicht mögliche Bestimmung der Geometrie der Leckage(n) machen die Definition schwierig. Sie untersuchten aus diesem Grund die Strömungsverhältnisse. Die Abhängigkeit von tatsächlichem Volumenstrom und Druckdifferenz wurde durch eine Potenzfunktion beschrieben. Diese wird eingegrenzt zwischen dem Exponent $n = 0,5$ für die turbulente Strömung (parabolischer Kurve) und $n = 1$ für die laminare Kanalströmung oder Durchströmung eines porösen Mediums nach Darcy:

$$\dot{V} = C_{Leckage} \cdot (\Delta p)^n \quad (3.56)$$

mit dem Leckagekoeffizienten $C_{Leckage}$, in den die Summe aller untersuchten Leckagen eingehen. Gleichung (3.56) ist in der Literatur für das Gebiet der Gebäudelüftungstechnik als *crack flow equation* (deutsch: Spaltströmungsgleichung) bekannt, in Forschungsarbeiten mit theoretischerem Hintergrund wird der Begriff *power law approach* (deutsch: Potenzansatz) benutzt. Hopkins [85] definiert den Ausflusskoeffizienten C_z für die unterschiedlichen Strömungsregime:

$$C_z = \frac{\dot{V} \rho}{A 2 \Delta p} \quad (3.57)$$

Dieser wird durch die experimentell ermittelten Konstanten B und C bestimmt zu:

$$\text{laminar : } \frac{1}{C_z^2} = B \frac{z}{d_h} \cdot \frac{1}{Re_y} + C \quad (3.58)$$

Etheridge erweitert den Anwendungsbereich auf die turbulente Strömung mit:

$$\text{turbulent : } \frac{1}{C_z^2} = B \frac{z}{d_h} \cdot \frac{1}{Re_y^{0,25}} + C \quad (3.59)$$

Nach Etheridge [30] ist es ausreichend, die Strömung mit Gleichung (3.58) zu beschreiben, da in die Exponentialgleichung (3.57) nicht das Reynoldssche Ähnlichkeitsgesetz eingeht. Durch Labormessungen wurde gezeigt, dass sich die Durchströmung von Gebäudespalten unterschiedlicher Form (gerader Durchfluss, 90° Winkel und L-förmige Strömung) sehr gut mit Gleichung (3.58) abbilden lässt. Baker [31] kommt zu dem Erkenntnis, dass diese Beziehung für größere Werte von $z/Re_h D_h$ nicht gültig ist.

Bei Anwendung der Exponentialgleichung (3.56) im Großmaßstab kamen Nylund [87] und Kronvall [78] unabhängig voneinander bei Messungen zu dem Ergebnis, dass die Leckage von Häusern stark variiert. Es werden dennoch alle Druckmessungen von einer parabolischen Kurve ($n=0,5$) und einer Geraden eingeschlossen. Kronvall warnte jedoch davor, diese Ergebnisse so zu interpretieren, dass entweder eine laminare oder eine turbulente Strömung vorliege. Der Einfluss von turbulenten Effekten bei der Ein- und Ausströmung der Leckagen als quadratischer Funktion der Geschwindigkeit dürfte nicht vernachlässigt werden. Sherman, Grimsrud und Sonderegger [88], Sherman und Grimsrud [89], sowie Persily und Linteris [90] erweiterten diesen exponentiellen Ansatz zwischen 1979 und 1987 auf die Messung der „Strömungsdruckleckagefläche“ um Gebäudeinfiltration oder Luftwechselraten für die energetische Bewertung von Gebäuden zu bestimmen (vgl. [82]). Peterson zeigte 1982 [91], dass für Spalten um Fenster oder Türen im Potenzgesetz der Exponent $0,67 \leq n \leq 0,77$ Gültigkeit besitzt, da sich hier selten eine ausgeprägte turbulente Strömung entwickelt. Nach mehrjährigem Einsatz in der Praxis hat sich der Exponentialansatz insbesondere bei natürlich belüfteten Gebäuden bewährt, versagt allerdings bei maschineller Lüftung [92].

Bei Überdruckmessungen an Fenstern wurde von Thomas und Dick bereits 1953 [16] herausgefunden dass die Durchströmung auch für unterschiedliche Druckdifferenzen der Form

$$\Delta p = A \cdot \dot{V} + B \cdot \dot{V}^2 \quad (3.60)$$

entspricht. Darin geht der Anteil einer laminaren Durchströmung in den ersten Term sowie der turbulente Anteil quadratisch in den zweiten Term ein. Diese Gleichung ist in der Literatur als *quadratic approach* (deutsch: quadratischer Ansatz) bekannt. Die Anwendbarkeit der Gleichung wurde von Baker [31] bestätigt und durch analytische Herleitung der Konstanten B und C für einen durchströmten Spalt erweitert mit:

$$A = \frac{12\mu z}{Ld^3} \quad B = \frac{\rho C}{2d^2 L^2} \quad (3.61)$$

Diese Werte finden auch Eingang in die Standardliteratur in der Auslegung von Differenzdrucksystemen nach Klote [33].

Nach Walker et al. [92] gibt das Potenzgesetz die Durchströmung der Gebäudehülle in Abhängigkeit des Druckes besser wieder, da unterschiedliche Strömungswege in der Gebäudehülle besser erfasst werden. Es wird die Anwendung der Strömungsbeziehungen für die laminare Strömung ($n=1$) und turbulente Strömung ($n=0,5$) auf die Kombination von seriellen und parallelen Pfaden ausgeschlossen. Dagegen wird herausgestellt, dass in typischen Gebäudespalten eine sich entwickelnde Strömung (Übergangsbereich zwischen laminar und turbulent) besteht, die im Potenzgesetz mit dem Strömungsexponenten $n = 2/3$

ausgedrückt werden kann, welcher gut mit experimentellen Daten übereinstimmt.

Die unterschiedlichen aufgeführten Modelle zur Durchströmung der Gebäudehülle werden 2012 von Okuyama und Onishi [93] hinsichtlich der Fehlervarianz untersucht und hinterfragt. Sie kommen bei dem Vergleich von Messwerten fünf unterschiedlicher Gebäude zu dem Ergebnis, dass der quadratische Ansatz nach Gleichung (3.60) die Meßergebnisse besser wiedergibt. Auch wenn sich der Potenzansatz in der Praxis bewährt hat, ist die Beschreibung der Durchströmung von Gebäudeleckagen aktueller Forschungsgegenstand und muss für die Vorhersage von sicherheitsrelevanten Fragestellungen hinterfragt werden.

Leckagefläche Bei einer definierten Druckdifferenz kann eine äquivalente oder effektive Leckagefläche der durchströmten Öffnung bestimmt werden. So wird es möglich, die Lüftungsverluste des Gebäudes zu quantifizieren. Nach Kronvall 1983 [78] wird diese für die Durchströmung der Gebäudehülle einer scharfkantigen Düsenöffnung in einer dünnen Wand gleichgesetzt zu:

$$A_{eq} = A_{eff} = \frac{\dot{V}}{C_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}} \quad (3.62)$$

Darin geht die (gemessene) Druckdifferenz Δp sowie der summierte Volumenstrom aller Leckagen $q_{V,tot}$ ein. Sherman und Grimsrud wählen 1980 [89] für diese *Effektive Leckagefläche* (engl.: ELA- effective leakage area) den Bezug zum Strömungskoeffizienten $C_D = 1$ und dem festgelegten Referenzdruck von 4 Pa, da dieser Wert repräsentativ ist für die quadratisch-turbulente Durchströmung bei natürlichen und windinduzierten Druckdifferenzen im Bereich zwischen 0 bis 10 Pa. Damit bestimmt sich die effektive Leckagefläche *ELA* zu:

$$ELA = q_{4Pa} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot 4}} \quad (3.63)$$

Die Druckdifferenz von 4 Pa ist repräsentativ für die quadratisch-turbulente Durchströmung bei natürlichen windinduzierten Druckdifferenzen, die im Bereich zwischen 0 bis 10 Pa liegen. Für die Bestimmung der Gebäudeluftdichtheit (z.B. durch das Blower-Door-Verfahren) wird eine höhere Druckdifferenz herangezogen, aus diesem Grund muss die Druckdifferenz bei 4 Pa mit einem angenommenen Strömungsexponenten abgeschätzt werden zu [83]:

$$q_{4Pa} = (4/50)^n \cdot q_{50Pa} \quad (3.64)$$

3.4.4 Durchströmung von Türen

Die Durchströmung von Türleckagen wurde von Gross und Habermann [32] auf Grundlage des Potenzgesetzes für definierte Türgeometrien experimentell untersucht. Klote [33] verallgemeinert und tabelliert die Versuchsergebnisse mit nur begrenztem Gültigkeitsgebiet ohne Nachweis in der Standardliteratur. Das detaillierte Verfahren ist in [32] dargestellt und wird an dieser Stelle nicht aufgeführt.

3.5 Beschreibung der Druckverhältnisse im Hochhaus

Der Luftdruck auf der Erde resultiert aus der Luftsäule, die von einem beliebigen Ort bis zur Atmosphäregrenze reicht [94]. Auf Meeresniveau ist der Luftdruck p_0 von 101325 Pa international standardisiert. Im unteren Teil der Atmosphäre, der Troposphäre bis zu einer Höhe von ca. 10 km, kann die durch Gravitation hervorgerufene Druckänderung aufgrund der Luftsäule linear als Funktion von Höhe h , Luftdichte ρ und der Erdbeschleunigung g ($9,81 \text{ m/s}^2$) bestimmt werden durch die hydrostatische Grundgleichung:

$$p(h) = -\rho \cdot g \cdot h \quad (3.65)$$

Der Druck nimmt mit zunehmender Höhe ab. Eine Druckdifferenz Δp ist damit an eine Höhendifferenz h gekoppelt. Für die Koordinatendarstellung in Abbildung 3.3 mit der Höhe auf der Ordinate, wird dies umgeformt und in Bezug zu einem Referenzdruck gesetzt. Dies kann z.B. der Standarddruck von 101325 Pa oder eine beliebige Druckdifferenz sein:

$$h(p) = \frac{101325 - p}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad (3.66)$$

Da die Dichte im Nenner des Bruches steht, nimmt die Steigung der Kurve des Druckverlaufes über die Höhe mit zunehmender Dichte ab. Dieser Zusammenhang gilt für die Änderung des Luftdruckes außerhalb des Gebäudes in der Umgebung, wie auch für die Änderung des Luftdruckes im Gebäude. Für unterschiedliche Temperaturen wird die Kurve durch die jeweils betrachtete, temperaturabhängige Dichte, flacher oder steiler. Bei unterschiedlichen Temperaturen im Gebäudeinneren und Außen, kann der Druckverlauf aus diesem Grund nicht parallel verlaufen. Für die Betrachtungen zur Druckdifferenz über Gebäudegrenzen und Strömungen im Gebäude ist es nicht notwendig, den Absolutdruck an den betrachteten Stellen zu definieren. Außenluft und Gebäude sollen zunächst die gleiche Temperatur und damit den gleichen Druckverlauf haben. Wird das Gebäude luftdicht nach Außen abgedichtet, erfährt der Druck im Gebäudeinneren entsprechend der idealen Gasgleichung bei einer Temperaturänderung von T_1 auf T_2 den Druckanstieg $p_2 - p_1 = p_1 \cdot (T_2/T_1 - 1)$ bzw. $p_2 = p_1 \cdot T_2/T_1$ (Volumen und

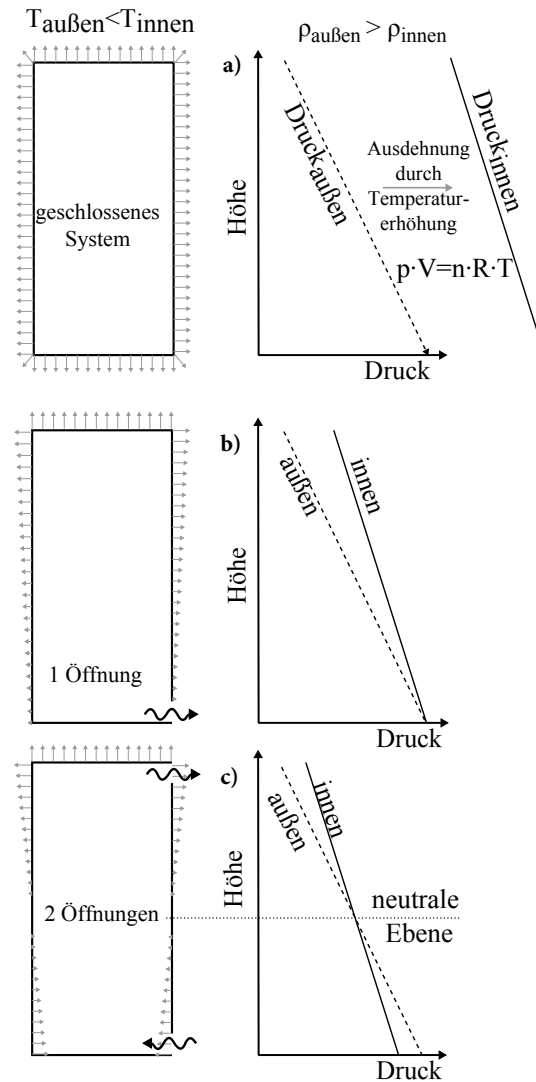


Abb. 3.3: Winter: Druckdifferenz Gebäude - Außenluft

Masse sind konstant: isochore Zustandsänderung, siehe Abbildung 3.3).

Eine Beispielrechnung verdeutlicht, wie stark sich die Temperaturerhöhung auf den Druck im Gebäude auswirkt: Der Referenzdruck sei 101325 Pa . Die Temperaturerhöhung von ursprünglich 20°C um 1 K würde im Gebäude einen Überdruck von 371 Pa zur Außenumgebung erzeugen (Abb. 3.3 a)). Erst eine Öffnung vom Gebäude zur Umgebung ermöglicht es, den Druckverlauf im Gebäude mit dem Druckverlauf der Umgebung zu vergleichen. Wird, wie in Abbildung 3.3 b) dargestellt, zunächst eine Öffnung im unteren Gebäudeteil erzeugt, so gleicht sich an dieser Stelle der Gebäudeinnendruck dem lokalen Druck der Außenumgebung an. Dies geschieht erst, nachdem durch den temperaturinduzierten Überdruck an dieser Stelle soviel Masse entwichen ist, dass keine Strömung mehr stattfindet. Im oberen Teil des Gebäudes entsteht ein Überdruck zur Außenluft, der abhängig ist von der Innen- und Außentemperatur $\Delta p_{innen-aussen} = (\rho_{aussen} - \rho_{innen}) \cdot g \cdot h$.

Erst wenn auch im oberen Teil eine Öffnung nach außen entsteht, kann die warme Innenluft entweichen (Abb. 3.3 c)). Die Strömung verläuft vom höheren Druck zum niedrigeren: Entsprechend Abbildung 3.3 von innen nach außen. Die lokale Strömungsgeschwindigkeit an der oberen Öffnung wird berechnet zu: $u_{oben} = \sqrt{2 \cdot \Delta p_{oben} / \rho_{innen}}$. Es gilt die Massenerhaltung: Die oben ausströmende Luftmasse muss gleichzeitig unten einströmen. Damit ist die einströmende Luftmasse \dot{m}_{ein} gleich der ausströmenden Masse \dot{m}_{aus} :

$$C_{d,unten} \cdot \rho_{aussen} \cdot u_{ein} \cdot A_{unten} = C_{d,oben} \cdot \rho_{innen} \cdot u_{aus} \cdot A_{oben} \tag{3.67}$$

Da die Strömungsgeschwindigkeit unten und oben jeweils von der lokalen Druckdifferenz abhängt, und der Strömungsbeiwert C_d für beide Öffnungen gleich angenommen werden kann, wird umgeformt zu:

$$\rho_{aussen} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{unten}}{\rho_{aussen}}} \cdot A_{unten} = \rho_{innen} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{oben}}{\rho_{innen}}} \cdot A_{oben} \tag{3.68}$$

Das in Abbildung 3.3 abgebildete Druckprofil für das Gebäudeinnere verschiebt sich parallel, so dass oben eine positive Druckdifferenz von innen nach außen und unten eine Druckdifferenz von außen nach innen entsteht. Die Höhe, an der sich der Druckverlauf des Gebäudeinneren mit dem der Außenumgebung schneidet, wo innen und außen der gleiche Druck herrscht, ist die „neutrale Ebene“. Die Höhe der neutralen Ebene wird, neben der Dichte der Außenluft und der Innenluft, vom Verhältnis der beiden Öffnungsflächen bestimmt.

Die Druckdifferenz an den Öffnungen wird vom Abstand der Öffnungsmittle zur neutralen Ebene h_n entsprechend Abbildung 3.4 bestimmt zu:

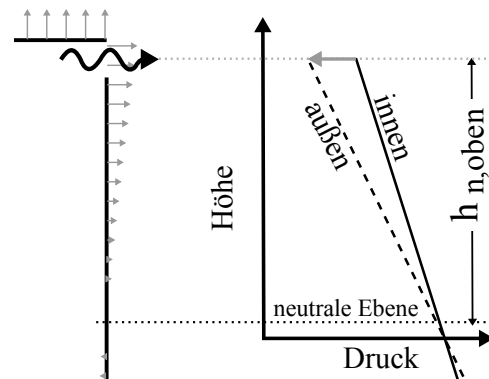


Abb. 3.4: Neutrale Ebene

$$\Delta p_{oben} = (\rho_{aussen} - \rho_{innen}) \cdot g \cdot h_{n,oben} \quad (3.69)$$

$$\Delta p_{unten} = (\rho_{innen} - \rho_{aussen}) \cdot g \cdot h_{n,unten} \quad (3.70)$$

Dabei ist die Summe aus $h_{n,unten}$ und $h_{n,oben}$ der mittlere Abstand zwischen den beiden Öffnungen. In Gleichung (3.68) eingesetzt ist das:

$$\rho_{aussen} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\rho_{innen} - \rho_{aussen}) \cdot g \cdot h_{n,unten}}{\rho_{aussen}}} \cdot A_{unten} \quad (3.71)$$

$$= \rho_{innen} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\rho_{aussen} - \rho_{innen}) \cdot g \cdot h_{n,oben}}{\rho_{innen}}} \cdot A_{oben} \quad (3.72)$$

$$\frac{\rho_{aussen} \cdot A_{unten}}{\rho_{innen} \cdot A_{oben}} = \sqrt{\frac{h_{n,oben}/\rho_{innen}}{h_{n,unten}/\rho_{aussen}}} \quad (3.73)$$

$$\frac{h_{n,oben}}{h_{n,unten}} = \left(\frac{A_{unten}}{A_{oben}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{aussen}}{\rho_{innen}} \quad (3.74)$$

$$\frac{h_{n,oben}}{h_{gesamt} - h_{n,oben}} = \left(\frac{A_{unten}}{A_{oben}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{aussen}}{\rho_{innen}} \quad (3.75)$$

$$h_{n,oben} = \left(\frac{A_{unten}}{A_{oben}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{aussen}}{\rho_{innen}} \cdot (h_{gesamt} - h_{n,oben}) \quad (3.76)$$

$$h_{n,oben} = \frac{\left(\frac{A_{unten}}{A_{oben}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{aussen}}{\rho_{innen}}}{1 + \left(\frac{A_{unten}}{A_{oben}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{aussen}}{\rho_{innen}}} \cdot h_{gesamt} \quad (3.77)$$

$$(3.78)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit in der Öffnung berechnet sich damit zu:

$$u_{oben} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{innen}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{n,oben} \cdot (\rho_{aussen} - \rho_{innen}) \cdot g}{\rho_{innen}}} \quad (3.79)$$

Für ein 30 m hohes Gebäude mit einer angenommenen Innentemperatur von 20°C, einer Außentemperatur im Winter von 20°C und Öffnungen oben und unten mit einer Fläche von 2 m², würde sich damit die Höhe der neutralen Ebene ($h_{n,unten}$) auf 14,2 m befinden. Die Strömungsgeschwindigkeit durch die obere Öffnung nach Außen würde 5,9 m/s betragen. Die theoretische Strömungsgeschwindigkeit in der oberen Tür von 2 m/s kann für das betrachtete Szenario bei einer Außentemperatur von weniger als 16°C, d.h. bei einer Temperaturdifferenz von mehr als 4 K aufgrund des Kamineffektes erreicht werden.

Im Sommer ist der Steigungswinkel des Druckverlaufs Außen aufgrund der geringeren Dichte der wärmeren Außenluft größer als der Steigungswinkel des Druckverlaufs im kälteren Gebäudeinneren. Somit wird in der oberen Öffnung eine negative Druckdifferenz zum Gebäude erzeugt und die warme Außenluft strömt oben ein. An der unteren Öffnung strömt die kalte Innenluft aus. Die Gleichung 3.74 ist in diesem Fall ebenfalls anwendbar. Wird der Treppenraum in Verbindung mit den Geschossen betrachtet, so sind unterschiedliche Szenarien möglich, die in Abbildung 3.5 dargestellt sind.

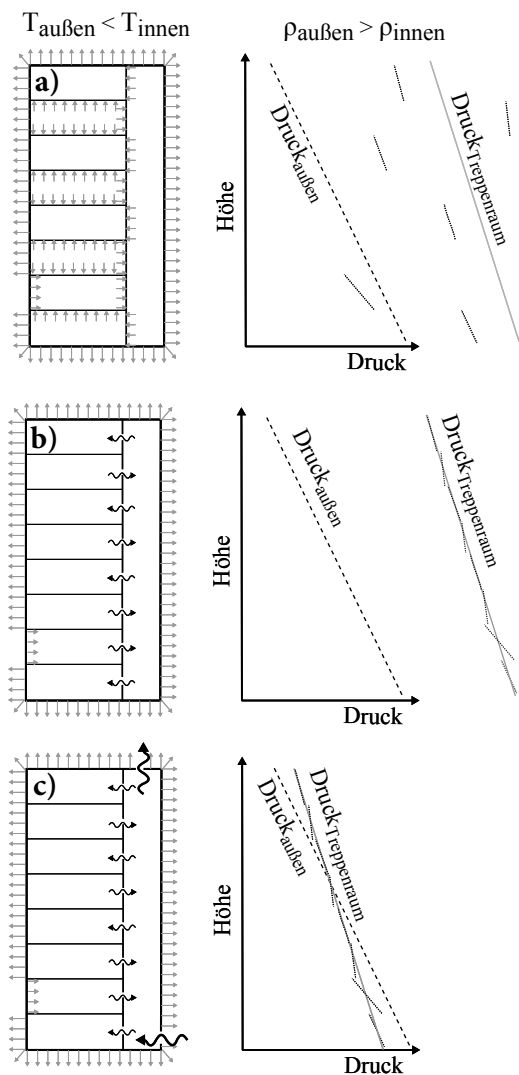


Abb. 3.5: Winter: Druckdifferenz
Geschosse - Treppenraum - Außenluft

nen“ zum Druck im Treppenraum. Erst wenn auch Öffnungen zur Außenluft bestehen, kann eine neutrale Ebene für das gesamte Gebäude ermittelt werden (Abbildung 3.5 c)).

Durch die unterschiedlichen Geschosstemperaturen, die sich mit mechanisch induzierten Drücken (Zuluft / Abluft) überlagern können, entstehen komplexe Druckverhältnisse im Hochhaus. Diese natürlichen Druckdifferenzen mit wechselndem Vorzeichen auszugleichen, ist Aufgabe der Druckbelüftung.

3.6 Wärmeübertragung

Bei der Wärmeübertragung von der im Treppenraum strömenden Luft zu Umfassungsbauteilen und weiter an die angrenzenden Geschosse gilt das Newton'sche Abkühlgesetz [95]: Der konvektiv übertragene Wärmestrom \dot{Q} ist proportional zur wärmeübertragenden

Es kann Geschosse geben, die sich durch mechanische Belüftung, Heizen oder Kühlen auf einem geringeren oder größeren Druckniveau im Vergleich zur Außenatmosphäre oder zum Treppenraum befinden. Abbildung 3.5 a) zeigt die Geschosse auf einem höheren Druckniveau als die Außenatmosphäre, aber jeweils entweder auf einem geringeren (EG, 1., 3., und 7. Geschoss) oder größerem (2., 4. und 6. Geschoss) Druckniveau als der Treppenraum.

Die jeweilige Geschosstemperatur bestimmt jeweils die Druckänderung mit der Höhe, die nicht absolut im Bezug zum Außendruck oder zum Druck im Treppenraum gesetzt werden kann. Wie im 1. Geschoss (Abbildung 3.5 a)) dargestellt, ist es möglich, dass Geschosse auf einem geringeren Druckniveau als die Außenatmosphäre sein können.

Wird eine Öffnung zwischen den Geschossen und dem Treppenraum hergestellt, so entsteht eine druckinduzierte Strömung vom Bereich des höheren Druckes zum niedrigeren (Abbildung 3.5 b)). Das Druckprofil der einzelnen Geschosse gleicht sich dem Druckprofil des Treppenraumes an. Durch die mittlere Temperatur eines Geschosses und der damit zusammenhängenden Druckänderung mit der Höhe des Geschosses entstehen für die Strömung jeweils lokale „neutrale Ebenen“ zum Druck im Treppenraum.

Fläche A und zum Temperaturunterschied ΔT

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T \quad [W] \quad (3.80)$$

bzw. pro Quadratmeter als Wärmestromdichte \dot{q} :

$$\dot{q} = \alpha \cdot \Delta T \quad [W/m^2] \quad (3.81)$$

Dabei wird die Richtung des Wärmestroms nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik von warm nach kalt bestimmt. Je größer der Wärmeübergangskoeffizient α , desto schneller wird die Temperatur der eingeströmten Luft der Temperatur der Innenluft angenähert. Ostertag [46] führt das theoretische Beispiel an, dass bei Druckbelüftung die Lufttemperatur in einem 150 m hohen Treppenraum von -10°C an der Einströmungsöffnung auf nahezu 20°C an der Ausströmung erwärmt wird. Die Durchströmung eines 150 m hohen Treppenraumes ist nach derzeitigem Regelwerk mit nur einer Einströmung nicht praktisch durchführbar. Für derart hohe Treppenräume sind Einströmungsöffnungen im Abstand von wenigen Geschossen vorgesehen. Aus diesem Grund werden die folgenden Betrachtungen auf eine Durchströmungslänge von 30 m begrenzt. Ostertag kommt zu dem Ergebnis, dass der Wärmeübergangskoeffizient einen großen Einfluss auf den Temperaturverlauf hat und dass der Wert $\alpha = 15 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ in Auslegungen zur Druckbelüftung nicht unterschritten werden darf. Zur Argumentation seiner analytischen Überlegungen verweist er darauf, dass Tamura 1974 [21] bei Versuchen in einem originalen Treppenraum mit 22 Geschossen festgestellt hat, dass sich innerhalb von 10 Stockwerken die eingeströmte Luft der Innentemperatur annähert. Diese Messergebnisse stimmen visuell mit Ostertags analytischer Herleitung unter Verwendung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha = 15 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ überein. Jedoch wird bei Ostertag nicht auf die Überlagerung der physikalischen Effekte des Druckverlustes über die Strömungslänge und des Massenverlustes durch Leckagen eingegangen. Ostertags Betrachtungen zum Temperaturverlauf über die Höhe vernachlässigen dies und sind nicht mit den Messergebnissen von Tamura vergleichbar. Es ist aus ingenieurtechnischer Sicht fragwürdig, aus diesem Vergleich den zutreffenden Wärmeübergangskoeffizienten α abzuleiten. Die Betrachtungen zur Bestimmung von α werden folgend weiter ausgeführt. Diese analytischen Betrachtungen werden im Kapitel 4.4 mit Messwerten verglichen und weiter ausgeführt. Im Kapitel 5.5.7 werden die Untersuchungen mit Strömungssimulationen des Programmes FDS fortgeführt.

Der Wärmeübergangskoeffizient α (auch: Wärmeübergangszahl) ist von der Grenzschicht zwischen Fluid (Luft im Treppenraum) und der Wand abhängig. Einfluss auf α hat die Wärmeübertragung durch Strahlung, freier Konvektion und erzwungener Konvektion. Größenordnungen für Gase entsprechen dabei nach [95] für die freie Konvektion $3 \leq \alpha \leq 20 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ oder für erzwungene Konvektion $10 \leq \alpha \leq 100 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$. Hier führt eine turbulente Strömung zu einer erhöhten Wärmeübertragung. Im VDI-Wärmeatlas [96] sind empirisch-analytische Gleichungen zur Abschätzung von α zusammengestellt. Die Gültigkeitsbereiche dieser Gleichungen sind entsprechend den Versuchsbedingungen und der Strömungsart begrenzt. Zur Bestimmung des Wärmeübergangs von den Umfassungsbauteilen des Treppenraums (Wände zum Geschoss, Podeste, Läufe) zur strömenden Luft wird auf VDI 2087 - Luftleitungssysteme - Bemessungsgrundlagen [97] in Verbindung mit VDI 2055 [98] zurückgegriffen. In diesen Richtlinien werden Rechenverfahren zur

Bestimmung der Lufttemperatur in Lüftungsleitungen angegeben. Diese sind vom Modellierungsgrad mit Treppenträumen vergleichbar. Bei Wandaufbauten für Lüftungsleitungen mit einer Dämmung $\geq 10\text{mm}$ kann der Einfluss der Wärmeübergangskoeffizienten vernachlässigt werden [97]. Der Temperaturabfall in einer Lüftungsleitung berechnet sich danach zu:

$$T_E - T_U = (T_A - T_U) \cdot e^{U \cdot P \cdot l / -(\dot{m} \cdot c_p)} \quad (3.82)$$

Dabei ist ²

T_A Lufttemperatur am Leitungsanfang in °C

T_E Lufttemperatur am Leitungsende in °C

T_U Umgebungstemperatur in °C

P Umfang der Lüftungsleitung m

\dot{m} Massenstrom kg/s

c_p Wärmespeicherkapazität $J/kg \cdot K$

U Wärmedurchgangskoeffizient in W/m^2K .

Sofern das Verhältnis von Dämmschichtdicke zu Leitungsabmessungen klein ist, wird der Wärmedurchgangskoeffizient nach VDI 2087 [97] bestimmt zu:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{innen}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{aus}}} \quad (3.83)$$

Die stationäre, eindimensionale Wärmestromdichte q in W/m^2K durch eine Wand in W/m^2 kann nach Fourier entsprechend [98] mit der Wärmeleitfähigkeit λ bestimmt werden zu:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (3.84)$$

bzw. zu:

$$q = \frac{T_{Innenseite} - T_{Aussenseite}}{s/\lambda} \quad (3.85)$$

Der Wärmeübergang aus Konvektion und Strahlung $\alpha = \alpha_K + \alpha_S$ kann für Kaltluftleitungen genähert werden zu:

$$\alpha_S \approx 0,04 \cdot C_{12} \cdot \frac{T_M + 273}{100} \quad (3.86)$$

mit

$$T_M = T_O + T_L/2 \quad (3.87)$$

Der Strahlungskoeffizient C_{12} wird vom Emissionsfaktor und damit der Oberflächenbeschaffenheit bestimmt. Dieser Koeffizient kann um 0,2 bis 0,9 reduziert werden.

²Die in VDI 2087 verwendeten Bezeichnung θ werden hier durch T ersetzt, k durch U sowie U durch P .

Für vertikale ebene Flächen in Innenräumen berechnet sich der konvektive Wärmeübergang zu:

$$\alpha_K = 1,5 \cdot \sqrt[3]{T_O - T_U} \quad (3.88)$$

Für die Temperaturdifferenz von $T_U = T_{TR} = -10^\circ\text{C}$ zur konstanten Wandoberflächentemperatur von $T_O = 20^\circ\text{C}$ und dem Strahlungskoeffizienten von $C_{12} = 5,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ als Höchstwert für Mauerwerk, Putz und nichtmetallische Beschichtungen ergibt sich damit für den Treppenraum:

$$\alpha_S + \alpha_K = 0,4 \cdot 5,3 \cdot \frac{5 + 273}{100} + 1,5 \cdot \sqrt[3]{20 - (-10)} \quad (3.89)$$

$$\alpha_S + \alpha_K = 5,89 + 4,66 = 10,55 \quad (3.90)$$

Der Strahlungsanteil des Wärmeüberganges macht demnach den größeren Teil aus. Hier liegt in der Berechnung mit der Annahme der mittleren Temperatur eine starke Vereinfachung vor. Das Maximum von α_S für die maximal mögliche Temperatur ist für die Annahme $T_M = T_A = 20^\circ\text{C}$ der Wert $\alpha_S = 6,21 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$. Der Strahlungskoeffizient C_{12} hängt des Weiteren stark von der Anordnung angrenzender Flächen und deren Oberflächeneigenschaften ab. So kann der reale Wert von α_S weiter reduziert werden.

Für die genaue Betrachtung wird VDI 2055 [98] hinzugezogen: Hier wird der Wärmeübergang durch freie Konvektion einer senkrechten Wand unabhängig von der Höhe definiert zu:

$$\alpha_{K,frei} = 1,74 \cdot \sqrt[3]{\Delta T} \quad (3.91)$$

Diese Gleichung ist nicht auf Kaltluft begrenzt. Mit der Überlagerung von erzwungener Konvektion ergibt sich :

$$\alpha_K = \sqrt[4]{\alpha_{K,frei}^4 + \alpha_{K,erz}^4} \quad (3.92)$$

Die erzwungene Konvektion wird in Abhängigkeit der Überströmlänge $l_{\ddot{u}}$ berechnet zu:

$$\text{laminar: } \alpha_{K,erzw} = 3,9 \cdot \sqrt{u/l_{\ddot{u}}} \quad (3.93)$$

$$\text{turbulent: } \alpha_{K,erzw} = \frac{11}{l_{\ddot{u}}} + 5,8 \frac{l_{\ddot{u}} \cdot u - 8}{l_{\ddot{u}}} \cdot 5 \frac{u^4}{l_{\ddot{u}}} \quad (3.94)$$

Es gilt eine laminare Strömung für $u \cdot l_{\ddot{u}} \leq 8 \text{ m}^2/\text{s}$, und eine turbulente Strömung, sofern $u \cdot l_{\ddot{u}} \geq 8 \text{ m}^2/\text{s}$ ist.

Für die Strömungsgeschwindigkeiten im Treppenraum von $u_{TR} = 0,1 - 0,4 \text{ m/s}$, $Pr = 0,71$ ergeben sich bei 20°C für die Überströmlänge eines Geschosses $l_{\ddot{u}} = 3 \text{ m}$ oder eines Treppenraumes bzw. für die Einströmung kalter oder Warmer $T_{Luft} = -10^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}$ nach VDI 2055 [98] für den Wärmeübergangskoeffizienten durch freie Konvektion $4,7 \leq \alpha_{K,frei} \leq 5,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Der Anteil der erzwungenen Konvektion ist mit $0,6 \leq \alpha_{K,erzw} \leq$

$2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ geringer. In die Überlagerung mit $4,7 \leq \alpha_{K,ges} \leq 5,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ geht der Anteil der erzwungenen Konvektion kaum ein. Der untere Grenzwert des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{S+K} = 15 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ nach Ostertag wurde mit dem angewendeten Modell nicht reproduziert. Der Anteil des Wärmeübergangs durch Konvektion wurde zu maximal $\alpha_K = 5,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ bestimmt, der Strahlungsanteil ist mit maximal $\alpha_S = 5,9 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ größer und sollte ebenfalls berücksichtigt werden. Je größer der Wärmeübergangskoeffizient, desto größer der Wärmedurchgangskoeffizient und desto größer der Temperaturabfall im Treppenraum (vgl. Gleichungen (3.83) und (3.82)). Die Temperatur im Treppenraum wirkt sich auf die Druckdifferenz zum Geschoss aus.

3.7 Elektrische Analogie

3.7.1 Verteilung der Strömung

Bei der elektrischen Analogie der Multizonenmodelle wird die Verteilung der Luftströmung im Gebäude als elektrischer Gleichstromkreis betrachtet. Der Massenstrom \dot{m} , der auf einem definiertem Strömungspfad fließt, entspricht dabei dem elektrischen Strom der durch eine Stromleitung fließt. Das elektrische Potential, die Spannung U zwischen zwei Punkten, ist ursächlich für den Strom, analog zur Druckdifferenz der Luftströmung. Dabei ist zu beachten, dass die elektrische Analogie davon ausgeht, dass zwischen den Widerständen ein Bereich ohne Strömungsgeschwindigkeit besteht. D.h. hier wird angenommen, dass die Strömungsgeschwindigkeit und damit der dynamische Druck im Treppenraum oder in den Geschossen annähernd gegen 0 geht. Für die Durchströmung eines Treppenraumes mit $\dot{V} \approx 4 \text{ m}^3/\text{s} \hat{=} u_{TR,A=15\text{m}^2} \approx 0,27 \text{ m}/\text{s} \hat{=} p_{dyn} \approx 0,43 \text{ Pa}$ ist der dynamische Druckanteil ca. 1 bis max. 2 % des Gesamtdruckes. Damit kann diese Annahme gerechtfertigt sein. Die Maximalwerte der Strömungsgeschwindigkeit im Treppenraum treten im Bereich des Auges auf, der dynamische Druckanteil wirkt somit nicht auf die Bereiche der Leckagen, wo die Widerstandsbetrachtung der elektrischen Analogie notwendig ist.

Die elektrische Stromstärke I ist bestimmt durch die Ladungsmenge ΔQ , die in einer definierten Zeit durch einen Leiterquerschnitt tritt, äquivalent zum Massenstrom als Masse pro Zeit:

$$I = \frac{Q}{t} = \frac{\text{Ladung}}{\text{Zeit}} = \frac{As}{s} \hat{=} \dot{m} = \frac{m}{t} = \frac{\text{Masse}}{\text{Zeit}} = \frac{kg}{s} \quad (3.95)$$

Nach dem Coloumbischen Gesetz wirken Anziehungskräfte F zwischen elektrisch geladenen Körpern (vgl. [99]). Diese ist abhängig von den unterschiedlichen Ladungen der Körper und deren Abstand zueinander. Die elektrische Feldstärke E beschreibt den Zustand einer Ladung Q_2 in Abhängigkeit der Ladung Q_1 und der wirkenden Kraft zwischen diesen Ladungen. Dazu wird die Kraft F zwischen den zwei Punkten ins Verhältnis zur Ladung Q_1 in der Einheit Amperesekunden [As] gesetzt:

$$E = \frac{F}{Q_1} = \frac{[N]}{[As]} \quad (3.96)$$

Die Spannung U ist die Differenz der elektrischen Potentiale zwischen zwei Punkten und nach dem Ohmschen Gesetz ursächlich für den Strom zwischen diesen Punkten [100].

Damit ist die Spannung mit der Druckdifferenz als treibendem Potential für die Luftströmung vergleichbar. Die Spannung U kann als Linienintegral der Feldstärke zwischen zwei Punkten eines Stromkreises betrachtet werden. So wird sie in Bezug zur elektrischen Arbeit W_{12} gesetzt, die nötig ist, um die Ladung Q über einen Weg l zwischen zwei Punkten P_1 und P_2 zu bewegen. Mit $W_{12} = F \cdot l$ gilt:

$$U_{12} = \int_1^2 E \, dl = E \cdot l = \frac{F \cdot l}{Q} = \frac{W_{12}}{Q} = \frac{[N] \cdot [m]}{[As]} = [V] \quad (3.97)$$

Die elektrische Arbeit W wird umgesetzt in der Zeit t , wenn infolge der Spannung U der Strom I fließt, die elektrische Arbeit pro Zeit definiert die elektrische Leistung P :

$$W = U \cdot Q = U \cdot I \cdot t \quad (3.98)$$

$$P = \frac{W}{t} = U \cdot I = [V] \cdot [I] = [W] \quad (3.99)$$

Das Ohmsche Gesetz beschreibt, dass Strom I und Spannung U in einem geschlossenen Stromkreis an einem Widerstand zueinander proportional sind. Die Proportionalitätskonstante wird vom elektrischen Widerstand R repräsentiert.

$$I = \frac{1}{R} \cdot U \quad R = \frac{U}{I} \quad U = I \cdot R \quad (3.100)$$

Zum Vergleich der Gesetzmäßigkeiten werden folgend die Formeln einschließlich der Dimensionen dargestellt. Zwischen Strom und Spannung besteht dabei ein linearer Zusammenhang, zwischen Massenstrom und Strömungsgeschwindigkeit ebenso. Der Zusammenhang zwischen Massenstrom und Druckdifferenz ist invers quadratisch, da die Strömungsgeschwindigkeit quadratisch in die Druckdifferenz eingeht ($\Delta p = 0,5 \cdot \rho \cdot u^2$). Der Vergleich der Einheiten zeigt, dass Multizonenströmung (Massenausflussgleichung) und Ohmsches Gesetz nicht direkt miteinander vergleichbar sind:

Ohmsches Gesetz:

$$I = \frac{\Delta Q}{\Delta t} \sim U \quad \rightarrow \quad I = \frac{1}{R} \cdot U$$

$$\text{Strom } [A = \frac{As}{s}] \sim \text{Spannung } \left[V = \frac{N \cdot m}{As} = \frac{kg \cdot m^2}{s^2 \cdot As} \right]$$

Multizonenströmung:

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\Delta t} = \dot{V} \cdot \rho = A \cdot u \cdot \rho \sim \sqrt{\Delta p} \quad \rightarrow \quad \dot{m} = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}$$

$$\text{Massenstrom } \left[\frac{kg}{s} \right] \sim \text{Druckdifferenz } \left[Pa = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\begin{aligned}
 U &\hat{=} \Delta p \\
 \left[\frac{kg \cdot m^2}{s^2 \cdot As} \right] &\hat{=} \left[Pa = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s^2} \right]
 \end{aligned} \tag{3.101}$$

$$\left[\frac{m^2}{s^2} \right] \hat{=} \left[Pa = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s^2} \right] \rightarrow \text{nicht korrekt}$$

Für den exakten Vergleich der treibenden Potentiale Spannung U und Druckdifferenz Δp mit $[As] \hat{=} [kg]$ ist die Dichte einzubeziehen:

$$\begin{aligned}
 U &\hat{=} \frac{1}{\rho} \Delta p \\
 \left[\frac{kg \cdot m^2}{s^2 \cdot As} \right] &\hat{=} \left[\frac{m^3}{kg} \frac{kg}{m \cdot s^2} \right]
 \end{aligned} \tag{3.102}$$

$$\left[\frac{kg \cdot m^2}{s^2 \cdot As} \right] \hat{=} \left[\frac{m^2 \cdot kg}{kg \cdot s^2} \right]$$

Hieraus schließt, dass die direkte Übertragbarkeit vom Widerstand R zur Ausflusszahl α ($R \hat{=} \alpha$ oder $\frac{1}{R} \hat{=} \alpha$) nicht gegeben ist:

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{\Delta Q}{t} \hat{=} \dot{m} = \frac{m}{t} = \rho \cdot \dot{V} \\
 \frac{1}{R} \cdot U &\hat{=} \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot u \\
 \frac{1}{R} \cdot U &\hat{=} \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \\
 \frac{1}{R} \cdot U &\hat{=} \alpha \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho} \cdot \sqrt{\Delta p} \\
 \frac{1}{R} &\neq \alpha
 \end{aligned} \tag{3.103}$$

Für den Vergleich $U \hat{=} \frac{1}{\rho} \Delta p$ gilt durch Erweitern, Quadrieren und Umformen mit $u^2 = 2 \cdot \Delta p / \rho$:

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot u^2 \\
 \dot{m} &= \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \\
 \dot{m}^2 &= \alpha^2 \cdot \frac{\rho^2}{\rho} \cdot A^2 \cdot 2 \cdot \Delta p \\
 \dot{m}^2 &= \alpha^2 \cdot \rho \cdot A^2 \cdot 2 \cdot \Delta p \\
 \frac{1}{R} \cdot U &\hat{=} \frac{\dot{m}^2}{\rho^2} = \alpha^2 \cdot A^2 \cdot 2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} \\
 \frac{1}{R} \cdot U &\hat{=} \frac{\dot{m}^2}{\rho^2} = \alpha^2 \cdot A^2 \cdot u^2
 \end{aligned} \tag{3.104}$$

Der Vergleich zeigt, dass der Zusammenhang zwischen dem elektrischen Strom und dem Massen- oder Volumenstrom nicht linear ist. Die Luftströmung geht quadratisch in die Betrachtung ein:

$$I \triangleq \frac{\dot{m}^2}{\rho^2} = \dot{V}^2 \quad (3.105)$$

Daraus ist der Zusammenhang des elektrischen Widerstands R mit der Ausflusszahl α sowie dem Strömungsbeiwert ζ (vgl. Gleichung 3.46) abzuleiten:

$$\frac{1}{R} \triangleq \alpha^2 \cdot A^2 \cdot 2 = \frac{A^2 \cdot 2}{\zeta} \quad R \triangleq \frac{\zeta}{A^2 \cdot 2} = \frac{1}{\alpha^2 \cdot A^2 \cdot 2} \quad (3.106)$$

Die Herleitung zeigt, dass bei einer Betrachtung der Druckverlustwiderstände mit Hilfe der elektrischen Analogie der Einbezug der Fläche des Strömungselementes notwendig ist.

3.7.2 Druckverlust und Widerstand

Die Kombination der Strömungsbeiwerte soll dem 1. Kirchhoff'schem Gesetz (Knotenpunktsatz oder Verzweigungsregel) entsprechen: „In einer Stromverzweigung ist die Summe der Zweigströme gleich dem Gesamtstrom.“ bzw. „In einem Verzweigungspunkt ist die Summe der zufließenden Ströme gleich der Summe der abfließenden Ströme“ [101, 102].

Wie stark sich während der Strömung die Antriebsenergie vermindert, wie stark sich ein Körper dem Stromdurchgang widersetzt, wird durch den elektrischen Widerstand bestimmt. Der elektrische Widerstand hängt bei elektrischen Leitungen von deren Materialeigenschaften ab und ist unter idealen Betrachtung unabhängig von Spannung und Stromstärke (Ohmsches Gesetz).

Druckverluste $\Delta p_{V_{erlust}}$ bei (Luft-)Durchströmung von Strömungselementen werden in der Multizonenbetrachtung der elektrischen Spannung, die an dem elektrischen Widerstand R abfallen müsste, gleichgesetzt. Der massenbezogene Strömungsbeiwert entspricht dabei dem Inversen des elektrischen Widerstandes R . Werden die Strömungselemente nacheinander durchströmt, wird dies als Reihen- oder Serienschaltung hintereinander geschalteter Widerstände bezeichnet. Werden Strömungselemente gleichzeitig durchströmt, und der Massenstrom verteilt sich auf mehrere Elemente, wird dies als Parallelschaltung bezeichnet. [101]

Bei einer Reihenschaltung setzt sich der Gesamtwiderstand aus der Summe der Einzelwiderstände zusammen zu:

$$R_{ges} = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n \quad (3.107)$$

Mit der Massenerhaltung, d.h. dass jeder Widerstand vom gleichen Strom durchflossen wird, gilt dann:

$$I = \frac{U_1}{R_1} = \frac{U_2}{R_2} = \frac{U_3}{R_3} = \dots = \frac{U_n}{R_n} \quad (3.108)$$

Nach [101] verhält sich das Verhältnis von Spannungen U_i über den Widerstand R_i wie das Verhältnisse der Widerstände selbst $U_i \sim R_i$:

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{R_1}{R_2} \quad (3.109)$$

Für die Verteilung des Stromes auf mehrere Elemente ist bei der Parallelschaltung der Kehrwert des Gesamtwiderstandes „ R_{ges} “ gleich der Summe der Kehrwerte der Einzelwiderstände.

$$\frac{1}{R_{ges}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \dots + \frac{1}{R_n} \quad (3.110)$$

bzw. für zwei Widerstände vereinfacht:

$$R_{ges} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (3.111)$$

Damit ist der Gesamtwiderstand in jedem Fall kleiner als der kleinste Einzelwiderstand und die Ströme in den Widerständen verhalten sich umgekehrt wie die Widerstände selbst.

3.7.3 Anwendung der Elektrischen Analogie

Implementierung Multizonenmodell: AIRNET [103]

Aus dem Programm AIRNET wurde das Programm CONTAM entwickelt. Entsprechend der Vielzahl von Veröffentlichungen ist CONTAM (letzte Programmveröffentlichung: Version 3.2 - September 2015) zur Zeit das Standard-Programm zur Anwendung für brandschutztechnisch relevante Gebäudeströmungen. Der Rechenkern stimmt mit dem Vorgängerprogramm AIRNET [104] überein. Nach Walton [103] ist im Programm AIRNET eine Verteilung der Massenströmung über die Strömungselemente, in Reihe oder parallel geschaltet für laminare oder turbulente Strömungen möglich (vgl. Tabelle 3.1).

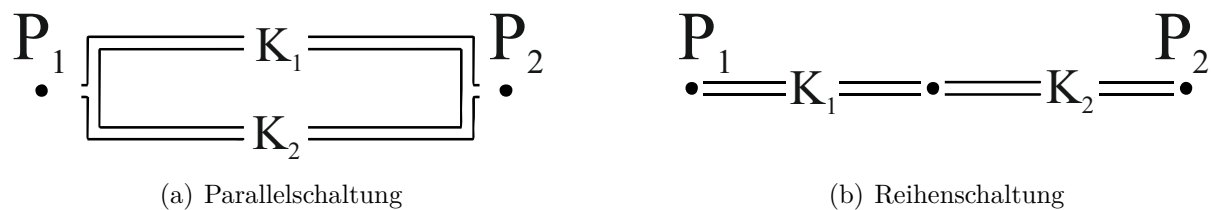


Abb. 3.6: Verteilung des Massenstroms bei Druckverlust nach AIRNET [103]

Entrauchungsberechnung nach Klote [33]

Klote nutzt ebenfalls die Analogie des elektrischen Widerstandes zur Kombination der Druckverlustbeiwerte. Er bezieht sich auf die effektive Fläche A_{eff} und unterscheidet bei der Kombination von Widerständen weder die Strömungsform (laminar - turbulent) noch die Dichteabhängigkeit (vgl. Tabelle 3.2).

Der direkte Vergleich der Multizonenmodellierung mit dem elektrischen Stromkreis ist in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.1: Schaltung AIRNET

		laminar $\dot{m} = \frac{\rho}{\mu} \cdot K \cdot \Delta p$	turbulent $\dot{m} = \sqrt{\rho} \cdot C \sqrt{\Delta p}$
Parallel	$\rho = \text{const.}$	$K_{ges} = \Sigma K_i$	$C_{ges} = \Sigma C_i$
	$\rho = \text{var}$	$\dot{m}_1 = \frac{\rho}{\mu} \cdot K_1 \cdot (P_1 - P_2)$	$\dot{m}_1 = \sqrt{\rho} \cdot C_1 \cdot \sqrt{P_1 - P_2}$
		$\dot{m}_2 = \frac{\rho}{\mu} \cdot K_2 \cdot (P_1 - P_2)$	$\dot{m}_2 = \sqrt{\rho} \cdot C_2 \cdot \sqrt{P_1 - P_2}$
		$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 =$ $\frac{\rho}{\mu} \cdot K_{ges} \cdot (P_1 - P_2)$	$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 =$ $\sqrt{\rho} \cdot C_{ges} \cdot \sqrt{P_1 - P_2}$
Reihe	$\rho = \text{const.}$	$\frac{1}{K_{ges}} = \Sigma \frac{1}{K_i}$	$\frac{1}{C_{ges}^2} = \Sigma \frac{1}{C_i^2}$
	$\rho = \text{var}$	$P_1 - P_2 = \frac{\mu}{\rho} \frac{\dot{m}_1}{K_1}$	$P_1 - P_2 = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\dot{m}_1}{C_1} \right)^2$
		$P_2 - P_3 = \frac{\mu}{\rho} \frac{\dot{m}_2}{K_2}$	$P_2 - P_3 = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\dot{m}_2}{C_2} \right)^2$
		$P_1 - P_3 = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\dot{m}_1}{K_1} + \frac{\dot{m}_2}{K_2} \right)$	$P_1 - P_3 = \frac{1}{\rho} \dot{m}^2 \left(\frac{1}{C_1^2} + \frac{1}{C_2^2} \right)$
		$P_1 - P_3 = \frac{\mu}{\rho} \dot{m} \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \right)$	$\dot{m} = \sqrt{\rho} C_{ges} \sqrt{P_1 - P_3}$
		$\dot{m} = \frac{\mu}{\rho} K_{ges} \cdot (P_1 - P_3)$	

Tabelle 3.2: Schaltung nach Klote [33]

		laminar und turbulent $\dot{m} = \alpha \cdot A_{geom} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot 2 \cdot \rho} = A_{eff} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot 2 \cdot \rho}$
Parallel	$\rho = \text{const.}$	$A_{eff-ges} = \Sigma_{i=1}^n A_{eff-i}$
Reihe	$\rho = \text{const.}$	$A_{eff-ges} = \left(\Sigma_{i=1}^n \frac{1}{A_{eff-i}^2} \right)^{-1/2}$

Tabelle 3.3: Vergleich: Modellierung elektrische Analogie

	Strom I $I = \frac{1}{R} \cdot U$	AIRNET $\dot{m}_{laminar} = \frac{\rho}{\mu} \cdot K \cdot \Delta p$ $\dot{m}_{turbulent} = \sqrt{\rho} \cdot C \sqrt{\Delta p}$	Klote $\dot{m} = \alpha \cdot A_{geo} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot 2 \cdot \rho}$ $= A_{eff} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot 2 \cdot \rho}$
parallel	$\frac{1}{R_{ges}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots$	$K_{ges} = \Sigma K_i$ $C_{ges} = \Sigma C_i$	$A_{eff-ges} = \Sigma_{i=1}^n A_{eff-i}$
Reihe	$R_{ges} = R_1 + R_2 + \dots$	$\frac{1}{K_{ges}} = \Sigma \frac{1}{K_i}$ $\frac{1}{C_{ges}^2} = \Sigma \frac{1}{C_i^2}$	$A_{eff-ges} = \left(\Sigma_{i=1}^n \frac{1}{A_{eff-i}^2} \right)^{-1/2}$

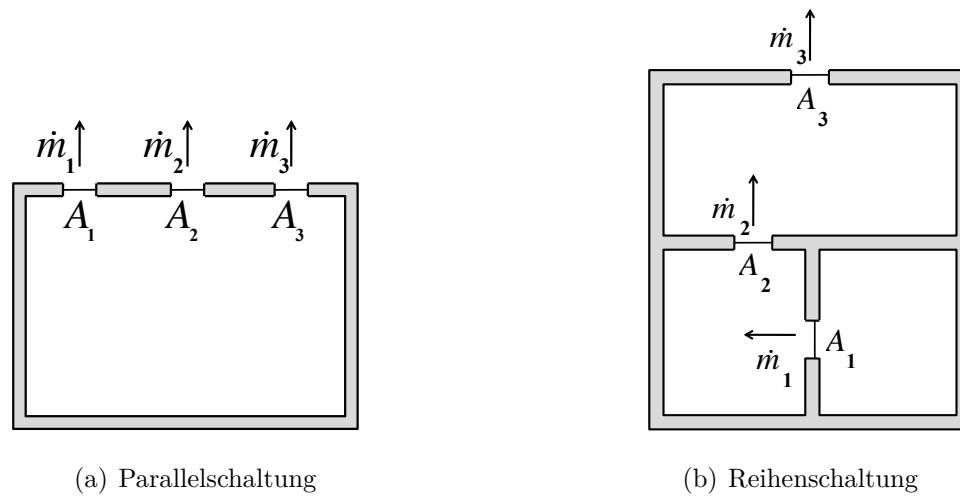


Abb. 3.7: Verteilung des Massenstroms bei Druckverlust nach Klote [33]

Damit entspricht der elektrische Widerstand dem Kehrwert des turbulenten oder laminaren Druckverlustbeiwerts nach AIRNET bzw. dem Kehrwert der effektiven Fläche nach Klote. Dies ist analog zur Herleitung in Gleichung 3.103:

$$\frac{1}{R} \triangleq K \triangleq C \triangleq A_{eff} \quad \text{bzw.} \quad R \triangleq \frac{1}{K} \triangleq \frac{1}{C} \triangleq \frac{1}{A_{eff}} \quad (3.112)$$

3.7.4 Diskussion des Einsatzes von Multizonenmodellen / Netzwerkmodellen

AIRNET [103] war eines der ersten Computermodele, um Strömungen in Gebäuden zu analysieren. Daraus entwickelte sich 1993 das Netzwerkmodell CONTAM [105], welches zur Zeit Stand der Technik bei der Auslegung von Überdruckbelüftungssystemen [33] ist. Wesentliche strömungsmechanische Grundlagen dieser Programme sind die Massenerhaltung und die „stetige“ Strömung, induziert durch Druckdifferenzen verbundener Zonen unterschiedlichen Druckes, die mit Hilfe eines Netzwerkes miteinander verbunden sind. Strömungspfade (airflow paths) ermöglichen die Strömung zwischen angrenzenden Zonen, die durch Strömungselemente (airflow elements) z.B. Türen, Lüftungsöffnungen, Spalten, usw. verbunden sind. Diesen Strömungselementen kommt in der Berechnung des Druckverlustes besondere Bedeutung zu. Sie beschreiben die Beziehung zwischen dem Luftstrom durch den Strömungspfad und dem Druckverlust über diesen Pfad. Eine Übersicht verschiedener Validierungsansätze von Multizonenmodellen zur Bewertung der Raumluftqualität nach Emmerich in Wohngebäuden [106] zeigt auf, dass ein „erfahrener Anwender“ dieser Modelle im Fall von Wohngebäuden „reasonable“, also angemessene Vorhersagen der Raumluftwechselraten und Schadstoffbelastung erzielen kann. Für die Vorhersage von Luftströmungen über Zonen oder bei starker Windbelastung wurden jedoch schlechtere Übereinstimmungen von Messungen und Multizonensoftware erzielt.

Die Anwendung der Multizonenmodelle wird in Kapitel 4.2 am Beispiel des Programmes CONTAM vorgestellt. Kapitel 5.4 vertieft die Untersuchungen durch Strömungssimula-

tionen mit FDS.

Leckage der inneren Abtrennungen

Nach Klote [33] gehen neben geometrischen Parametern, wie der Gebäudehöhe, der Raumausrichtung im Gebäude und Leckageflächen, auch physikalische Parameter wie die Temperatur, die Luftdichte und Reibungsdruckverluste ein. Die Auslegung des Differenzdrucksystems wird zunächst durch eine Massenerhaltung beschrieben: Der Massenstrom, der vom Ventilator zugeführt werden muss, ist gleich dem Massenstrom durch Ausströmung in das Brandgeschoss sowie durch Leckageströme. Die Leckageströme werden in über die Höhe gleichverteilte „Linienleckagen“ und „Punktleckagen“ aufgeteilt, wobei von Strömungspfaden ausgegangen wird, die durch Strömungsflächen beschrieben werden. Grundlage für die Berechnung der Massenströme ist die Massenstromgleichung (3.37), welche durch einen konstanten Strömungsbeiwert und einer Gesamt-Druckdifferenz (zwischen Treppenraum und Außenluft bzw. zwischen Treppenraum und Gebäude) bestimmt wird. Die Druckdifferenz wird aus den lokalen Druckdifferenzen am Treppenraumboden und an der Treppenraumdecke gemittelt, welche in Abhängigkeit eines Temperaturfaktors und einem Strömungsbeiwert bestimmt werden. Diese schließen die Temperaturdifferenz der Zuluft sowie der Strömungsflächen des Treppenraumes ein. Hier werden allerdings sehr einfache Berechnungswege vorgestellt, die auf empirischen Konstanten ($C = 0.6$, $\eta = 0.15$) beruhen, welche in diesem Umfang nicht validiert sind.

Die Einfachheit der Formel wirft die Fragestellung auf, ob die Konstanten einheitlich auf die unterschiedlichen und komplexen Strömungen im Gebäude angewendet werden können.

Die Anwendung der genannten Strömungsgleichungen ist von vielen lokalen Randbedingungen abhängig. Aus diesem Grund empfiehlt sich die Anwendung eines Netzwerkmodells, welches Strömungsflächen und lokale Druckdifferenzen betrachtet.

Die Betrachtung des Druckverlustes innerhalb des Treppenraumes erfolgt nach Klote [33] mit Referenz der Versuche von Achakij [24] allein durch Reibungsdruckverluste in Anlehnung an die Darcy-Weisback- und die Colebrook-Gleichung bzw. das Moody-Diagramm. Das Verhältnis einer äquivalenten Strömungsfläche zur realen Treppenraumfläche soll den Druckverlust anhand eines festen Strömungsbeiwertes $C = 0.6$ und eines Druckverlustbeiwertes K_{sw} beschreiben. Die Druckverlustbeiwerte wurden experimentell ermittelt und sind nicht in ausreichender Zahl tabelliert, um diese zur Systemauslegung nutzen zu können. Zudem wurden in den Versuchen nur wenige Parameter variiert.

Die Druckverlustbeiwerte wurden zwar experimentell ermittelt, die Druckverluste aufgrund einer turbulenten Strömung werden aber nicht in die Betrachtungen einbezogen.

Kapitel 4

Einflussparameter auf die Funktion der Druckbelüftungsanlagen

4.1 Druckverluste bei Durchströmung des Gebäudes

4.1.1 Durchströmung der Gebäudehülle: Theorie und baupraktische Umsetzung

Bereits 1976 bestimmten Tamura und Shaw [22] die Luftdichtheit der Treppenraumwände sowie der äußeren Gebäudehülle als wesentlichen Einflussparameter auf die Funktion der Druckbelüftungssysteme. Sie ermittelten anhand Messungen in Aufzugsschächten und Treppenräumen von acht Hochhäusern ($h = 9 - 22 \text{ m}$) Leckagekoeffizienten. Diese werden heute für die Auslegung der Druckbelüftungssysteme hinzugezogen [33]. Aktuelle Studien ([107],[108]) zeigen, dass es schwierig ist, die Dichtheit der äußeren Gebäudehülle wie auch innerer Trennwände zu charakterisieren. So haben nach Jo und Shin [108] bereits unterschiedliche Nutzungseinheiten desselben Gebäudes nicht dasselbe Luftdichtheitsniveau (vgl. auch [109]). Daraus folgt, dass es schwierig ist, die Luftdichtheit der Gebäudehülle wie auch der Treppenraumwände im Rahmen der Auslegung und Planung des Druckbelüftungssystems zu quantifizieren. Besonders durch die Bauausführung kann die Qualität der luftdichten Ebene beeinflusst werden. Die deutsche Energieeinsparverordnung [110] setzt den Luftvolumenstrom bei 50 Pa durch die Gebäudehülle als Referenzwert, um die Qualität der Luftdichtheitsebene zu definieren. Anforderungen bestehen neben der Luftwechselrate n für große Gebäude ($> 1.500 \text{ m}^3$) an den außenflächenmaßbezogenen Luftvolumenstrom $q_{50} [\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)]$. Für Gebäude mit raumluftechnischer Anlage gilt $q_{50} < 2,5 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$, ohne raumluftechnische Anlage $q_{50} < 4,5 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$. Nach Formel 3.63 und 3.64 berechnen sich mit dem mittleren Strömungsexponenten von $n = 0,72$ nach Peterson [91] für 20°C effektive Leckageflächen von $0,021 \text{ m}^2$ bis $0,038 \text{ m}^2$ pro Geschoss.

4.1.2 Dimensionierung von Gebäudeleckagen

Abbildung 4.1 vergleicht typische Leckageflächen der Gebäudehülle mit den inneren Luftdichtheitsebenen sowie typischen Leckageflächen von Türen. Die Leckageflächen der Wän-

de wurden von Tamura und Shaw [22], Emmerich und Persily [107] sowie von Jo und Shin [108] ermittelt. Die Leckagefläche der Außenwände ist für das Geschoss mit der Höhe $h = 3 \text{ m}$ eines Referenzgebäudes $b \cdot l = 30 \text{ m} \cdot 50 \text{ m}$ ermittelt. Die Treppenraum- und Innenwände sind auf Referenztreppenraumabmessungen von $b \cdot l = 3 \text{ m} \cdot 5 \text{ m}$ bezogen. Die Leckagefläche einer Rauchschutztür nach EN 1634-3 [111] sowie die nach Klote [33] tabellierten Grenzwerte für ein- und zweiflügelige Türen sind zum Vergleich aufgeführt. Bei der Rauchschutztür wird die Leckagefläche aus der maximalen Leckrate von 20 bzw. 30 m^3/h bezogen zur Prüftemperatur von 200°C und der Druckdifferenz von 50 Pa ermittelt. Die

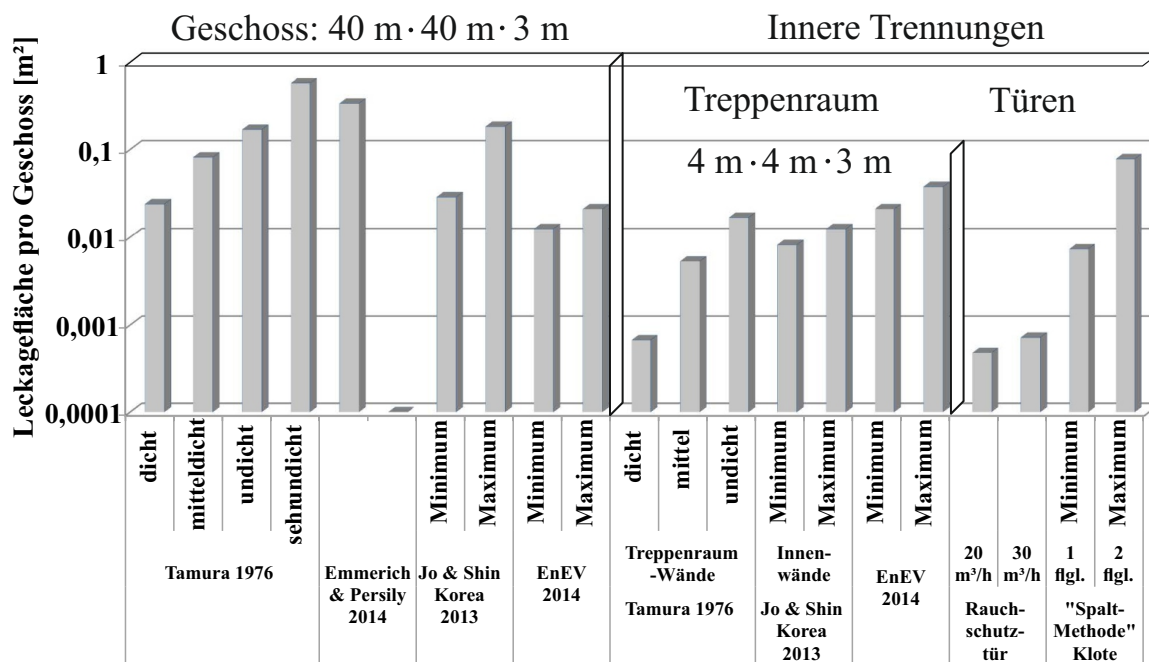


Abb. 4.1: Vergleich der Leckageflächen (Erweiterung nach [109])

Abbildung mit logarithmischer Ordinate zeigt, dass besonders bei der Ausführung der Dichtheit innerer Trennungen (Treppenraumwände und Türen) große Unterschiede bestehen. Im Vergleich können diese sogar nahezu dieselben Dimensionen wie die summierten Leckageflächen der Außenwände des Referenzsystems annehmen. Die Anforderungen nach deutscher Energieeinsparverordnung von 2014 unterschreiten die bereits 1976 von Tamura für Außenwände als „dicht“ definierten Referenzwerte nur geringfügig. Aufgrund der gestiegenen (deutschen) Anforderungen an den energiesparenden Wärmeschutz ist keine Veränderung in der Beeinflussung der Druckbelüftung durch Luftdichtheit der Gebäudehülle begründet. Die Abbildung zeigt auch, dass eine große Varianz in der Dichtheit der Tür des Treppenraumes liegt. Die Bestimmung der tatsächlichen Leckagefläche der Treppenraumentür kann einen großen Einfluss auf die Funktion der Druckbelüftung haben. Dies wird in Kapitel 5.2 für einen einzelnen Türspalt und in Kapitel für die Wirkung im Treppenraum detaillierter untersucht.

4.1.3 Durchströmung von Öffnungen

Dichtheit von Türen Nach DIN 18095 Teil 1 [112] darf die Leckrate unter Temperaturbeanspruchung ($\Delta T \approx 130 - 160 \text{ K}$) bei 50 Pa Druckdifferenz bei einflügeligen Rauchschutztüren $20 \text{ m}^3/\text{h}$ und $30 \text{ m}^3/\text{h}$ bei zweiflügeligen Türen nicht unterschreiten. Die von Gross und Habermann [32] abgeleitete Methode in Abhängigkeit der Spaltgeometrie eine Leckagerate zu definieren wird folgend zur Abschätzung genutzt. Diese ist in Klote [33] tabelliert. Für eine einflügelige Tür der Abmessungen $h \cdot b \cdot d = 2,13 \text{ m} \cdot 0,914 \text{ m} \cdot 0,0445 \text{ m}$ und Spaltmaßen von $0,00635 \text{ m}$ am Boden bzw. $0,000508 \text{ m}$ an den restlichen Seiten ergibt sich nach Tabelle [33] eine äquivalente Strömungsfläche von $0,0072 \text{ m}^2$. Für eine zweiflügelige Tür der Breite $1,83 \text{ m}$ mit den Spaltmaßen von $0,01905 \text{ m}$ (Boden), $0,00406 \text{ m}$ (Seiten) und $0,002032 \text{ m}$ (Türstoß) ergibt sich eine äquivalente Strömungsfläche von $0,0781 \text{ m}^2$. Die tabellierte äquivalente Strömungsfläche sagt nichts über den Druckverlust aus.

Türspalten Für die Durchströmung eines Türspaltes mit einer Druckdifferenz von $\Delta p = 50 \text{ Pa}$ ergibt sich bei 20°C unter Anwendung der Bernoulli Gleichung und bei Vernachlässigung von Reibungseffekten eine theoretische, druckinduzierte Geschwindigkeit von $u = \sqrt{\Delta p / \rho} \cdot 2 = 9,11 \text{ m/s}$ vom Treppenraum in ein Geschoss. Durch diese Leckageströmung wird ein zusätzlicher Druckverlust hervorgerufen, der sich nach [76] berechnen lässt. Die im vorigen Absatz bestimmte äquivalente Leckagefläche zwischen $0,007 \text{ m}^2$ und $0,0781 \text{ m}^2$ dient hier als Referenz zur Bestimmung der Größendimension. Die Leckagegeometrie soll bei der Betrachtung variieren zu $l \cdot b = 0,05 \text{ m} \cdot 0,05 \text{ m}$ bis $0,5 \text{ m} \cdot 0,05 \text{ m}$, d.h. $A = 0,0025 \text{ m}^2$ bis $0,025 \text{ m}^2$ und $D_{hyd} = 0,05$ bis $0,09$.¹ Bei einer Wanddicke von $d = 0,05 \text{ m}$ bis $0,20 \text{ m}$ ergibt dies das Verhältnis $d/D_{hyd} = 0,55$ bis 4 . Die Strömungsgeschwindigkeit im Raum wird für die Betrachtung vernachlässigt, dann errechnet sich der resultierende Widerstandsbeiwert entsprechend Gleichung 4.1 nach Idelchick [76] zu:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho u_{ein}^2 / 2} = \zeta' + \tau + 1 + \zeta_{WR} \quad (4.1)$$

Für die Einströmung ist der Anteil des Widerstandsbeiwertes tabelliert zu $\zeta' = 0,50$ [76]. Der Wandeinfluss wird für die verschiedenen Wanddicken bestimmt zu: $\tau_{d=5\text{cm}} = 0,24$ bis $0,90$ und $\tau_{d=20\text{cm}} = 0$ bis $0,01$. Die Rohrreibungszahl λ bestimmt sich nach [113] mit $\epsilon = 0,001$ für einen Betonkanal und die für die Öffnungsdurchströmung relevanten Reynoldszahlen von $Re = 3 \cdot 10^4$ bis $6 \cdot 10^4$ zu $\lambda = 0,04$ bis $0,05$. Damit wird der Wandreibungsanteil des Widerstandsbeiwertes bestimmt zu $\zeta_{WR(d=5\text{cm})} = 0,0275$ bis $0,05$ und $\zeta_{WR(d=20\text{cm})} = 0,11 - 0,2$. Und der berechnete Widerstandsbeiwert liegt bei $\zeta_{Tür,gr.Leckage} = 2,43$; $\zeta_{Tür,kl.Leckage} = 1,79$; $\zeta_{Wand,gr.Leckage} = 1,62$ und $\zeta_{Wand,kl.Leckage} = 1,7$. Ein anderes, direkteres Tabellenverfahren nach Idelchik kommt zu ähnlichen Werten: $\zeta_{Tür,kl.Leckage} = 2,4$, $\zeta_{Tür,gr.Leckage} = 1,76$, $\zeta_{Wand,gr.Leckage} = 1,55$ und $\zeta_{Wand,kl.Leckage} = 1,55$. Insbesondere die Umrechnung zum Ausflusskoeffizienten $\alpha = 0,65$ bis $0,80$ zeigt, dass der Druckverlustkoeffizient stark variiert.

¹ $D_{hyd} = 4 \cdot A/U$

Tür Die Durchströmung einer Tür mit unterschiedlichen Abmessungen $b \cdot h = 1\text{ m} \cdot 2\text{ m}$ bis $2\text{ m} \cdot 2\text{ m}$ und $D_{hyd} = 0,025\text{ m}$ bis $0,15\text{ m}$ ergibt einen ähnlichen Widerstandsbeiwert der variiert zu $\zeta = 2,75$ bis $2,83$. Damit liegt der auf die Ausflussgleichung bezogene Ausflusskoeffizient α zwischen $0,59$ und $0,60$. Der Vergleich zur Leckage durch die Wandöffnung zeigt, dass für große Öffnungen nach dem Modell nach Idelchick [76] die Bestimmung des Widerstandsbeiwertes einfacher wird. Damit liegt der absolute Druckverlust für die Durchströmung einer Tür mit der Referenzgeschwindigkeit von 2 m/s bei maximal $6,8\text{ Pa}$.

4.2 Strömungsverteilung über mehrere Räume

Reihenschaltung

Die Strömungsverteilung über mehrere Räume erfolgt in diesem Kapitel auf Grundlage der elektrischen Analogie (vgl. Kapitel 3.7). Die Umsetzung bei der Kombination von Strömungsbeiwerten in dem Multizonenmodell CONTAM zeigt, dass im Berechnungsbeispiel bei Durchströmung von fünf hintereinander geschalteten Türen ($A = 2 \text{ m}^2$) mit dem Massenstrom von $4,8 \text{ kg/s}$ ($u_{\text{Tür}} = 2 \text{ m/s}$) die Widerstände addiert werden. Dies entspricht der Reihenschaltung nach Gleichung 3.107. Die Ausflussziffer wurde für das Beispiel nach Programmvoreinstellung gewählt zu $\alpha = 0,6$, dies entspricht dem Strömungsbeiwert $\zeta = 2,78$. Der Druckverlust bei Durchströmung einer Tür berechnet sich zu:

$$\dot{m} = \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p / \rho}$$

$$\Delta p = \frac{\dot{m}^2}{\alpha^2 \cdot \rho \cdot A^2 \cdot 2} = \frac{(4,8 \text{ kg/s})^2}{0,6^2 \cdot 1,205 \text{ kg/m}^3 \cdot (2 \text{ m})^2 \cdot 2} = 6,64 \text{ Pa}$$

Dies wird in CONTAM bei fünf Türen addiert zu $\Delta p = 33,2 \text{ Pa}$, vgl. Abb. 4.2.

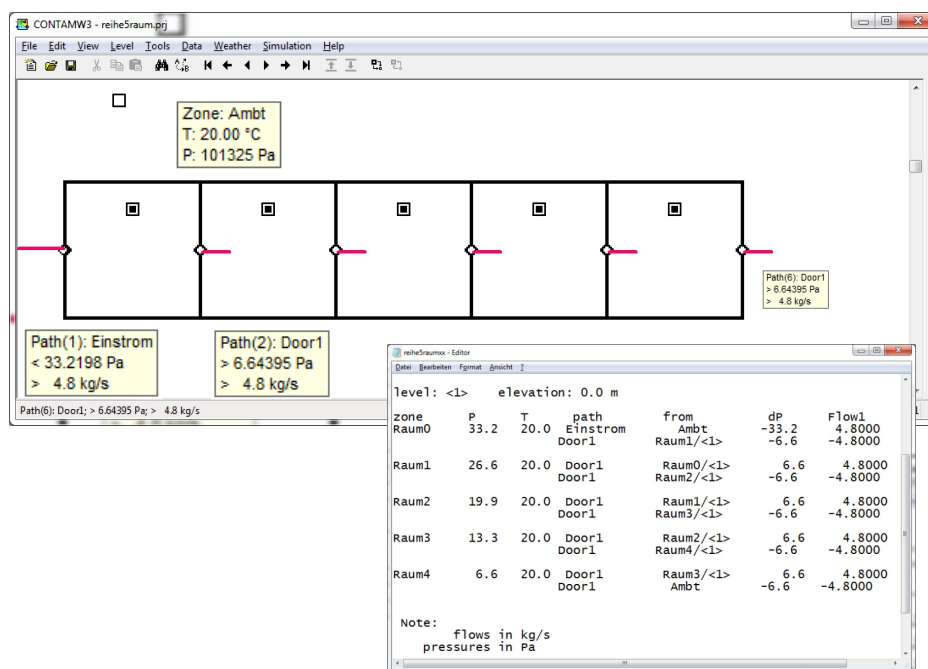


Abb. 4.2: CONTAM-Modellierung: Strömung in Reihe

Für mehrere unterschiedliche Widerstände berechnet sich der Druckverlust zu:

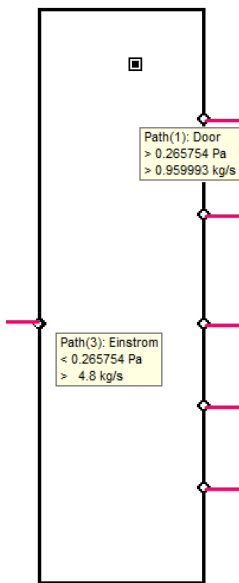
$$\Delta p = \left(\frac{1}{\alpha_1^2 \cdot A_1^2} + \frac{1}{\alpha_2^2 \cdot A_2^2} + \dots + \frac{1}{\alpha_n^2 \cdot A_n^2} \right) \frac{\dot{m}^2}{\rho \cdot 2} \quad (4.2)$$

Für den Massenstrom formt sich dies wie folgt um und kann damit analog zu Tabelle 3.3

betrachtet werden.

$$\dot{m} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\alpha_1^2 \cdot A_1^2} + \frac{1}{\alpha_2^2 \cdot A_2^2} + \dots + \frac{1}{\alpha_n^2 \cdot A_n^2}}} \cdot \rho \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p / \rho} \quad (4.3)$$

Damit wird im Programm CONTAM die Reihenschaltung umgesetzt. In dieser entspricht der elektrische Widerstand dem Inversen aus Ausflussziffer und zugeordneter geometrischer Fläche : $R \hat{=} 1 / (A_{geo} \cdot \alpha)$



Parallelschaltung

Bei der Strömungsverteilung aus einem Raum über fünf parallele Türen gleicher Fläche teilt sich auf Grundlage der Zonenmodellierung der gesamte Massenstrom gleichmäßig auf die fünf Türen auf. Für jede Tür ergibt sich derselbe Massenstrom von $0,96 \text{ kg/s}$ und die mittlere Strömungsgeschwindigkeit $u = 0,4 \text{ m/s}$. Für die Durchströmung einer Tür berechnet sich der Druckverlust zu:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{\dot{m}^2}{\alpha^2 \cdot A^2 \cdot \rho \cdot 2} \\ &= \frac{(4,8 \text{ kg/s})^2}{(0,6 \cdot 2 \text{ m} \cdot 5)^2 \cdot 1,205 \text{ kg/m}^3 \cdot 2} \\ &= 0,266 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Abb. 4.3:
CONTAM-Modellierung:
Strömung Parallel

In Abbildung 4.3 ist in CONTAM die Parallelschaltung dargestellt. Für jede einzelne Tür beträgt der modellierte Druckverlust $\Delta p = 0,265754 \text{ Pa}$. Für den Raum und die Einströmung wird derselbe Druckverlust modelliert. Es erfolgt damit eine einfache Addition der Widerstände entsprechend des inversen Wertes der Gleichung 3.110 oder dem Verfahren nach Klotz oder AIRNET (vgl. Tabelle 3.3). Für die Berechnung mit mehreren unterschiedlichen Widerständen heißt dies:

$$\dot{m}_{ges} = (\alpha_1 \cdot A_1 + \alpha_2 \cdot A_2 + \dots + \alpha_n \cdot A_n) \cdot \rho \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p / \rho} \quad (4.4)$$

$$\Delta p = \frac{\dot{m}_{ges}^2}{(\alpha_1 \cdot A_1 + \alpha_2 \cdot A_2 + \dots + \alpha_n \cdot A_n)^2 \cdot \rho \cdot 2} \quad (4.5)$$

Damit verhält sich das Programm CONTAM [104] ebenfalls bei der Parallelschaltung von Widerständen wie es in der Dokumentation zum Vorgänger AIRNET dargestellt wurde. Im Gegensatz zur Dokumentation [103] werden die Flächen der Widerstände in den Berechnungsansatz einbezogen. Der Vergleich zur elektrischen Analogie zeigt, dass der Faktor 2 in Gleichung 3.106 nicht einbezogen wird und in Gleichung 3.104 die elektrische Spannung U dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit entspricht: $U \hat{=} u^2$.

4.3 Windeinflüsse

Hochhäuser sind aufgrund ihrer Höhe und oft exponierten Lage einer erhöhten Windbelastung ausgesetzt. Dies kann dazu führen, dass die Rauchausbreitung und das Druckprofil innerhalb des Gebäudes beeinflusst werden. Ansätze im Ingenieurwesen basieren im Wesentlichen auf statistischen Mittelwerten. Die Übertragbarkeit sowie die Einflüsse auf die Auslegung des Druckbelüftungssystems werden folgend untersucht.

4.3.1 Berücksichtigung im Bauingenieurwesen

Die mittleren Geschwindigkeiten in der atmosphärischen Grenzschicht sind nach Klote [33] charakterisiert durch einen exponentieller Anstieg in Abhängigkeit einer Referenzhöhe h_0 und des Windexponenten a zu:

$$u = u_0 \left(\frac{h}{h_0} \right)^a \quad (4.6)$$

Der Windexponent a und die Grenzschichtdicke ist abhängig von der Beschaffenheit des Geländes unterschiedliche Geländetopologien (Großstadt, offene Fläche) tabellarisiert (vgl. [50]).

Dieser Exponentialansatz findet Eingang in die internationale Basisliteratur zur Entrauchung nach Klote [33] und wurde 1914 von Hellmann [114] entwickelt und seitdem nicht wesentlich verändert [115]. Die Rauigkeit der Geländeoberfläche wurde 1961 von Davenport [116] bestimmt. Ebenfalls in Klote [33] sind auf Grundlage von MacDonald (1975) Druckkoeffizienten c_w angegeben, die den tatsächlichen Druck auf die einzelnen Gebäudeseiten in Abhängigkeit des Anströmungswinkels, der Gebäudehöhe und der angeströmten Gebäudelänge reduzieren. Der Winddruck führt dazu, dass Luft ins Gebäude transportiert wird. Außerdem ist dieser Druck vom Druckbelüftungssystem ebenfalls zu überwinden und in der Auslegung zu berücksichtigen. Für die windabgewandte Seite sind negative Druckkoeffizienten tabelliert, um den Sog an dem Gebäude darzustellen. Der Sog führt zu einem Unterdruck im Gebäude, welcher sich unterstützend auf die Druckbelüftung auswirken kann. Der Winddruck wird berechnet zu [33]:

$$p_w = \frac{1}{2} c_w \rho_0 u_H^2 \quad (4.7)$$

Die Geschwindigkeit u_H in m/s ist hier die (mittlere) lokale Windgeschwindigkeit an der Höhe der angeströmten Gebäudewand. Diese wird in Abhängigkeit der atmosphärischen Grenzschicht und einem Referenzmesswert (u_{met}) in einer Referenzhöhe h_{met} berechnet zu [33]:

$$u_H = u_{met} \left(\frac{\delta_{met}}{h_{met}} \right)_{met}^a \left(\frac{H}{\delta} \right)^a \quad (4.8)$$

Nach Klote [33] ist der Wind zwar ein „konstant fluktuierendes“ Phänomen, für die Entrauchung von Gebäuden ist jedoch die mittlere Windgeschwindigkeit maßgebend. Für

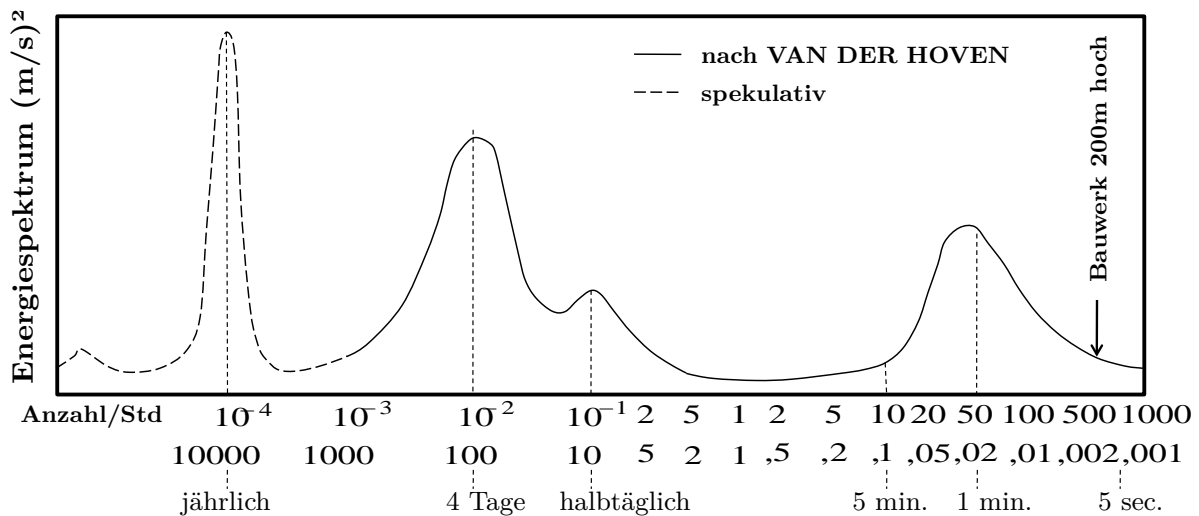


Abb. 4.4: Energiespektrum des Windes [118]

Differenzdrucksysteme in Treppenträumen, sieht Klote vor, dass Windeffekte hier „im Idealfall“ keinen Einfluss haben. Er schränkt ein, dass dies schwer zu erreichen ist, insbesondere bei großen und komplizierten Gebäuden und Gebäuden mit natürlicher Lüftung über Fenster. Hier schlägt er eine Windanalyse durch Windtunnelexperimente, Netzwerkmodellierung oder CFD vor. Dieser Ansatz der Winddruckkoeffizienten wird außerdem genutzt, um die Windlasten auf das Gebäude im Rahmen der Tragwerksplanung zu ermitteln. Dies wird in Deutschland durch DIN EN 1991-1-4 [117] (früher DIN 1055 Teil 4) geregelt. In den Exponentialansatz mit Winddruckkoeffizienten nach Klote gehen allein stationäre Mittellungen des Winddruckes ein. Druckspitzen werden nicht erfasst, können aber im Brandfall einen deutlichen Einfluss haben. Folgend werden dynamische Auswirkungen des Windes untersucht.

Dynamische Windwirkung

Wind sind „gegenüber der Erdoberfläche horizontal bewegende Luftmassen“ die durch Luftdruckunterschiede aufgrund unterschiedlicher Erwärmung der Erdoberfläche und angrenzenden Luftschichten in der Troposphäre (unterste Schicht der Atmosphäre, < 10 km Höhe) verursacht wird [118]. Starke Winde, die zeitlichen Abschwächungen unterliegen können, entstehen durch Tiefdruckgebiete, die Windrichtung wird zeitlich nicht stark variiert. Da Wind der Turbulenz unterliegt, müssen zur Beschreibung der Windparameter stochastische Methoden angewendet werden, um Aussagen über stationäre Mittellungen zu treffen. 1957 hat van der Hoven [119] hierzu ein Energiespektrum experimentell ($h = 91 - 108 \text{ m}$) bestimmt, welches von Bachmann [118] modifiziert wurde. Abbildung 4.4 zeigt, dass es einen kurzwelligen Schwankungsanteil im Bereich von einer Sekunde und 5 Minuten gibt, sowie einen größeren Schwankungsanteil zwischen 10 Stunden und vier Tagen: Wind unterliegt im Bereich von fünf Minuten bis fünf Stunden wenig Schwankungen, in dieser „spektralen Lücke“ finden in der Troposphäre nur wenige energieumsetzende Prozesse statt. Der obere, makrometeorologische Bereich des Spektrums mit langen Perioden zur Geschwindigkeitsänderung wird für die Bestimmung der statischen Wirkungen

des Windes z.B. auf Hochhäuser wirksam [118]. Beispielsweise umspannen Wetterperioden in der Regel 12 Stunden bis mehrere Tage, bedingt durch Sonnenverlauf und Tiefdruckgebiete. Kurzzeitige, dynamische Schwankungen der Windgeschwindigkeit sind im mikrometeorologischen Bereich einzuordnen und werden als Böenspektrum bezeichnet. Dynamische Windeigenschaften können durch den Böfaktor G_v beschrieben werden [116]. Dieser setzt die größte gemessene Geschwindigkeit u_{max} zur mittleren Geschwindigkeit \bar{u} in Bezug und beschreibt damit eine Böe mit der größten Amplitude:

$$G_v = \frac{u_{max}}{\bar{u}_z} \quad (4.9)$$

Der Böfaktor macht keine Aussage über Häufigkeit und Größe der Schwankungen. Diese können durch die Turbulenzintensität I_z beschrieben werden. Dabei charakterisiert das Verhältnis der Standardabweichung gemessener Windgeschwindigkeiten σ_z zu ihrem Mittelwert \bar{u}_z die Turbulenz:

$$I_z = \frac{\sigma_z}{\bar{u}_z} \quad (4.10)$$

Nach Davenport geht ein klassifizierter Rauigkeitsparameter K für verschiedene Geländekategorien in die Berechnung der Turbulenzintensität ein zu:

$$I_z = 2,45 \cdot \sqrt{K} \cdot \left(\frac{z}{10m} \right)^{-a} \quad (4.11)$$

4.3.2 Winddruck auf ein Gebäude nach Eurocode

Dieser Ansatz ist für Windeinwirkungen auf Bauwerke in DIN EN 1991-1-4 [117] (Eurocode) in Verbindung mit dem nationalen Anhang [120] für Deutschland vereinfacht und für den ingenieurmäßigen Gebrauch aufbereitet. In Deutschland sind mit den Windzonen 1 bis 4 und der Geländekategorie II (Gelände mit Hecken, einzelnen Gehöften, Häusern oder Bäumen) regional maximale Basiswindgeschwindigkeiten von 22,5 m/s bis 30 m/s zu erwarten (vgl. DIN EN 1991-1-4 Anhang NA.A [120]). Die dazugehörigen maximalen Basisgeschwindigkeitsdrücke sind mit 320 Pa bis 560 Pa tabelliert. Der Basisgeschwindigkeitsdruck ist definiert als die „mittlere 10-minütige Windgeschwindigkeit mit einer jährlichen Auftretenswahrscheinlichkeit von 2 % unabhängig von der Windrichtung, bezogen auf eine Höhe von 10 m über flachem offenem Gelände unter Berücksichtigung der Meereshöhe“, welche „zur Berücksichtigung der Richtung des betrachteten Windes und der Jahreszeit“ modifiziert wird. Durch den Einfluss der Geländerauigkeit und der Topographie können sich diese Werte geringfügig ändern. Zur Erfassung der Größenordnung der maximalen Windeinflüsse auf die Druckbelüftung ist dieser Ansatz ausreichend. Dynamische Windwirkungen werden durch den Böengeschwindigkeitsdruck (Spitzengeschwindigkeitsdruck) bestimmt. Dieser ist für eine Böendauer von 2 bis 4 s gemittelt. Für das Binnenland ergibt sich unter Anwendung des Rechenverfahrens nach Eurocode [120] für die genannten Basisdrücke in Abhängigkeit der Höhe der Böengeschwindigkeitsdruck nach Bild 4.5.

Im Bereich bis 7 m über Gelände entspricht der Böengeschwindigkeitsdruck dem 1,5-fachen des Basisdruckes, darüber steigt die Turbulenzwirkung stark an. Bei einer Gebäudehöhe von ca. 30 m sind durch die Böwirkung Gebäudedrücke im Bereich von 800 bis

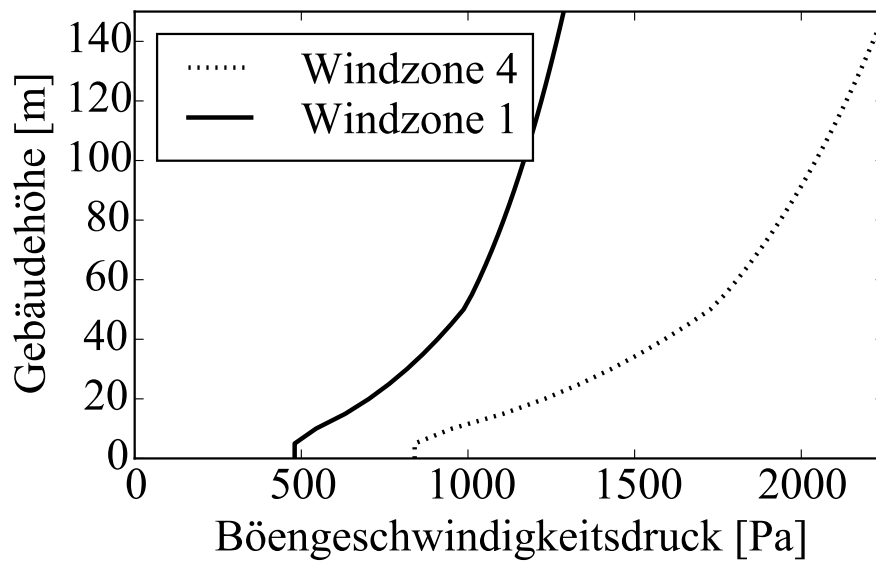


Abb. 4.5: Druckspitzen durch Turbulenz nach Eurocode [120]

1400 Pa zu erwarten. Im Vergleich zum Auslegungsreferenzwert der Druckbelüftungsanlage von 30 Pa ist der Winddruck um das 10-fache größer. Dieser Referenzdruck von 30 Pa wird bereits ab einer Windgeschwindigkeit von 7 m/s überschritten. Nach der Beaufort-Skala entspricht das einer frischen Brise. Für die Übertragbarkeit auf die Auslegung von Druckbelüftungssystemen im Brandingenieurwesen müssten zusätzliche Untersuchungen zur Auftretenswahrscheinlichkeit im Brandfall durchgeführt werden. Die Windrichtung sollte ebenfalls betrachtet werden, der Winddruck kann sich ggf. auch unterstützend auf das Druckbelüftungssystem auswirken. Ein Ansatz zur Berücksichtigung der windrichtungsabhängigen Ansteuerung von Abluftöffnungen sowie der separaten Winddatenerfassung kann z.B. in Anlehnung an VdS 3122 [121] erfolgen.

4.3.3 Messung von Windgeschwindigkeiten an einem Gebäude

Beispiele von gemessenen Windgeschwindigkeiten an einem Hochhaus [118] sind in Abbildung 4.6 dargestellt. Die Messwerte vom 19.03.2001 am Commerzbank Hochhaus in Frankfurt zeigen, dass in einer Starkwindsituation die mittlere Windgeschwindigkeit in einer Höhe von 275 m in 12 Minuten von 12 m/s auf 6 m/s fallen kann, das entspricht einem dynamischen Druck von 70 Pa und damit mehr als dem zweifachen des Auslegungsdruckes. Dieser Zeitrahmen fällt in die typische Länge eines Brandereignisses, z.B. innerhalb der Zeit die für die Evakuierung zur Verfügung steht. Auch für eine geringere Höhe ist die dynamische Druckdifferenz mit 14,5 Pa im Vergleich zum Auslegungsdruck nicht zu vernachlässigen: 28 m entspricht nach internationalen Standards einer typischen Treppenraumhöhe mit Einzeleinströmung.

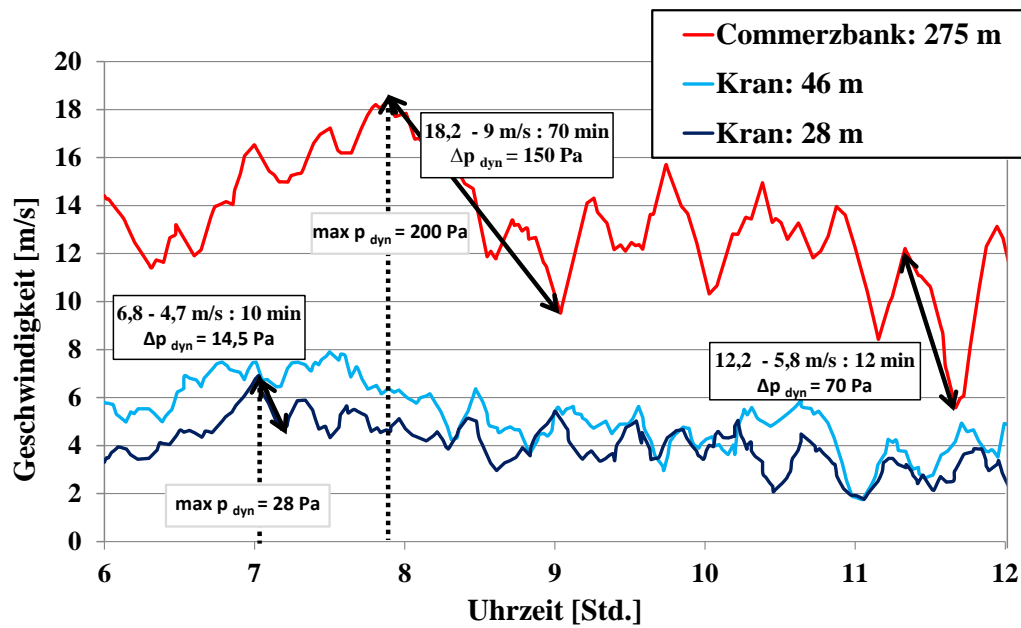


Abb. 4.6: Messung Frankfurt - Starkwind

4.3.4 Grenzen konventioneller Methoden zur Erfassung der Windeinflüsse

Die Anwendung der Winddruckkoeffizienten für Netzwerkmodellierungsprogramme oder Software zur energetischen Gebäudesimulation wird u.a. 2009 von Cóstola et al. [122] hinterfragt. Sie vergleichen Quellen aus Feldmessungen, Modellmessungen im Windtunnel und berechneten CFD-Daten. Ihre Vergleiche zeigen, dass die Werte der Winddruckkoeffizienten auch für einfache Gebäudekonfigurationen stark variieren und folgern, dass die Genauigkeit der Winddruckkoeffizienten in Frage gestellt und weiter wissenschaftlich untersucht werden muss. Hui et al. [123] zeigten 2013, dass sich Hochhäuser gegenseitig im Strömungsprofil beeinflussen können. Bei Experimenten im Windtunnel weisen sie nach, dass in Abhängigkeit der Gebäudeausrichtung und Anströmungsrichtung zwei nebeneinander angeordnete Hochhäuser deutliche Unterschiede im lokalen Druckprofil auf das jeweilige Gebäude aufweisen. Daraus folgt, dass die statischen Winddruckkoeffizienten bei nah beieinander positionierten Hochhäusern ihre Gültigkeit verlieren. Montazeri und Blocken [124] weisen außerdem darauf hin, dass die Ausbildung der Fassade einen wesentlichen Einfluss auf das Strömungsprofil um das Gebäude und auf die Druckverteilung auf das Gebäude hat. Dieser Parameter muss ebenso beachtet werden. Die aufgeführte Beispielrechnung der Turbulenzintensität, sowie die realen Messwerte am Commerzbank-Hochhaus in Frankfurt zeigen, dass die dynamischen Windwirkungen im Verhältnis zum Auslegungsdruck nicht vernachlässigbar sind.

4.4 Einflüsse klimatischer Bedingungen

4.4.1 Druckgewinn durch Thermik

Temperaturdifferenzen zwischen dem Treppenraum und angrenzenden Geschossen, sowie zwischen der Außenluft und Treppenraum und Gebäude, führen zu Druckdifferenzen und natürlichen Strömungen über Öffnungen oder Luftundichtigkeiten. Überlagern sich diese Strömungen und Druckdifferenzen mit dem maschinell erzeugten Druck im Treppenraum, so kann sich dies unterstützend oder behindernd auf das System der Druckbelüftung auswirken. Der Temperatúrausgleich der durch die Druckbelüftungsanlage einströmenden Luft in den Treppenraum hat nach Ostertag [46] einen wesentlichen Einfluss auf den Druckverlauf im Treppenraum. Ostertag bezeichnet dies als „Druckgewinn durch Thermik“. Nach Ostertags Folgerungen wird die Lufttemperatur im Treppenraum nicht durch die einströmende Außenluft der Außentemperatur angenähert. Er begründet dies damit, dass der Wärmehalt der Umfassungsbauteile (z.B.) Beton ausreicht, um die zugeströmte Luft während des betrachteten Zeitraumes auf Raumtemperatur zu erwärmen. Dieser Zusammenhalt soll folgend messtechnisch in einem realen Gebäude untersucht werden.

4.4.2 Messung des Kamineffektes: Temperatúrausgleich

Am Beispiel des Treppenraumes der Fachhochschule Münster, Corrensstraße 22, soll die Wirkung des Kamineffektes messtechnisch dargestellt und mit den analytischen Berechnungen verglichen werden. In zwei Messreihen vom Frühjahr 2015 wird der Einfluss der Wärmeübertragung von den massiven Innenraumwänden auf die natürliche Durchströmung des Treppenraumes im Winter erfasst. Zusätzlich wird der Einfluss einer maschinell unterstützten Durchströmung des Treppenraumes mit dem Einsatz einer Blower Door untersucht.

Zur Messung der Luft- und Oberflächentemperatur kommen Datenlogger der Serie DK301-o des Herstellers Driesen + Kern GmbH zum Einsatz. Die Druckdifferenz wird mit dem digitalen DG700 Druckmessgerät (Messbereich: -1.250 bis +1.250 Pa, Auflösung: 0,1 Pa, Genauigkeit: $\pm 1\%$ vom Ablesewert oder $\pm 0,15$ Pa vom Ablesewert, kalibriert 2014) gemessen. Strömungsgeschwindigkeiten werden mit dem AIRFLOWTM TA7 (Thermometer und Anemometer, bis ca. 80°C, 05/2011 kalibriert) erfasst. Eine dem Kamineffekt entgegengerichtete Strömung wird mit zwei Blower Door Gebläsen Typ Minneapolis 4.1 erzeugt (Leistung 19-7200 m^3/h bei 50 Pa, Messgenauigkeit bei offenem Gebläse und Volumenstrom von 80-7.200 m^3/h : $\pm 4\%$ vom Mittelwert).

Geometrie des Treppenraumes

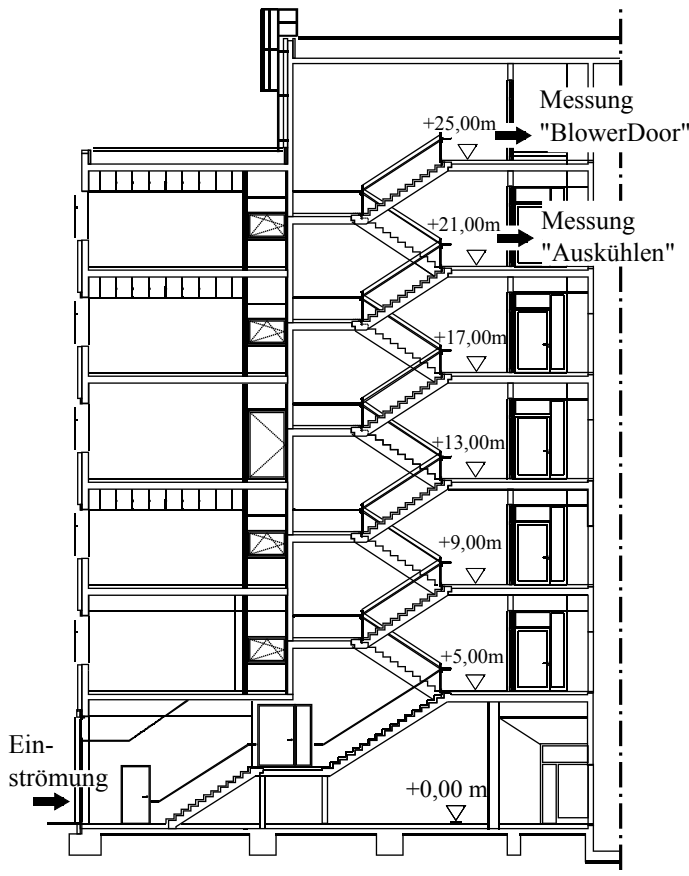


Abb. 4.7: Schnitt Messobjekt

Der Treppenraum hat mit 6 Geschossen eine gesamte Höhe von 28,65 m und eine Grundfläche von 8,10 m · 5,34 m. Die Geometrie des Erdgeschosses weicht von den oberen Geschossen ab, die Ausbildung ist Abbildung 4.8 zu entnehmen. Die Wände sind in Massivbauweise (20 cm Stahlbeton) errichtet, ebenso wie der Treppenlauf und die Podeste. Das Treppenauge einschließlich Brüstung und Geländer aus Stahl ist offen mit Metallstäben ausgeführt, die Breite des Treppenauges beträgt 12 cm. Die Podeste und Treppenläufe sind gefliest (schwarzer Granit), die Wand ist verputzt und weiß gestrichen. Im Erdgeschoss, 2. und 4. Geschoss ist jeweils ein Heizkörper installiert, der vor Messbeginn auf die niedrigste Stufe geschaltet wurde.

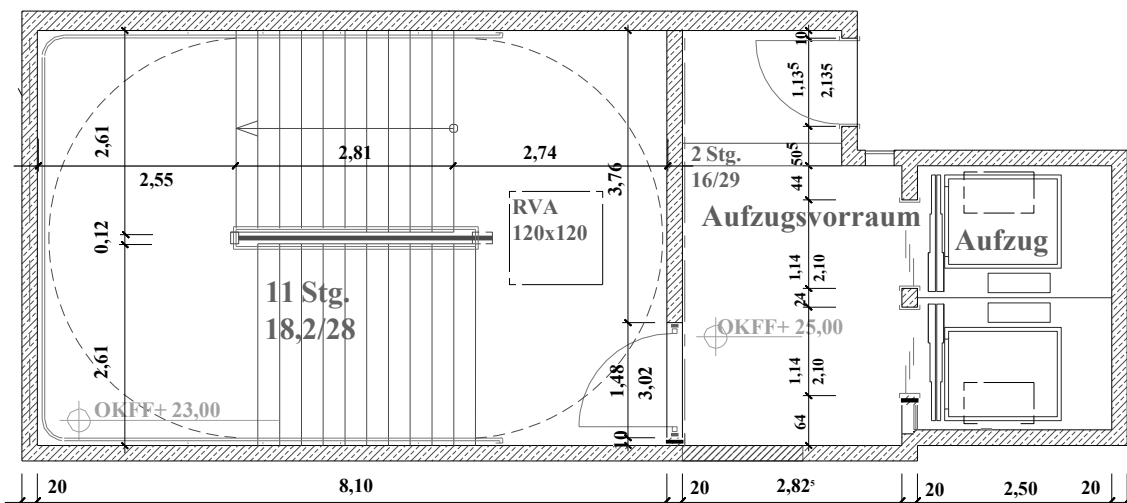


Abb. 4.8: Grundriss 6. Obergeschoss

Natürlicher Kamineffekt

Messung

Die Messung ist im Anhang B Kapitel B.1 beschrieben und dokumentiert. Es wurde für ca. 180 Minuten ein Strömungsweg von der Erdgeschossstür durch das 5. OG hergestellt. Während dieser Zeit wirkte der Kamineffekt bei einer Temperaturdifferenz von ca. 16°C zwischen Gebäude und Außenluft deutlich: Die Strömungsgeschwindigkeit in der Treppenraumbür zum 5. OG reduzierte sich von ca. $1,3\text{ m/s}$ auf $0,9\text{ m/s}$. Die auf den Geschosspodesten gemessenen Luft- und Oberflächentemperaturen nahmen während der Durchströmung zeitlich näherungsweise linear ab. Die Abkühlungsrate variierte pro Geschoss deutlich zwischen $0,12$ bis 1°K/h (vgl. Abb. B.7). Bereits kurz nach Beginn der Herstellung des Strömungsweges stellte sich über die Höhe ein exponentieller Verlauf der Luft- und Oberflächentemperatur ein. Im zeitlichen Verlauf änderte sich dieses Temperaturprofil nur geringfügig. Druckdifferenzen wurden während dieser Messreihe nicht erfasst.

Vergleich der Messergebnisse mit der analytischen Berechnung

Um die Messergebnisse mit der analytischen Berechnung zu vergleichen, wird der Einfluss der wärmeübertragenden Umfassungsfläche folgend abgeschätzt. Dazu wird mit Hilfe der Gleichungen 3.74 und 3.68 die Höhe der neutralen Ebene und die Masseneinströmung in Abhängigkeit der Öffnungsflächen und der gemessenen Innen- und Außentemperatur bestimmt. Mit der geöffneten Tür im EG als Einströmungsfläche ($A = 2,40\text{ m} \cdot 2,335\text{ m}$), dem Fenster im 5.OG als Ausströmung ($A = 1,50\text{ m} \cdot 1,30\text{ m}$), dem Strömungsbeiwert $C_d = 0,6$ und der Außentemperatur von $4,5^\circ\text{C}$ berechnet sich die Höhe der neutralen Ebene zu $h_{n,\text{unten}} = 2,50\text{ m}$ sowie der Masseneinstrom zu $\dot{m} = 2,26\text{ kg/s}$. Der zeitliche Verlauf der gemessenen Lufttemperaturen ist in Abbildung 4.9 dargestellt. Es ist zu beobachten, dass es ab dem Zeitpunkt $t = 0\text{ min}$ einige Sekunden dauert, bis die kalte einströmende Luft das 5. Geschoss erreicht. Die Luft wird auf dem Strömungsweg kontinuierlich erwärmt, so dass sich ein Temperaturprofil über die Höhe ergibt, dem ein exponentieller Verlauf unterstellt werden kann (vgl. Abb. 4.10).

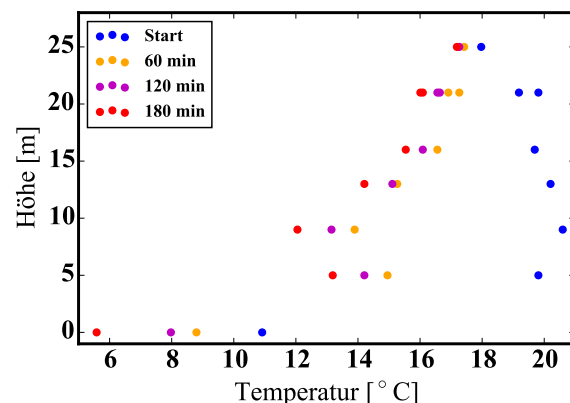
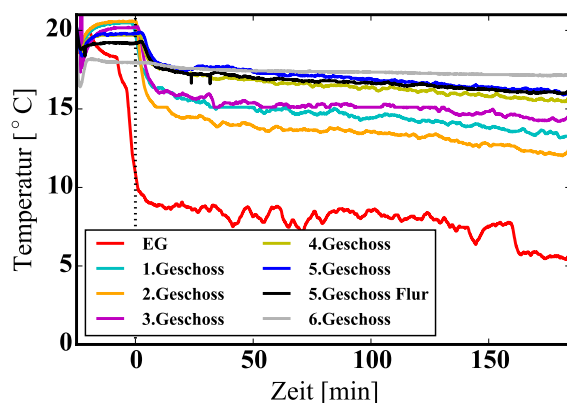


Abb. 4.9: zeitlicher Verlauf gemessener Lufttemperaturen auf den Podesten

Abb. 4.10: Temperaturprofil über die Höhe zu unterschiedlichen Zeitpunkten

In Abbildung 4.11 wird die in Kapitel 3.6 vorgestellte analytische Gleichung (3.82) mit der laufenden Strömungslänge (Höhe des Treppenraumes bis zur Mitte des 5. Geschoss =

23 m) und dem Umfang $((8,1 + 5,34) \cdot 2)$ des Treppenraumes im Vergleich zu den Messergebnissen dargestellt. Die stationäre Gleichung mit dem Wärmeübertragungskoeffizienten $\alpha = 4 \text{ W/m}^2\text{K}$ repräsentiert hier die Messergebnisse am besten. Ausnahme ist die gemessene Lufttemperatur im 1. Geschoss. Bei Einbezug der Flure über das 5. Geschoss als zusätzliche Strömungslänge nach außen (Laufänge = 27,5 m, Umfang = $(1,90 \text{ m} + 3,60 \text{ m}) \cdot 2$) wird in Abbildung 4.12 deutlich, dass auch der größere Wärmeübertragungskoeffizient $\alpha = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$ die Messergebnisse in den ersten 60 Minuten der Abkühlphase wiedergeben kann.

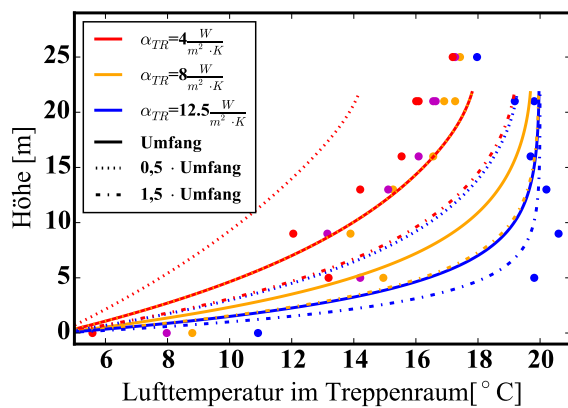


Abb. 4.11: Messung & Berechnung: Umfang TR

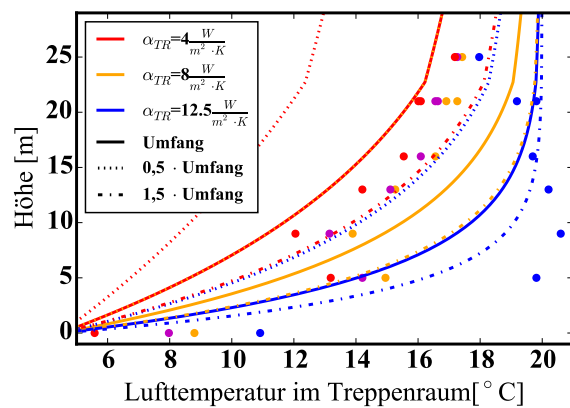


Abb. 4.12: Messung & Berechnung: Umfang TR & Flur

Wird nur der Umfang und die Strömungslänge angesetzt, ist dies eine starke Vereinfachung der Wärmeübertragungsfläche, da die Podeste und der Lauf nicht einbezogen sind. Insbesondere das Erd- und das 1. Geschoss haben eine abweichende Wärmeübertragungsfläche. In den Abbildungen 4.13 und 4.14 ist die analytische Gleichung pro Geschoss gelöst. Während links die Gleichung nur für die Strömungslänge durch den Treppenraum gelöst ist, ist in der rechten Abbildung zusätzlich die Strömungslänge des Flurs einbezogen.

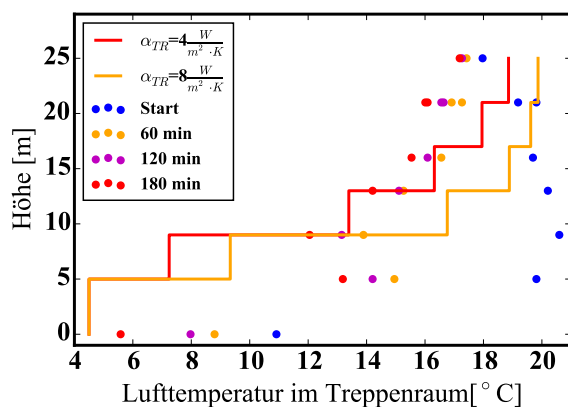


Abb. 4.13: Messung & Berechnung: TR-Geschossfläche

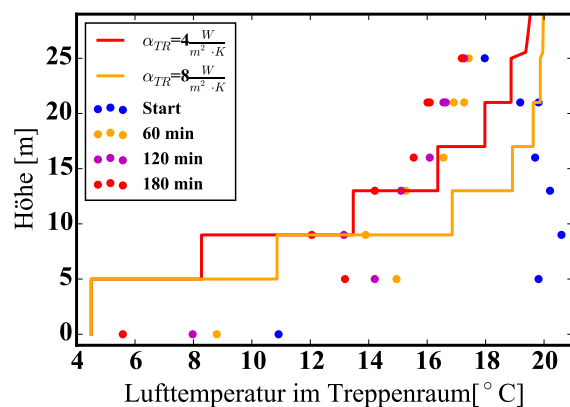


Abb. 4.14: Messung & Berechnung: TR-Geschossfläche & Flur

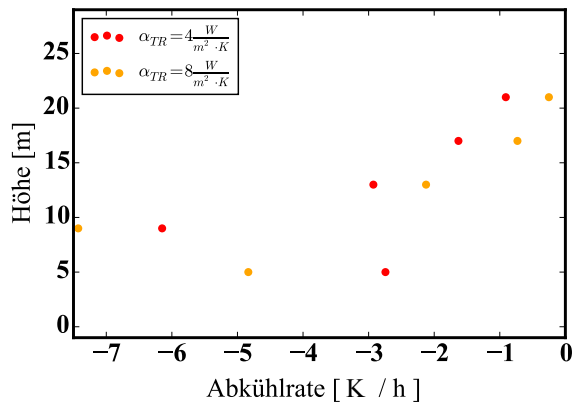


Abb. 4.15: Berechnung:
TR-Geschossfläche - Abkühlung

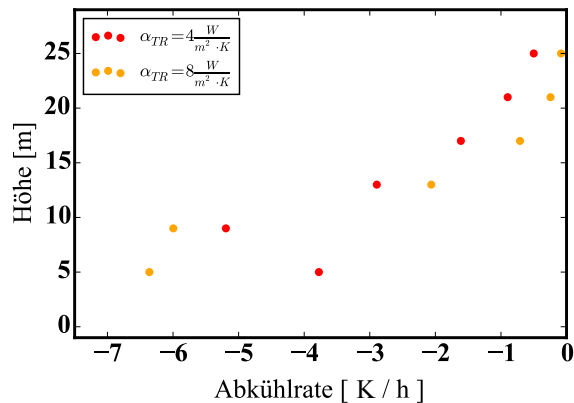


Abb. 4.16: Berechnung:
TR-Geschossfläche & Flur - Abkühlung

Die vereinfachte Berücksichtigung der Wärmeübertragungsfläche mit dem Umfang des Treppenraumes und die detaillierte, weichen deutlich voneinander ab. Die exaktere Modellierung mit Einbezug der Podeste und Lauffläche in die Berechnung zeigen eine schlechtere Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Die Abkühlrate wird dabei überschätzt und ein schnellerer Temperaturabfall pro Geschoss berechnet (vgl. Abbildungen 4.16, B.7, 4.15). Die mit 0 – 1 K/h gemessene Abkühlrate ist deutlich kleiner als die mit 0 – 7, 4 K/h pro Geschoss modellierten Werte. Die Abkühlung kann mit dem vereinfachten analytischen Verfahren und einfacher Modellierung mit dem Treppenraumumfang qualitativ wiedergegeben werden. Der Vergleich mit den Messwerten zeigt, dass nicht die gesamte zur Verfügung stehende Umfassungsfläche Wärme auf die strömende Luft überträgt. Es handelt sich hier um einen Treppenraum mit einem „offenen“ Treppenauge mit einer offenen Brüstung. Dies impliziert, dass die strömende Luft nicht vollflächig mit den Umfassungsbauteilen in Berührung gelangt. Bei einem geschlossenen Treppenaug ist die Kontaktfläche zwischen strömender Luft und wärmeübertragenden Umfassungsbauteilen größer und damit eine Übereinstimmung der Messung mit dem analytischen Modell wahrscheinlicher.

Mit der Messung wurde nachgewiesen, dass die Abkühlung der Lufttemperatur im Treppenraum aufgrund der durch den Kamineffekt einströmenden Luft eine Exponentialfunktion von der Höhe darstellt. Selbst wenn viele Vereinfachungen der analytischen Gleichung getroffen worden sind, kann der Temperaturverlauf im Treppenraum qualitativ dargestellt werden. Auf dieser Grundlage kann für den Wärmeübertragungskoeffizient α festgestellt werden, dass dieser kleiner $8 \text{ W/m}^2\text{K}$ ist und nicht wie von Ostertag [46] mit größer als $15 \text{ W/m}^2\text{K}$ angenommen werden sollte.

Maschinell induzierte Durchströmung

Für die Verstärkung des Abkühleffektes der Treppenraumluft wurde die Durchströmung durch Einsatz eines Blower Door Systems verstärkt. Die Aufbauphase mit Einrichtung des Messsystems, einer Überdruckphase und einer abschließenden Auskühlungsphase durch den natürlichen Kamineffekt sind im Anhang B Kapitel B.2 beschrieben und dokumentiert. Bereits zu Beginn der Untersuchungen wurde allein durch den natürlichen Kamineffekt bei der Temperaturdifferenz von ca. 18 K eine Strömungsgeschwindigkeit im 6.

Geschoss nach außen von mehr als 2 m/s gemessen. Bei dem eingebautem Blower-Door-Rahmen in die Außentür zum Dach und offenem Strömungsweg von der Erdgeschoss-eingangstür über den Treppenraum und das 6. Geschoss stellt sich eine Druckdifferenz von ca. 15 Pa über den Blower-Door-Rahmen ein. Das Temperaturprofil zu Beginn der Messung ist über die Höhe ähnlich wie zu Beginn der Messreihe zur Untersuchung der Abkühlung aufgrund des natürlichen Kamineffektes. Nachdem durch den von der Blower Door erzeugten Überdruck eine Durchströmung von oben nach unten induziert wurde, stellt sich ein über die Höhe umgedrehtes Temperaturprofil ein. Der exponentielle Verlauf ist hier nicht deutlich ausgeprägt, eher ein linearer Verlauf (mit einem Ausreißer). Die Lufttemperaturen änderten sich während der maschinell induzierten Durchströmung erst nachdem die Durchströmungsgeschwindigkeit verändert wurde. Der durch den Ventilator erzeugte Volumenstrom von ca. 8000 m³/h würde einer Strömungsgeschwindigkeit von ca. 0,9 m/s durch die Dachgeschosstür entsprechen, eine Erhöhung des Volumenstroms auf ca. 13.500 m³/h einer Geschwindigkeit von ca. 1,5 m/s. Durch den Überdruck wurde eine Druckdifferenz von ca. 22 bis 28 Pa über die Türen zwischen Treppenraum und den Geschossen ermittelt. Die Erhöhung des Überdruckes um ca. 70 % hatte keinen deutlichen Einfluss auf die Druckdifferenz zwischen Treppenraum und Geschossen. Die Druckdifferenz variiert nicht mit der Höhe und es konnte während der maschinell induziertem Durchströmung keine signifikante Druckdifferenz zwischen dem Erdgeschoss und dem 6. Geschoss gemessen werden (maximal ca. 0,3 Pa). Auffallend war, dass der Gebäudedruck (Druckdifferenz über den Blower Door Rahmen im 6. OG nach außen) bei gleichbleibendem Volumenstrom von ca. 8000 m³/h innerhalb von 45 Minuten von ca. 20 auf 12 Pascal abfiel. Durch die Einbringung kalter Luft wird der natürliche Kamineffekt, der von dem Ventilator überwunden werden muss, langsam geringer. Es konnte kein direkter Zusammenhang mit der Abkühlungsrate hergestellt werden. Wird der Blower Door Rahmen entfernt und der Strömungsweg von unten nach oben hergestellt, so stellt sich ein exponentielles Temperaturprofil ein, wie es in der Messreihe des natürlichen Kamineffektes der Fall war. Auch nach mehr als fünf Stunden konnte die einströmende Luft von den Umfassungsbauteilen noch erwärmt werden.

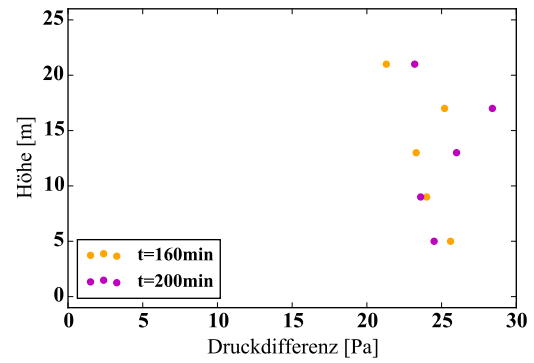
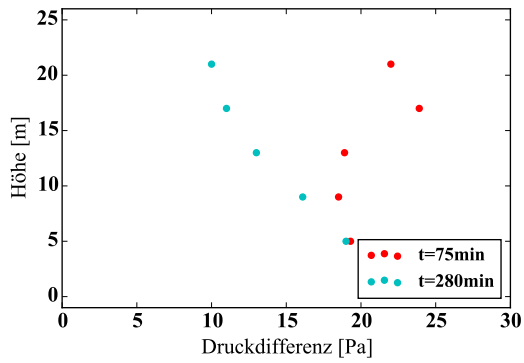


Abb. 4.17: Vergleich des Druckprofils Anfang & Ende Abb. 4.18: Vergleich des Druckprofils geringer und erhöhter Überdruck

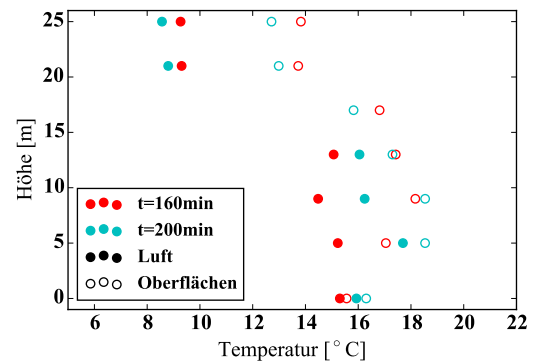
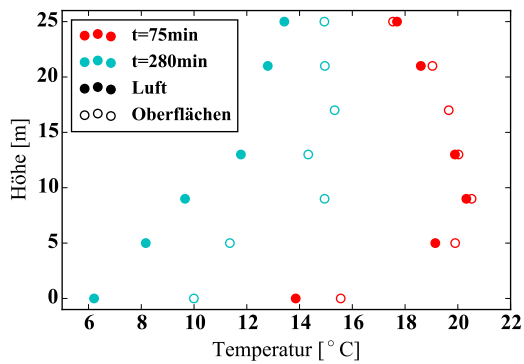


Abb. 4.19: Vergleich des Temperaturprofils Anfang & Ende

Abb. 4.20: Temperaturprofile bei Überdruck

Kapitel 5

Strömungssimulation der Druckbelüftung eines Treppenraumes

5.1 Vergleich der CFD-Methoden mit Messungen der Druckverluste in Modelltreppenräumen

Ausgewählte Versuche im Real- und Modellmaßstab werden genutzt, um die Anwendbarkeit des Brandsimulationsprogrammes FDS zu verifizieren. Der Vergleich mit stationären Strömungsmodellen des Simulationspakets OpenFOAM (Turbulenzmodellierung mittels Reynolds-Averaged-Navier-Stokes Equations - RANS) wird geführt, um auf Modellabweichungen der Brandsimulationssoftware (Turbulenzberücksichtigung mittels Large-Eddy-Simulation - LES) einzugehen.

5.1.1 Simulation der Achakij Versuche mit FDS

Die in Kapitel 2 aufgeführten Versuche im Realmaßstab von Achakji sind in [26] dokumentiert. Auf dieser Basis kann ein Simulationsmodell für das Programm FDS erstellt werden. Für die Vergleichssimulation werden ausschließlich die Ergebnisse der Versuche ohne Personen im Treppenraum herangezogen. Die Volumenströme werden variiert zu 5 m³/h (gering), 7,5 m³/h (mittel) und 10 (hoch) m³/h. Das Simulationsgebiet (5,4 m · 3 m · 28,8 m) wird in Bild 5.1 dargestellt. Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über die Netzverfeinerung. Im feinen Netz sind weniger Zellen als im mittleren Netz, da für das feine Netz nur ein Ausschnitt des Treppenraumes dargestellt ist (rechtes Simulationsgebiet in Bild 5.1).

Tabelle 5.1: Netzgenerierung FDS

	Gesamte Zellanzahl	$n_x \cdot n_y \cdot n_z$ $d_x \cdot d_y \cdot d_z$ [m]	Verhältnis	
			Stufen- / Zell- höhe	Stufen- / Zell- breite
fein	1.080.000	200 · 100 · 540 (Ausschnitt) 0,025 m · 0,025 m · 0,025 m	8	12
mittel	3.732.480	108 · 60 · 576 0,05 m · 0,05 m · 0,05 m	4	6
grob	466.560	54 · 30 · 288 0,01 m · 0,01 m · 0,0 m	1-2	1-3

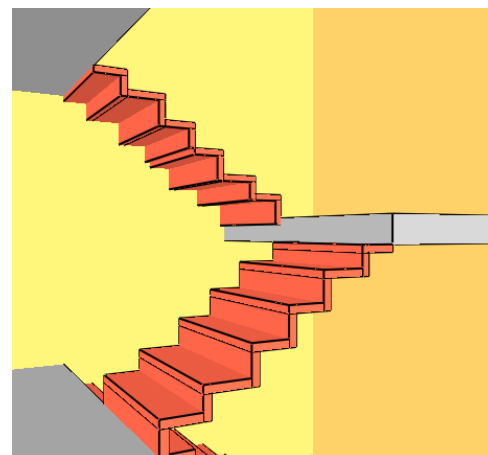
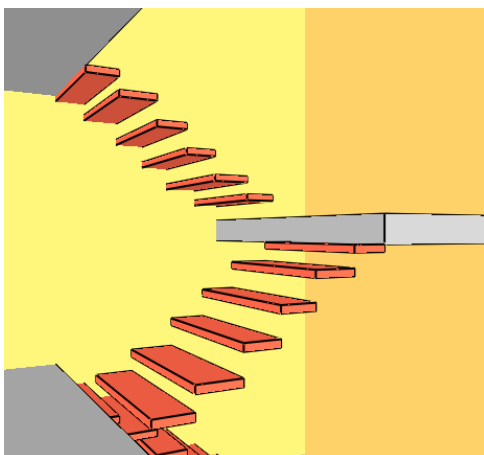
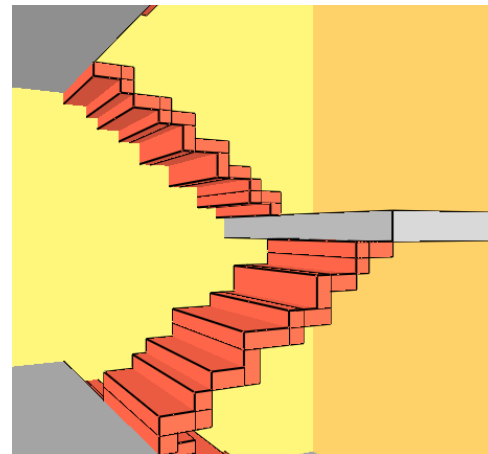
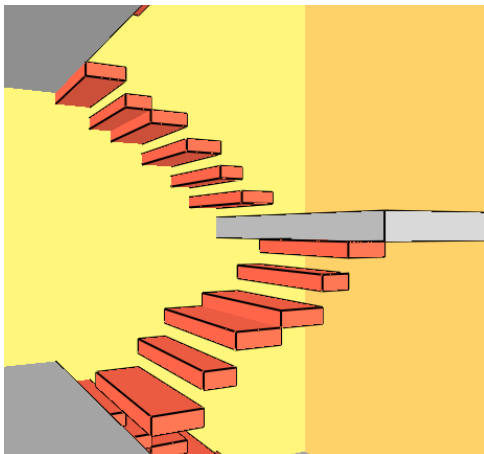


Abb. 5.2: offene Stufen
oben: $\Delta h = 10$ cm
unten: $\Delta h = 2,5$ cm & 5 cm

Abb. 5.3: geschlossene Stufen
oben: $\Delta h = 10$ cm
unten: $\Delta h = 2,5$ cm & 5 cm

Die Simulationen wurden mit der FDS-Version 5.5.3 Serial berechnet, das dynamische

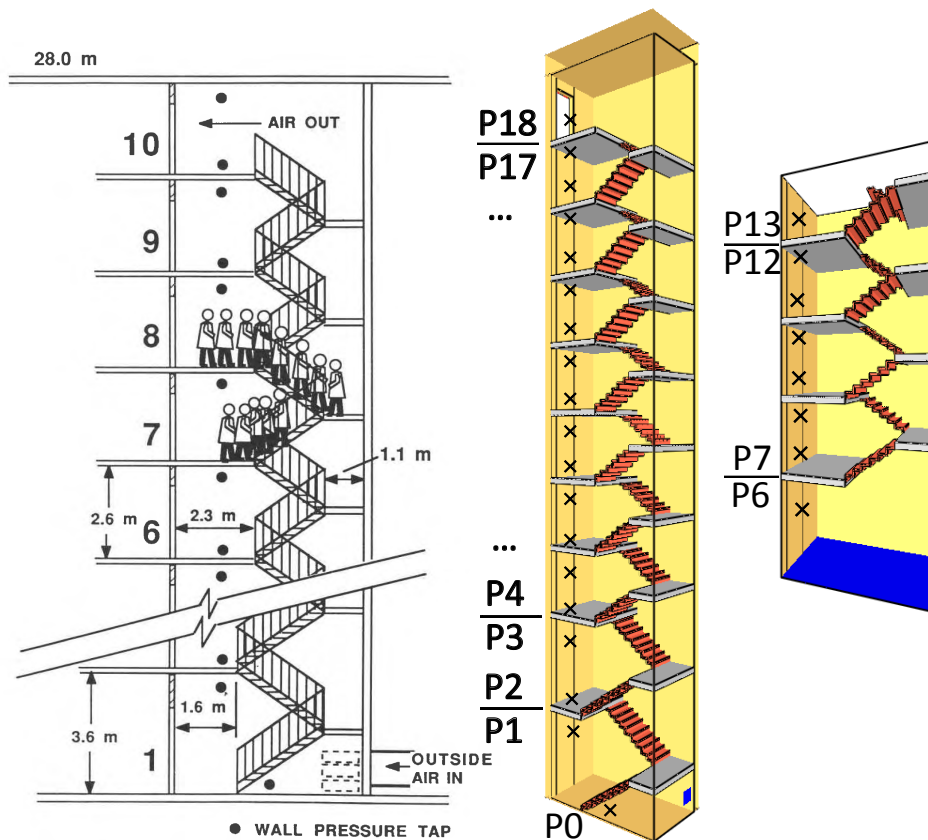


Abb. 5.1: Versuchsaufbau & Simulationsgebiet (Simulation ohne Personen)
 mitte: $\Delta h = 10 \text{ cm}$ & 5 cm - mittel & grob , rechts: $\Delta h = 2,5 \text{ cm}$ - fein

Smagorinsky-Modell wurde zur Modellierung der Turbulenz verwendet (&MISC DYNAMAG=.TRUE.). Weitere Informationen zum Simulationsablauf sind [25] zu entnehmen.

Bei den Ergebnissen ist hervorzuheben, dass sich für die Ausbildung des Treppenraumes mit „offenen Stufen“ nach wenigen Sekunden eine stationäre Strömung und ein stationärer Druckverlust ausbilden (vgl. Bild 5.4). Dies geschieht unabhängig von der Zellgröße. Dagegen wird bei der Ausbildung mit „geschlossenen Stufen“ eine größere Schwankungsbreite im zeitlichen Verlauf berechnet. Es ist keine deutliche Tendenz zu beobachten, dass die zeitlichen Schwankungen zellabhängig oder geschwindigkeitsabhängig (Abhängig von der Reynoldszahl) sind.

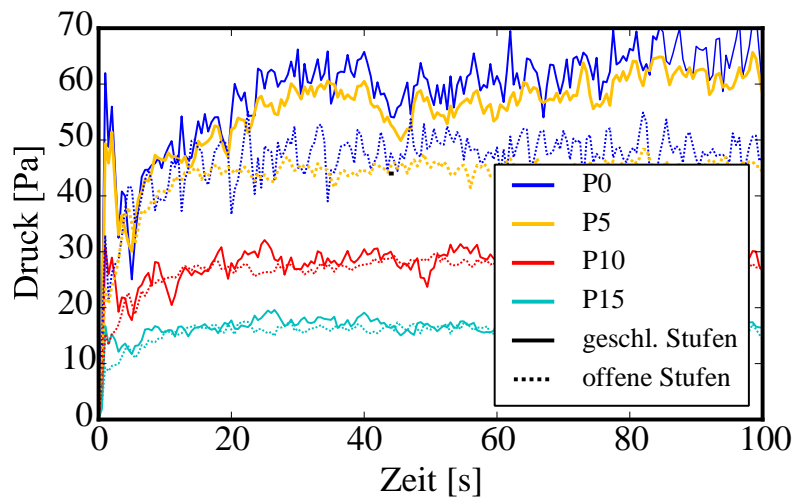


Abb. 5.4: Druckverlauf FDS5 (langsam: $5 \text{ m}^3/\text{h}$, mittel: $\Delta h = 5 \text{ cm}$)

Die Reynoldszahl hat eine Auswirkung auf die Übereinstimmung von Messwerten und Simulation. In Bild 5.6 und Bild 5.5 (Boxplot-Darstellung) sind die gemittelten Druckdifferenzen pro Geschoss für unterschiedliche Zellgrößen abgebildet. Dabei wurden die Druckdifferenz pro Geschoss zwischen den verschiedenen Messpunkten oberhalb und unterhalb des Podestes (vgl. Bild 5.1) gemittelt. So gehen sämtliche Druckdifferenzen zwischen dem ersten und letzten Podest, zwischen dem zweiten und drittem, usw. in das arithmetische Mittel ein. Die Darstellung im Boxplot mit Median, Quartilen, Whisker und Ausreißern zeigt, dass für größere Zellgrößen eine geringfügig stärkere Streuung der mittleren Druckdifferenz berechnet wird. Zudem wird für die Treppenraumgeometrie mit geschlossenen Stufen eine deutlichere Streuung ermittelt als für die offenen Stufen.

Mit zunehmendem Volumenstrom nimmt die absolute Abweichung von den Messwerten zu. Die Bilder 5.7 und 5.8 (Boxplot-Darstellung) zeigen jedoch, dass die relative Abweichung mit Zunahme der Reynoldszahl gleich bleibt. Die Simulation der Geometrie mit offenen Stufen zeigt mit maximal ca. 20% Abweichung eine größere Übereinstimmung als die Simulation der geschlossenen Stufen (30 - 40 % Abweichung). Es ist die Tendenz zu erkennen, dass die größeren Zellgitter eine bessere Übereinstimmung von Simulation und Messung ergeben.

Eine Umstellung von FDS Version 5 auf Version 6 führt nicht zu einer wesentlichen Änderung der Berechnung des Druckverlustes. In Bild 5.9 ist beispielhaft zu entnehmen, dass sich für die geschlossenen Stufen ein zeitlich unterschiedliches Strömungsbild für beide Varianten einstellt. Der mittlere Druckverlauf über die Höhe ist dennoch ähnlich. Zeitlichen Fluktuationen stellen sich ebenso ein, jedoch zu einem unterschiedlichen Zeitpunkt.

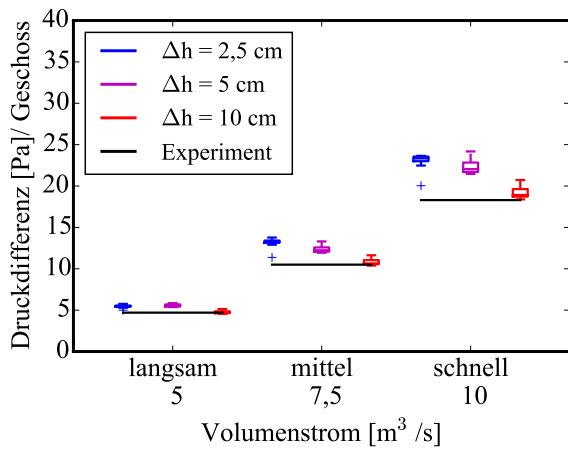


Abb. 5.5: Δp offene Stufen

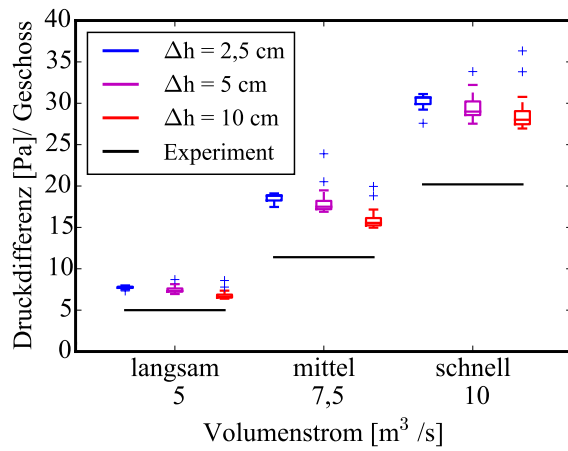


Abb. 5.6: Δp geschl. Stufen

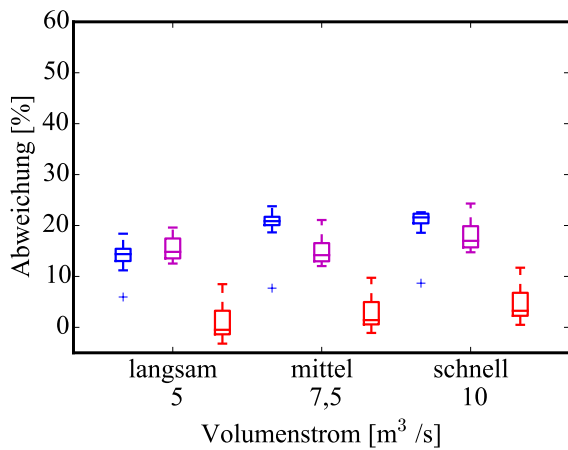


Abb. 5.7: pozentuale Abweichung: offene Stufen

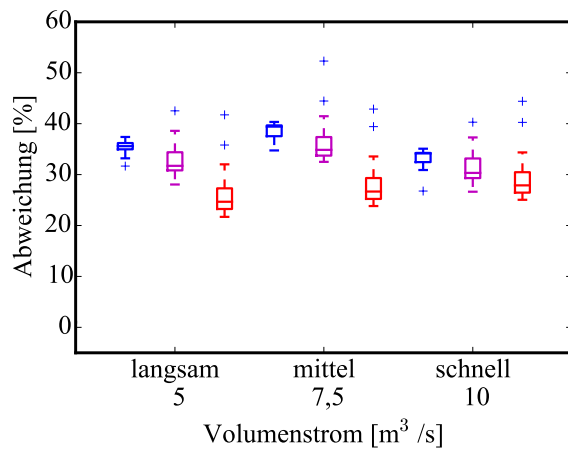


Abb. 5.8: pozentuale Abweichung: geschl. Stufen

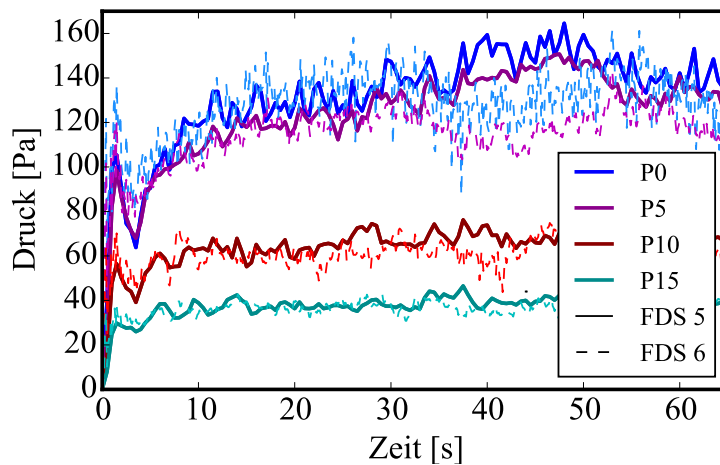


Abb. 5.9: FDS 5 & FDS 6: geschl. Stufen, mittlere Geschwindigkeit, $\Delta h = 5$ cm

5.1.2 Simulation der Imtech-Versuche

In den Jahren 2012 bis 2013 wurden von der Firma Imtech in dem hauseigenem Strömungslabor in Hamburg Versuche zur Bestimmung der Druckverlustkoeffizienten an einem Treppenraummodell mit dem Maßstab 1:6 durchgeführt. In [125] wurde für einen Treppenraum die Geländergestaltung (offenes Treppenauge, Handlauf oder geschlossenes Auge) variiert, sowie die Augen- und Laufbreite. Im folgenden Abschnitt werden ausgewählte Messergebnisse des Druckverlustes genutzt, um diese mit den Simulationsprogrammen FDS und OpenFOAM[®] in unterschiedlichen Gittervariationen zu vergleichen. Abbildung 5.10 zeigt den Versuchsaufbau (physikalisches Modell) und die FDS - und OpenFOAM[®] Gittermodelle (numerische Modelle).

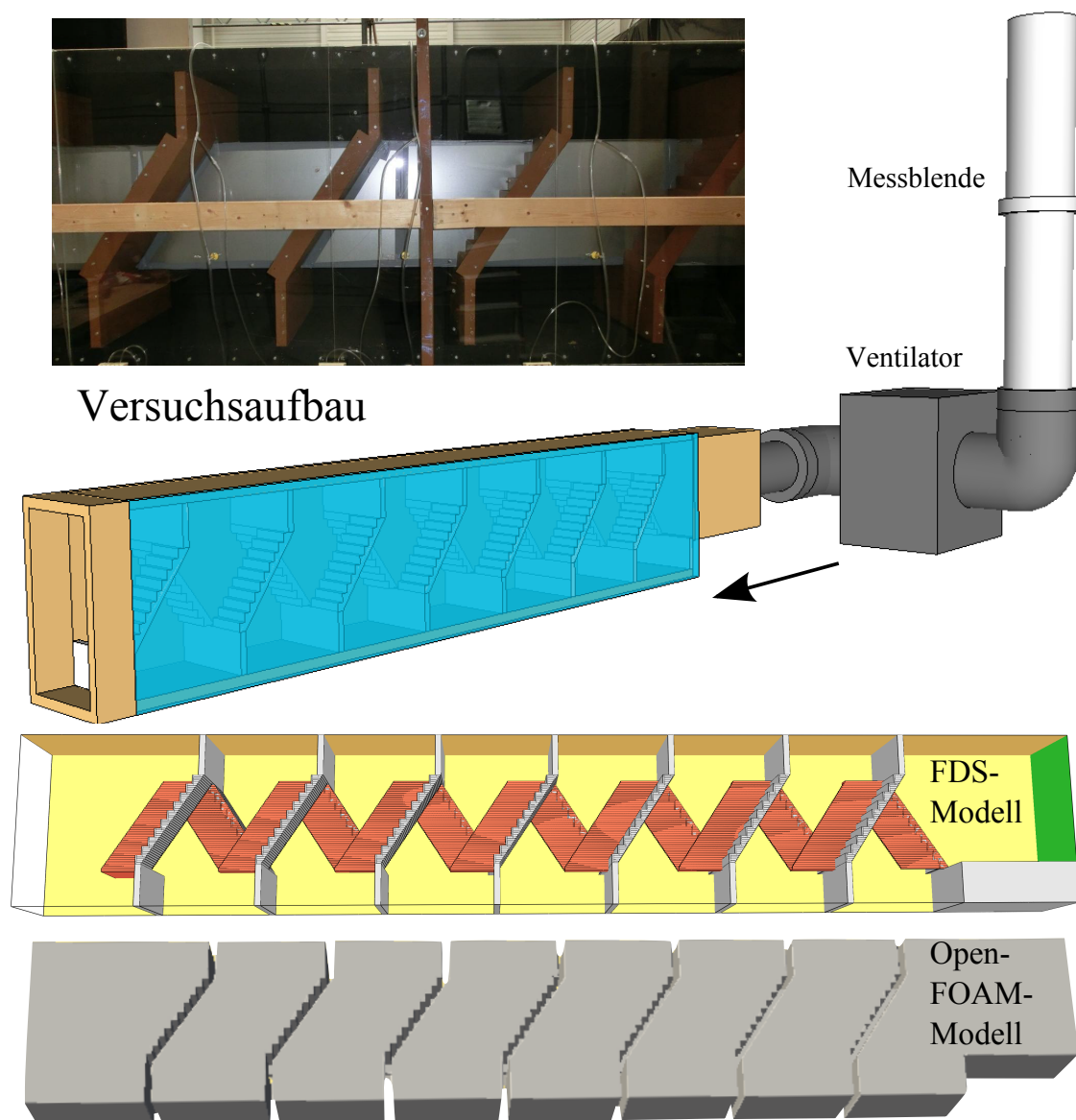


Abb. 5.10: physikalisches Modell [125] und numerische Modelle

Netzgenerierung

Für die Simulationen werden jeweils die gleichen Grenzen des Strömungsgebietes mit den maximalen Abmessungen Länge (y) · Breite (x) · Höhe (z) = 0,9024 m · 0,495 m · 5,58 m betrachtet. Während in FDS mit Hilfe von CAD eine manuelle Anpassung des hexaedrischen Gitters an die Stufen und das Brüstungsgitter erfolgte, wurde das Gitter für die OpenFOAM® Simulation durch das programmeigene Paket *snappyHexMesh* erzeugt. Auf eine Simulation des Handlaufes wurde verzichtet, da bereits die experimentelle Studie davon ausgegangen ist, dass dieser keinen Beitrag zum Druckverlust liefert. Die Netzgenerierung in FDS orientiert sich am Verhältnis der Stufenhöhe zur Zelhöhe bzw. -breite, die im Realmodell Höhe · Breite = 0,031 m · 0,047 m beträgt. Es wird zwischen 10 und einer Zelle pro Stufenbreite und fünf bis einer Zelle pro Stufenhöhe variiert (vgl. Tabelle 5.2). Dabei ist es z.T. nicht möglich, die exakte Geometrie der Stufen abzubilden. Der sehr grobe Verfeinerungsgrad wird z.B. in der Variante „quer“ jede zweite Stufe in der Breite von einer bzw. zwei Zellen dargestellt, während die Stufenhöhe abwechselnd von zwei oder drei Zellen abgebildet wird. Bei der Variante „sehr grob - lang“ ist der Auflösungsgrad von Stufenbreite und -höhe vertauscht (vgl. Abbildungen C.1 bis C.12 in Anhang C). In OpenFOAM® wird aufgrund der unterschiedlichen Turbulenzmodellierung (RANS) unterschieden zwischen Verfeinerung des Gitters an Stufen, Podeste, Lauf, Auge und Brüstung sowie innerhalb des Strömungsgebietes. Die FDS Simulation (LES) wurde isotherm mit der Version 6.0 und dem Deardorff-Turbulenzmodell durchgeführt. Der Solver simpleFoam der OpenFOAM® Version 2.2.1 wurde verwendet. Im OpenFOAM® wurde der Einsatz des „k- ϵ “ sowie des „k- ω -SST“ Turbulenzmodells untersucht. Tabelle 5.2 gibt einen Überblick über die mit FDS simulierten Gittergrößen, während Tabelle 5.3 die Verfeinerungseinstellungen der rechnerisch ermittelten OpenFOAM®-Gitter zeigt. Im Anhang C sind die genaueren Simulationseinstellungen dokumentiert.

Tabelle 5.2: Netzgenerierung FDS

	Gesamte Zellanzahl	$n_x \cdot n_y \cdot n_z$ $d_x \cdot d_y \cdot d_z$ [m]	Verhältnis	
			Stufen- / Zell- breite	Stufen- / Zell- höhe
sehr fein	11.404.800	66 · 192 · 180 (parallel: 5 Meshes) 0,0075 m · 0,0047 m · 0,0062 m	10	5
fein	5.702.400	66 · 96 · 900 0,0075 m · 0,0094 m · 0,0062 m	5	5
mittel	1.425.600	33 · 48 · 900 0,015 m · 0,0188 m · 0,0062 m	2 - 3	5
grob	712.800	33 · 48 · 450 0,015 m · 0,0188 m · 0,0124 m	2 - 3	2 - 3
sehr grob quer	712.800	33 · 24 · 450 0,015 m · 0,0367 m · 0,0124 m	1 - 2	2 - 3
sehr grob lang	712.800	33 · 48 · 225 0,015 m · 0,0188 m · 0,0248 m	3 - 2	1 - 2

Tabelle 5.3: Netzverfeinerung OpenFOAM®

	fein	mittel	grob
	gesamte Zellenanzahl		
Brüstung	5,356,332	4,305,900	1,002,008
geschl. Auge	5,192,784	3,845,659	1,040,751
Handlauf	5,387,704	3,640,603	848,126
	Verhältnis		
Stufen- / Zellhöhe	5	10-11	5
Stufen- / Zellbreite	5-6	10-11	5-6
Teilung blockMesh	(56 80 1000)	(28 40 500)	(14 20 250)
	(56 24 1000)	(28 12 500)	(14 6 250)

Simulationsergebnisse

Die FDS-Simulationen wurden so lange durchgeführt, bis sich ein stationärer Zustand eingestellt hat. Die RANS-Turbulenzmodelle der OpenFOAM® - Simulation wurden für 2000 Iterationen durchgeführt. Der zeitlich gemittelte Druckverlauf hat in allen Simulationen zu einem konstanten Druckverlauf über die Höhe und damit zu einer konstanten Druckdifferenz von Geschoss zu Geschoss geführt. Abbildung 5.11 zeigt auf der linken Seite für die verschiedenen Treppenraumgeometrien die simulierte Druckdifferenz pro Geschoss für einen Volumenstrom von $0,58 \text{ m}^3/\text{s}$ ($2090 \text{ m}^3/\text{h}$). Zum Vergleich ist der Messwert des jeweiligen Experimentes als schwarze Linie aufgetragen. Auf der rechten Seite sind die Abweichungen von den Messwerten aufgetragen. Diese wurden nach Gleichung 5.1 bestimmt.

$$\text{Abweichung} = 100 \cdot \left(1 - \frac{\Delta p \text{ Messung Experiment}}{\Delta p \text{ Simulation}} \right) \quad (5.1)$$

Es fällt deutlich auf, dass die OpenFOAM®-Simulationen auch für ein grobes Gitter sehr gute Übereinstimmungen mit den experimentellen Werten zeigen. Besonders das $k - \epsilon$ -Turbulenzmodell (in Rot) gibt sehr gut die Messwerte wieder. Die besten Ergebnisse werden für alle Varianten mit dem mittleren Gitter erzielt. Dennoch werden auch mit dem FDS-Simulationsmodell ähnliche Werte wie in der Messung und in der OpenFOAM®-Simulation erreicht. In allen Simulationen überschätzt das FDS-Modell den Druckverlust deutlich. Die größten Abweichungen bestehen in der Simulation des geschlossenen Auges. Das Strömungsbild dieser Geometrie unterscheidet sich von der Simulation mit der Brüstung oder nur des Handlaufes. Bei der „Brüstung“ oder dem „Handlauf“ wird die Luft durch das offene Auge geleitet. Dies ist eine Abfolge von Querschnittsverengung, Expansion, Ausbildung eines Freistrahls und Verengung. Bei dem „geschlossenen Auge“ wendet sich der Stromverlauf um das Auge herum und unterliegt einem dauernden Richtungswechsel. Dennoch werden auch hier für das feine Gitter (5 Zellen pro Stufe) Abweichungen um die 20 % erzielt. Die Einstellung der Randbedingungen an der Oberfläche des Treppenlaufes (free-slip Modell) führt für das „geschlossene Auge“ gemäß Abbildung 5.12 nur zu einer sehr geringfügigen Verbesserung. Für die Varianten „Brüstung“ ist eine ausgeprägte Gitterabhängigkeit zu beobachten. Bereits bei dem Gitter mit der mittleren Zellgröße kann eine Abweichung von weniger als 20 % erreicht werden. Wird die geschlossene Brüstung nicht simuliert und die Strömung allein durch das offene Auge geführt (Variante Handlauf), so werden bessere Übereinstimmungen mit dem Messwert erzielt, wenn die Zellbreite größer als die Zellhöhe ist (mittleres Gitter). Allgemein kann die feine Zellgröße (5 Zellen pro Stufenbreite und -höhe) als ausreichend für eine Simulation bewertet werden. Für das feinere Gitter sind nur geringfügig bessere Ergebnisse zu erzielen, die den zusätzlichen Rechenaufwand nicht rechtfertigen.

Die Simulationsergebnisse bei einem größeren Volumenstrom ($6034 \text{ m}^3/\text{h}$) (Abbildung 5.13) führen für das sehr grobe Gitter des FDS-Modells zu einer ähnlichen Größenordnung der Abweichungen vom Messwert wie bei dem kleineren Volumenstrom. Dies deutet darauf hin, dass die Abweichungen unabhängig vom Volumenstrom sind.

Die Simulationen zeigen, dass OpenFOAM® zwar eine deutliche bessere Übereinstimmung mit den Messergebnissen zeigt (Abweichung $\leq 10\%$) als FDS. In den FDS-Simulationen sind zwar größere Abweichungen vorhanden, die gemessenen Druckdifferen-

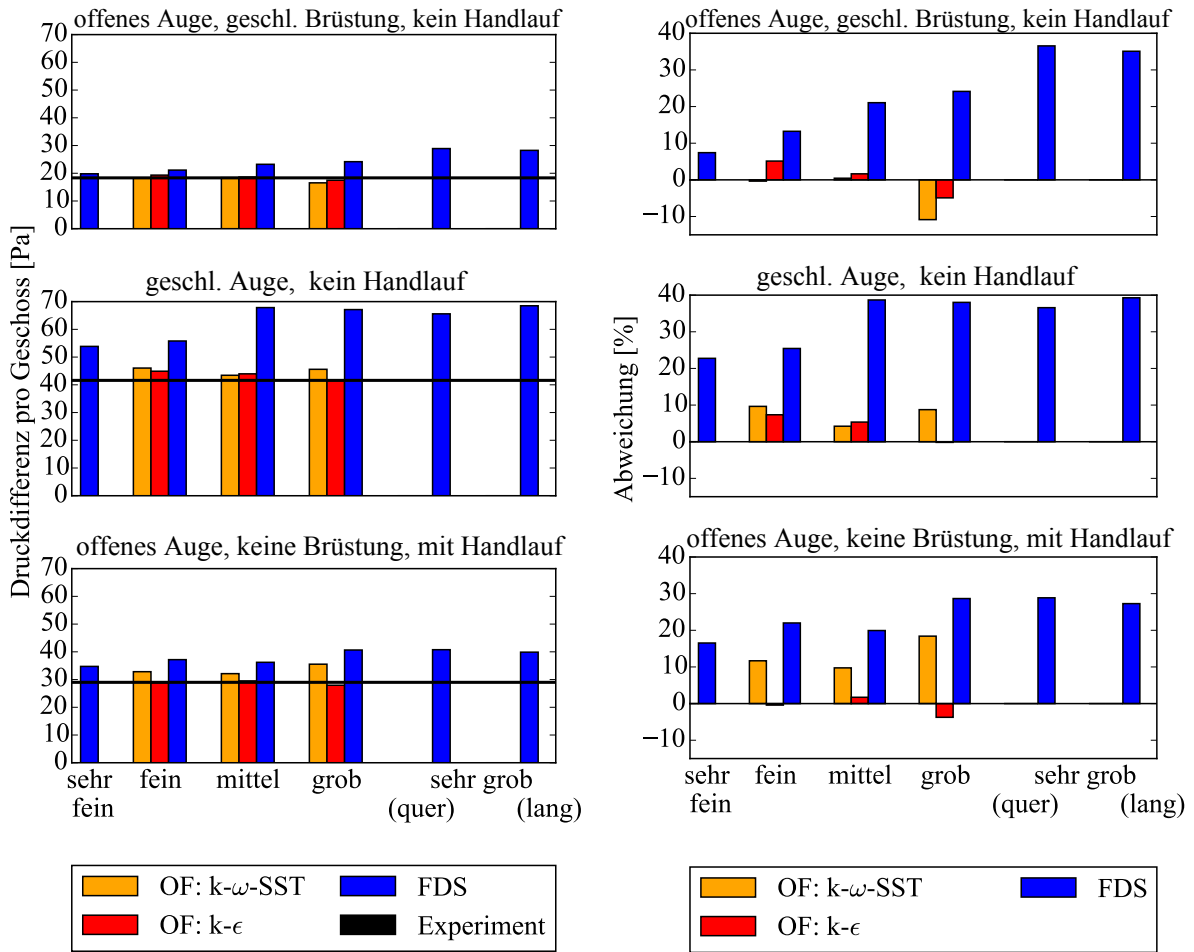


Abb. 5.11: Vergleich der Simulationen mit Messwerten $\dot{V} = 2090 \frac{m^3}{h}$

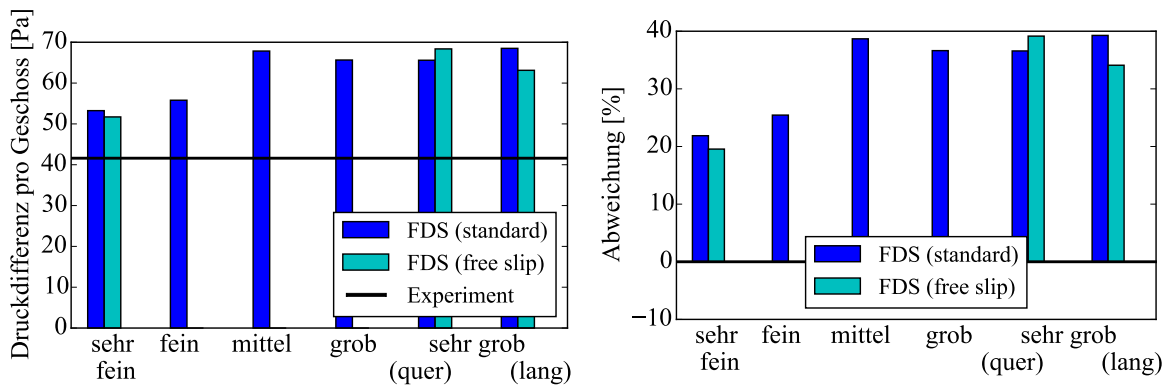


Abb. 5.12: Vergleich der Simulationseinstellungen (Wandmodell) mit Messwerten: geschlossenes Auge

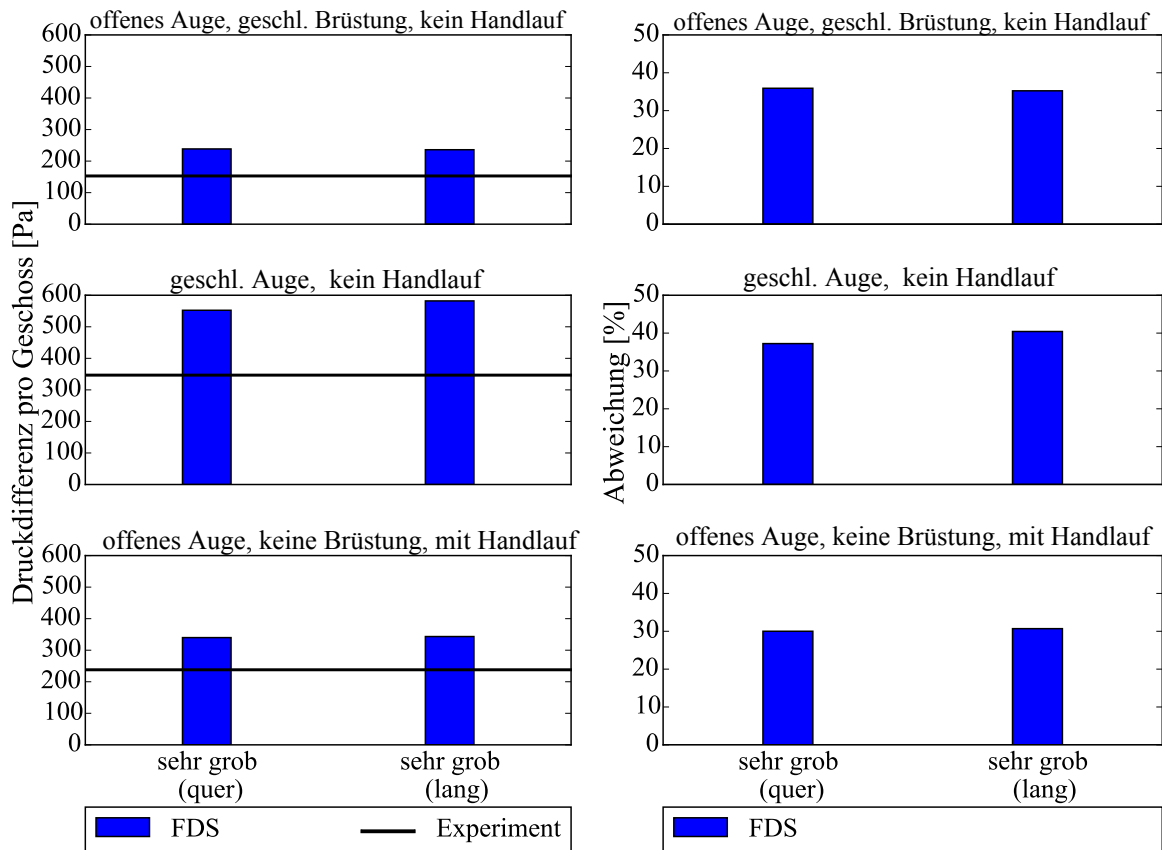


Abb. 5.13: Vergleich von FDS-Simulationen mit Messwerten: $\dot{V} = 6034 \frac{m^3}{h}$

zen der verschiedenen Treppenraumgeometrien werden in der richtigen Größenordnung wiedergegeben. Geometrische Einflüsse können somit durch die FDS-Simulation herausgestellt werden. Der Einsatz von FDS anstelle des genaueren Simulationsprogrammes OpenFOAM® zur Auslegung der Druckbelüftungssysteme ist aufgrund der ingenieurmäßigen Anwendung gerechtfertigt. Zudem sind keine Informationen über Unsicherheiten oder Fehler der Messungen bekannt, die ebenfalls zu Abweichungen zwischen Messung und Simulationsergebnis führen können. Bei Fällen, in denen aufgrund der durchströmten Länge oder der Treppenraumgeometrie besonders große Druckverluste im Treppenraum auftreten, sollte die genaue Betrachtung mit OpenFOAM® oder ähnlichen Programmen erfolgen.

5.2 Simulation einer Leckage

Leckagen im Treppenraum haben Auswirkungen auf den Druckverlauf im Treppenraum: Zum einen entsteht durch die Leckagenströmung ein Massenverlust, der eine Druckentlastung im Treppenraum bewirkt. Zum anderen ist die Strömung durch die Leckage mit zusätzlicher Reibung verbunden, die durch den „Druckverlust“ einen Beitrag zum Druckaufbau im Treppenraum leisten. Die Übereinstimmung der FDS-Simulation dieser Leckagen mit der Realität soll im folgenden Abschnitt anhand der experimentellen

Beurteilung nach Idelchik [76] (vgl. Kapitel 4 auf S. 69) beurteilt werden. Hierzu wird eine typische Leckage unterschiedlicher Größenordnung (oberer Grenzwert: $0,5 \text{ m} \cdot 0,05 \text{ m}$ und unterer Grenzwert: $0,05 \text{ m} \cdot 0,05 \text{ m}$ durch eine Tür (Breite= $0,05 \text{ m}$) oder eine Wand (Breite= $0,20 \text{ m}$) simuliert. Das Simulationsgebiet wird entsprechend Abbildung 5.15 und 5.14 zu $h \cdot b \cdot l = 2 \text{ m} \cdot 1,50 \text{ m} \cdot 3,20 \text{ m}$ eingeschränkt. Für die Simulation eines sehr fei-

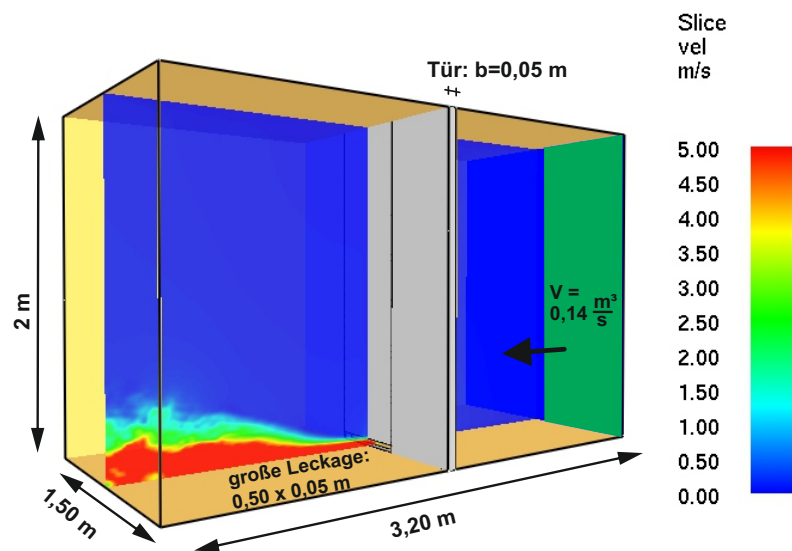


Abb. 5.14: Simulation große Leckage auf dem Boden

nen Gitters wird ein Ausschnitt der Größe $h \cdot b \cdot l = 0,50 \text{ m} \cdot 0,70 \text{ m} \cdot 0,50 \text{ m}$ betrachtet. Für die physikalischen Effekte in der Simulation hat die Wandreibung sowie die Strahlkontraktion bei Durchströmung der Leckage einen Einfluss (vgl. Abb. 3.2). Es wird neben der Gittergröße (vgl. Tabelle 5.4) der Einfluss des Ortes sowie der Einfluss der Simulationsgrenzen untersucht. Die Simulationsgrenze kann neben dem gesamten Gebiet des Treppenraums und Flures einschließlich Erfassung des Freistrahls auch auf den Anfang der Leckage (ohne Flur, vgl. Abb. 5.16) oder das Ende der Leckage (ohne Flur, vgl. Abb. 5.17) gesetzt werden. Durch die Leckage wird jeweils ein Volumenstrom erzeugt, der mit dem empirisch-analytischen Strömungsbeiwert nach Idelchik zu einem Druckaufbau von ungefähr 30 Pa beitragen soll. Dies ist ein Referenzwert, der für das Auslegungskriterium im Treppenraum bei einem oberen Grenzwert von 30 bzw. 50 Pa charakteristisch ist. Damit sollen die Randbedingungen der Simulation dem Szenario der Leckage in einem Treppenraum entsprechen. Die berechnete Reynoldszahl zeigt, dass die Strömung im turbulenten Bereich ist.

$$\dot{V}_{\text{große Leckage}} = 0,14 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \rightarrow Re = 33 \cdot 10^3 \quad (5.2)$$

$$\dot{V}_{\text{kleine Leckage}} = 0,014 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \rightarrow Re = 18 \cdot 10^3 \quad (5.3)$$

Der Strömungsbeiwert ζ wird nach Gleichung 3.30 aus dem simulierten Druckaufbau und dem als Randbedingung gesetztem Volumenstrom ermittelt, z. B. zu $\zeta = \Delta p \cdot$

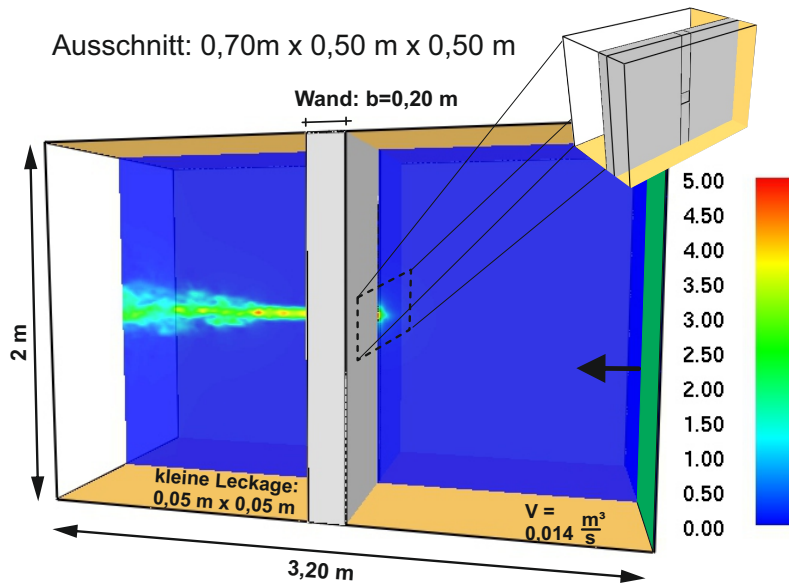


Abb. 5.15: Simulation kleine Leckage vereinfacht in der Mitte der Tür, Ausschnitt

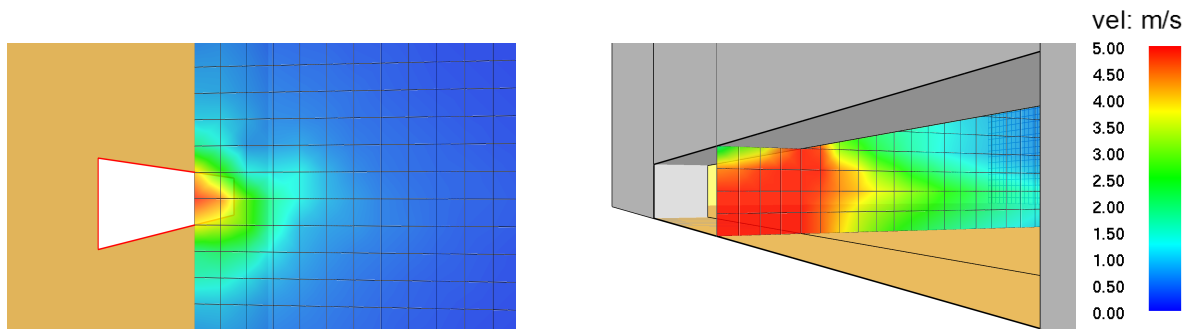


Abb. 5.16: nur Leckage
(Mitte, ohne Flur und Tür)
 $d_x = d_y = d_z = 25 \text{ mm}$

Abb. 5.17: Leckage mit Tür
(am Boden ohne Flur)
 $d_x = d_y = d_z = 12,5 \text{ mm}$

$2/(\rho \cdot \dot{V}^2)$. Der im Raum aufgebaute Druck liegt in der Größenordnung von 30 Pa und entspricht dem oberen Grenzwert für die Türöffnungskräfte. Abbildung 5.20 zeigt den simulierten Strömungsbeiwert für die unterschiedlichen Leckagegrößen in Abhängigkeit der Gittergröße und im Vergleich mit den empirisch-analytisch ermittelten Werten nach Idelchik (schwarzes Kreuz). Abbildung 5.21 zeigt die Ergebnisse für ein feineres Gitter und das kleinere, begrenzte Simulationsgebiet. Wird die Ausströmungsöffnung direkt an der Gebietsgrenze modelliert (vgl. Abb. 5.16), zeigen sich auch für ein feineres Gitter deutliche Abweichungen von dem empirisch-analytischen Wert. Die Modellierung von Wand und Flur (roter Balken, $d=20 \text{ cm}$) führt zu guten Übereinstimmungen mit den empirisch-analytischen Werten. Hier ist nur ein geringer Einfluss zu beobachten, ob nach der Wand das Simulationsgebiet besteht (Wand und Flur) oder nicht. Sofern der Flur hinter der Leckage ins Modell einbezogen wird, wird ein geringfügig größerer Druckverlust simuliert. Dieser Effekt trifft ebenfalls zu für die Simulation der geringeren Trennung (Tür mit der

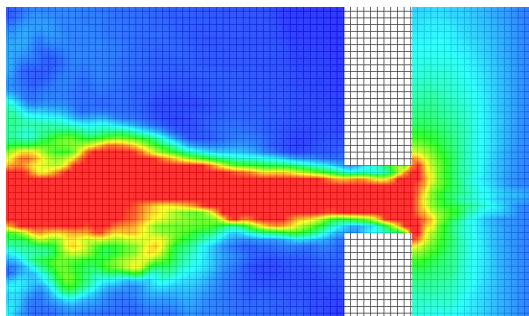


Abb. 5.18: Ausschnitt:
Tür $d_x = d_y = d_z = 5\text{mm}$

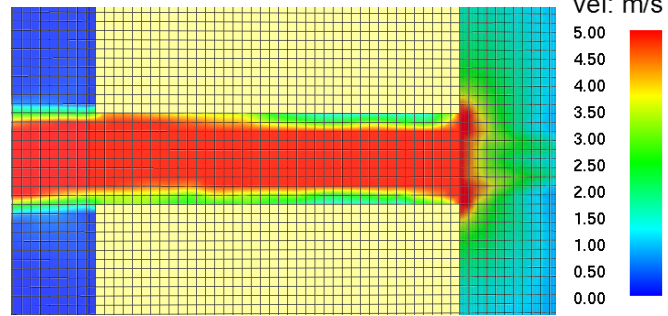


Abb. 5.19: Ausschnitt:
Wand $d_x = d_y = d_z = 5\text{mm}$

Tabelle 5.4: Simulationseinstellungen Leckage

	Gesamte Zellanzahl	$d_x \cdot d_y \cdot d_z$	Verhältnis Zellen-/ Leckagehöhe
grob	76800	50 mm · 50 mm · 50 mm	1
mittel	288000	25 mm · 25 mm · 25 mm	2
fein	4915200 71680	12,5 mm · 12,5 mm · 12,5 mm	4
mittel fein	565440	6,25 mm · 6,25 mm · 6,25 mm	8
sehr fein	840000	5 mm · 5 mm · 5 mm	10

Dicke von 5 cm). Hier unterschätzt die FDS-Simulation deutlich den empirisch- analytischen Wert nach Idelchik. Für Tür und Wand werden bei der großen Leckage nahezu gleiche Strömungsbeiwerte simuliert. Die starke Abweichung zwischen den empirisch- analytischen Berechnungswerten nach Idelchik und den simulierten Werten für die Tür mit der geringeren Dicke von 5 cm kann darauf hindeuten, dass für diese geringe Wanddicke der Ansatz nach Idelchik (vgl. 69) nicht gültig ist. Die Strömungsbeiwerte bei Leckage auf dem Boden (linkes Diagramm in Abbildung 5.20) oder Leckage in der Wandmitte (rechtes Diagramm) sind nahezu identisch. Die Position der Leckage hat keinen Einfluss auf den Druckverlust, im Strömungsmodell FDS gehen keine Wandreibungseffekte in die Simulation ein. Für das empirisch- analytische Modell nach Idelchik steht für den Wandstrahl keine tabellierten Werte bzw. kein empirisches Verfahren zur Verfügung: In Abbildung 5.20 sind hier ebenfalls die empirisch- analytischen Werte für eine Leckage aufgetragen, die nach 4 Seiten offen ist. Für die große Leckage führt eine Gittergröße von 50 mm (vier Zellen pro Leckagebreite, eine Zelle pro Leckagehöhe) zu nahezu dem gleichen Simulationsergebnis wie das feinere Gitter mit 12,5 mm Gitterhöhe. Für die kleinere Leckage zeigt sich eine Gitterabhängigkeit: Je feiner das Gitter, desto größer der Strömungsbeiwert. Bei der Simulation der Wand übersteigt der simulierte Strömungsbeiwert für das feinste Gitter mit 12,5 mm Gitterhöhe den empirisch- analytischen Wert geringfügig. Hier zeigen die Simulationen der Leckage auf dem Boden oder in der Mitte

dasselbe Verhalten. Abbildung 5.21 zeigt für die Gittergröße von 12,5 mm den simulierten Strömungsbeiwert des Gesamtgebietes (großes Simulationsgebiet) und des Ausschnittes (kleineres Simulationsgebiet, vgl. Abb.5.15). Für das Szenario „Wand und Flur“ wird im Fall der großen Leckage am Boden ein größerer Druckverlust im kleinen Simulationsgebiet simuliert. Durch die Begrenzung des Strömungsgebietes werden im Ausschnitt der Bodenleckage Strömungseffekte simuliert, die einen zusätzlichen Druckverlust hervorrufen. Hier kann die Simulation der kleineren Zellgrößen nicht bewertet werden, da die Randbedingungen nicht übereinstimmen. Für die kleine Leckage trifft dies nicht zu, hier wird in beiden Strömungsgebieten der nahezu gleiche Druckverlust simuliert. Nur für das kleine Strömungsgebiet (Ausschnitt 0,70 m x 0,50 m x 0,50 m) sind kleinere Gittergrößen von 6,25 mm und 5 mm simuliert. Hier zeigt sich wieder, dass für den Fall der Leckage direkt auf der Simulationsgrenze (schwarzer und grauer Balken) Druckverluste simuliert werden, die stark vom empirisch- analytischen Wert abweichen. Bei der kleinen Leckage zeigt sich auch für kleinere Gittergrößen keine Änderung des Strömungsbeiwertes mehr, die Gitterkonvergenz ist erreicht. Auch hier hat die Position der Leckage (Fußboden oder Wandmitte) keinen Einfluss auf den Druckverlust. Für die Simulation der Leckage im gesamten Treppenraum zeigt sich, dass die Wand in die Simulationsgrenzen einbezogen werden muss: Die Strahlkontraktion in der Leckage hat einen wesentlichen Einfluss auf den durch die Leckage erzeugten Druckverlust. Zusätzliche Dissipationseffekte die im Freistrahls außerhalb des Simulationsgebietes entstehen, werden durch die Randbedingungen des FDS-Rechenkerns berücksichtigt. Die Einschnürung ist deutlich in den Abbildungen 5.16, 5.17 und 5.19 zu erkennen. Es ist nicht notwendig den Flur hinter der Leckage zu simulieren. Die Simulation des ausgebildeten Freistrahls hat nur einen geringfügigen Einfluss auf den simulierten Druckverlust. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass auch mit einem sehr groben Verhältnis von Zellen- zu Leckagehöhe, d. h. mit einer Gittergröße von 50 mm, für Wand oder Tür und die große Leckage gute Simulationsergebnisse erzielt werden können. Daraus folgt, dass das Verfahren nach Idelchik [76] für die vereinfachte Berechnung des Widerstandsbeiwertes der Leckage einer Tür angewendet werden kann.

Ein feineres Gitter würde nicht zu einer anderen Lösung führen. Im Falle der kleinen Leckage führen erst kleinere Gittergrößen von 25 mm zu einer Übereinstimmung von Simulation und empirisch- analytischen Werten nach Idelchik. Ein feineres Gitter als 12,5 mm bzw. vier Zellen pro Leckage ist nicht zu empfehlen.

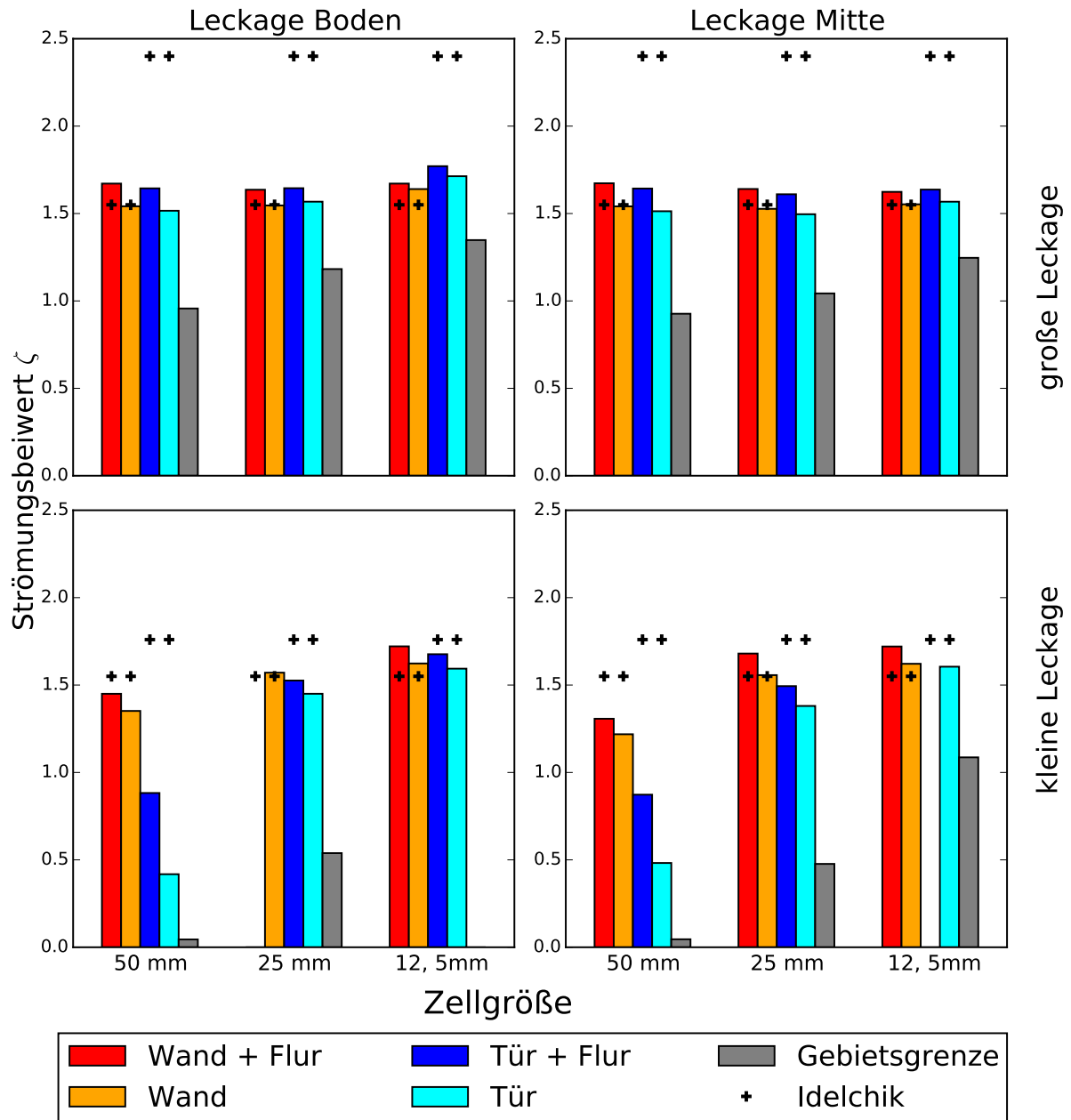


Abb. 5.20: Strömungsbeiwert einer Leckage

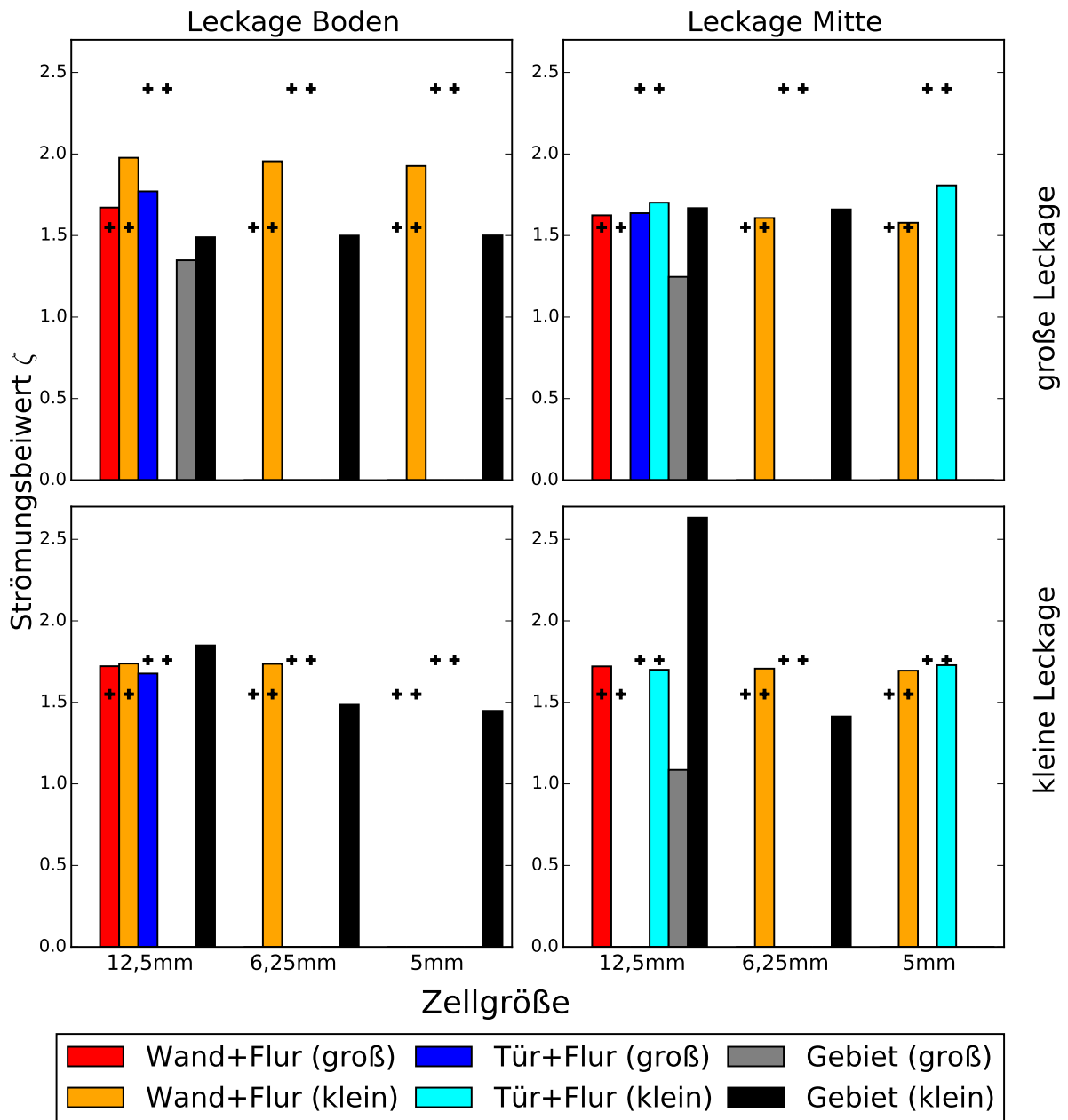


Abb. 5.21: Strömungsbeiwert einer Leckage: Ausschnitt kleineres Simulationsgebiet

5.3 Simulation des Strömungsbeiwertes einer Tür

Der Strömungsbeiwert ζ ist nach Idelchik bei einer Wanddicke von 20 cm ca. 2,75 (vgl. Kapitel 4.1.3 sowie Gleichungen 3.26, 3.46, 3.46 und 4.1). Um den Einfluss der Strömungswege auf den Druckverlust bei Durchströmung einer Tür zu bestimmen, wurden unterschiedliche Einstromungsszenarien in einen Raum mit dem Simulationsprogramm FDS untersucht. Wie in Abbildung 5.22 dargestellt, bilden sich in Abhängigkeit der Einstromungsgeometrie in den Raum unterschiedliche Strömungsfelder aus. Farblich markiert sind die Strömungsgeschwindigkeiten, von 0 m/s in Blau bis 3 m/s in Rot.

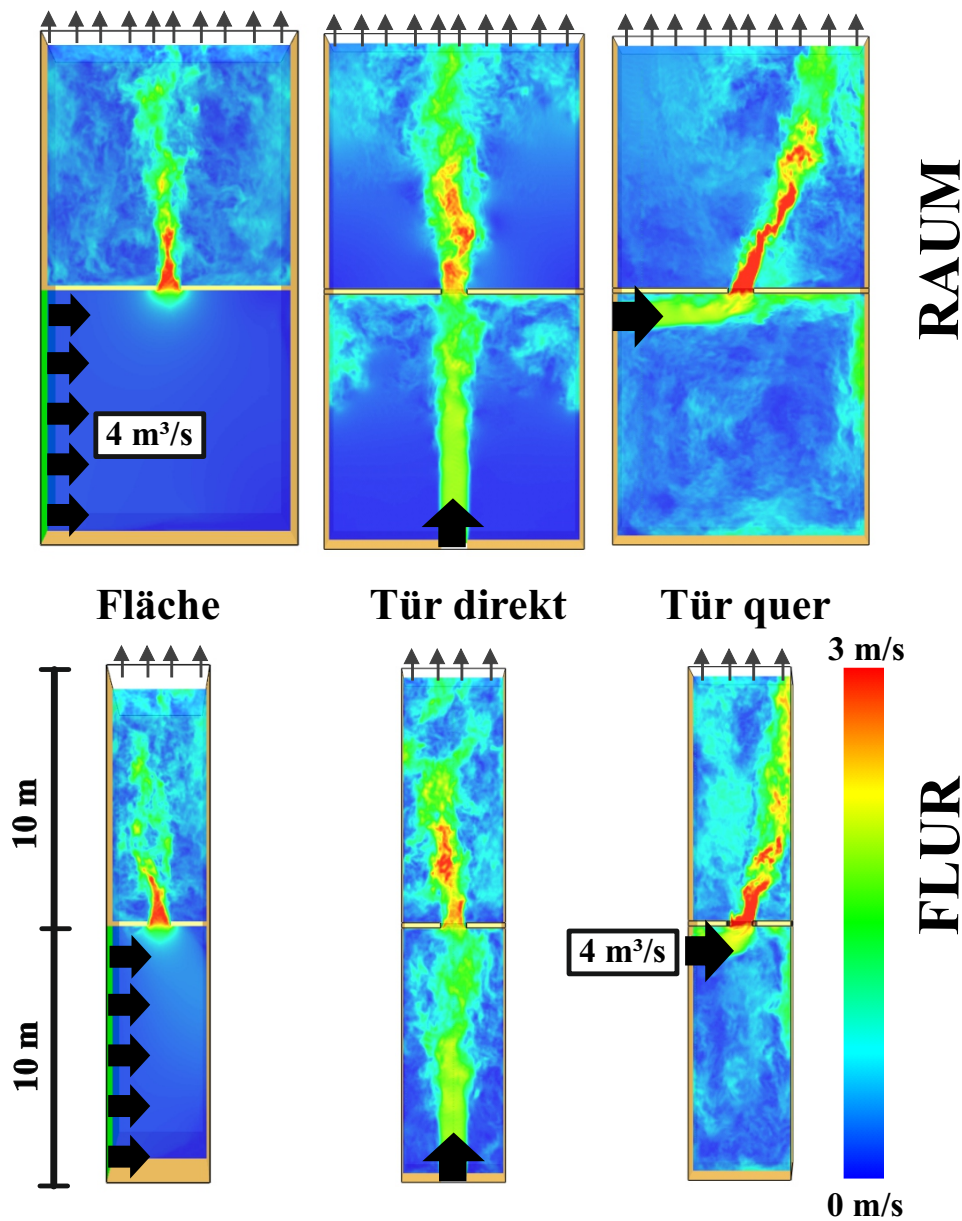


Abb. 5.22: Strömungsgeschwindigkeiten bei Durchströmung einer Tür

Variiert wurde die Gesamtgeometrie: Durchströmung einer Tür, die zwei Räume trennt, oder Durchströmung einer Tür, die zwei Flurbereiche trennt. Die Räume sind jeweils $10\text{ m} \cdot 10\text{ m} \cdot 3\text{ m}$ groß, der Flurbereich ist nur 4 m breit. Der für die Druckbelüftung typische Volumenstrom von $4\text{ m}^3/\text{s}$ ($A_{\text{Tür}} = 2\text{ m}^2$, Geschwindigkeit = 2 m/s , $\dot{m} = 4,8\text{ kg/s}$ bei 20°C) wird über eine Tür parallel zur untersuchten Tür (direkter Strömungsweg), eine Tür quer zur Verbindungstür und über die Flächen quer und parallel zur Tür eingeströmt.

Eine Gitterstudie wurde für die kleinste Geometrie, die Durchströmung einer Tür zwischen zwei Fluren bei flächiger direkter Einströmung, durchgeführt. Die Zellgröße wurde variiert zu 10 cm , 5 cm , 4 cm und $2,5\text{ cm}$. Diese Zellgröße entspricht einem Verhältnis von 10 bis 40 Zellen pro Türbreite (1 m). Abbildung 5.23 zeigt, dass die simulierten Strömungsbeiwerte der Gitterstudie deutlich vom Referenzwert der Literatur nach Idelchik abweichen. Es ist zudem kein funktionaler Zusammenhang zu beobachten. Ein linearer Zusammenhang ist aufgrund des Ausreißers bei der Gittergröße von 5 cm nicht herstellbar. Da auch bei dem sehr feinem Gitter von $2,5\text{ cm}$ keine Konvergenz erreicht wurde, wird folgend mit der Gittergröße von $\Delta h = 5\text{ cm}$ simuliert. Feinere Gitter führen zu einem unverhältnismäßig hohem Rechenaufwand, um die Effekte der Einströmung darstellen zu können. Die verschiedenen Einströmungsszenarien wurden zunächst für den Volumenstrom

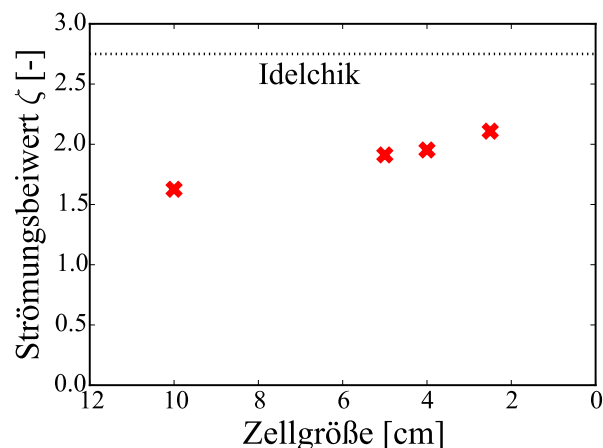


Abb. 5.23: Gittervariation: Druckverlust bei Durchströmung einer Tür im Flur (flächige Einströmung)

von $4\text{ m}^3/\text{s}$ untersucht. Im oberen Teil von Abbildung 5.25 ist der Druckverlauf über die Raummitte dargestellt. Für die getrennten Räume bildet sich ein konstantes Druckniveau aus, der errechnete Strömungsbeiwert ist in der Abbildung darunter dargestellt. Dieser variiert stark in Abhängigkeit der Art der Einströmung. Der geringste Druckverlust wird simuliert, sofern die Einströmung direkt gegenüber der Trennungstür liegt ($\zeta \approx 1,2$). Dies kann daran liegen, dass durch den ausgebildeten Freistrahls vor der Tür ein gleichmäßiges Strömungsfeld in Richtung der Türdurchströmung ausgebildet wird. Dieses kann eine gleichmäßigere Durchströmung der Tür ermöglichen und damit den Verengungs- und Expansionseffekt verringern. Die Einströmung von der Seite mit Ausbildung eines Freistrahls (Tür quer) führt zum größten Druckverlust ($\zeta \approx 2,8 - 2,4$). Damit variieren die Strömungsbeiwerte um mehr als das zweifache. In Abbildung 5.22 ist zu beobachten, dass die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten im Freistrahls auch im Falle der Einströmung von

der Seite am größten sind und mit ca. 3 m/s lokal deutlich die rechnerisch ermittelte mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der Tür von 2 m/s überschreiten. Auch für die direkte oder flächige Einströmungsart bilden sich lokal höhere Geschwindigkeiten im Freistrahls aus. Der Einfluss der Raumbreite (Raumbreite = 10 m oder Flurbreite = 4 m) ist sehr gering. Für den Raum oder den Flur werden jeweils ähnliche Druckverlustkoeffizienten in Abhängigkeit der Einströmungsgeometrie simuliert. Für einen geringeren Volumenstrom von $1 \text{ m}^3/\text{s}$ ($\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ bei 20°C , Geschwindigkeit in Tür = 0,5 m/s) sind die starken Abweichungen im Druckverlust nicht zu beobachten. Abbildung 5.24 zeigt, dass der Strömungsbeiwert hier für die kritischen Einströmungsgeometrien (Raum & Flur: Tür direkt & quer) konstant bei dem Wert $\zeta \approx 2$ liegt. Bei geringeren lokalen Strömungsgeschwindigkeiten ist der Druckverlust bei Durchströmung einer Tür unabhängig von der Art der Einströmungsgeometrie.

Für die recheneffiziente Durchführung der FDS-Simulation ist der Vergleich der Varianten „Raum: Fläche direkt“ und „Raum: Fläche direkt - halb“ in Abbildung 5.25 wichtig. Hier wurde das Szenario der flächigen Einströmung in den Raum einmal mit dem zweiten Raum, d.h. mit Ausbildung des Freistrahls simuliert. Im Vergleich wurde nur die Hälfte des Simulationsgebietes, d.h. nur der Raum der Einströmung bis zur Außenkante der Öffnung simuliert. Die Ergebnisse zeigen, dass nahezu derselbe Druckverlust simuliert wird. Ist eine strömungsberuhigte Einströmungssituation vorhanden, kann bei nahezu gleicher Simulation des Druckverlustes, das Simulationsgebiet deutlich reduziert werden.

Die Simulationen zeigen, dass der Strömungsbeiwert einer Tür stark von der Geometrie des Raumes und der Einströmungssituation abhängt. Dieser Einfluss verstärkt sich mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit. Abweichungen im Strömungsbeiwert und der Druckdifferenz von bis zu 50 % wurden bei dem Massenstrom $\dot{m} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ berechnet. Des Weiteren spielt die Wanddicke oder Türdicke bei der Ermittlung des Strömungsbeiwertes eine große Rolle und muss berücksichtigt werden.

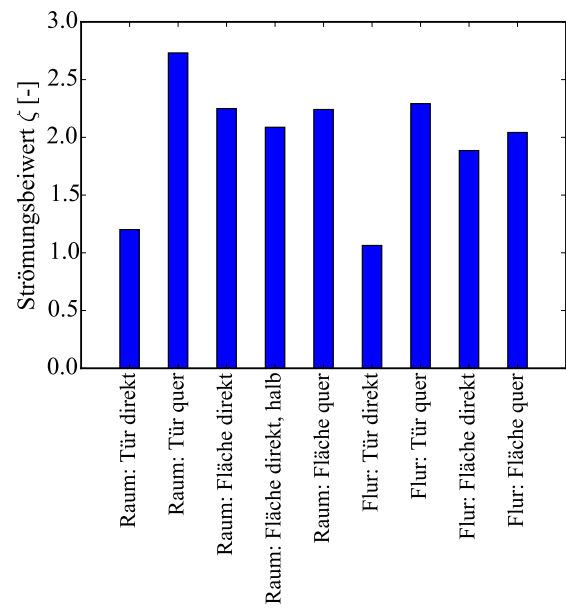
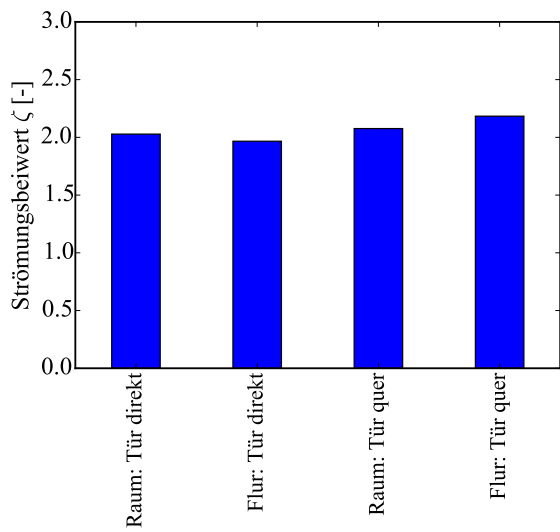
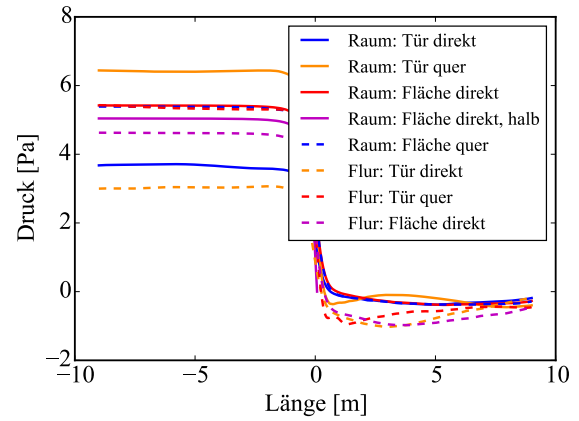
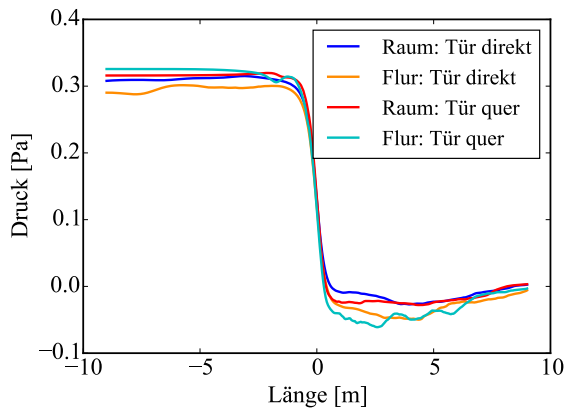


Abb. 5.24: Durchströmung Tür $\dot{m} = 1,2 \frac{kg}{s}$, $\Delta h = 5 \text{ cm}$

Abb. 5.25: Durchströmung Tür $\dot{m} = 4,8 \frac{kg}{s}$ ($\Delta h = 5 \text{ cm}$)

5.4 Simulation der Strömungsverteilung über mehrere Räume: elektrische Analogie

Um die Übertragbarkeit der elektrischen Analogie auf die Strömung von Luft bewerten zu können, werden folgend die im Kapitel 4.2 mit dem Multizonenmodell CONTAM berechneten Beispiele mit dem Brandsimulationsprogramm FDS verglichen.

5.4.1 Reihenschaltung

Für die Reihenschaltung von fünf hintereinander geschalteten Türen $b \cdot h = 1 \text{ m} \cdot 2 \text{ m}$) ergibt sich in der elektrischen Analogie mit dem Strömungsbeiwert $\zeta = 2,78$ ($C_d = 0,6$ wird z.B. nach CONTAM für Türen empfohlen [104]) ein Gesamtdruckverlust von $33,2 \text{ Pa}$. Im vorigen Kapitel 5.3 wurde der Strömungsbeiwert für eine Tür in FDS deutlich geringer zu $\zeta \approx 2$ simuliert. Mit diesem Eingangswert ($\alpha = 0,7$) müsste für die Reihenschaltung von fünf Türen der Gesamtdruckverlust von $\Delta p = 23,9 \text{ Pa}$ simuliert werden. Abbildung 5.26 zeigt die Strömungsgeschwindigkeiten für die fünf Räume ($b \cdot l \cdot h = 10 \text{ m} \cdot 10 \text{ m} \cdot 3 \text{ m}$). Die Eingangsströmung (\dot{m}) in das Simulationsgebiet erfolgt über die vollständige Wandfläche des linken Raumes. Deutlich ist zu erkennen, dass sich in jeder Tür ein Freistrahл ausbildet. Das Strömungsbild wird von Raum zu Raum ungeordneter und der Anteil der lokalen Strömungsgeschwindigkeiten, die größer als die rechnerische mittlere Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s sind, nimmt von Raum zu Raum zu.

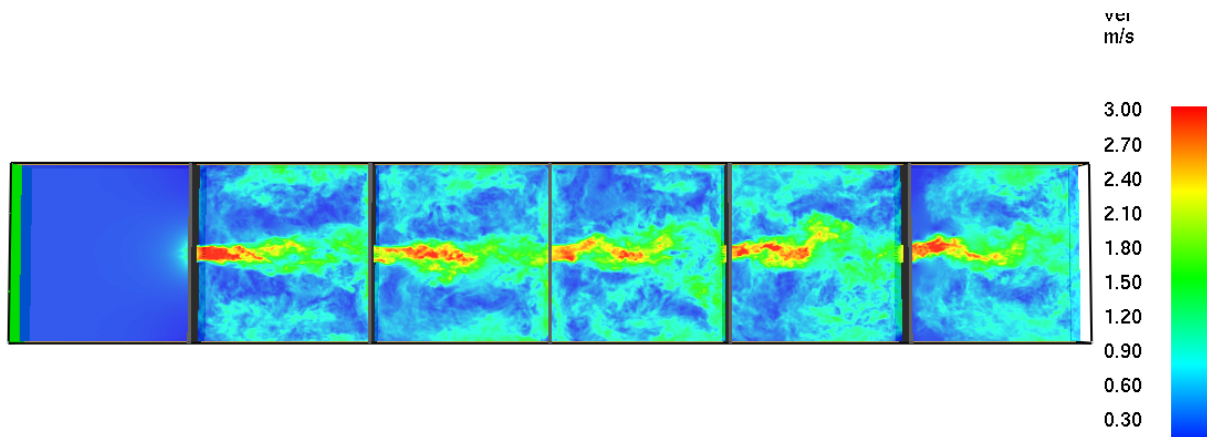


Abb. 5.26: Strömungsgeschwindigkeiten: 5 Türen in Reihe ($\Delta h = 5 \text{ cm}$)

Abbildung 5.27 zeigt, dass bei den fünf Türen bei der Gittergröße von $\Delta h = 5 \text{ cm}$ ein Gesamtdruckverlust von $19,5 \text{ Pa}$ simuliert wird. Der Wert wurde in der Mitte des Simulationsgebietes (&MESH IJK=200,1200,60, XB=-5,5,-10,50,0,3) auf einer Höhe von $1,50 \text{ m}$ ermittelt. Im Vergleich ist der Druckverlauf durch 4 Räume und 2 Räume aufgeführt. Die hellblaue Linie zeigt, dass sich bei einem geringeren Massenstrom ($\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$) ein deutlich geringer Druckverlust ausbildet. Hier wurde mit einer geringeren Simulationsauflösung von $\Delta h = 10 \text{ cm}$ gerechnet. Deutlich wird, dass der Druckverlust pro durchströmter Tür nicht konstant ist: Abbildung 5.27 verdeutlicht, dass der Strömungsbeiwert für die verschiedenen Türen variiert. Dabei ist der Strömungsbeiwert der ersten

Tür deutlich größer als der der Zweiten. Nach der dritten Tür pendelt sich der Strömungsbeiwert auf $\zeta \approx 1,5$ ein. Die positive Abweichung des ersten Strömungsbeiwerts entspricht ungefähr der Größenordnung der negativen Abweichung des zweiten Strömungsbeiwertes. Der Strömungsbeiwert der ersten Tür ist vergleichbar mit dem Szenario „Raum: Fläche direkt“, aus Abbildung 5.25 ($\zeta = 2,2$), der eingependelte Strömungsbeiwert der letzten Türen ist etwas größer als in dem Szenario Raum: Tür direkt“ ($\zeta = 1,2$). So kann keine direkte Hintereinanderschaltung des in Kapitel 4.2 mit empirisch- analytischen Methoden betrachteten Szenarios dargestellt werden. Die Türen haben damit einen zu geringen Abstand voneinander um dieselben Einströmungsbedingungen zu gewährleisten. Für eine

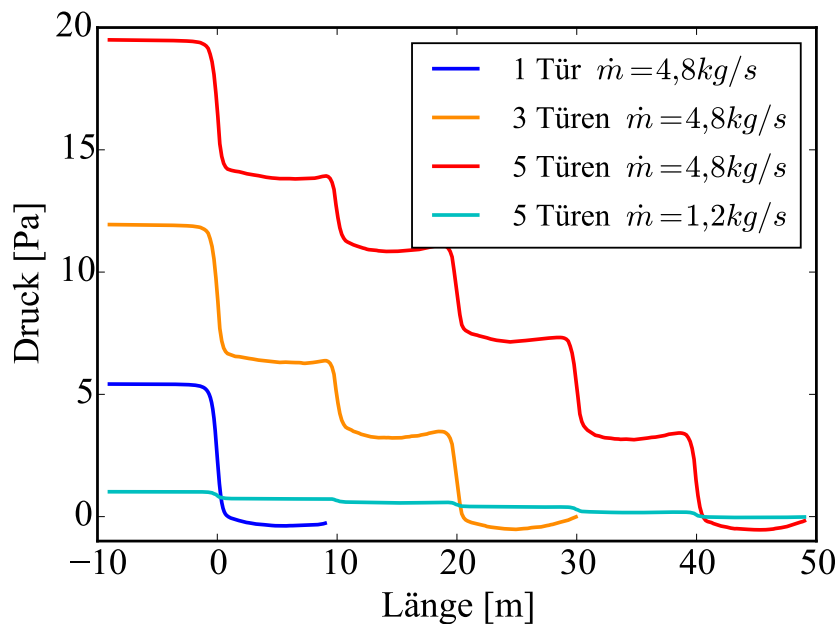


Abb. 5.27: Druckaufbau: Durchströmung Türen ($\Delta h = 5 \text{ cm}$)

größere Zellgröße von $\Delta h = 10 \text{ cm}$, wird dieses Verhalten ebenfalls simuliert. Dies ist in Abbildung (vgl. Abb. 5.29) dargestellt. Hier fällt der absolute Strömungsbeiwert für alle Türen geringer aus. Der Verlauf des Strömungsbeiwertes wird allein im Bereich der Türen drei und vier abweichend fallend und nicht steigend wie bei $\Delta h = 5 \text{ cm}$ simuliert. Auch bei geringeren Strömungsgeschwindigkeiten, wie bei einem Massenstrom von $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$ ($0,5 \text{ m/s}$ in Tür), zeigt sich dieses Verhalten.

Der in der feinsten Gitterauflösung von $\Delta h = 5 \text{ cm}$ simulierte Druckverlust von $19,5 \text{ Pa}$ weicht von den mit der elektrischen Analogie ermittelten Druckverlusten ab (vgl. Abb. 5.28): Wird mit dem empfohlenen Strömungsbeiwert von $\zeta = 2,78$ die Reihe der fünf Türen berechnet, so liegt die Abweichung bei bis zu 40% von dem simuliertem Wert, bei dem simulierten Eingangsparameter $\zeta = 2$ bei 18% . Es ist möglich, den Druckverlust bei einer Reihenschaltung von fünf Türen mit der elektrischen Analogie zu modellieren. Hier muss jedoch beachtet werden, dass die Strömungsbeiwerte der Türen nicht konstant sind, sondern abhängig von dem vorgeschalteten Widerständen. Somit ist das Verfahren nach der elektrischen Analogie sowie die CONTAM-Software eingeschränkt geeignet, den Druckverlauf zu simulieren. Der mit dem empfohlenen Strömungsbeiwert berechne-

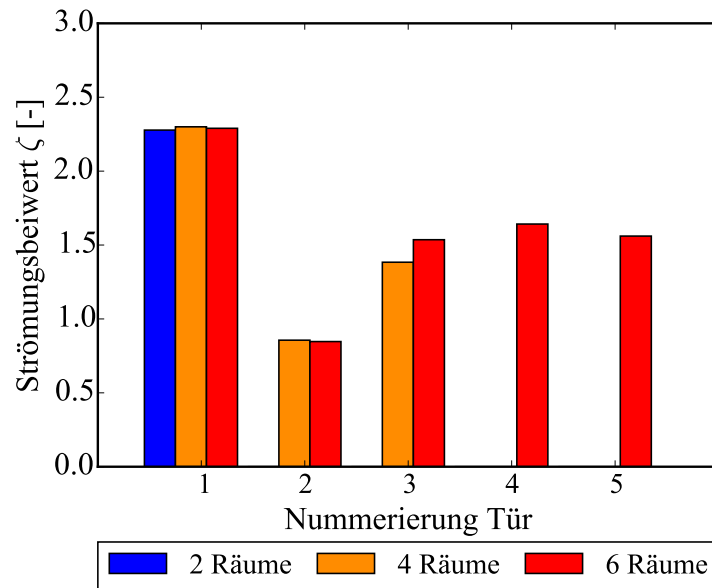


Abb. 5.28: Strömungsbeiwert: Reihenschaltung Türen ($\Delta h = 5 \text{ cm}$)

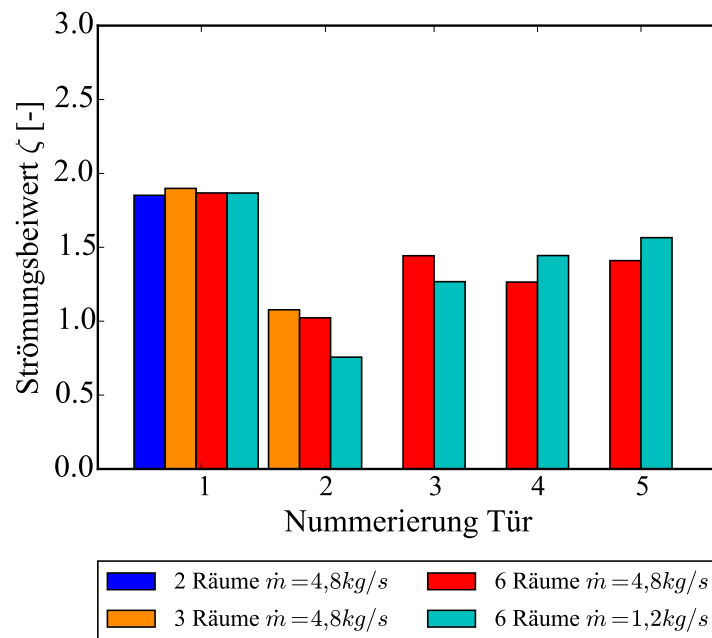


Abb. 5.29: Strömungsbeiwert: Reihenschaltung Türen ($\Delta h = 10 \text{ cm}$)

te Gesamtdruckverlust überschätzt den simulierten Druckaufbau jedoch deutlich. Diese Abweichung muss bei der Berechnung nach CONTAM berücksichtigt werden.

5.4.2 Parallelschaltung

Für die Parallelschaltung der Durchströmung von fünf Türen nebeneinander ($A = 1 \text{ m} \cdot 2 \text{ m}$, Wanddicke = 20 cm, $\dot{m} = 4,8 \text{ kg/s}$, $\Delta h = 5 \text{ cm}$) wird der Druckaufbau im Raum der Einströmung von FDS zu 0,21 Pa berechnet. Das Strömungsgebiet umfasst $50 \text{ m} \cdot 5 \text{ m} \cdot 3 \text{ m}$ und ist in Abbildung 5.30 zusammen mit den lokalen Strömungsgeschwindigkeiten dargestellt.

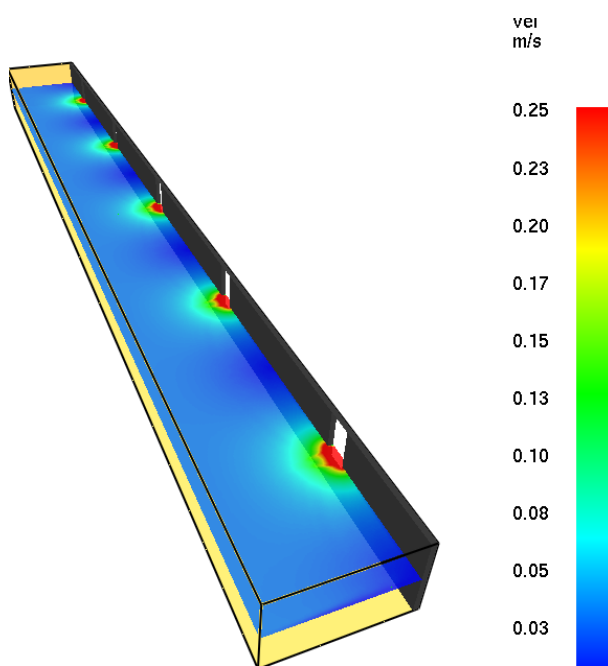


Abb. 5.30:
FDS-Modellierung: Strömung Parallel

Da in den Kapiteln 5.3 und 5.2 gezeigt wurde, dass bei gerader Einströmung die Ablösung im Türinneren ursächlich für den Druckverlust ist, wird hier das Strömungsgebiet ebenfalls bis zur Wandaußenkante modelliert, d.h die Türbreite wird mit berücksichtigt. Wird nur die Durchströmung eines Fünftels des Massenstroms $\dot{m} = 0,96 \text{ kg/s}$ durch eine Tür simuliert, so wird ebenfalls in dem FDS-Modell der Druck von 0,21 Pa aufgebaut. Dies zeigt, dass das Konzept der elektrischen Analogie für die Parallelschaltung bei gleich großen Widerständen auch von dem Strömungssimulationsprogramm FDS wiedergegeben wird. Die Abweichung vom Multizonenmodell (0,266 Pa mit $\zeta = 2,78$) beträgt ca. 20%. Wird das Modell mit dem Ergebnis aus der FDS-Simulation von $\zeta = 2,0$ berechnet, so ergibt sich ein Gesamtdruckverlust von 0,19 Pa und damit eine Abweichung von 10 % (Unterschreitung).

Werden in dem Strömungsgebiet drei Öffnungen unterschiedlicher Größe ($1 \text{ m} \cdot 2 \text{ m}$, $0,5 \text{ m} \cdot 1 \text{ m}$ und $0,5 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$) simuliert, so wird der Druckaufbau im Raum mit FDS für einen Massenstrom von $\dot{m} = 0,96 \text{ kg/s}$ zu 0,11 Pa modelliert ($\zeta = 2,0$). Die Anwendung von Gleichung 4.5 ergibt einen Druckaufbau von 0,10 Pa. Das CONTAM-Modell berechnet 0,13 Pa. Damit ist eine gute Übereinstimmung zwischen Strömungssimulation und elektrischer Analogie bei der Parallelschaltung vorhanden, interne Rechenungenauigkeiten im CONTAM Programm führen zu geringfügig abweichenden Ergebnissen. Für einen größeren Massenstrom von $\dot{m} = 4,8 \text{ kg/s}$ wird ein Druckaufbau von 2,60 Pa simuliert. Dies überschätzt die Anwendung von Gleichung 4.5 mit 2,54 Pa sowie das CONTAM-Modell mit 2,53 Pa geringfügig.

5.4.3 Kombination von Parallel- und Reihenschaltung

Die Kombination von Parallel- und Reihenschaltung der Türen und Fenster als Strömungswiderstände zeigt, dass die Ausbildung des Freistrahls eine starke Auswirkung auf die Verteilung des Massenstromes über mehrere Widerstände hat (vgl. auch [109, 126]). In Abbildung 5.31 sind für unterschiedliche Raumgeometrien die Strömungsgeschwindigkeiten dargestellt. Besonders für das oberste Szenario, Parallelschaltung von drei Türen im ersten Raum und dann jeweils Ausströmung aus dem Fenster (1,5 m · 1,5 m) zeigt sich, dass die Anordnung der Tür (z.B. zum Treppenraum) einen großen Einfluss auf die Verteilung des Massenstroms hat (Abb. 5.32).

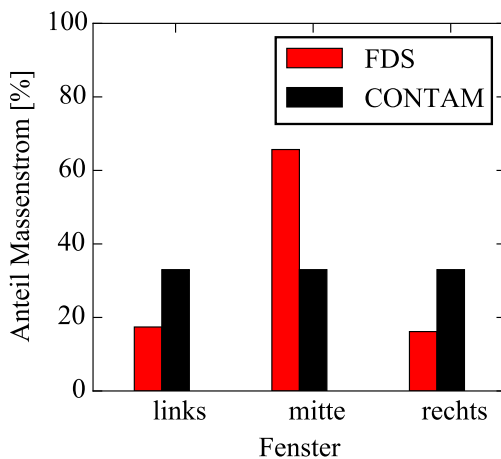


Abb. 5.32: Strömungsverteilung der drei Räume

Die Einwirkungen des Freistrahls auf die Verteilung des Massenstroms über die drei Räume wird von CONTAM nicht modelliert ($\zeta = 2$, vgl. Kapitel 5.3). Durch die lokal höheren Geschwindigkeiten in den Türen und Fenstern wird der Gesamtdruckaufbau in den Modellen FDS und CONTAM unterschiedlich berechnet. In FDS wird im ersten Raum ein geringerer Druck simuliert (0,59 zu 0,96 Pa CONTAM - vgl. Abb. 5.33), für den mittleren Raum wird ein höherer Druck (0,99 Pa) simuliert, als im ersten Raum der Einströmung oder den angrenzenden Räumen (0,20 Pa). In CONTAM wird in allen drei Räumen ein Druckaufbau von 0,42 Pa simuliert. Dies kann daran liegen, dass zwar durch den erhöhten

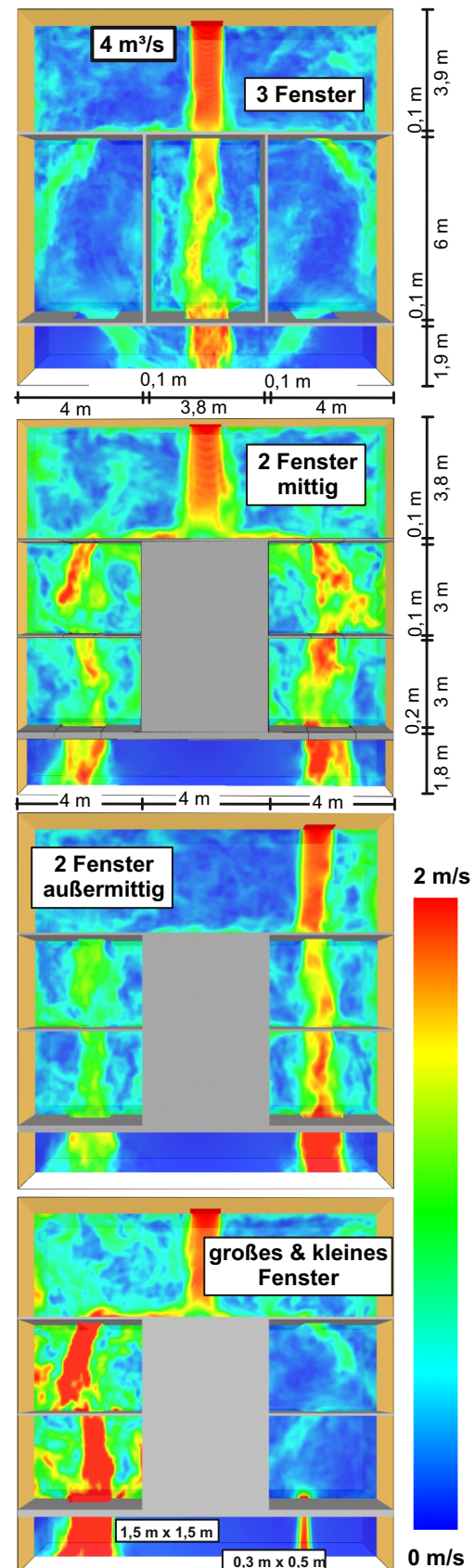


Abb. 5.31: FDS-Geschwindigkeiten

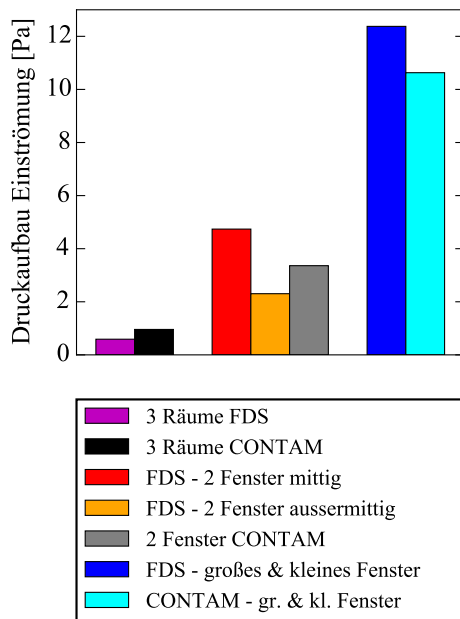


Abb. 5.33: Druckaufbau

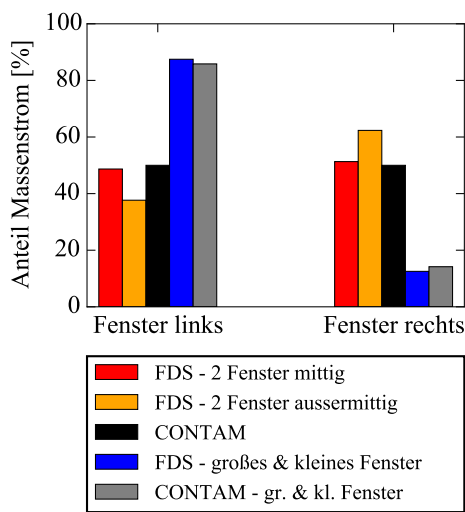


Abb. 5.34: Strömung „Freistrahler“

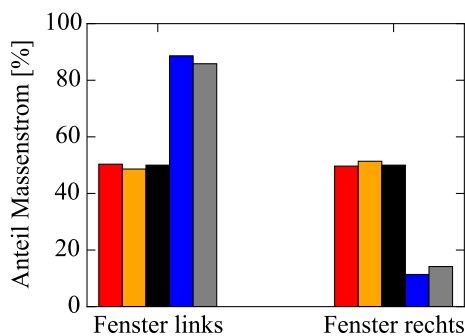


Abb. 5.35: Strömung „Saugen“

Massenstrom und die erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten im mittleren Raum ein erhöhter Druckverlust simuliert wird, aber der in dieser Reihe aufgebaute Druck im ersten Raumes über die seitlichen Räume eine „Druckentlastung“ erfährt.

Für das Szenario der Durchströmung von zwei Räumen und zwei Fenstern, wird ebenfalls durch den Freistrahler eine ungleichmäßige Verteilung des Massenstroms über die parallelen Türen in FDS simuliert, aber nicht in CONTAM abgebildet (vgl. Abb.5.34). Werden unterschiedliche Widerstände (großes Fenster links, kleines Fenster rechts) betrachtet, stimmen FDS und CONTAM-Berechnung besser überein. Wird kein Freistrahler ausgebildet, sondern durch einen Unterdruck aus dem ersten Raum „gesaugt“, so werden die Abweichungen in den beiden Modellen geringer (vgl. Abb. 5.35). Die Durchströmung mit einem Freistrahler der verschiedenen Raum- und Auslassgeometrien führt zu einem deutlich variierendem Druckaufbau im ersten Raum der Einströmung, dieser wird von beiden Modellen in derselben Größenordnung berechnet. Es kann keine allgemeine Aussage getroffen werden, ob eins der Programme einen größeren Gesamtdruckaufbau simuliert. Wird die Strömungsgeschwindigkeit reduziert, ist von einer besseren Übereinstimmung der beiden Modelle auszugehen. Der Einfluss des ausgebildeten Freistrahlers wird geringer, ebenso der Druckaufbau. Für das Szenario mit „großes und kleines Fenster“ reduziert sich bei einer Einströmung von $1 \text{ m}^3/\text{s}$ der mit CONTAM simulierte Druckaufbau beispielsweise von 10,6 auf 1,5 Pa. Es zeigt sich, dass bei Strömungsverteilung über mehrere Räume sowie einer komplexen Geometrie, CONTAM nicht geeignet ist, den Druckaufbau zu berechnen.

5.5 Simulation strömungstechnischer Effekte in einem Treppenraum

5.5.1 Modellierung des Modelltreppenraumes

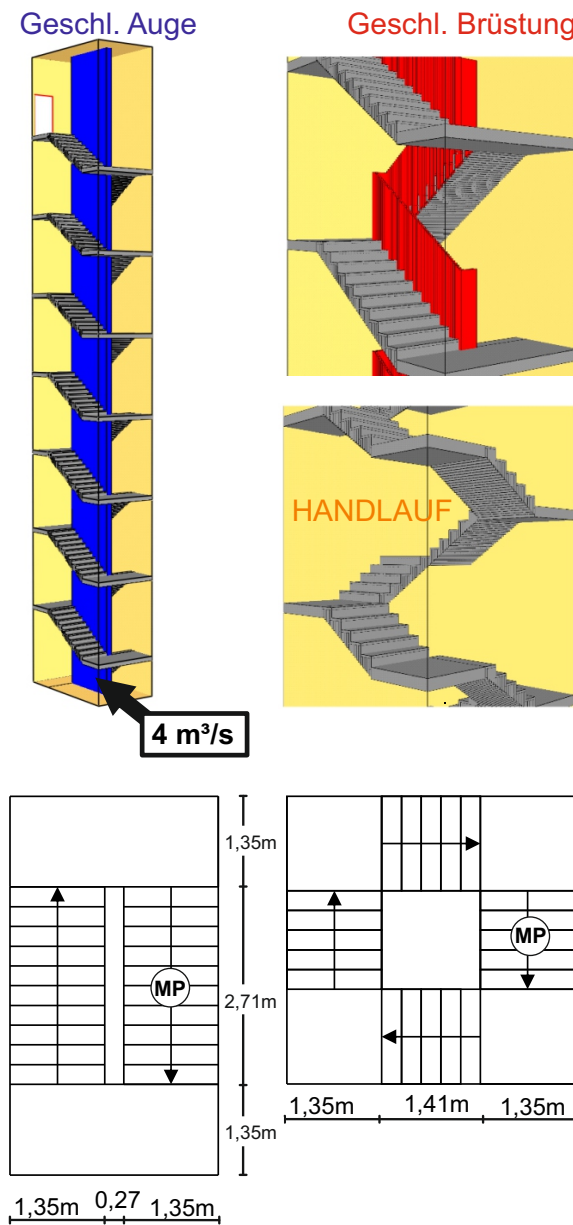


Abb. 5.36: FDS Modelltreppenraum

Um den Einfluss strömungstechnischer Effekte bestimmen zu können, wird ein Modelltreppenraum entworfen. Es werden typische Ausbildungen des Treppenauges, der geschlossenen Brüstung und des Handlaufes dargestellt (vgl. auch [109, 126]). Der Handlauf selbst wird nicht simuliert, da bereits in [125] der Einfluss auf die Strömung als geringfügig eingeschätzt wurde. Die Ausführung des Laufes wurde variiert zu den konventionellen zwei Podesten und zwei Läufen (2,97 m · 5,41 m) sowie einer Ausführung mit vier Podesten und vier Läufen (4,11 m · 4,11 m). Damit haben beide Variationen annähernd dieselbe Grundfläche. Das Simulationsgebiet des achtgeschossigen Treppenraumes ist 29,76 m hoch (Geschosshöhe = 3,75 m). Bei einer Gitterauflösung von $d_x \cdot d_y \cdot d_z = 0,0674975 \text{ m} \cdot 0,0564 \text{ m} \cdot 0,0465 \text{ m}$ werden vier Zellen pro Stufenhöhe und fünf Zellen pro Stufenbreite simuliert.

Abbildung 5.37 zeigt den zeitlich gemittelten Druckverlauf über die Höhe, bei Durchströmung von der unteren Einströmungsöffnung ($\dot{V} = 4 \text{ m}^3/\text{s}$) durch den Treppenraum und die oberste Geschosstür nach außen.

Andere Türen sind geschlossen. Der Druck wird gemessen auf einer Linie in Messpunkt „MP“ (vgl. Abb.5.36). So ist der Druckverlauf ausschließlich durch die Dissipation bestimmt. Der Referenzdruck in der obersten Treppenraumbtür ist null, die Simulation modelliert hier an oberster Stelle einen Druck von ca. 4 Pa. Dies entspricht dem Druckverlust

bei Durchströmung des obersten Geschosses durch die Tür nach außen. Der Druckverlust wird deutlich von der Geometrie bestimmt.

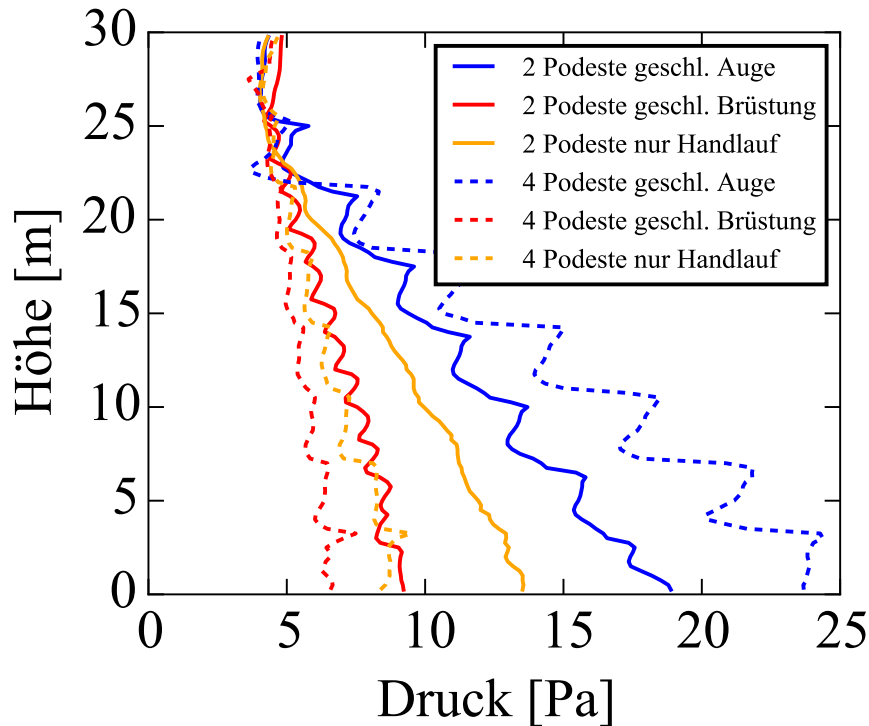


Abb. 5.37: Druckverlauf unterschiedlicher Treppenraumgeometrien

Die simulierten Druckverläufe sind zeitlich gemittelt und im Boxplot (mit Median, oberem und unterem Quartil und Whisker) der einzelnen Druckdifferenzen pro Geschoss in Abbildung 5.38 für unterschiedliche Treppenraumgeometrien dargestellt (vgl. auch [109, 126]). Abgebildet sind die Druckdifferenzen zwischen zwei Messpunkten auf übereinander angeordneten Geschossen. Die gemittelten Druckverläufe zeigen, dass die Druckdifferenz, und damit der Strömungsbeiwert nicht für jedes Geschoss gleich ist. Besonders die Variante der 4 Podeste mit dem geschlossenen Auge zeigt starke zeitliche Abweichungen der oberen und unteren Quartile sowie des Mittelwertes. Meist pendelt sich ab dem 3. Geschoss eine kontinuierliche Strömung und ein zeitlich konstanter Druckverlust ein. Deutlich wird, dass sich bei geschlossener Brüstung weniger Turbulenzen einstellen und damit eine geringere Breite der Quartile und des simulierten Minimum und Maximums vorhanden ist. Tendenziell nimmt die Druckdifferenz zwischen den Geschossen nach oben hin geringfügig ab. Im letzten Geschoss ist durch das geänderte Strömungsbild aufgrund der Ausströmung eine niedrigere Druckdifferenz vorhanden. Da die Fläche beider Grundrisse nahezu gleich ist, können diese Aussagen auch auf den Strömungsbeiwert ζ übertragen werden. Dieser liegt bei der mittleren Strömungsgeschwindigkeit im Geschoss von ca. 0,25 m/s in der Größenordnung von ca. 20 bis 130 (vgl. Abb. 5.39 und 5.40).

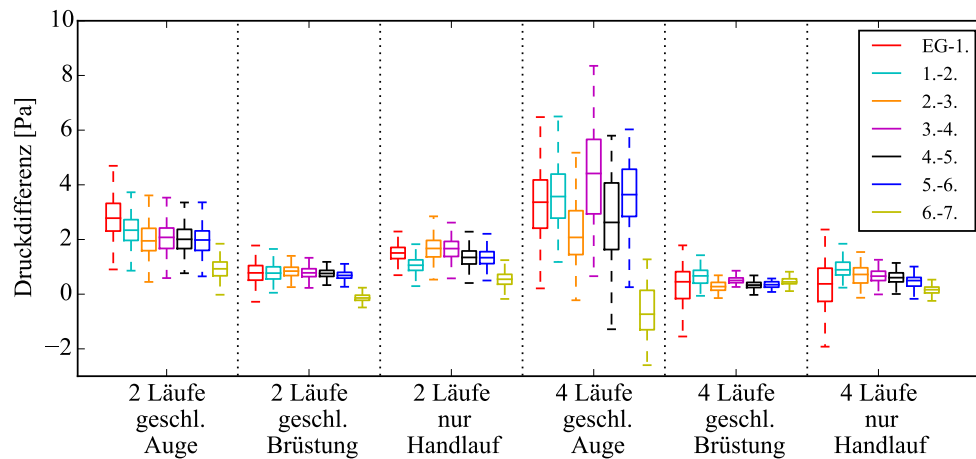


Abb. 5.38: Druckdifferenz zwischen 2 Geschossen bei unterschiedlichen Treppenraumgeometrien

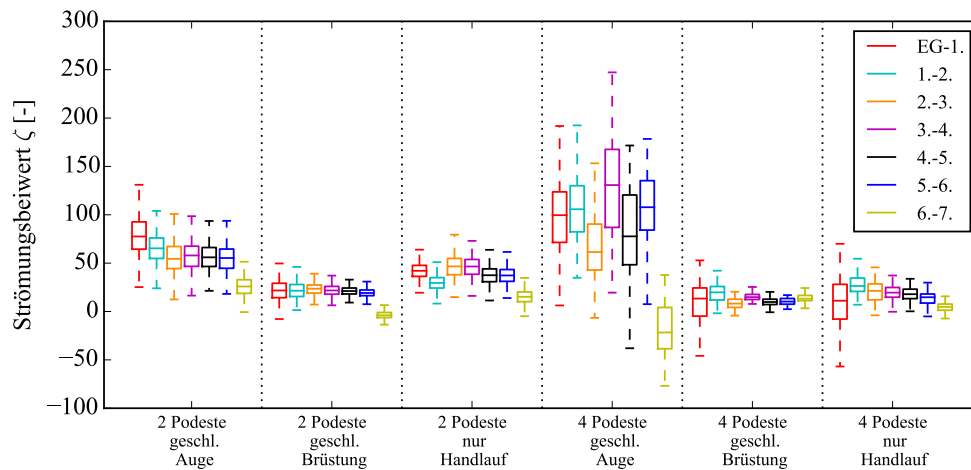


Abb. 5.39: Strömungsbeiwert unterschiedlicher Treppenraumgeometrien (gesamt)

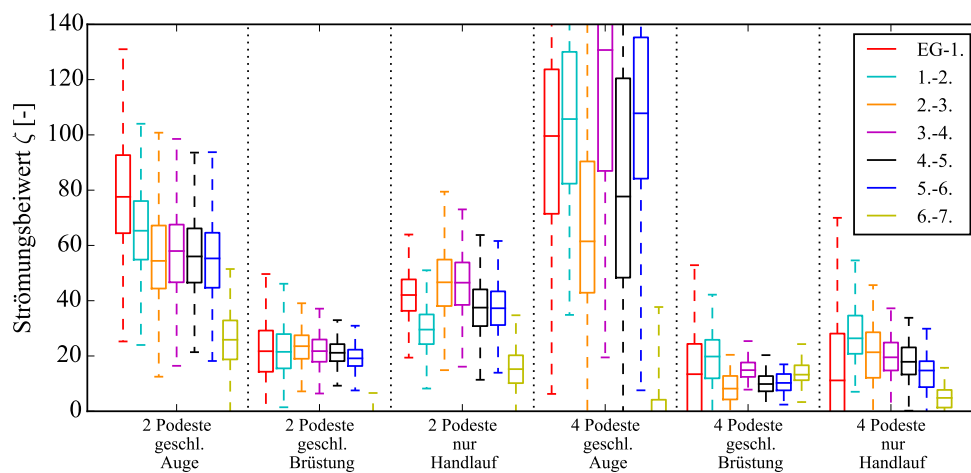


Abb. 5.40: Strömungsbeiwert unterschiedlicher Treppenraumgeometrien (Ausschnitt 0-140 [-])

5.5.2 Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit

Der Strömungsbeiwert ist für die untersuchten Treppenraumgeometrien und Volumenströme zwischen $\dot{V} = 4 - 12 \text{ m}^3/\text{s}$ unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit im Treppenraum. Eine Ausnahme ist die Variante, wo ein offenes Auge, ohne Brüstung, nur mit Handlauf simuliert wird. Aus Abbildung 5.42 geht hervor, dass es besonders zwischen dem Volumenstrom von $\dot{V} = 4 \text{ m}^3/\text{s}$ und $\dot{V} = 8 \text{ m}^3/\text{s}$ große Unterschiede in der Berechnung des geschosspezifischen Strömungsbeiwert gibt. Bei $\dot{V} = 12 \text{ m}^3/\text{s}$ ist der Strömungsbeiwert ab dem vierten Geschoss deutlich geringer als bei niedrigerem Volumenstrom. Hier ist kein konstanter Druckverlust pro Geschoss mehr vorhanden. Der Strömungsbeiwert und damit der Druckverlust nimmt mit zunehmender Geschosshöhe ab.

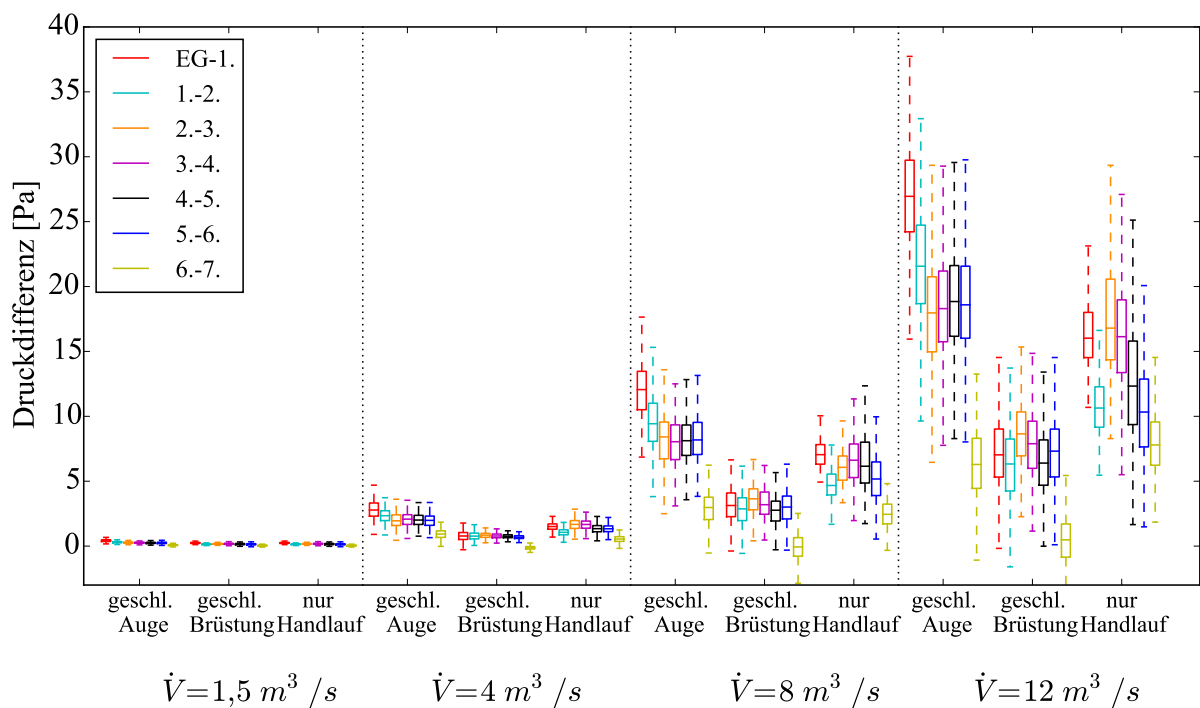


Abb. 5.41: Druckdifferenz über 2 Geschosse bei unterschiedlichem Volumenstrom

5.5.3 Einfluss der Podest- und Laufbreite

Die Podestbreite und die Laufbreite haben einen geringen Einfluss auf den Druckverlust bei Durchströmung des Treppenraumes. In Abbildung 5.43 sind die vorab simulierten Treppenraumgeometrien (2 Podeste) an jeder Seite um 0,50 m erweitert worden. Dies wirkt sich nur geringfügig auf die Variante des „geschlossenen Auges“ und der „geschlossenen Brüstung“ auf. Im Falle des offenen Auges, wo nur ein Handlauf simuliert wird, ist der Druckverlust im breiteren Treppenraum deutlich geringer. Durch die größere Treppenraumfläche bleibt der Strömungsbeiwert hier ungefähr gleich, und wird beim geschlossenen Auge durch den breiteren Raum erhöht (vgl. Abb. 5.44).

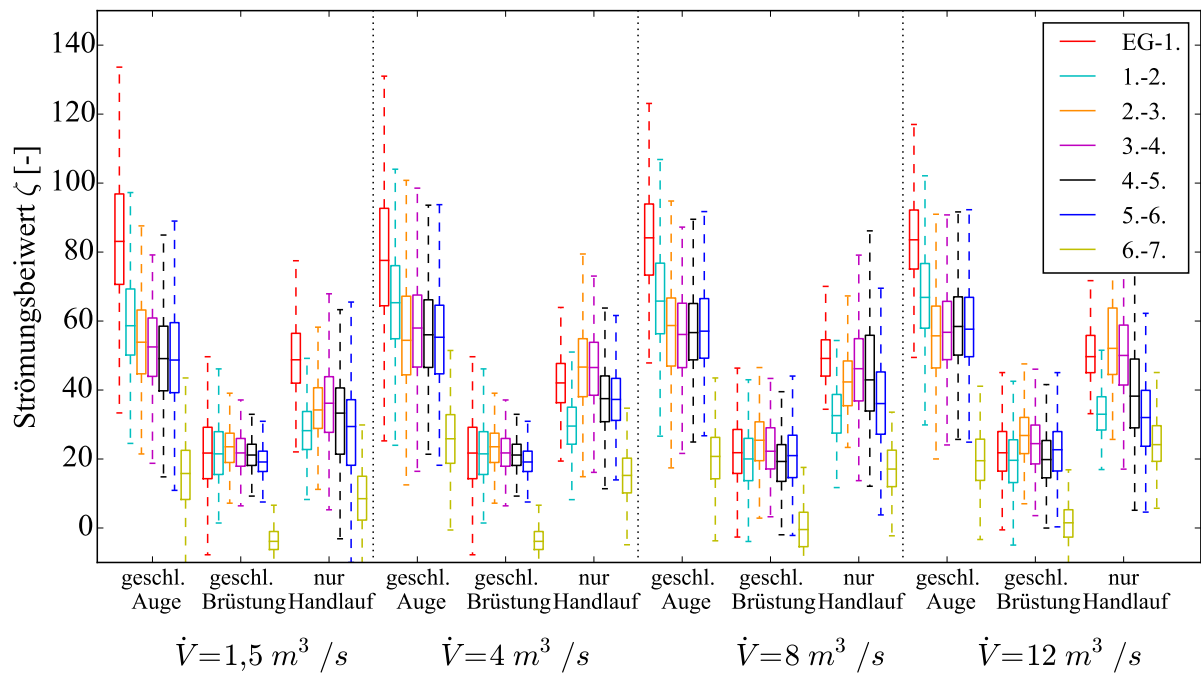


Abb. 5.42: Strömungsbeiwert pro Geschoss (Bezug: Strömungsgeschwindigkeit TR)

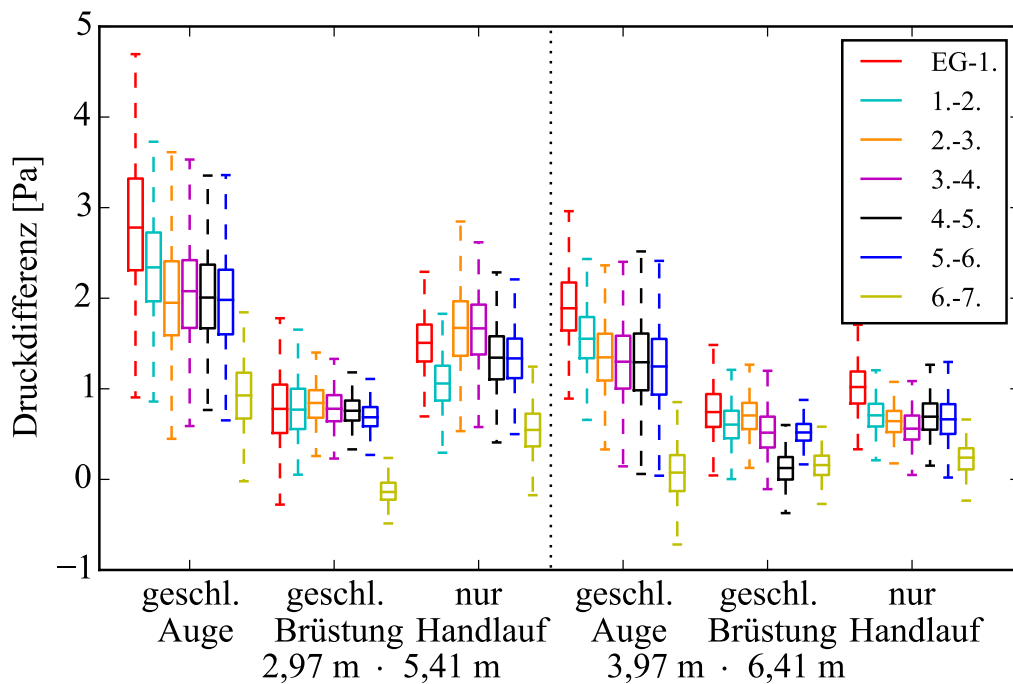


Abb. 5.43: Druckdifferenz über 2 Geschosse: Verbreiterung der Läufe und Podeste

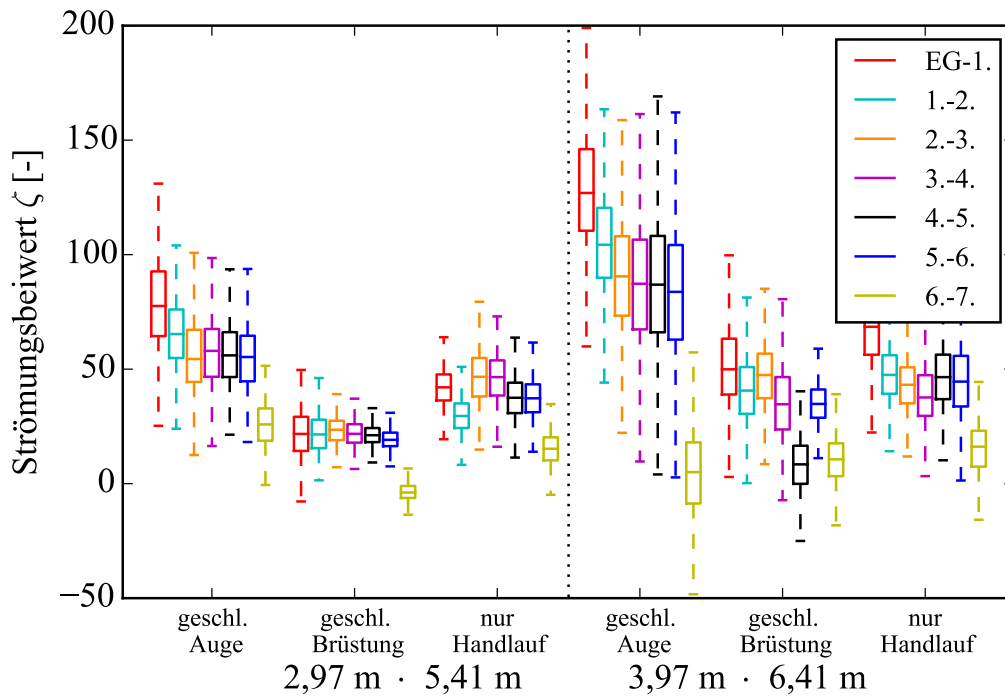


Abb. 5.44: Strömungsbeiwert pro Geschoss (Bezug: Strömungsgeschwindigkeit TR)

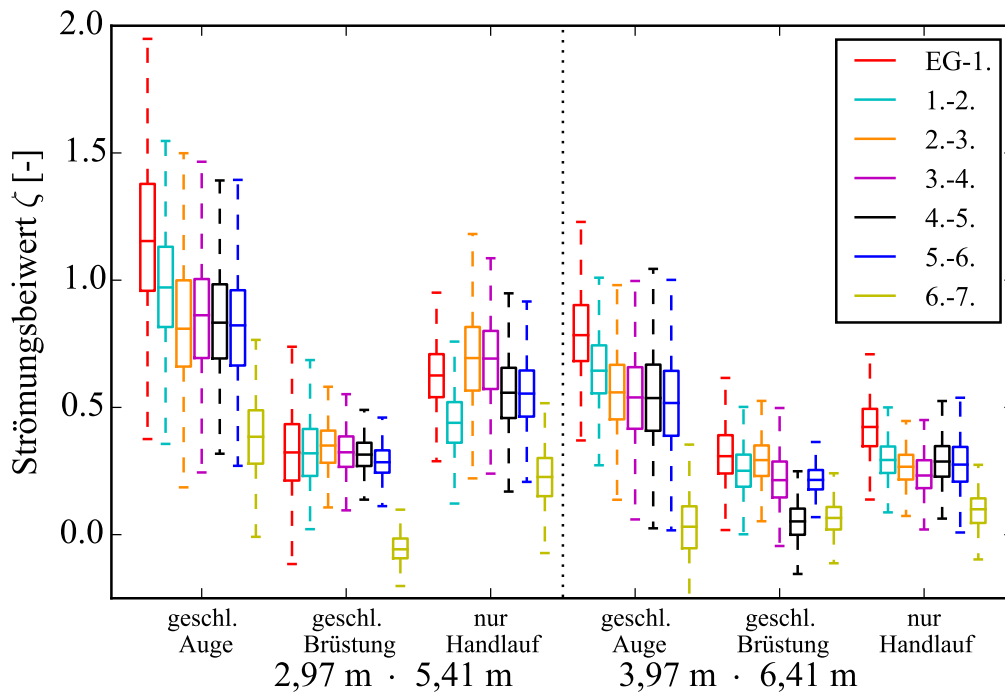


Abb. 5.45: Strömungsbeiwert pro Geschoss (Bezug: Geschwindigkeit Tür)

5.5.4 Einfluss der Augenbreite

Die Augenbreite wird von dem vorab gewählten Breite von 0,27 m (vier Zellen) variiert zu 0,135 m (zwei Zellen) und 0,81 m (12 Zellen). Die Abbildungen 5.46 und 5.47 zeigen, dass für das geschlossene Auge der Druckverlust geringfügig größer wird, je breiter das Auge ist (vgl. auch [109, 126]). Bei Durchströmung des Auges wird der Druckverlust geringer, je breiter das Auge ist. Den größten Einfluss hat hier die Geometrie nur mit Handlauf, bei der sich der Strömungsbeiwert der gewählten Breiten auf ca. 10% reduziert.

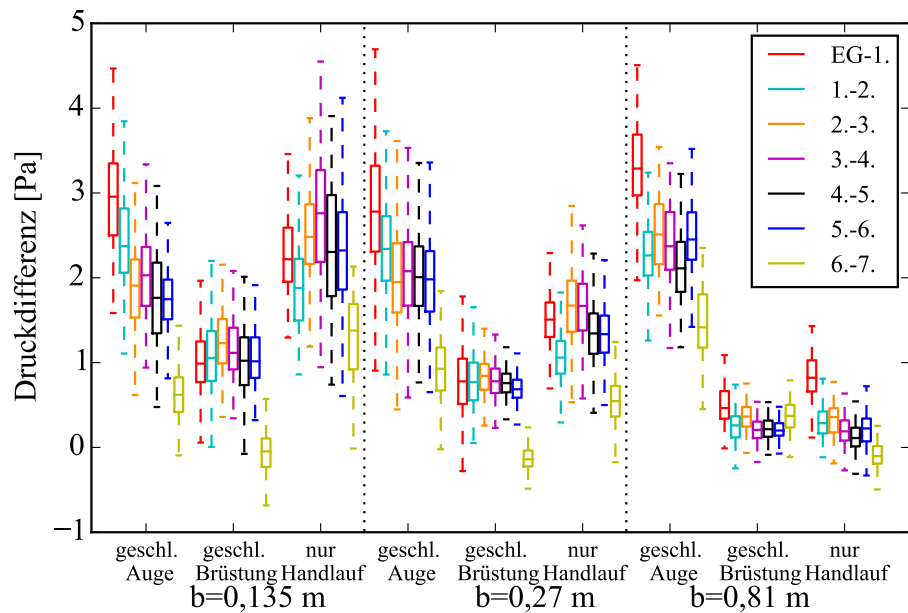


Abb. 5.46: Druckdifferenz über 2 Geschosse: Verbreiterung des Auge

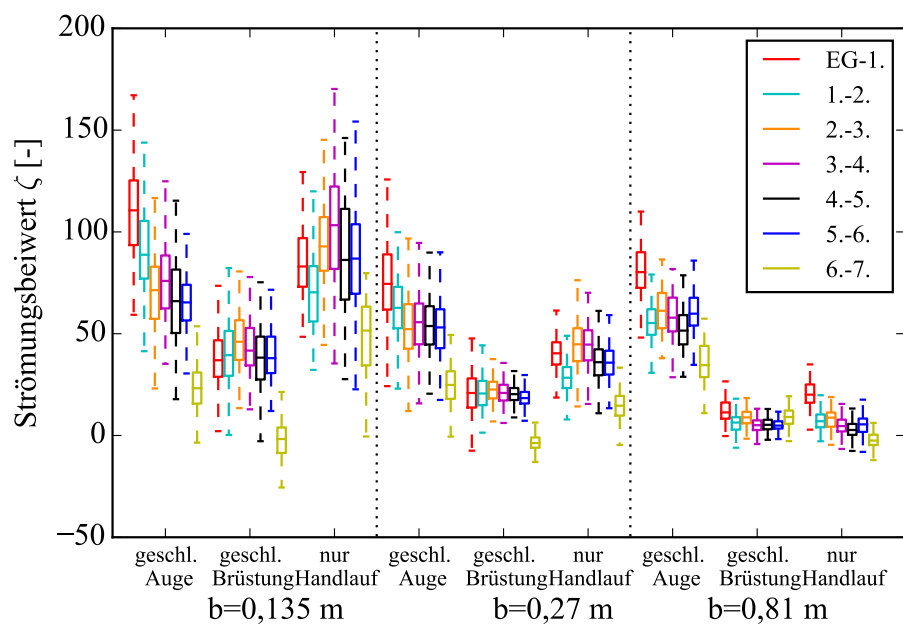


Abb. 5.47: Strömungsbeiwert pro Geschoss (Bezug: Strömungsgeschwindigkeit TR)

5.5.5 Einfluss der Position der Tür

Einen deutlichen Einfluss auf die Strömungsverteilung bei mehreren geöffneten Türen hat die Position der Tür auf dem Podest. Entsprechend der Parallelschaltung müsste bei mehreren geöffneten Türen im Treppenraum durch jede Tür derselbe Massenstrom fließen. Diese Situation wird für eine geöffnete Tür im 4. Geschoss an unterschiedlichen Positionen, sowie eine geöffnete Tür im obersten Geschoss mit FDS simuliert (vgl. Abb. 5.48). Die Wanddicke betrug wie bei der Simulation der Türposition 10 bis 13,5 cm (2 Zellen pro Wand). Die Simulation zeigt, dass die Position der mittleren Tür einen deutlichen Einfluss darauf hat, wie viel Prozent von dem unten eingeströmten Luftstrom in der oberen Tür ankommt (vgl. Abb. 5.49). Das Strömungsbild, welches sich vor der mittleren Tür ausbildet, bestimmt, wie viel Luft auf dem Weg nach oben bereits hier ausströmt: Ist die Tür direkt im Strömungsweg, wie bei der um das geschlossene Auge gewendelten Strömung (2 Podeste), so strömt mehr Luft heraus (Position b) im Vergleich zu anderen Türpositionen. Lediglich ca. 30% der eingeströmten Luftmasse kommen in der obersten Tür an. Damit reduziert sich ebenfalls die mittlere Strömungsgeschwindigkeit von 1 m/s auf ca. 0,6 m/s (vgl. Abb. 5.50).

Ist das Auge offen und nur der Handlauf vorhanden, so ist Position a für eine gleichmäßige Durchströmung beider Türen zu bevorzugen. Bei der geschlossenen Brüstung ist dies gegenteilig: Position a führt dazu dass lediglich ca. 30% der Luftmasse in der oberen Tür ankommen. Am günstigsten wirken sich bei der geschlossenen Brüstung die Positionen c und d auf die Strömungsverteilung aus. Die Positionen a und b führen allgemein zu den deutlichsten Unterschieden in der Strömungsverteilung. In der Geometrievariante mit 4 Läufen verhalten sich die Türpositionen a und b ähnlich.

Der Massenstrom und damit die Strömungsgeschwindigkeit ins oberste Geschoss kann durch Variation von Treppenraumgeometrie und Türposition um bis zu 70 % vermindert werden(vgl. auch [109, 126]).

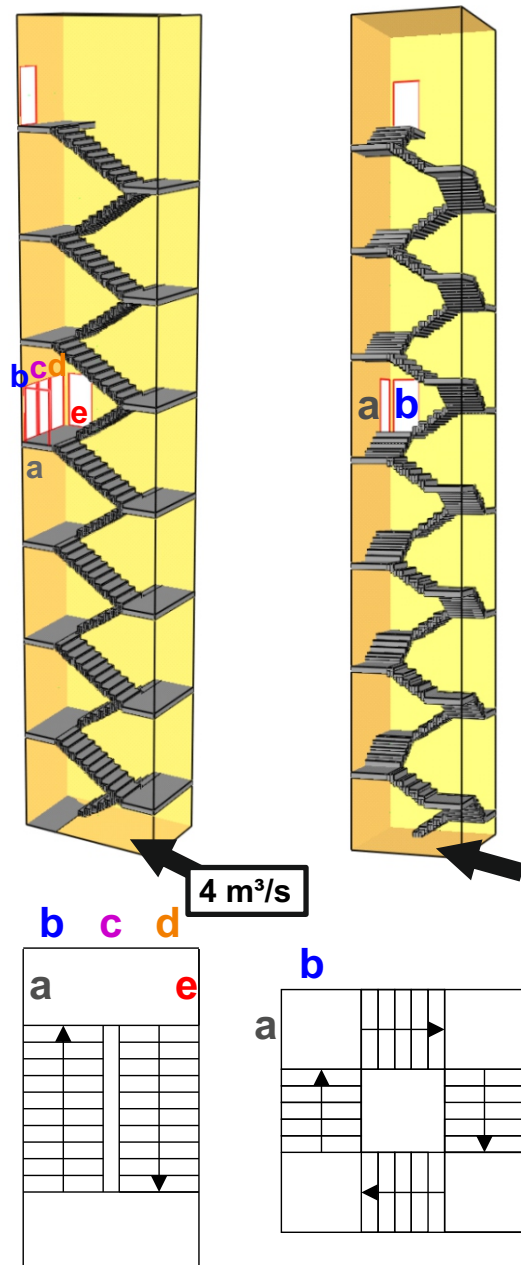


Abb. 5.48: Türposition

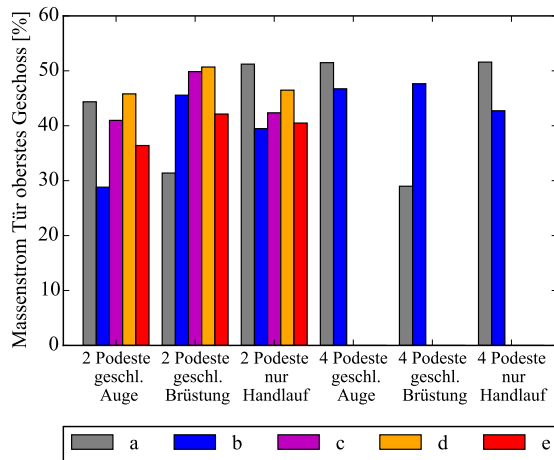


Abb. 5.49: Variation der Türposition
($\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$)

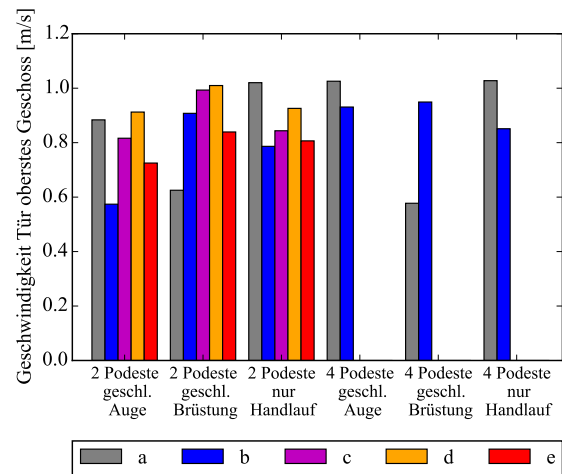


Abb. 5.50: Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit im obersten Geschoss
($\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$)

Durch die geöffneten Türen und die geringere mittlere Strömungsgeschwindigkeit von maximal ca. 0,12 m/s im Treppenraum ab der mittleren Geschosstür stellt sich ein deutlich geringerer Druckaufbau im Treppenraum ein (vgl. Abb. 5.51). Hier hat die Türposition nur einen geringen Einfluss auf den Druckverlust. Der Druckaufbau wirkt vor allem zwischen der Einströmung unten und der geöffneten Tür im mittleren Geschoss. In diesem Abschnitt beträgt die theoretische mittlere Strömungsgeschwindigkeit ca. 0,24 m/s.

Die Türposition kann somit einen erheblichen Einfluss auf die Verteilung der Strömung im Treppenraum und somit die erreichte mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Brandgeschoss haben. Die Position der Tür muss bei Auslegung des Systems berücksichtigt werden, um die Strömungsgeschwindigkeit definieren zu können.

5.5.6 Einfluss der Luftdichtheit des Treppenraumes

Um den Einfluss des Grades der Luftdichtheit der Umfassungswände bewerten zu können, wurden wie im Kapitel 5.2 eine große Leckage (46,5 mm x 40,5 mm) und eine kleine Leckage (46,5 mm · 6,75 mm) in jedem Geschoss simuliert. Die Wanddicke betrug wie bei der Simulation der Türposition 10 bis 13,5 cm (2 Zellen pro Wand). Diese sind repräsentativ für die typischen Undichtigkeiten pro Geschoss des Treppenraumes (vgl. Kapitel 4.1.2). Dies wurde repräsentativ für die Geometrie mit dem größten Druckaufbau und der schlechtesten Strömungsverteilung bei zwei geöffneten Türen durchgeführt: Dem Treppenraum mit geschlossenem Auge. Hier sind die größten Auswirkungen durch die Leckage zu erwarten. Die Abströmung durch die Leckage führt zu einem zusätzlichen Verlust der maschinell eingeströmten Luft und damit einer Druckentlastung. Die Durchströmung der Leckageöffnung bewirkt einen geringen Druckaufbau im Treppenraum (vgl. Kapitel 5.2), der im Vergleich zur Druckentlastung aufgrund der Abströmung klein ist. Abbildung 5.52 zeigt, dass auch durch die kleine Leckage eine deutliche Druckentlastung für den Treppenraum wirkt. Dies zeigt, dass die Luftdichtheit des Treppenraumes in der

Auslegung des Druckbelüftungssystems berücksichtigt werden muss.

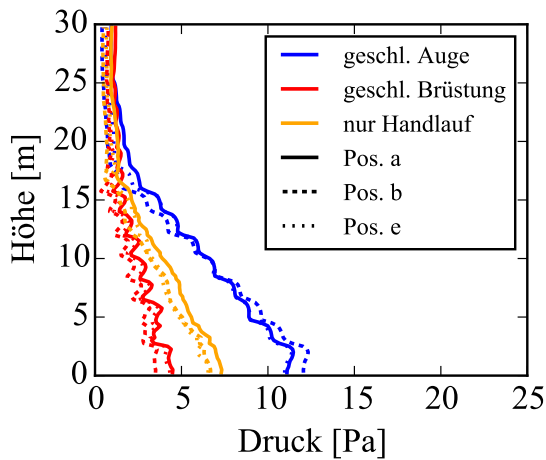


Abb. 5.51: Druckaufbau bei zwei geöffneten Türen ($\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$)

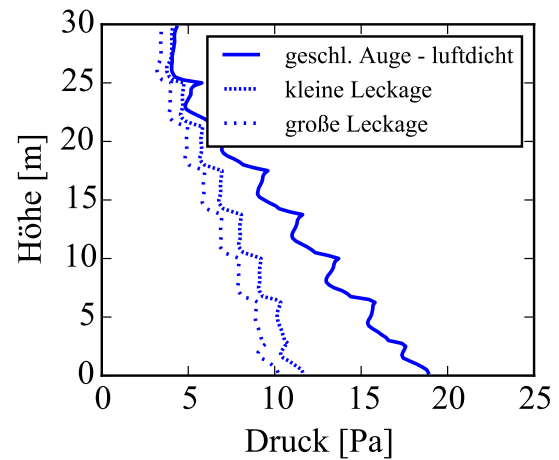


Abb. 5.52: Druckaufbau bei Leckage ($\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$)

5.5.7 Klimatische Einflüsse

Der Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten wurde im Kapitel 4.4 diskutiert. Der Wärmeübergangskoeffizient als stationärer Eingangsparameter in die dort vorgestellte analytische Berechnung, wird mit dem Programm WUFI® Pro Version 5.3 untersucht, folgend werden Effekte des Wärmeübergangs auf den Modelltreppenraum mit dem Strömungsprogramm FDS untersucht werden.

Modellierung des stationären Wärmeübergangskoeffizienten

Zur Prüfung, ob der zeitlich variierende Wärmeübergang von den Umfassungsbauteilen des Treppenraumes zur Treppenraumluft für die FDS-Simulation stationär abgeschätzt werden darf, wird das Programm WUFI® Pro Version 5.3 verwendet. Dies berechnet instationären Wärme- und Feuchtetransport in mehrschichtigen Bauteilen. Es werden zwei Bauteilaufbauten in schwerer und leichter Bauart betrachtet : Eine massive Innenwand aus Beton mit einer Dicke von 20 cm (Wärmeleitfähigkeit = 1,6 W/mK, Wärmespeicherkapazität = 850 J/kgK, Rohdichte = 2200 kg/m³) sowie eine Leichtbauinnenwand mit 10 cm Dämmung (Mineralfaser, Wärmeleitfähigkeit = 0,04 [W/mK], Wärmespeicherkapazität = 850 J/kgK, Rohdichte = 60 kg/m³) und beidseitiger Gipskartonbeplankung von 1,25 cm (Wärmeleitfähigkeit = 0,2 W/mK, Wärmespeicherkapazität = 850 J/kgK, Rohdichte = 850 kg/m³). Die Bauteilaufbauten mit unterschiedlicher Wärmespeicherkapazität und unterschiedlichem Wärmedurchgang werden der maximalen und minimalen Lufttemperatur des Treppenraumes von -10 °C und 40°C bei Durchströmung im Winter und Sommer ausgesetzt. Der Einfluss des Wärmeübergangswiderstand im Treppenraum auf die Wandtemperatur wird mit den Grenzwerten des Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha = 8 W/m^2K$ und $\alpha = 25 W/m^2K$ abgeschätzt (vgl Kapitel 4.4. Auf der Geschosseseite wird die konstante Raumtemperatur von 20°C mit dem in der Bauphysik üblichem

Wärmeübergangswiderstand $\alpha = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$ betrachtet. Der Temperaturverlauf über 12 Stunden zeigt deutlich, dass bei der Betonwand die Oberflächentemperatur in der ersten Stunde um circa 5 K abfällt bzw. ansteigt sofern der geringe Wärmeübergangskoeffizient angesetzt wird (vgl. Abb. 5.53). Bei dem maximalen Wärmeübergangskoeffizienten wird die Wandoberflächentemperatur um circa 12°C abgesenkt bzw. um circa 8 K erhöht. Dagegen ist bei der Leichtbauwand innerhalb der ersten Stunde eine Erwärmung um ca. 15 K nahezu unabhängig vom Wärmeübergangskoeffizienten dargestellt (vgl. Abb. 5.54). Die Abkühlung der Wand um mehr als 20 K erfolgt ebenfalls innerhalb der ersten Stunde.

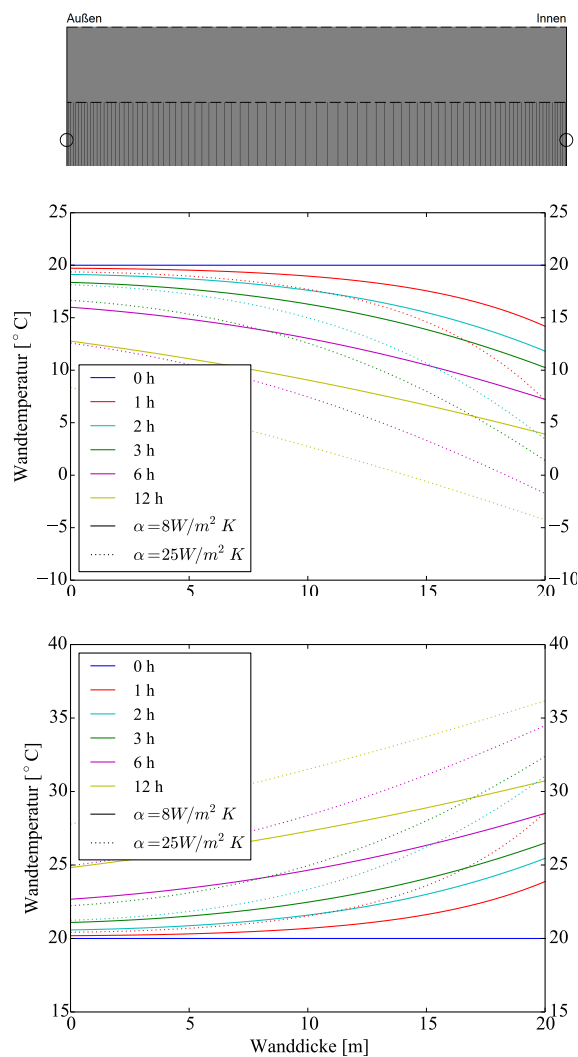


Abb. 5.53:
Temperaturverlauf der Treppenraumwand
- Beton

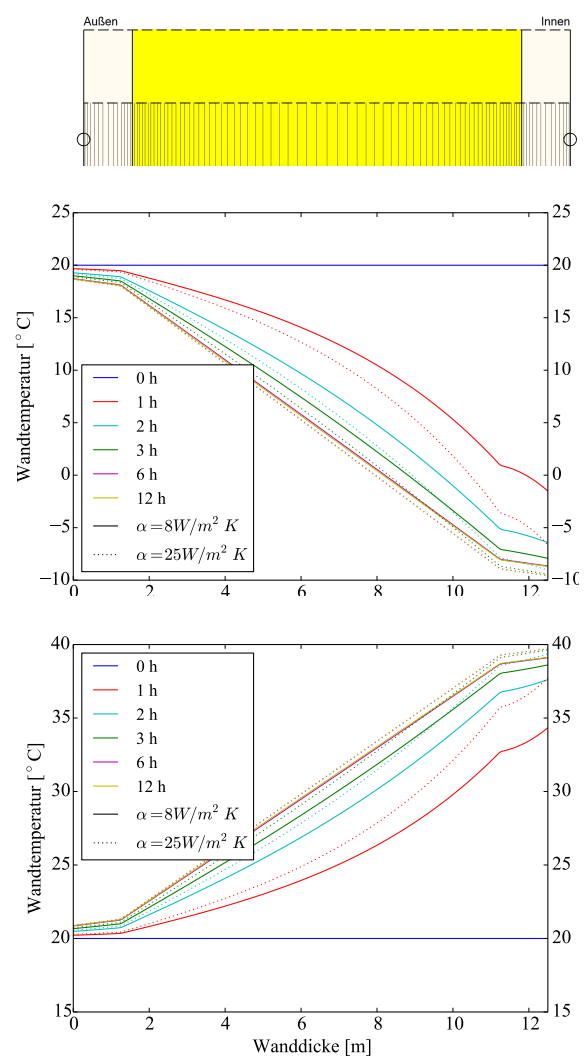


Abb. 5.54:
Temperaturverlauf der Treppenraumwand
- Leichtbau

Analytische Berechnung

Diese Wandtemperaturen werden als Eingabeparameter für die stationäre, analytische Berechnung der Treppenlufttemperatur nach Gleichung 3.82 aus Kapitel 3.6 verwendet. Die

Temperatur im unteren Treppenraum entspricht der Außentemperatur, im oberen Teil der mittleren Gebäude- bzw. Geschosstemperatur. Aus dem örtlichen Temperaturverlauf im Treppenraum zu einem festen Zeitpunkt kann durch die Höhengleichung (3.65) die theoretische Druckdifferenz zum Geschoss ermittelt werden. Grundlage für die Modellierung ist, dass der Treppenraum luftdicht ist und die angrenzenden Geschosse dieselbe Lufttemperatur besitzen (vgl. Abbildungen 5.55 und 5.56). Im Realfall muss dies mit den in Kapitel 3.5 beschriebenen Druckverhältnissen in Abhängigkeit der Öffnungsgrößen nach außen überlagert werden.

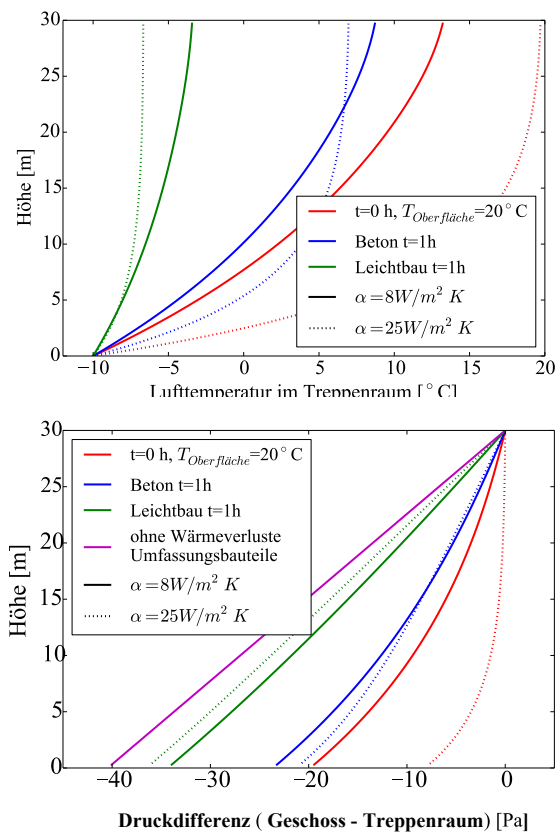


Abb. 5.55: $A_{Treppenraum} = 3 \text{ m} \cdot 5 \text{ m}$
 Einströmung: -10°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
 Wärmeübertragung = Wandumfang

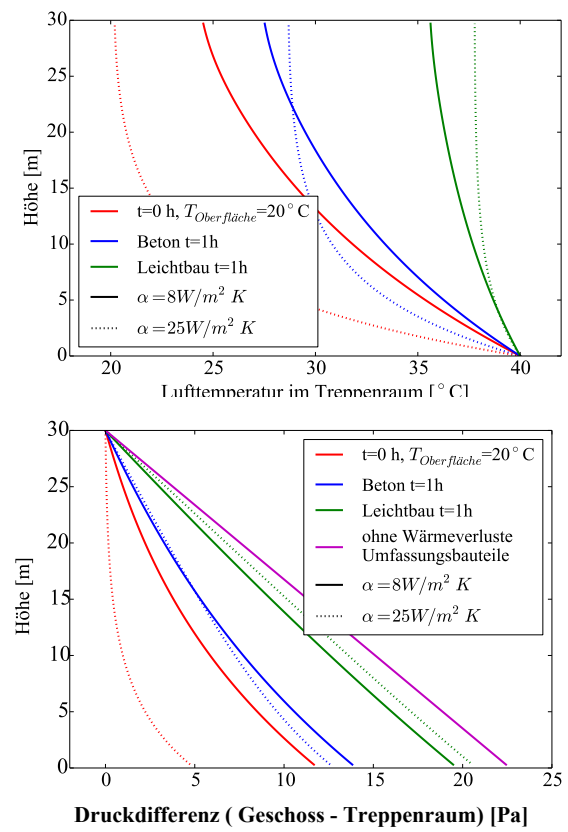


Abb. 5.56: $A_{Treppenraum} = 3 \text{ m} \cdot 5 \text{ m}$
 Einströmung: 40°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
 Wärmeübertragung = Wandumfang

Die Einströmung kalter Luft ergibt theoretisch eine positive Druckdifferenz vom Treppenraum zum Geschoss. D.h. im Treppenraum herrscht ein größerer Druck als im Geschoss, da die kältere Luft eine größere Dichte hat als die wärmere Luft auf den Geschossen. Bei warmer Luft im Treppenraum besteht eine negative Druckdifferenz vom Treppenraum zum Geschoss. Im Treppenraum herrscht ein geringerer Druck als auf den Geschossen, da die Dichte der wärmeren Luft geringer ist als die Luftdichte der Geschosse. Es zeigt sich, dass die thermisch induzierte Druckdifferenz zwischen Treppenraum und Geschoss innerhalb von einer Stunde für einen luftdichten Treppenraum von 30 m Höhe im untersten Geschoss ca. 10 bis 15 Pascal abnehmen kann, wenn sich die Umfassungsbauteile durch die einströmende Luft abkühlen oder erwärmen.

In die Berechnung der wärmeübertragenden Umfassungsfläche gehen nur die Außenwände des Treppenraumes ein, auf Einbauten wie Podeste und den Lauf wurde verzichtet. Ein zusätzlicher Wärmeaustausch mit den Podesten, dem Lauf und evtl. dem Geländer wird analytisch abgeschätzt, indem die zweifache Grundfläche (Aufriss des Laufes als Boden und Decke) angesetzt wird. In den Abbildungen 5.57 und 5.58 ist die Lufttemperatur im Treppenraum sowie die Druckdifferenz vom Treppenraum zum Geschoss für die zusätzliche wärmeübertragende Umfassungsfläche der Einbauten dargestellt.

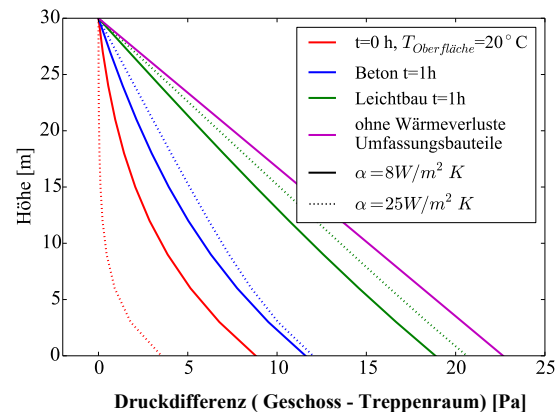
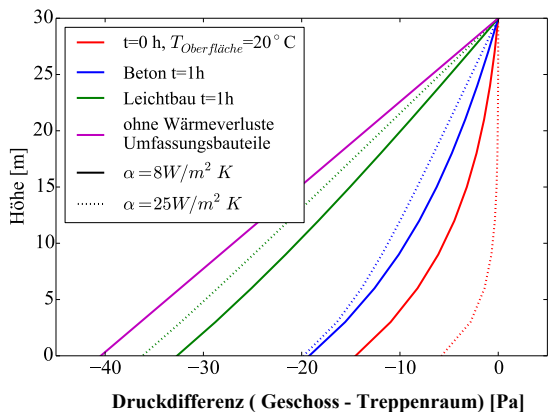
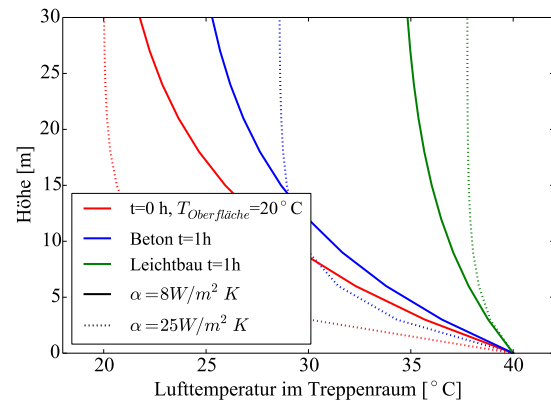
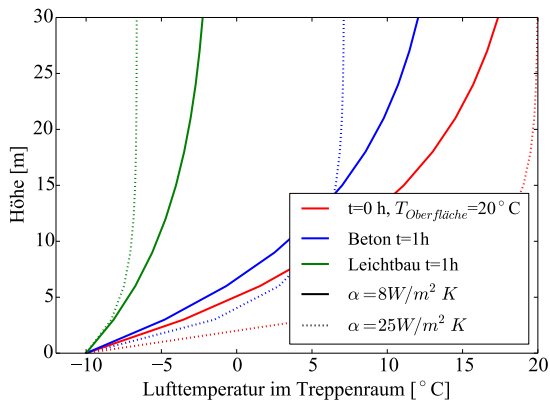


Abb. 5.57: $A_{Treppenraum} = 3\text{ m} \cdot 5\text{ m}$
 Einströmung: -10°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
 Wärmeübertragung an Einbauten

Abb. 5.58: $A_{Treppenraum} = 3\text{ m} \cdot 5\text{ m}$
 Einströmung: 40°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
 Wärmeübertragung an Einbauten

Die stationäre Berechnung zeigt eine weitere Reduzierung der Druckdifferenz vom Treppenraum zum Geschoss mit zunehmender Umfassungsfläche für die schwere Bauart. Diese ist jedoch mit ca. 10-20% der Gesamtdruckdifferenz klein.

Im Verlauf eines Brandszenariums über eine Stunde kann für den betrachteten Treppenraum durch die klimatischen Einflüsse im Sommerfall ($T_{Einströmung} = 40^{\circ}\text{C}$) von weniger als 5 Pascal kurz nach Einschaltung der Differenzdruckanlage auf bis zu 10 Pascal für die schwere Bauart oder auf bis zu 20 Pascal für die leichte Bauart steigen (Unterdruck im Treppenraum). Im Winter kann ebenfalls innerhalb einer Stunde der klimatisch bedingte Überdruck im ersten Treppenraumgeschoss von weniger als 10 Pascal auf bis zu ca. 20 Pascal (schwere Bauart) bis 35 Pascal (leichte Bauart) steigen. Die Abschätzung zeigt,

dass die vergrößerte Fläche der wärmeübertragenden Umfassungsteile (Einbauten) kaum einen Einfluss auf die Druckdifferenz nach einer Stunde hat. Für die Anfangszeit der Einströmung hat die zusätzlichen Wärmeübertragungsfläche einen größeren Einfluss. Für den Modelltreppenraum liegt dieser in der Größenordnung von ca. 5 Pascal.

Simulation

Ausgehend von dem analytischen Modell (Kamin mit flächiger Ein- und Ausströmung) werden die Wärmeübertragungseffekte an dem Modelltreppenraum numerisch untersucht. Die Simulationen werden mit dem Fire Dynamics Simulator FDS einschließlich des „Convective Heat Transfer Model“ durchgeführt [127]. Dabei wird der Wärmeübergangskoeffizient für jede Zelle in Abhängigkeit der lokalen Geometrie und der Strömungsart berechnet. Damit ist der Wärmeübergangskoeffizient eine Kombination aus natürlicher und erzwungener Konvektion. Im Rahmen der Modellbildung wird die horizontale Einströmung, die Geometrie des geschlossenen Auges sowie die geschlossene Brüstung (maximale und minimale Druckdifferenzen) für den Volumenstrom von $\dot{V} = 4 \text{ m}^3/\text{s}$ betrachtet. Abbildung 5.59 zeigt die Simulationsgebiete unterschiedlicher Komplexität.

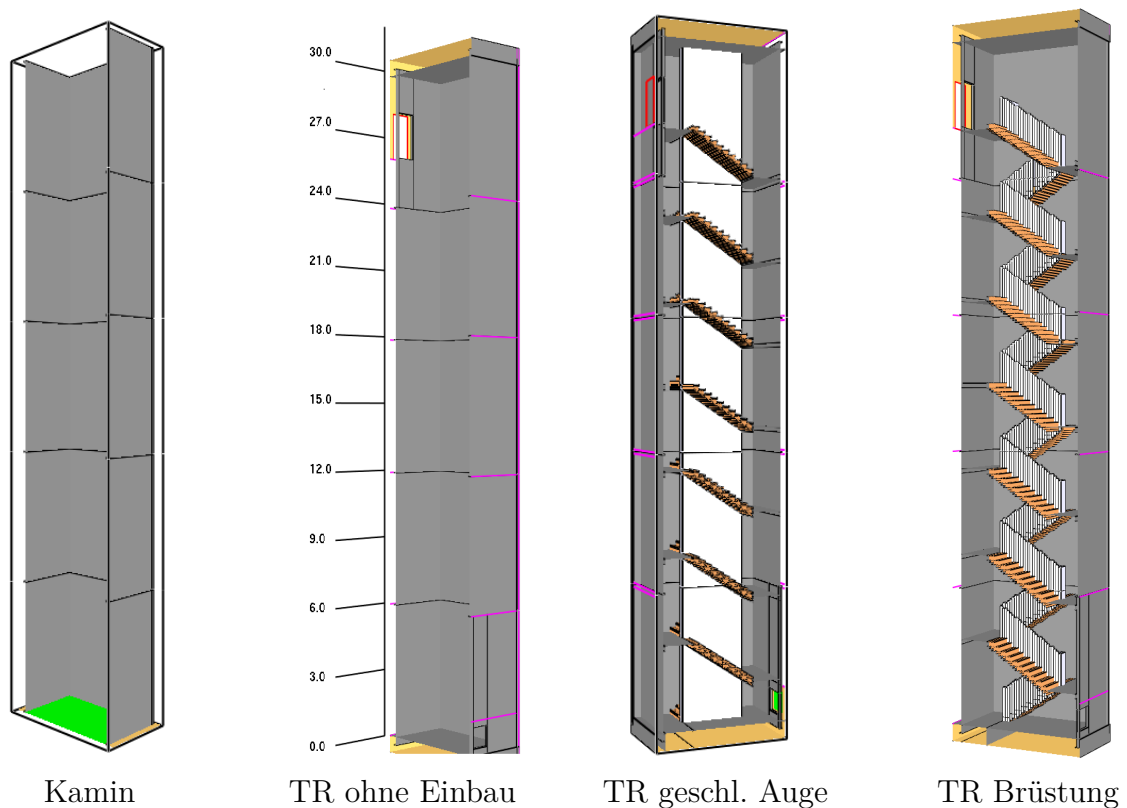


Abb. 5.59: Modellbildung: Kamin → Treppenraum mit Einbauten

Die Simulationen werden auf den Winterfall ($T_{\text{Einströmung}} = -10^\circ\text{C}$) begrenzt, da hier die größten Temperaturgradienten zu erwarten sind. Abbildung 5.60 zeigt, dass sich nach weniger als 200 sec ein konstantes Temperatur- und Druckprofil im Treppenraum einstellt. Auch über 30 Minuten nimmt der konstante Temperaturverlauf über die Höhe

nur sehr geringfügig ab. Gleiches gilt für den Druckverlauf im Treppenraum. Das Simulationsgebiet mit dem geschlossenen Auge sowie der geschlossenen Brüstung zeigen einen ähnlichen Verlauf mit, der Treppenraum ohne Einbau hat geringfügig niedrigere Temperaturen. Deutlich weicht der simulierte Kamin ab. Dieses Simulationsszenario zeigt in der Modellbildung die meiste Ähnlichkeit mit der analytischen Lösung.

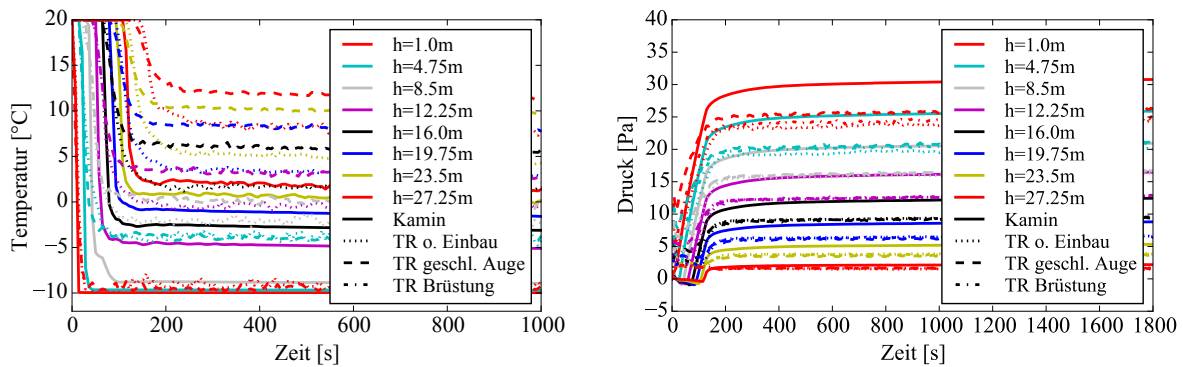


Abb. 5.60: Druck- und Temperaturverlauf bei Durchströmung

$$T_{\text{Einströmung}} = -10^{\circ}\text{C}, \dot{V} = 4 \text{ m}^3/\text{s}$$

Es wird angenommen, dass die Geschosstemperatur konstant auf 20°C bleibt. In FDS wird die Wärmeleitung durch die Umfassungswände schwerer Bauart (Beton ca. 20 cm Dicke) modelliert. Der Wärmeübergangskoeffizient wird in FDS in Abhängigkeit der lokalen Temperaturen und Strömungsgeschwindigkeiten lokal berechnet. Abbildung 5.61 zeigt die Oberflächentemperaturen der Wand auf unterschiedlichen Höhen im zeitlichen Verlauf. Im unteren Treppenraumgebiet zeigen die verschiedenen Geometrien einen nahezu übereinstimmenden Verlauf der Wandtemperatur. Die Übereinstimmung nimmt mit zunehmender Höhe bzw. Durchströmungslänge ab. Auf 5 m Höhe (1. Geschoss) haben die Wandoberflächen nach einer Stunde dieselbe Temperatur wie zum selben Zeitpunkt in der instationären Wärmeleitungsberechnung mit WUFI bei $\alpha = 8 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$.

In Abbildung 5.62 sind die analytischen Berechnungen der Lufttemperatur mit unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten und die Simulationen zu verschiedenen Zeitpunkten gegenübergestellt (siehe Kapitel 5.5.7).

In den Simulationsergebnissen führt der Zeitfaktor nur zu geringen Abweichungen. Nachdem sich innerhalb der ersten Minuten ein konstanter Temperaturverlauf eingestellt hat, wird sich dieser auch innerhalb der nächsten halben Stunde nicht wesentlich ändern. Die Simulationsvariante des „Kamins“ reproduziert die analytische Lösung nicht annähernd. Die Variante des geschlossenen Auges hat sehr gute Übereinstimmungen im Temperaturverlauf mit der analytischen Lösung zum Startzeitpunkt bei der Anfangsoberflächentemperatur von 20°C und $\alpha = 8 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$. Der Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 25 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ zeigt im Verlauf keine guten Übereinstimmungen mit den Simulationsergebnissen (nicht dargestellt). Der geringere Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 4 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ nähert sich der Variante des „Treppenraumes ohne Einbauten“ an. Die Geometrie mit der geschlossenen Brüstung zeigt eine etwas geringere Lufttemperatur über die Höhe als das geschlossene Auge. Hier ist durch die geleitete Strömung im Auge eine

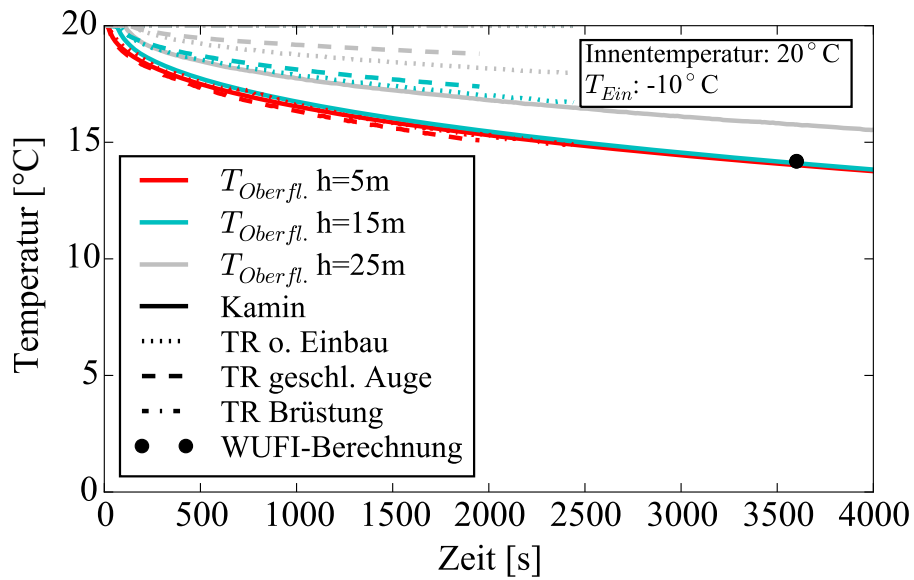


Abb. 5.61: Wandoberflächentemperaturen auf unterschiedlichen Höhen

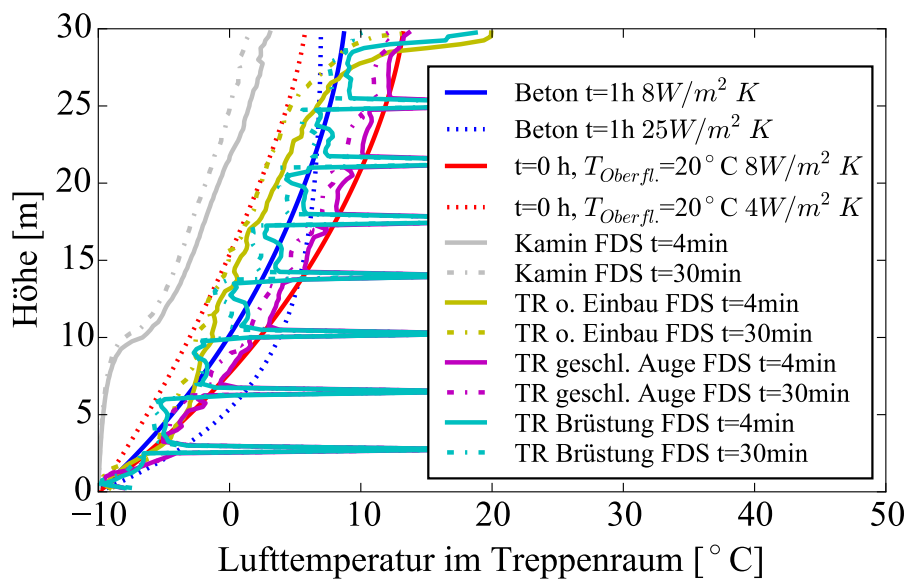


Abb. 5.62: Temperatur: Vergleich Simulationen und analytische Berechnung

deutlich geringere Wärmeübertragungsfläche vorhanden. Der Verlauf deutet zudem auf einen geringeren Wärmeübergangskoeffizienten hin. Der dargestellte Verlauf der Temperaturen mit punktuell starkem Temperaturanstieg ist bedingt durch die Erfassung der Temperaturen im Treppenlauf, d.h. da die Messpunkte im massivem Bauteil positioniert sind, ergeben sich hier unrealistisch hohe Temperaturen.

Selbst wenn die Temperaturverläufe der simulierten Treppenraumgeometrien um ca. 4 K abweichen, wirkt sich dies nur geringfügig auf den Druckverlauf aus. Abbildung 5.63 zeigt den Druckverlauf ermittelt aus der Höhengleichung mit den analytisch ermittelten Temperaturen und den simulierten Temperaturen. Die Abweichung im Lufttemperaturverlauf führt für die Varianten des geschlossenen Auges und der geschlossenen Brüstung zu einem Unterschied in der Druckdifferenz von weniger als 1 Pa.

In der Variante des Treppenraumes ohne Einbauten gehen keine Dissipationseffekte, d.h. kein Druckverlust aufgrund der Durch- und Umströmung der Einbauten ein. Hier wirkt allein die thermisch verursachte Druckdifferenz. Auch hier ist eine maximale Differenz von 2 Pa als sehr geringfügig zu bewerten. Allein Druckverluste bei Ein- und Ausströmung in den Treppenraum gehen ein. Damit werden die Druckdifferenz durch Dissipation und die Druckdifferenz durch Temperaturunterschiede bei gleichem Massenstrom nicht direkt überlagert.

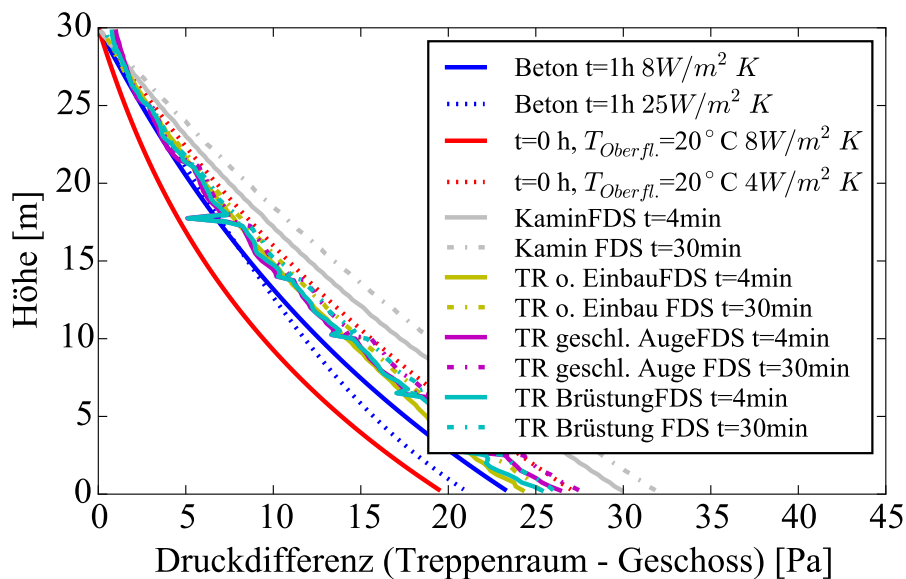


Abb. 5.63: Druck: Vergleich Simulationen und analytische Berechnung

Abbildung 5.64 vergleicht die Druckverläufe ohne (durchgezogene Linie) und mit Temperaturdifferenz (gestrichelte Linien). Die gestrichelte Linie zeigt den direkt simulierten Druckverlauf, bei der punktierten Linie wird der Druckverlauf aus der simulierten Temperatur berechnet. Die Geometrievariationen „2 Podeste und ein geschlossenes Auge“. „2 Podeste und eine geschlossene Brüstung“ sowie der Treppenraum ohne Einbau mit horizontaler Ein- und Ausströmung (vgl. Abb. 5.59) sind dargestellt. Der direkt simulierte Druckverlauf ist nahezu identisch mit dem aus der Temperatur bestimmten. Da die

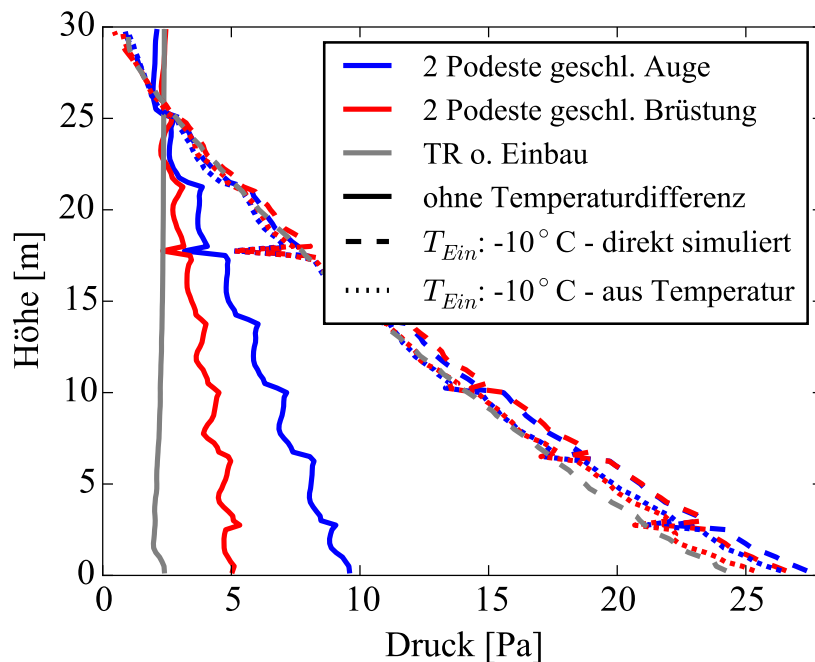


Abb. 5.64: Druckverlauf: Temperatureinfluss

gleiche Masse einströmt ($4,8 \text{ kg/s}$ entspricht bei -10°C $3,6 \text{ m}^3/\text{s}$), ist ein geringerer Volumenstrom vorhanden und der zugeordnete Druckverlust müsste etwas geringer ausfallen. Die Druckdifferenz aufgrund der Temperaturunterschiede ist größer als die Druckdifferenz aufgrund der Dissipation.

Der simulierte konvektive Wärmeübergangskoeffizient hängt deutlich von der lokalen Temperatur und der lokalen Luftgeschwindigkeit ab. Abbildung 5.65 zeigt, dass auch für das vereinfachte Durchströmungsszenario ohne Einbauten der Wärmeübergangskoeffizient nur im unteren Bereich der Einströmungsöffnung bei ca. $12 \text{ W/m}^2\text{K}$ bis $8 \text{ W/m}^2\text{K}$ liegt und oberhalb geringer ist. Im Treppenraum mit Brüstung ist der höhere Wärmeübergangskoeffizient der Einströmung (ca. $12 \text{ W/m}^2\text{K}$ bis $8 \text{ W/m}^2\text{K}$) auf das erste Geschoss begrenzt, im weiteren Strömungsverlauf ist der Koeffizient kleiner als ca. $4 \text{ W/m}^2\text{K}$ (vgl. Abb. 5.66).

Die analytische Gleichung kann damit zur Abschätzung der Lufttemperaturen im Treppenraum und folglich des Druckverlaufes über die Höhe in guter Näherung herangezogen werden. Der in Kapitel 3.6 hergeleitete konvektive Wärmeübergangskoeffizient mit maximal $\alpha_K = 5,5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ kann mittels der Simulationen verifiziert werden. Diese zeigen, dass der mittlere konvektive Wärmeübergangskoeffizient deutlich kleiner als $4 \text{ W/m}^2\text{K}$ ist. Unter Berücksichtigung des maximalen theoretischen Strahlungsanteils von $\alpha_S = 5,9 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ ist der Wärmeübergangskoeffizient mit ca. $9,9 \text{ W/m}^2\text{K}$ deutlich kleiner als der von Ostertag [46] angesetzte Wärmeübergangskoeffizient von $15 \text{ W/m}^2\text{K}$. Da in der analytischen Berechnung gezeigt wurde, dass der Wärmeübergang von der Luft auf die Umfassungsbauteile eine große Einwirkung auf den Druckverlauf im Treppenraum hat, sollte für eine Auslegung des Druckbelüftungssystems großen Wert auf die detaillierte Berücksichtigung des Wärmeübergangskoeffizienten gelegt werden.

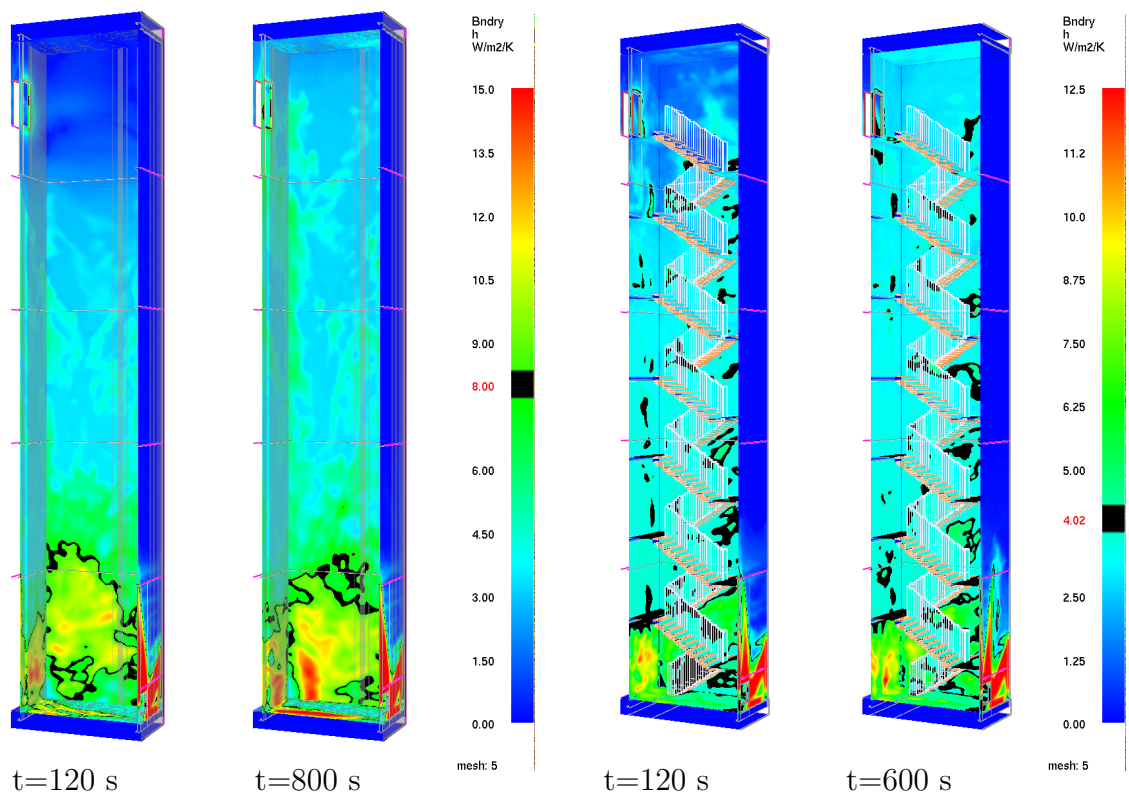


Abb. 5.65: simulierter
Wärmeübergangskoeffizient α
Treppenraum ohne Einbauten
Einströmung: -10°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Abb. 5.66: simulierter
Wärmeübergangskoeffizient α
Treppenraum mit Brüstung
Einströmung: -10°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Kapitel 6

Auswertung der Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die angewendeten Methoden verglichen und bewertet, um die geeignetste Methode zur Abbildung der physikalischen Einflüsse auszuwählen. Die detaillierte kleinskalige, aber anwendungsaufwändige FDS-Simulation wird der auf dem Bernoulli-Ansatz basierenden empirisch-analytischen Methoden gegenübergestellt. Auf dieser Basis werden anschließend die Einflussparameter verglichen und beurteilt.

6.1 Bewertung der Strömungssimulation

6.1.1 Validierung

Die ältere FDS Version 5 mit dem dynamischen Smagorinsky-Turbulenzmodell und die neue Version FDS 6 mit dem Deardorff-Modell geben im realen Maßstab für gemessene Druckdifferenzen in einem Treppenraum dieselben Größenordnungen im Druckverlust wieder. Zeitliche Fluktuationen schwanken unterschiedlich, aber mit derselben Stärke.

Die Simulation der kleinskaligen Imtech-Versuche zeigen, dass die gemessenen Druckdifferenzen mit der RANS-Simulation durch OpenFOAM[®] auch bei einem gröberen Gitter deutlich besser reproduziert werden können als mit FDS. Das $k-\epsilon$ -Turbulenzmodell führt im Vergleich zum $k-\omega$ -SST-Modell zu besseren Übereinstimmungen. Dennoch ist die mit FDS 6 simulierte Druckdifferenz bei einer Gittergröße von 5 Zellen pro Stufenbreite und -höhe in derselben Größenordnung wie die Messung und zeigt ca. 20% Abweichung. Hervorzuheben ist, dass für die Geometrie mit einem geschlossenen Treppenauge, bei der um das Auge gewendelten Strömung mit vielen Richtungswechseln, eine schlechtere Übereinstimmung mit den Messergebnissen erzielt wird, als bei der offenen und geschlossenen Brüstung mit Verengungs- und Expansionseffekten. Außerdem deuten Simulationen mit sehr groben Gitter (3 bis 1 Zelle pro Stufenbreite und -höhe) darauf hin, dass der Grad der Übereinstimmungen von FDS-Simulation und Experiment unabhängig vom Volumenstrom ist. Die Druckdifferenz pro Geschoss kann vom FDS-Modell auch mit diesem sehr groben Gitter für die unterschiedlichen Treppenraumgeometrien mit einer Abweichung von weniger als 40% wiedergegeben werden. Die Simulation überschätzt dabei die real gemessenen Druckdifferenzen. Damit konnte mit Hilfe der untersuchten Validierungsfälle gezeigt werden, dass die Simulationsprogramme FDS und OpenFOAM[®] (unter Einschränkungen) geeignet sind, die Einflüsse bei Durchströmung des Treppenraumes wiederzugeben.

6.1.2 Bewertung einzelner Effekte

Leckage

Die Dissipation bei Durchströmung einer einzelnen Leckage kann auch mit einem groben Gitter sehr gut mit dem Brandsimulationsprogramm FDS abgebildet werden. Bereits bei zwei Zellen pro Leckagehöhe wird ein Strömungsbeiwert simuliert, der von dem analytisch-empirischen Wert nach Idelchik [76] nur um ca. 10% abweicht. Eine breitere Leckage durch eine Wand (20 cm) hat dabei bessere Übereinstimmungen als eine engere Leckage durch eine Tür (5 cm, < 20% Abweichung). Im Rahmen der Untersuchung wurde nicht geklärt, ob dies an dem ggf. begrenzten Gültigkeitsbereich des analytisch-empirischen Wertes liegt. Als ursächlich für den Druckverlust wurde die Simulation der Verengung herausgestellt. Damit kann das Simulationsgebiet begrenzt werden. Dies führt zu einem deutlich geringeren Rechenaufwand.

Tür

Für die Simulation der Durchströmung einer einzelnen Tür konnte keine gute Übereinstimmung mit dem nach Idelchick [76] ermitteltem Strömungsbeiwert erzielt werden. Auch bei einem sehr feinen Gitter von 2,5 cm und 40 Zellen pro Türbreite ist noch eine Abweichung von ca. 40% vorhanden. Auch bei größeren Zellgrößen von 5 cm (20 Zellen pro Türbreite) ist keine wesentliche Änderung in der Größenordnung des simulierten Strömungsbeiwertes erfassbar. So führen auch größere Zellgrößen zu einem angemessenen Ergebnis. Bei Durchströmung mit einem bei der Druckbelüftung üblichen Volumenstrom von $4 \text{ m}^3/\text{s}$ sind starke Abweichungen im Strömungsbeiwert aufgrund unterschiedlicher Ein- und Ausströmungsgeometrien vorhanden. Bei derart großen Strömungsgeschwindigkeiten ist eine Simulation empfehlenswert, um den Druckaufbau erfassen zu können, der auf das Druckbelüftungssystem wirkt. Für geringere Strömungsgeschwindigkeiten ergab sich im Rahmen der untersuchten Szenarien keine deutlichen Abweichungen vom Strömungsbeiwert unterschiedlicher Strömungsszenarien. Auch hier konnte keine gute Übereinstimmung mit dem analytisch-empirischen Wert erzielt werden.

Parallel- und Reihenschaltung

Bei der Reihenschaltung mehrerer Türen wird mit dem bei der Druckbelüftung üblichen Volumenstrom von $4 \text{ m}^3/\text{s}$ eine deutliche Schwankung im Strömungsbeiwert hintereinandergeschalteter Türen simuliert. Auch hier ist die Strömungssimulation anstelle eines entsprechend der elektrischen Analogie addierten konstanten Strömungsbeiwertes empfehlenswert. Dagegen zeigt die Parallelschaltung gute Übereinstimmung von elektrischer Analogie und Simulation. Voraussetzung ist, dass die Wandbreite ins Simulationsgebiet einbezogen wird, sowie dass der Strömungsbeiwert aus der Simulation eine Tür als Eingabeparameter für die Netzwerkmodellierung gesetzt wird. In der Kombination von Parallel- und Reihenschaltung der Türen, wie auch in der Reihenschaltung zeigt sich insbesondere, dass die Ausbildung eines Freistrahles ursächlich für die starken Abweichungen der Modelle ist. Hier können ggf. im Rahmen weiterer Forschungsarbeiten zusätzliche Modelle in die Netzwerkmodellierung implementiert werden, um die Freistrahleffekte erfassen zu können.

Durchströmung eines Treppenraumes

Der Druckaufbau bei Durchströmung eines Treppenraumes wird wesentlich von den Leckagen bestimmt. Wird ein luftdichter Treppenraum modelliert, so sind die Strömungsbeiwerte pro Geschoss deutlich von der Strömungsgeometrie abhängig. Ein geschlossenes Treppenauge führt zu dem größten Druckverlust, während die Leitung der Strömung im Auge durch eine geschlossene Brüstung den geringsten Druckverlust ausmacht. Dies widerspricht den Angaben von Ostertag et al. [53], dass das geschlossene Auge eine gleichmäßigere Durchströmung und einen geringeren Druckverlust bewirkt. Die Strömungsbeiwerte pro Geschoss sind nicht über die Höhe konstant. Erst ab dem dritten Geschoss kann ein mittlerer Beiwert bestimmt werden. Ein größerer Treppenraum führt zu geringfügig geringeren Druckverlusten. Die Breite des Auges hat besonders bei einem offenem Auge einen deutlich größeren Einfluss: Je breiter das Treppenaug, desto geringer der Druckverlust. Sind mehrere Türen geöffnet, so hat die Position der Tür einen starken Einfluss auf die Strömungsverteilung und folglich auf die Strömungsgeschwindigkeit in der Tür.

Kamineffekt

Die Simulationen zeigen, dass der Wärmeübergangskoeffizient von der Treppenraumgeometrie und der lokalen Strömungsgeschwindigkeit abhängt und über die Treppenraumhöhe variiert. Das analytische Verfahren gibt den Temperatur- und Druckverlauf über die Höhe annähernd wieder, ist aber stark vom Wärmeübergangskoeffizienten abhängig. Für eine analytische Berechnung müsste ein höhenabhängiger Wärmeübergangskoeffizient einbezogen werden. Der Wert wird hier auf 8-12 [W/m²K] in den ersten zwei bis drei Geschossen und 4 [W/m²K] in den darüberliegenden Geschossen simuliert. Damit widerlegt die Simulation die Aussage von Ostertag [52], dass der Wärmeübergangskoeffizient größer 15 [W/m²K] ist.

6.1.3 Bewertung der empirisch-analytischen Methode nach Idelchik

An den Beispielen der Leckage wird deutlich, dass die vor Jahrzehnten mit Hilfe empirischer Methoden ermittelten und von Idelchik [76] dokumentierten Strömungsbeiwerte durchaus reale Dissipation für ein Strömungsszenario wiedergeben können. Im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Versuchsreihen wurde eine begrenzte Anzahl von Strömungsszenarien untersucht. Die Formeln zur Bestimmung des Strömungsbeiwertes sind so hinsichtlich spezifischer Geometrie und Strömungsregime in ihrer Gültigkeit begrenzt. Es ist nicht auszuschließen, dass diese Gültigkeitsbereiche nicht ausreichend dokumentiert worden sind und in Einzelfällen größere Abweichungen entstehen können. Dies kann z.B. bei der Ermittlung des Strömungsbeiwertes einer Tür der Fall sein, wo empirisch-analytisches Verfahren und Simulation deutlich voneinander abweichen. Für die Leckage des Treppenraumes liegt die Übereinstimmung mit der Simulation in einem ausreichendem Bereich. Hinsichtlich des Aufwandes, den Strömungsbeiwert zu bestimmen, ist dieses Verfahren deutlich der Strömungssimulation zu bevorzugen. Für die Ermittlung des Druckverlustes bei Durchströmung einer oder mehrerer Türen ist hingegen die Simulation zu bevorzugen.

6.2 Vergleich der Methoden

Die Bestimmung der Strömungsbeiwerte aus der Literatur nach Idelchik [76] erfordert die Kenntnis des Gültigkeitsbereiches, d.h. der Versuchsrandbedingungen. Diese sind nicht ausführlich dokumentiert, so dass die ermittelten Werte fehlerbehaftet sein können. Für die Netzwerkmodellierung sind nur die Raumgeometrien (Fläche und Höhe) sowie Temperaturen, Massenströme und Strömungsbeiwerte notwendig. Dies ermöglicht eine Erstellung des Modells mit sehr geringem Aufwand. Aufgrund der aufgeführten Abweichungen bei Ausbildung eines Freistrahls und der Wahl der Strömungsbeiwerte kann das Modell aber sehr schnell nicht richtige Ergebnisse darstellen. Sind diese Einflüsse bekannt, wie es für die aufgeführten Szenarien der Fall ist, so kann mit der Netzwerkmodellierung für vergleichbare Szenarien schnell der Druckaufbau ermittelt werden. Für das Brandsimulationsprogramm FDS ist es aufwändiger, das dreidimensionale geometrische Modell zu erstellen. Für die Simulation mit dem Strömungsprogramm OpenFOAM[®] ist eine noch deutlich aufwändigere Netzgenerierung (hier angewendet mit *snappyHexMesh*) notwendig. OpenFOAM[®] gibt zwar den Druckverlust genauer wieder, der Einsatz ist jedoch bislang im Brandschutz und in der Gebäudetechnik im wesentlichen auf wissenschaftliche Fragestellungen begrenzt.

In FDS können auch für ein mittleres bis grobes Gitter (2-3 bzw. 5 Zellen pro Stufenhöhe und Stufenbreite, 20 Zellen pro Türbreite (5 cm)), die Größenordnungen des Druckverlustes unterschiedlicher Geometrien erfasst werden. Dies rechtfertigt unter Berücksichtigung des Aufwandes den Einsatz zur Auslegung des Druckbelüftungssystems.

6.3 Einflüsse zur Auslegung und Funktion der Druckbelüftung

Die Ergebnisse der untersuchten Einflussparameter auf die Funktion der Druckbelüftung sind in den Abbildungen 6.2 und 6.1 dargestellt. Die Einwirkungen aus Wind, des Kamineffektes durch Klimaeinflüsse, der Strömung vom Treppenraum durch das Geschoss sowie der Durchströmung des Treppenraumes bei einem Referenzvolumenstrom von $4 \text{ m}^3/\text{s}$ ($u = 2 \text{ m/s}$ bei $A_{Tür} = 1 \text{ m} \cdot 2 \text{ m}$) sind hier zusammengefasst. Die Balken stellen jeweils den ermittelten oberen und unteren Grenzwert dar. Dieser kann durch gemessene oder modellierte Einflüsse, oder Unsicherheiten in der Bestimmung durch die Simulation mittels FDS oder der Netzwerkmodellierung, definiert worden sein. Die Einflüsse sollen folgend hinsichtlich einer Genauigkeit von 10 % des Auslegungsdruckes (3 Pa von 30 Pa Druckdifferenz) beurteilt werden.

6.3.1 Externe Einflüsse

Windeinfluss

Die unterschiedlichen Maßstäbe der beiden Abbildungen zeigen, dass die Einwirkungen nach Eurocode zur Tragwerksbemessung für die Referenzhöhe von ca. 30 m (vgl. Kapitel 4.3.2) deutlich von den gemessenen Einwirkungen in 28 m Höhe (vgl. Kapitel 4.3.3)

abweicht. Auch die in 275 m Höhe gemessenen maximalen Winddrücke von 200 Pa unterschreiten die Einwirkungen nach DIN EN 1991-1-4 [117] deutlich. Dies gilt für den Basisdruck, wie auch die Böwirkungen, die bei der Tragwerksbemessung größer sind als der Basisdruck. Bei der Messung ist dies umgekehrt. Auch wenn die Windmessung nur eine Momentaufnahme darstellt, die nicht repräsentativ für sämtliche mögliche Windwirkungen sein kann, zeigt sich, dass die Werte nach Eurocode nahezu auch ohne Berücksichtigung der Kombinationsbeiwerte das zehnfache der real gemessenen Windgeschwindigkeiten ausmachen. Um die Windeinwirkung auf die Druckbelüftungsanlage im Brandfall zu erfassen, ist ein Sicherheitskonzept abweichend vom Eurocode sinnvoll. Um Spitzenwindgeschwindigkeiten und Böen bei einem außergewöhnlichen Ereignis wie einem Brand zu berücksichtigen, müssen nicht die nach Eurocode maximal zu erwartenden Lasten angesetzt werden.

Die beispielhaft aufgeführten Messungen des Winddruckes zeigen, dass der Faktor Wind ebenso groß, oder sogar größer sein kann, als die Einwirkungen durch Temperaturdifferenzen oder Durchströmung des Treppenraumes und Geschosses. Damit darf der Wind bei Auslegung des Systems nicht vernachlässigt werden. Die Böwirkung wurde in der Messung nur über mehrere Minuten ermittelt. Nach Literatur und Eurocode kann hier aber ein deutlich geringerer Zeitfaktor vorhanden sein. Dies kann sich im Brandfall deutlich ungünstig auf die Druckbelüftung auswirken, die minimale Druckdifferenz zum Geschoss von $\Delta p_{max} = 12,5$ Pa (vgl. Tabelle 2.1) wird deutlich überschritten. Die detaillierte Berücksichtigung von Windeffekten bedarf jedoch weiterer Forschung.

Klimaeinfluss

Auch die gemessenen und simulierten Einwirkungen des (positiven und negativen) Kamineffektes sind mit mehr als ± 15 Pa für die betrachteten Temperaturunterschiede (bis zu - 30 und + 20 °C) in einer Größenordnung ermittelt worden, die eine Vernachlässigung in der Auslegung nicht rechtfertigen.

6.3.2 Interne Einflüsse

Geschoss

Die Durchströmung des Geschosses vom Treppenraumeingang nach Außen macht einen großen Teil des Druckes aus, der auf die Druckbelüftungsanlage wirkt. Selbst die Durchströmung einer einzelnen Tür ist bei einem Volumenstrom von $4 \text{ m}^3/\text{s}$ mit einem Druckverlust von 6,8 Pascal (23 % des Auslegungsdruckes bei dem Auslegungskriterium von 30 Pa und 12,6 % bei 50 Pa) nicht in der Auslegung des Systems vernachlässigbar.

Erst wenn mehrere Türen parallel geschaltet sind, und sich die lokale Strömungsgeschwindigkeit in den Türen reduziert, macht die Durchströmung des Geschosses einen vernachlässigbaren Anteil aus. Die großen Variationen zeigen aber auch, dass bei Veränderung des Strömungsweges von der Tür zum Treppenraum nach außen große Unsicherheiten bestehen.

Im Geschoss ist die Wirkung einer Parallelschaltung auf den Druckverlust positiv: Je größer die Anzahl der Türen und Strömungswege nach außen, desto geringer ist die Summe des Druckverlustes über die einzelnen Türen. Da sich die Strömungswege über mehrere

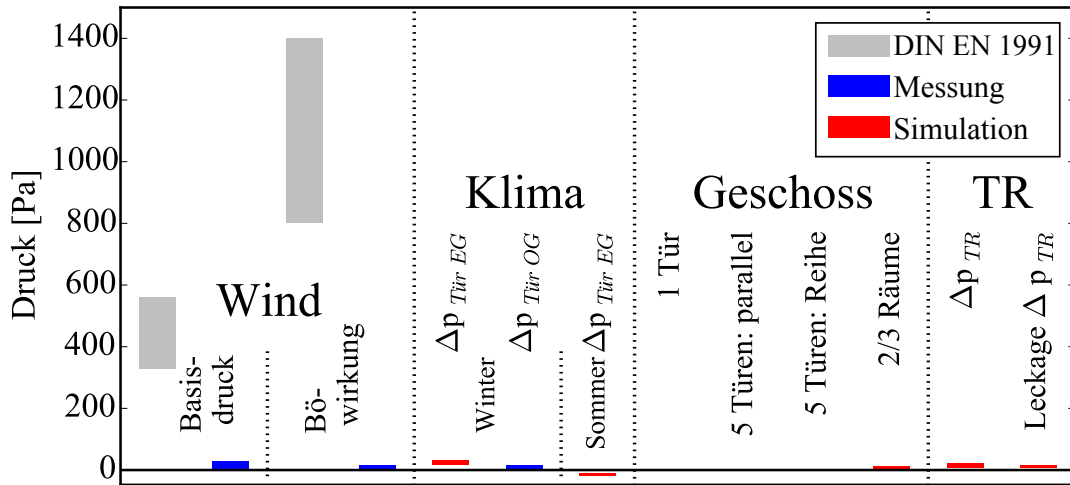


Abb. 6.1: Einflüsse für $\dot{V} = 4 \text{ m}^3/\text{s}$ - Großmaßstab

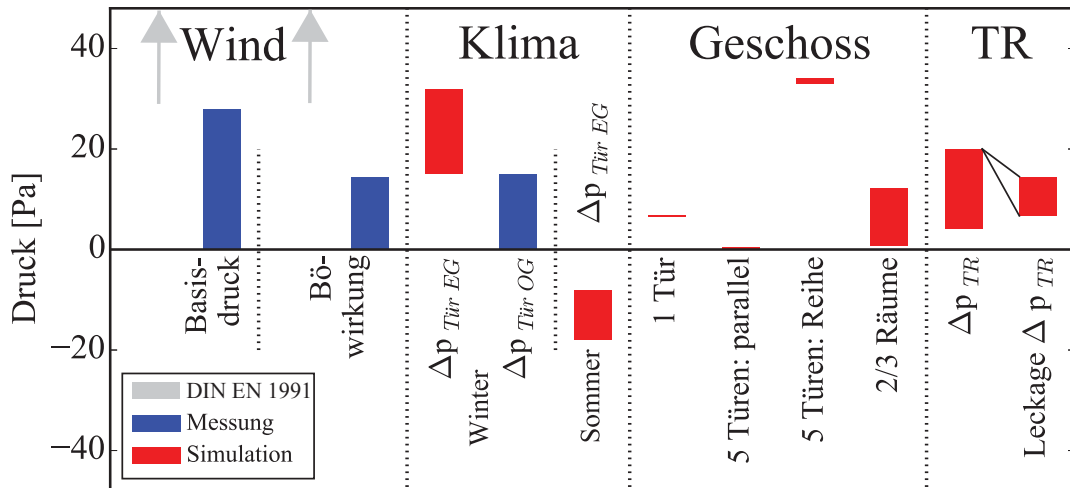


Abb. 6.2: Einflüsse für $\dot{V} = 4 \text{ m}^3/\text{s}$

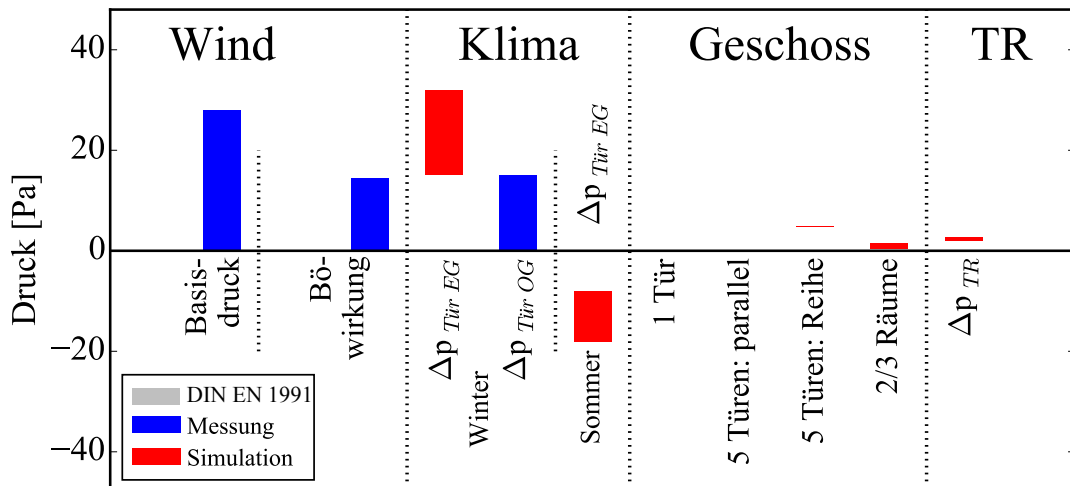


Abb. 6.3: Einflüsse für $\dot{V} = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$

Türen verteilen, wird bei gleichbleibendem eingeströmten Massenstrom die Strömungsgeschwindigkeit in den Türen verringert. Durch die geringere lokale Strömungsgeschwindigkeit verringert sich der Druckverlust bei Durchströmung einer einzelnen Tür deutlich, da die Strömungsgeschwindigkeit quadratisch in den Druckverlust eingeht. Werden allerdings Windeffekte einbezogen, so können parallele Strömungswege im Geschoss negativ sein, da die Windwirkung über die mehrfachen Auslässe verstärkt wird. Auf der anderen Seite ermöglicht die gegenüberliegende Anordnung der Auslässe, dass zumindest an einer Seite ein positiver Windeinfluss möglich ist. Innere Strömungswege, die ggf. gegenüberliegen, können sich dabei gegenseitig beeinflussen.

Treppenraum

Die unterschiedlichen simulierten Treppenraumgeometrien weichen stark hinsichtlich des Druckverlustes bei Durchströmung ab. Durch den durchgeführten Vergleich mit den experimentellen kleinskaligen Druckverlustwerten ist es möglich, die Unsicherheiten der FDS-Simulation abzuschätzen. Die gestrichelte Linie rechts in Abbildung 6.2 zeigt, dass auch bei Berücksichtigung etwaiger Simulationsungenauigkeiten die Druckverluste bei Durchströmung des Treppenraumes einen großen Anteil am Druckaufbau bis hin zum Ventilator haben. Bei geringeren Strömungsgeschwindigkeiten sind diese Effekte der Durchströmung des Treppenraumes und des Geschosses vernachlässigbar (vgl. Abb. 6.3). Hier wirken die Wind- und Klimateffekte in gleicher Größenordnung und müssen von der Differenzdruckanlage überwunden werden.

Das geschlossene Treppenauge mit dem größten Druckverlust wurde mit typischen Leckagewerten pro Geschoss simuliert, die ebenfalls in Abbildung 6.2 dargestellt sind. Hier wird deutlich, dass die Leckage einen sehr großen Einfluss auf den Druckaufbau im Treppenraum haben.

Die Kenntnis der genauen Dichtigkeit des Treppenraumes ist notwendig, um diesen Einfluss bestimmen zu können. Es sollte eine definierte Dichtheit der Treppenraumwände zur Auslegung definiert werden. Dies sollte in der Bauausführung auch eingehalten und überprüft werden. Ohne diese Überprüfung kann die bemessene Funktion des Druckbelüftungssystems nicht gewährleistet werden.

In dieser Arbeit wurde nicht untersucht, wie sich die Anwesenheit von Personen im Treppenraum auf den Druckverlauf auswirkt. Auf Grundlage der gewonnenen Ergebnisse der strömungstechnischen Simulation lassen sich folgende Hypothesen aufstellen:

- Bei einem geschlossenen Treppenauge wird der Druckverlust infolge Personen auf den Podesten und Stufen erhöht werden. Die Personen stehen oder laufen im direkten Strömungsweg und stellen einen zusätzlichen Widerstand dar.
- Bei einer Brüstung mit einem geschlossenen Geländer und einem offenen Treppenauge wird die Anwesenheit von Personen keinen bzw. einen „sehr geringen“ erhöhten Druckverlust bewirken. Die Strömung wird mittels der Brüstung direkt durch das geöffnete Treppenauge geführt. Personen stehen damit nicht im Strömungsweg und können keinen zusätzlichen Druckverlust bewirken.
- Hat der Treppenraum ein offenes Geländer, so wird sich die Anwesenheit von Personen geringfügig auf den Druckverlust auswirken. Da ein großer Teil der Luft durch das Auge strömt und die Strömungsgeschwindigkeiten nur im inneren Bereich be-

sonders hoch sind, werden Personen auf Stufen oder Podesten nur mit einer geringen Luftgeschwindigkeit umströmt. Der erhöhte Druckaufbau wird in diesem Fall deutlich geringer sein als im Fall des geschlossenen Auges.

- Personen in der Tür wirken sich stark auf den Druckverlust aus. Durch die verringerte Strömungsfläche wird sich die Strömungsgeschwindigkeit erhöhen. Damit erhöht sich der Druckverlust.

Druckverluste auf dem gesamten Strömungsweg

Das in Abbildung 3.1 (Kapitel A.1) dargestellte qualitative Druckprofil bei Durchströmung des Gebäudes aus dem Treppenraum ins Freie kann mit den ermittelten Strömungsbeiwerten mit quantitativen Werten beispielhaft ausgeführt werden. Dazu werden die folgenden Strömungselemente mit den Abmessungen $A = b \cdot h$ hintereinandergeschaltet:

- Treppenraum: $A = 3 \text{ m} \cdot 5 \text{ m} = 15 \text{ m}^2$, 30 m hoch
- Tür: $A = 1 \text{ m} \cdot 2 \text{ m} = 2 \text{ m}^2$, 0,25 m Wandstärke
- Vorraum: $A = 3 \text{ m} \cdot 2,5 \text{ m} = 7,5 \text{ m}^2$, 5 m lang
- Tür: $A = 1 \text{ m} \cdot 2 \text{ m} = 2 \text{ m}^2$, 0,25 m Wandstärke
- Raum: $A = 10 \text{ m} \cdot 2,5 \text{ m} = 25 \text{ m}^2$, 10 m lang
- Fenster: $A = 1 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} = 1,5 \text{ m}^2$, 0,5 m Wandstärke

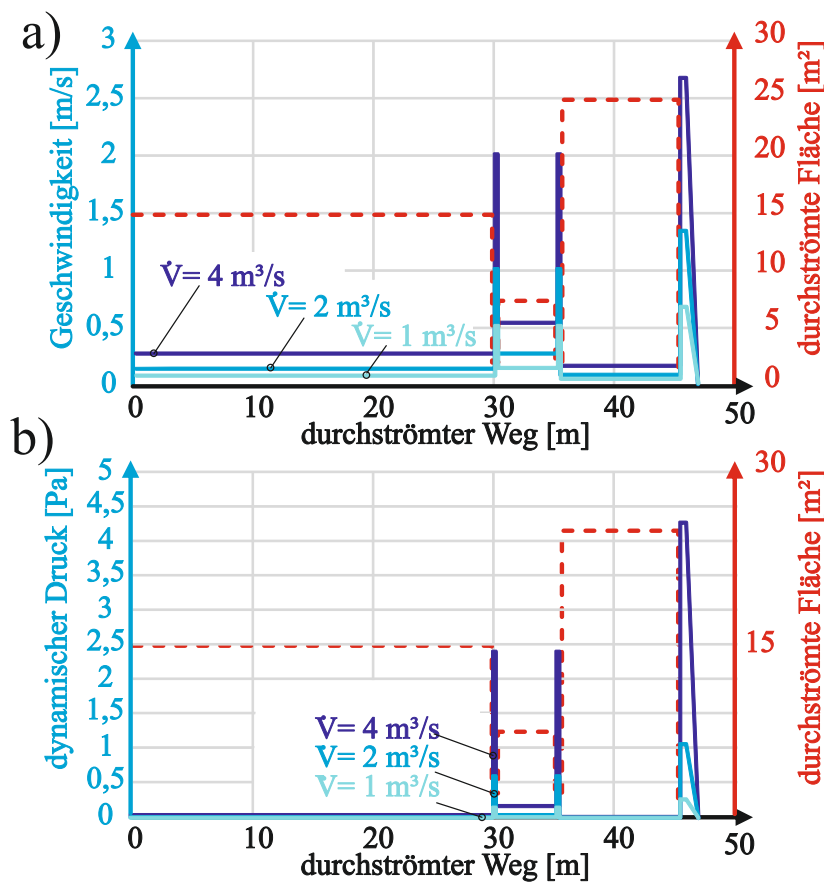


Abb. 6.4: Durchströmung Treppenraum und Geschoss

Abbildung 6.4 a) zeigt den Verlauf der Strömungsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der durchströmten Fläche, während Abbildung 6.4 b) die zugehörigen dynamischen Drücke veranschaulicht. Untersucht werden typische Volumenströme von $\dot{V} = 1, 2, 4 \text{ m}^3/\text{s}$.

Die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten im gewählten Strömungsweg liegen damit im Fenster mit dem geringsten Querschnitt maximal bei 2,7 m/s. Dieser Geschwindigkeit ist mit $\Delta p = 0,5 \cdot \rho \cdot u^2$ ein dynamischer Druck von 4,4 Pa zuzuordnen. Die Temperatur wird konstant zu 20°C angenommen ($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$). Für den Volumenstrom von $\dot{V} = 4 \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt sich die lokale Strömungsgeschwindigkeit im Treppenraum beispielsweise zu $u = \dot{V}/A = 4 \text{ m}^3/\text{s} / 15 \text{ m}^2 = 0,267 \text{ m/s}$. Im Fenster nach Außen ist die Strömungsgeschwindigkeit mit $u = \dot{V}/A = 4 \text{ m}^3/\text{s} / 1,5 \text{ m}^2 = 2,7 \text{ m/s}$ deutlich größer. Somit ist der dynamische Druck im Fenster bei $\Delta p = 0,5 \cdot 1,2 \cdot 2,7^2 = 4,4 \text{ Pa}$. Die Strömungsgeschwindigkeit in den Räumen ist für sämtliche Auslegungsvolumenströme deutlich geringer als in den Strömungselementen. Hier können Wandreibungseffekte vernachlässigt werden, da der Druckverlust gegen Null geht.

Aus den Geschwindigkeiten ergeben sich die Druckverluste in Abbildung 6.5 a). Es werden die durch Strömungssimulation ermittelten minimalen und maximalen Strömungswerte ζ von 20 und 100 pro Geschoss im Treppenraum angesetzt, sowie von 2,0 und 2,83 für die Tür oder das Fenster. Die Unterschiede in den maximalen und minimalen Druckverlusten aufgrund der variierenden Strömungswerte sind mit gefüllten (maximaler Druckverlust) und offenen Kreisen (minimaler Druckverlust) dargestellt.

Abbildung 6.5 b) zeigt den „echten“, den sog. statischen Druck. Der aus dem dynamischen Druckanteil (Abb. 6.4 b) und dem statischen Druckanteil (Abb. 6.5 b)) ermittelte Gesamtdruck ist in Abbildung 6.5 c) dargestellt.

Die Druckverluste in den Strömungselementen sind deutlich größer als in den einzelnen Treppenraumgeschossen. Die Summe der Druckverluste als Reihenschaltung zeigt, dass die Druckverluste aufgrund der Durchströmung des Treppenraumes im Fall der maximalen Strömungswerte größer werden als die des Geschosses. Im Fall der minimalen Strömungswerte wird der Wert der Druckverluste bei Durchströmung des Geschosses größer als die Druckverluste im Treppenraum. Die Summe der Druckverluste als statischer Druckanteil der Durchströmung des Geschosses kann bis zu 26 Pa ausmachen. Zu bemerken ist hier, dass das gewählte Raumszenario ein Minimalbeispiel darstellt. Der in Abbildung 6.5 c) dargestellte Druckverlauf des Gesamtdruckes zeigt, dass die dynamischen Drücke nur einen geringen Anteil ausmachen und vernachlässigt werden können. In Abbildung 6.7 ist dargestellt, wie groß der Anteil des Druckverlaufes am jeweils ermitteltem Gesamtdruck (69 Pa, 67 Pa, 17 Pa, 7 Pa, 4 Pa und 2 Pa) ist. Abbildung 6.6 verdeutlicht dies für die einzelnen Strömungselemente. Es fällt auf, dass bei den minimal angenommenen Strömungswerten der Anteil des Geschosses am Druckverlust deutlich größer ist, als im Fall der maximal angenommenen Strömungswerte. Die Differenz beträgt ca. 30 % im Bereich der Treppenraumbür.

Die Druckverluste im Geschoss machen im Minimalbeispiel mit 38 bis 68 % einen deutlichen Anteil des Gesamtdruckes aus. Der Anteil des Druckverlustes bei Durchströmung des Fensters ist fast doppelt so groß, wie der Druckverlust bei Durchströmung der Tür. Der bei Durchströmung maximalen geöffneten Fensterfläche (hier 1,5 m², ggf. reduziert durch Öffnungswinkel) sollte bei der Auslegung des Systems eine besondere Bedeutung zukommen.

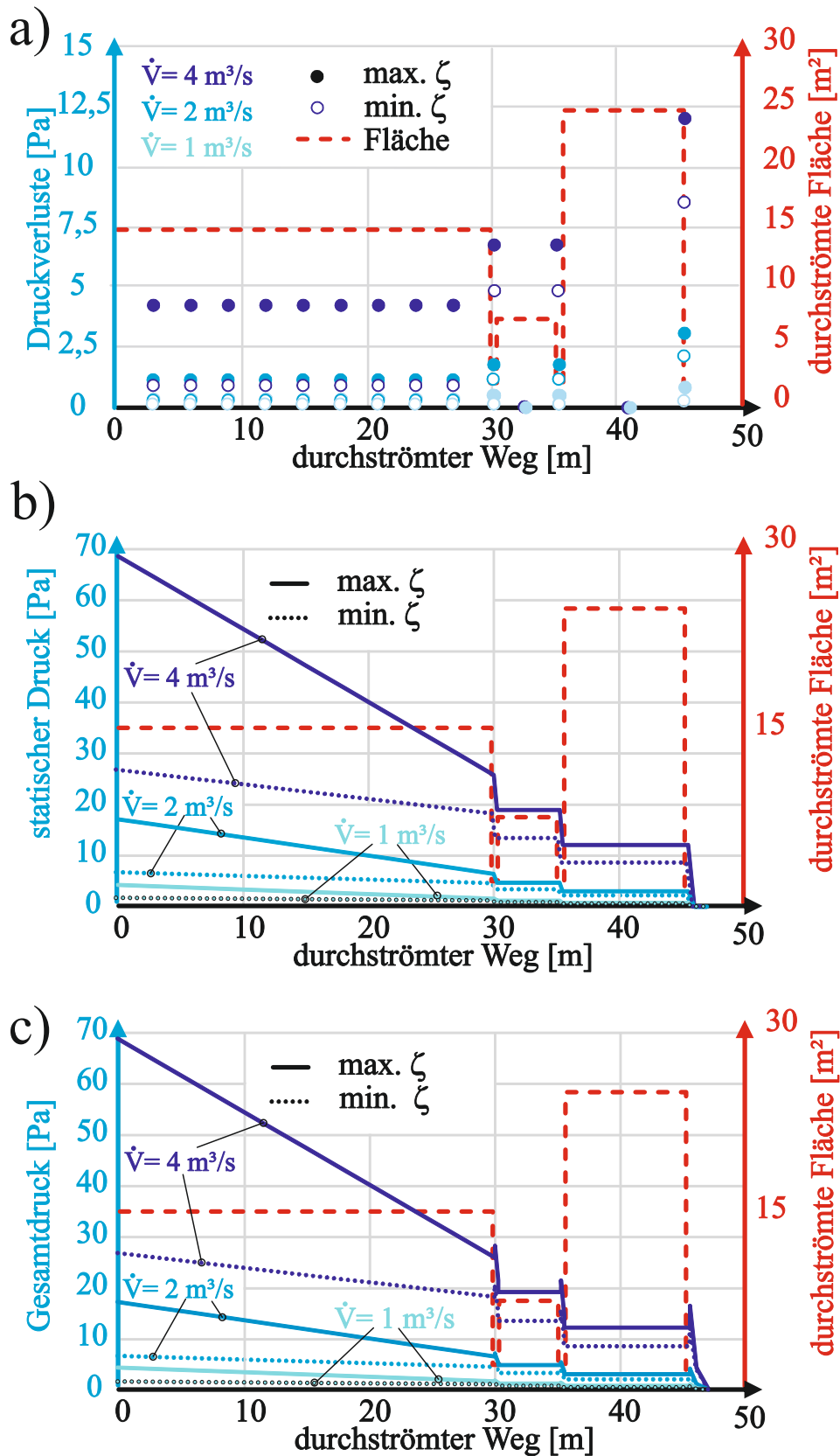


Abb. 6.5: Druckverlauf Durchströmung Treppenraum und Geschoss

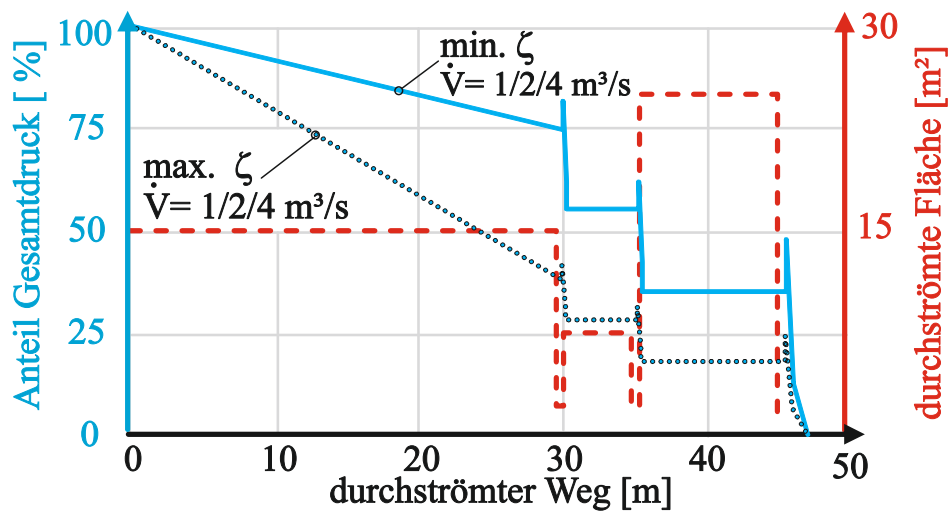


Abb. 6.6: Anteil des Druckverlaufes am Gesamtdruck

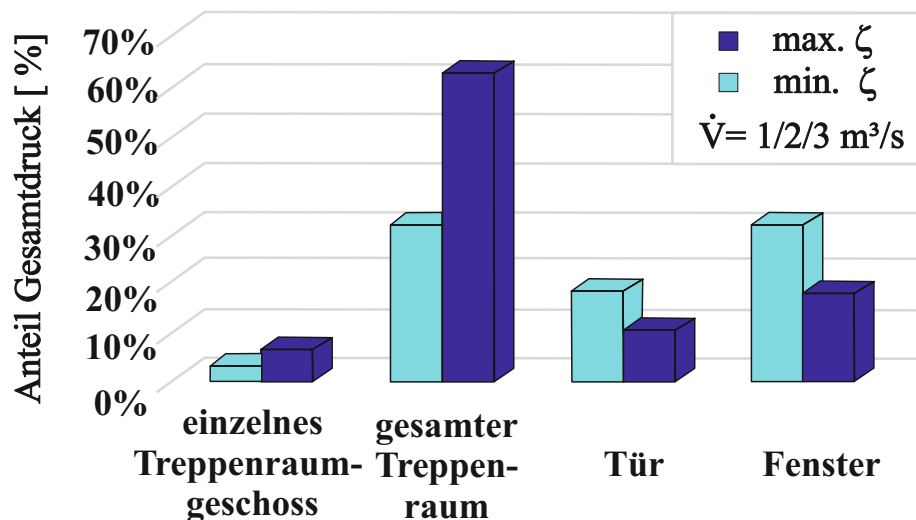


Abb. 6.7: Anteil der Einzeldruckverluste am Gesamtdruck

In Abbildung 6.8 ist dargestellt, wie sich die Einströmung kalter Luft mit -10°C auf den Druckverlauf auswirkt. Mit Gleichung (3.82) aus Kapitel 3.6 ergibt sich für vereinfachte Annahmen der Lufttemperatur am Leitungsanfang von $T_{\text{Einströmung}} = -10^\circ\text{C}$ und am Leitungsende von $T_{\text{Geschoss}} = 20^\circ\text{C}$ ein exponentielles Temperaturprofil. Durch die geringere Luftdichte der einströmenden kalten Außenluft reduzieren sich auch die Strömungsgeschwindigkeit im Treppenraum und folglich auch die Druckverluste. Im Fall der ungünstigen Treppenraumgeometrie mit den maximalen Strömungsbeiwert beträgt die Druckdifferenz im Beispiel bis zu 7 Pa. Neben den Einflüssen auf das natürliche Gebäudedruckprofil müssen somit bei Einströmung von Außenluft auch die Auswirkungen auf den Druckverlust betrachtet werden.

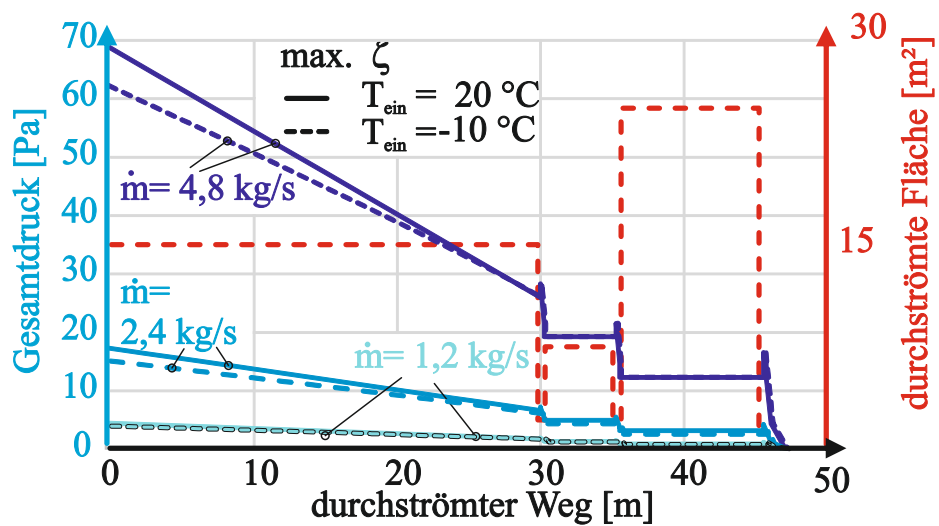


Abb. 6.8: Änderung der Strömungsgeschwindigkeit durch Dichtedifferenz

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden physikalische Vorgänge bei der Druckbelüftung von Sicherheitstreppe nräumen erläutert, untersucht und bewertet. Die gestellten Forschungsfragen können wie folgt beantwortet werden:

Welche strömungstechnischen Parameter beeinflussen die Funktion eines Druckbelüftungssystems?

Die Funktion der Druckbelüftungsanlage wird von den *externen* Parametern

- Wind und
- klimatische Bedingungen

beeinflusst. Diese wirken auf die erforderliche Druckerhöhung der Druckbelüftungsanlage ebenso, wie die *internen* Parameter bei Durchströmung des Gebäudes:

- Leckagen in der Gebäudehülle und inneren Trennungen wie z.B. Türspalten,
- Strömungsverteilung im Geschoss und
- strömungstechnische Effekte im Treppenraum.

Wie groß sind die Einwirkungen der Einflussparameter?

Die *externen* und *internen* Parameter beeinflussen sich gegenseitig. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass es keine Einflussparameter gibt, die generell vernachlässigt werden können. Dies gilt auch, obwohl bei der Quantifizierung der Gebäudeleckagen, des Windes oder der klimatischen Einflüsse noch Forschungsbedarf besteht. In dieser Arbeit wurden die Größenordnungen der Einflüsse ausreichend genau ermittelt und beurteilt, um daraus abzuleiten, dass es keine relevanten Einflussparameter gibt, die im Rahmen der Auslegung besonders hervorzuheben sind. Die Einwirkungen der *internen* Parameter werden umso geringer, je geringer die Strömungsgeschwindigkeit ist. Die Abnahme ist überproportional, da die Strömungsgeschwindigkeit quadratisch in den Druckverlust eingeht.

Kann der Sicherheitstuppenraum mit derzeit verfügbaren ingenieurtechnischen Methoden so ausgelegt werden, dass die Funktionalität im Brandfall gegeben ist?

Die *internen* Einflussparameter sind mit Hilfe von Methoden der numerischen Strömungsmechanik (CFD) wie auch mit empirisch-analytischen Methoden (analytische Gleichungen, Multizonenmodelle) bestimmbar. Die empirisch-analytischen Methoden mit starken Vereinfachungen der Modellannahmen unterliegen dabei deutlichen Einschränkungen. Die Abweichungen zum realen physikalischen Vorgang werden größer, je größer der Volumenstrom der Gebäudedurchströmung ist. Auch der objektspezifisch gewählte Strömungsweg vom Treppenraum nach außen beeinflusst die Eignung dieser Methode. Bei einer geringen Anzahl von Türen als Widerständen oder in ausreichendem Abstand hintereinander geschalteten Widerständen kann diese Methode ausreichend sein. Die Ausbildungen eines Freistrahls, der die Strömungsverteilung über mehrere Räume beeinflusst, muss bei größeren Volumenströmen bei der Wahl der Methode berücksichtigt werden. Mit Hilfe der empirisch-analytischen Methoden sind damit je nach Strömungsszenario nur abschätzende Beurteilung der Funktion der Druckbelüftungsanlage möglich. Für detaillierte Betrachtungen sind CFD-Methoden hinzuzuziehen. Besonders für die Durchströmung des Treppenraumes sind numerische Strömungssimulationen notwendig, um die Druckverluste ermitteln zu können. Es wurde aufgezeigt, dass hier der Einbezug der Leckagen zum Geschoss notwendig ist, um den Druckaufbau im Treppenraum ausreichend genau modellieren zu können.

Innerhalb des Gebäudes können Druckverluste bei Durchströmung im wesentlichen ausreichend genau mit Hilfe der aufgeführten empirisch-analytischen Methoden oder der numerischen Strömungssimulation ermittelt werden. Die Auswahl der Methode muss im Einzelfall unter Berücksichtigung der objektspezifischen Gebäudestruktur und der brandschutztechnischen Infrastruktur erfolgen. Dabei sind ggf. im Einzelfall die Einflüsse unbekannter Parameter durch Parametervariation zu beurteilen. Deutliche Unsicherheiten sind im Rahmen dieser Arbeit in der Definition der Windwirkung und der Leckage der Gebäudehülle wie auch der Treppenraumwände ermittelt worden, diese sind für die Auslegung zu berücksichtigen.

Die Auslegung mittels numerischer Strömungssimulation ist den empirisch-analytischen Methoden vorzuziehen. Nur bei einem niedrigen Volumenstrom und geringen lokalen Strömungsgeschwindigkeiten rechtfertigt der deutlich geringere Berechnungsaufwand den Einsatz der empirisch-analytischer Methoden. Mit Hilfe von ingenieurtechnischen Methoden kann der Druckverlauf auf dem Strömungsweg abgebildet werden. Das Brandsimulationsprogramm FDS modelliert mit relativ einfachem Anwender- und Rechenaufwand die Dissipation in der richtigen Größenordnung. Dennoch zeigt die OpenFOAM[®]-Simulation bessere Übereinstimmungen mit stationären Messwerten. Mit Hilfe der in dieser Arbeit aufgeführten Randbedingungen können auch mit dem Brandsimulationsprogramm FDS aussagekräftige Ergebnisse zur Auslegung des Druckbelüftungssystems erzielt werden. Ist für eine Auslegung im Grenzfall eine besonders exakte Berücksichtigung der Druckverluste auf dem Strömungsweg notwendig, so sollte OpenFOAM[®] oder ein ähnliches Simulationsprogramm angewendet werden. Dies kann der Fall sein, bei einem hohen Strömungsbeiwert im Treppenraum oder bei sehr langer Durchströmungslänge.

Für eine zuverlässige Auslegung der Druckbelüftungsanlage sind weitere Einflüsse, wie

Wind und Klimabedingungen, zu berücksichtigen. Die ingenieurtechnischen Auslegungsmethoden dieser *externen Einflüsse* sollten ausführlicher untersucht werden, um hier eine sichere Aussage treffen zu können. Für die Beherrschung von Windeffekten müssen ggf. gesonderte Vorkehrungen getroffen werden. Dies kann ein Druckentlastungsschacht über Dach, die Wahl der Abströmungsöffnung in Abhängigkeit der Windrichtung (luv / lee) mit mehreren möglichen Strömungspfaden im Geschoss oder aber eine geführte Rauchabströmung aus dem Fenster sein, bei der z.B. mittels eines Aufsatzes Windeffekte in Abhängigkeit der Windrichtung reduziert werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden vorwiegend isotherme Szenarien untersucht. Grundlage der Untersuchungen waren standardisierte Strömungsgeschwindigkeiten vom Treppenraum in das Geschoss, die nach Stand der Technik als Auslegungskriterium dienen. Es wurde aufgezeigt, dass die Strömungswegen im Brandgeschoss einen großen Anteil an der Auslegung des Systems haben. Dies führt zu der Frage, inwiefern das Brandszenario, einschließlich der Wärmefreisetzungsrates im Geschoss, eine Auswirkung auf die kritische Strömungsgeschwindigkeit hat.

Die Einwirkung des Brandszenarios auf die kritische Strömungsgeschwindigkeit sollte ausführlicher untersucht werden. Der Wert der kritischen Strömungsgeschwindigkeit in der Tür zum Treppenraum von derzeit 2 m/s für das Kriterium *Rauchfreihaltung* sollte hinterfragt werden, da dieser Wert nicht wissenschaftlich belegt werden kann.

Es wurde aufgezeigt, dass die Funktion der Druckbelüftungsanlage von vielen physikalischen Parametern abhängt. Durch eine vorausschauende Brandschutzplanung können diese Einflüsse reduziert werden. Beispielsweise können Druckverluste und ihre Einwirkungen auf den Ventilator durch eine definierte Führung der Strömung vom Treppenraum über das Geschoss nach Außen deutlich reduziert werden.

Die Funktion der Druckbelüftungsanlage kann letztlich nur im Zusammenhang mit der Funktionsprüfung im Objekt nachgewiesen werden. Die Implementierung von extremen Wind- und Klimaverhältnissen in die Auslegungssystematik setzt voraus, dass für diese Einflüsse im Rahmen einer Risikobetrachtung ein Sicherheitskonzept mit Standardrandbedingungen entwickelt wird.

Durch die strömungstechnischen Untersuchungen wurde gezeigt, dass es möglich ist, die Einflüsse bei Durchströmung des Gebäudes (*interne Einflüsse*) auf das Druckbelüftungssystem analytisch, wie auch mit Hilfe von Simulationsmethoden abzuschätzen. Die Wahl der geeigneten Methode ist im Einzelfall in Abhängigkeit des geplanten Strömungsweges zu treffen und erfordert vertiefte strömungstechnische Überlegungen, die in dieser Arbeit aufgeführt werden. An die Qualifikation des planenden Ingenieurs müssen aus diesem Grund erhöhte Anforderungen gestellt werden. Insbesondere der Einsatz von empirisch-analytischen Methoden erfordert ausführliches Wissen über die Grundlagen. Auf der anderen Seite werden bei dem Einsatz der CFD-Methoden bei ausreichender Diskretisierung die physikalischen Vorgänge nahezu vollständig berechnet, so dass diese Methode von dem Anwender einfacher beherrscht werden kann.

7.2 Ausblick und weiterer Forschungsbedarf

Aus dieser Arbeit ergeben sich folgende Fragestellungen, die im Rahmen weiterer Forschungsarbeiten untersucht werden sollten:

- Wie ist die Erfassung und Vorhersage von Leckagen in der Gebäudehülle oder inneren Gebäudetrennungen möglich? Die Untersuchung mittels Blower-Door-Verfahren oder einer Qualitätssicherung im Bauablauf kann hier zur Auslegung herangezogen werden.
- Wie können Windeinwirkungen erfasst und ingenieurtechnisch modelliert werden? Können Einflüsse der städtischen Topologie für die Auslegung ggf. standardisiert werden? Können die Einwirkungen auf das komplexe Gebäude für das Brandgeschoss vereinfacht werden?
- Sind die Randbedingungen aufgrund klimatischer Einflüsse standardisierbar? Wie wirken sich unterschiedliche Raumklimata im Gebäude auf das Druckbelüftungssystem aus?
- Welche Auswirkungen hat das Brandszenario im Geschoss (Wärmefreisetzungsrate, Raumstruktur und Abströmungsöffnungen) auf die kritische Strömungsgeschwindigkeit?
- Wie wirkt sich die Anwesenheit von Personen aus? Können die aufgestellten Hypothesen bewiesen werden?
- Sind die aufgeführten Einflüsse mittels eines Sicherheitskonzeptes beurteilbar? Erst wenn sämtliche Einflüsse quantifizierbar sind, wird es möglich sein, eine ganzheitliche Auslegungssystematik für das Druckbelüftungssystem zu entwickeln.
- Können alternative Lösungen, wie beispielsweise der von Lay [1] vorgeschlagene Entrauchungsschacht, zur Rauchfreihaltung des Treppenraumes beitragen?

Literatur

- [1] Simon Lay. „Pressurization systems do not work and present a risk to life safety“. In: *Case Studies in Fire Safety* 1 (2014), S. 13–17. ISSN: 2214-398X. DOI: 10.1016/j.csfs.2013.12.001. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214398X13000046>.
- [2] Adam Cowlard u. a. „Fire Safety Design for Tall Buildings“. In: *Procedia Engineering* 62 (2013). 9th Asia-Oceania Symposium on Fire Science and Technology, S. 169–181. ISSN: 1877-7058. DOI: 10.1016/j.proeng.2013.08.053. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705813012356>.
- [3] Richard Barrett und David Locklin. „A computer technique for predicting smoke movement in tall buildings“. In: *Fire Technology* 5 (4 1969). 10.1007/BF02600417, S. 299–310. ISSN: 0015-2684. URL: 10.1007/BF02600417.
- [4] D.C. Bowers u. a. „Numerical Study of Elevator and Stairwell Pressurization Systems Using Detailed Building Models“. In: *8th International Conference on Performance-Based Codes and Fire Safety Design Methods, Society of Fire Protection Engineers, Lund, Sweden, June 16-18, 2010*. 2010.
- [5] Richard S. Miller und Don Beasley. „On stairwell and elevator shaft pressurization for smoke control in tall buildings“. In: *Building and Environment* 44.6 (2009), S. 1306–1317. ISSN: 0360-1323. DOI: 10.1016/j.buildenv.2008.09.015. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132308002369>.
- [6] G.V Hadjisophocleous, Z Fu und G.D Lougheed. „Computational and experimental study of smoke flow in the stair shaft of a 10-storey tower“. In: *ASHRAE TRANSACTIONS* 108 (1 2002), S. 724–730.
- [7] Jae-Hun Jo u. a. „Characteristics of pressure distribution and solution to the problems caused by stack effect in high-rise residential buildings“. In: *Building and Environment* 42.1 (2007), S. 263–277. ISSN: 0360-1323. DOI: 10.1016/j.buildenv.2005.07.002. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132305002751>.
- [8] Maatouk Khoukhi und Asma Al-Maqbali. „Stack Pressure and Airflow Movement in High and Medium Rise buildings“. In: *Energy Procedia* 6 (2011). Impact of Integrated Clean Energy on the Future of the Mediterranean Environment, S. 422–431. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2011.05.049. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610211014603>.

- [9] Yan Wang, Ehab Zalok und George Hadjisophocleous. „An Experimental Study of Smoke Movement in Multi-Storey Buildings“. In: *Fire Technology* 47 (4 2011). 10.1007/s10694-009-0132-6, S. 1141–1169. ISSN: 0015-2684. URL: 10.1007/s10694-009-0132-6.
- [10] T.X. Qin und Y.C. Guo und C.K. Chan und K.S. Lau und W.Y. Lin. „Numerical simulation of fire-induced flow through a stairwell“. In: *Building and Environment* 40.2 (2005), S. 183–194. ISSN: 0360-1323. DOI: 10.1016/j.buildenv.2004.07.011. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S036013230400174X>.
- [11] G. Hadjisophocleous und Q. Jia. „Comparison of FDS Prediction of Smoke Movement in a 10-Storey Building with Experimental Data“. In: *Fire Technology* 45 (2 2009). 10.1007/s10694-008-0075-3, S. 163–177. ISSN: 0015-2684. URL: 10.1007/s10694-008-0075-3.
- [12] G.T Tamura und A.G. Wilson. „Air leakage and pressure measurements on two occupied houses“. In: *ASHRAE Journal* 5.12 (1963), S. 66–73.
- [13] A.G. Wilson und G.T. Tamura. „Pressure Differences for a Nine-Storey Building as a Result of Chimney Effect and Ventilation System Operation“. In: *TRANSACTIONS* 72.1 (1966), S. 180–189.
- [14] A.G. Wilson und G.T. Tamura. „Pressure Differences caused by Chimney Effect in three High Buildings“. In: *TRANSACTIONS* 73.2 (1967).
- [15] G. T. TAMURA und A. G. WILSON. „Building Pressures caused by Chimney Action and Mechanical Ventilation“. In: *TRANSACTIONS* 73.2 (1967).
- [16] D. A. Thomas und J.B. Dick. „Air infiltration through gaps around windows“. In: *JIHVE* (1953).
- [17] A.G. Wilson und G.T. Tamura. *Stack Effect in Buildings*. Canadian Building Digest - NRC-IRC publications CBD104. 1968.
- [18] A.G. Wilson und G.T. Tamura. *Stack Effect and Building Design*. Canadian Building Digest - NRC-IRC publications CBD107. 1968.
- [19] G. Tamura und C. Shaw. „Basis for the design of smoke shafts“. In: *Fire Technology* 9 (3 1973). 10.1007/BF02624778, S. 209–222. ISSN: 0015-2684. URL: 10.1007/BF02624778.
- [20] G. Tamura und C. Shaw. *Air leakage measurements of the exterior walls of tall buildings*. Techn. Ber. 10.1007/BF02624778. 1973. URL: 10.1007/BF02624778.
- [21] George T. Tamura. „Experimental Studies on Pressurized Escape Routes“. In: *ASHRAE Transactions* 80 (1974), S. 224–237.
- [22] C.Y Tamura G.T. und Shaw. „Air Leakage Data for the Design of Elevator and Stair Shaft Pressurization Systems“. In: *ASHRAE Transactions* 82 Part 2 (1976), S. 179–190.
- [23] G.T. Tamura und C.Y. Shaw. „Field Checks on Building Pressurization for Smoke Control in High-Rise Buildings“. In: *ASHRAE Journal* 23 (2) (1981), S. 21–25.

- [24] Achakji und Tamura. „Pressure drop characteristics of typical stairshafts in high-rise buildings“. In: *ASHRAE TRANSACTIONS* 94 (1 1988). 10.1007/BF02624778, S. 122. URL: 10.1007/BF02624778.
- [25] M. Meinert und W. Klingsch. „Strömungssimulation der Überdruckbelüftung eines Sicherheitstrepfenraumes“. In: *2. vfdb-Workshop Brandschutzforschung*. Magdeburg, 2013.
- [26] G.Y. Achakji. „NRCC experimental fire tower for studies on smoke movement and smoke control in tall buildings“. In: (1987).
- [27] G.T Tamura und J.H Klote. „Experimental fire tower studies on mechanical pressurization to control smoke movement caused by fire pressures“. In: *Fire Safety Science, Proceedings of the Second international Symposium p. 761-769* (Juni 1988).
- [28] Tamura. „Stair pressurization systems for smoke control: design considerations“. In: *ASHRAE TRANSACTIONS* 95 (2 1989), S. 184–192.
- [29] Jung-Yup Kim und Ji-Seok Kim. „Study on Stack Effect of Stairwell by Numerical Model of Leakage Flow through Gap of Door“. In: *Open Journal of Fluid Dynamics* 2013 (2013).
- [30] D.W. Etheridge. „Crack flow equations and scale effect“. In: *Building and Environment* 12.3 (1977), S. 181–189. ISSN: 0360-1323. DOI: 10.1016/0360-1323(77)90016-6. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0360132377900166>.
- [31] P.H. Baker, S. Sharples und I.C. Ward. „Air flow through cracks“. In: *Building and Environment* 22.4 (1987), S. 293–304. ISSN: 0360-1323. DOI: 10.1016/0360-1323(87)90022-9. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0360132387900229>.
- [32] D. Gross und W.L. Haberman. „Analysis and prediction of air leakage through door assemblies“. In: *Fire Safety Science - Proceedings of the 2nd International Symposium, Tokyo, Japan* (1988), S. 129–132.
- [33] John H. Klote. *Handbook of Smoke Control Engineering*. Hrsg. von Paul G. Turnbull James A. Milke. ASHRAE, 2012.
- [34] Sherman C.P. Cheung u. a. „The influence of gaps of fire-resisting doors on the smoke spread in a building fire“. In: *Fire Safety Journal* 41.7 (2006), S. 539–546. ISSN: 0379-7112. DOI: 10.1016/j.firesaf.2006.05.007. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0379711206000695>.
- [35] George T. Tamura. „Fire tower tests of stair pressurization systems with overpressure relief“. In: *ASHRAE Transactions* 96 (1990), S. 737–383.
- [36] George T. Tamura. „Fire tower tests of stair pressurization systems with mechanical venting of the fire floor“. In: *ASHRAE Transactions* 96 (1990), S. 384–392.
- [37] G. T. Tamura. „Field tests of stair pressurization systems with overpressure relief“. In: *ASHRAE Transactions* 96-2 (1990), S. 384–392.

- [38] George T. Tamura. „Stair pressurization systems for smoke control“. In: *ASHRAE Journal* 33-7 (1991), S. 14–18.
- [39] G. T. Tamura. „Assessment of stair pressurization systems for smoke control“. In: *ASHRAE Transactions*, 98-1 (1992), S. 66–72.
- [40] G. T. Tamura. „Determination of critical air velocities to prevent smoke backflow at a stair door opening on the fire floor - 660 RP“. In: *Journal of Applied Fire Science* 2 - 1 (1992), S. 5–21.
- [41] P.H. Thomas. „Movement of Smoke in Horizontal Corridors against an air flow“. In: *Institution of Fire Engineers quarterly* 30.77 (1970), S. 45–53.
- [42] S. Ergin-Özkan, M.R. Mokhtarzadeh-Dehghan und A.J. Reynolds. „Experimental study of natural convection between two compartments of a stairwell“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38.12 (1995), S. 2159–2168. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(94)00350-5. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931094003505>.
- [43] Y.A Wang. „Study of smoke movement in multi-storey buildings using experiments and computer modelling“. Magisterarb. Carleton University, 2007.
- [44] Yan Wang, George Hadjisophocleous und Ehab Zalok. „Smoke movement in multi-storey buildings using CUsMoke“. In: *Safety Science* (2012). ISSN: 0925-7535. DOI: 10.1016/j.ssci.2012.04.001. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0925753512000884>.
- [45] C. Bellido u. a. „Performance Assessment of Pressurized Stairs in High Rise Buildings“. In: *Fire Technology* 45 (2009), S. 189–200.
- [46] D. Ostertag. „Akute Gefahr in Sicherheitstreppe nräumen und Feuerwehraufzügen von Hochhäusern - Erfahrungen und weitere Überlegungen“. In: *vfdb* 3 (2002).
- [47] G.T. Tamura. *Smoke Movement and Control in High-rise Buildings*. Hrsg. von Quincy. NFPA, 1994.
- [48] G.T. Tamura. „The performance of a vestibule pressurization system for the protection of escape routes of a 17-storey hotel“. In: (1980).
- [49] J.H. Klote. „An Overview of Smoke Control Technology“. In: *US. Department of Commerce, NIST Gaithersburg* (1987).
- [50] J.H. Klote. „Smoke Control by Stairwell Pressurization“. In: *Heating, Piping and Air Conditioning Magazine* (1980).
- [51] John H. Klote und James H. Miller. „Principles of Smoke Management Systems“. In: (2002).
- [52] D.Ostertag und J. Zitzelsberger. „Innenliegende Sicherheitstreppe nräumen in Hochhäusern und ihre Rauchfreihaltung“. In: *vfdb-Zeitschrift* 3 (2001), S. 120–122.
- [53] D. Ostertag und J. Kuhn und J. Zitzelsberger. *Überdruckbelüftungsanlagen für Sicherheitstreppe nräume in Hochhäusern, Bd. B in Entrauchung - Grundlagen*. Fraunhofer IRB Verlag, 2002.

- [54] *Pressure differential systems - German point of view to EN 12101-6 consideration of the influence of aerostatic pressure differential in high rise buildings.* Miedrzydroje, Polen, 19 - 21 Oktober 2007.
- [55] *Musterbauordnung.* Techn. Ber. Bauministerkonferenz, Fassung November 2002.
- [56] *Muster-Hochhaus-Richtlinie - MHHR. Muster-Richtlinie über den Bau und Betrieb von Hochhäusern.* Techn. Ber. Bauministerkonferenz, Fassung April 2008.
- [57] Gädtke; Czepuck Johlen Plietz Wenzel. *BauO NRW Kommentar.* Bd. 12. Werner Verlag, 2011.
- [58] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN EN 12599: Lüftung von Gebäuden - Prüf- und Messverfahren für die Übergabe eingebauter raumlufttechnischer Anlagen.* Techn. Ber. Beuth Institut, Januar 2013.
- [59] *Erläuterung zu Teil 4: Hochhäuser - der Verordnung über den Bau und Betrieb von Sonderbauten (Sonderbauverordnung - SBauVO).* Techn. Ber. Fachkommission Bauaufsicht, Stand 28.08.2009.
- [60] *SFPE handbook of fire protection engineering; 4th ed.* SFPE, 2008.
- [61] CEN/TC191/SC1/WG6/TG1. *prEN 12101-13 draft 2015 08 26, Smoke and heat control systems - Part 13: Pressure differential systems (PDS) design and calculation methods, acceptance testing, maintenance and routine testing of installation.* Techn. Ber. DIN Deutsches Institut für Normung e.V.
- [62] *NFPA 92: Standard for Smoke Control Systems.* Techn. Ber. USA: National Fire Protection Association, 2012.
- [63] *Muster für Richtlinien über die bauaufsichtliche Behandlung von Hochhäusern.* Techn. Ber. Fachkommission Bauaufsicht der ARGEBAU, Fassung Mai 1981.
- [64] B. Konrath und R.D. Lieb H.J. Gerhardt. „Zur Druckbelüftung von Sicherheitstreppehäusern“. In: *vfdb-Zeitschrift* 3 (2002).
- [65] K.-J. Albers und B. Rahn. „Auslegungsgrundsätze für Rauchschutzdruckanlagen in Sicherheitstreppehäusern“. In: *Tagungsbericht über die Kälte-Klima-Tagung 2003 des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins IV* (2003), S. 203–209.
- [66] Rainer John. „Rauchfreie Treppenräume - Voraussetzungen für die Wirksamkeit von Druckbelüftungsanlagen“. In: *Bundesbaublatt* 7 (2000), S. 29–31.
- [67] R. John und P.G. Seeger. *Untersuchung über die Anforderung und über die Auslegung von Lüftungsanlagen in hohen Gebäuden zur Erfüllung von brandschutztechnischen Forderungen an die Rettungswege im Brandfall.* Techn. Ber. Forschungsstelle für Brandschutztechnik an der Universität Karlsruhe, 1976.
- [68] R. John und P.G. Seeger. *Brandversuch zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit eines Lüftungssystem zur Rauchfreihaltung des Treppenraumes im Bürogebäude Hamburg 36, Dammtorstraße 29.* Techn. Ber. Forschungsstelle für Brandschutztechnik an der Universität Karlsruhe, 1978.

- [69] Arnas Vaitkevicius, Francesco Colella und Ricky Carvel. „Investigating the Throttling Effect in Tunnel Fires“. English. In: *Fire Technology* (2015), S. 1–10. ISSN: 0015-2684. DOI: 10.1007/s10694-015-0512-z. URL: 10.1007/s10694-015-0512-z.
- [70] Wan-ki Chow. „Air pumping action of a plume in a room fire“. English. In: *Building Simulation* 6.1 (2013), S. 95–102. ISSN: 1996-3599. DOI: 10.1007/s12273-013-0102-2. URL: 10.1007/s12273-013-0102-2.
- [71] Heinz Herwig. *Strömungsmechanik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [72] Heinz Herwig und Christian H. Kautz. *Technische Thermodynamik*. 1. Aufl. München: Pearson Studium, 2007. ISBN: 978-3-827-37234-5.
- [73] Böswirth und Leopold. *Technische Strömungslehre*. 8. Aufl. Vieweg und Teubner, 2010.
- [74] Hans Dieter Baehr und Stephan Kabelac. *Thermodynamik*. Wiesbaden: Springer Berlin Heidelberg, 2009. ISBN: 978-3-642-00556-5.
- [75] Heinz Herwig und Tammo Wenterodt. *Entropie für Ingenieure - Erfolgreich das Entropie-Konzept bei energietechnischen Fragestellungen anwenden*. 12. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2011. ISBN: 978-3-834-88628-6.
- [76] I.E. Idelchik. *Handbook fo Hydraulic Resistance*. 2. Aufl. New York: Hemisphere Publishing, 1986.
- [77] VDI Gesellschaft. *VDI-Wärmeatlas*. 10. Aufl. 2006. Wiesbaden: Springer Berlin Heidelberg, 2005. ISBN: 978-3-540-25503-1.
- [78] Johnny Kronvall. *Air Flows in Building Components*. Techn. Ber. Lund Institute of Technology, Division of Building Technology, 1980.
- [79] Aksel Spurk. *Strömungslehre*. 8. Aufl. Springer, 2010.
- [80] H. Oertel, Hrsg. *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre*. Springer Vieweg, 2012.
- [81] K.T. Andersen. „Inlet and outlet coefficients: A theoretical analysis“. In: *Proceedings of Roomvent 1* (1996), S. 379–390.
- [82] Joseph William Lstiburek. „Toward an Understanding and Prediction of Air Flow in Buildings“. Diss. School of Graduate Studies, University of Toronto, 2000.
- [83] Gunnar Ahlander. „The Air Distribution in Buildings with Combined Natural and Mechanical Ventilation“. Diss. Division of Building Services Engineering Department of Civil und Architectural Engineering KTH Royal Institute of Technology SE-100 44 STOCKHOLM, SWEDEN, 2004.
- [84] H. Schlichting u. a. *Grenzschicht-Theorie*. Springer, 2006. ISBN: 9783540230045.
- [85] L.P. Hopkins und B. Hansford. „Air flow through cracks“. In: *Build. Serv. Engineering* (1974).
- [86] D. Bumbaru, R. Jutras und A. Patenaude. „Air Permeance of Building Materials“. In: *Canada Mortgage and Housing Corporation, Ottawa, Canada* (June 1988).
- [87] P. Nylund. „Infiltration and ventilaton“. In: *BFR-D22 Swedish Council for Building Research, Sweden* (1980).

- [88] *The Low Pressure Leakage Function of a Building*. Bd. SP 28. American Society of Heating, Refrigerating und Air-conditioning Engineers.
- [89] Infiltration-pressurization correlation: simplified physical modeling. „M. H. Sherman and D.T. Grimsrud“. In: *Conference of the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Denver, CO* (June 22-26 1980).
- [90] A.K. Persily und G.T. Linteris. „A Comparison of Measured and Predicted Infiltration Rates“. In: *ASHRAE Transactions* 89 (1983).
- [91] Folke Peterson. „On flow and narrow slots applied to infiltration“. In: *3rd AIC Conference*. September 20-23 1982.
- [92] Iain S. Walker, David J. Wilson und Max H. Sherman. „A Comparison of the Power Law to Quadratic Formulations for Air Infiltration Calculations“. In: *Energy and Buildings* 27.3 (1998), S. 293–299.
- [93] Hiroyasu Okuyama und Yoshinori Onishi. „Reconsideration of parameter estimation and reliability evaluation methods for building airtightness measurement using fan pressurization“. In: *Building and Environment* 47 (2012). International Workshop on Ventilation, Comfort, and Health in Transport Vehicles, S. 373–384. ISSN: 0360-1323. DOI: 10.1016/j.buildenv.2011.06.027. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132311002071>.
- [94] Horst Malberg. *Meteorologie und Klimatologie - Eine Einführung*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-662-12484-0.
- [95] Rudi Marek und Klaus Nitsche. *Praxis der Wärmeübertragung - Grundlagen, Anwendungen, Übungsaufgaben*. 1. Aufl. München: Hanser, 2007. ISBN: 978-3-446-40999-6.
- [96] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verf. *VDI-Wärmeatlas*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-662-10743-0.
- [97] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI 2087:2006-12 Luftleitungssysteme - Bemessungsgrundlagen*. Technische Regel. 2006.
- [98] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI 2055 Blatt1:2008-09 Wärme- und Kälteschutz von betriebstechnischen Anlagen in der Industrie und in der Technischen Gebäudeausrüstung - Berechnungsgrundlagen*. Technische Regel. 2008.
- [99] Wilfried Weißgerber. *Elektrotechnik für Ingenieure 1 - Gleichstromtechnik und Elektromagnetisches Feld. Ein Lehr- und Arbeitsbuch für das Grundstudium*. 8. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2009. ISBN: 978-3-8348-0473-0.
- [100] Marlene Marinescu und Jürgen Winter. *Grundlagenwissen Elektrotechnik - Gleich-, Wechsel- und Drehstrom*. 3. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2011. ISBN: 978-3-834-89957-6.
- [101] Horst Kuchling. *Taschenbuch der Physik - mit zahlreichen Tabellen*. 20. aktualisierte Auflage. München; Wien: Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verlag, 2011. ISBN: 978-3-446-42457-9.
- [102] Paul Dobrinski, Gunter Krakau und Anselm Vogel. *Physik für Ingenieure -*. 12. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2010. ISBN: 978-3-834-89374-1.

- [103] George N. Walton. *AIRNET - A Computer Program for Building Airflow Network Modeling*. National Institute of Standards and Technology NISTIR 89-4072. 1989.
- [104] W. Stuart Dols und Brian J. Polidoro. *CONTAM User Guide and Program Documentation Version 3.2*. Techn. Ber. NIST Technical Note 1887, National Institute of Standards und Technology, September 2015.
- [105] G.N. Walton. *CONTAM93 - User Manual*. Techn. Ber. NISTIR 5385, National Institute of Standards und Technology, 1994.
- [106] S.J. Emmerich. „Validation of Multizone IAQ Modeling of Residential-scale Buildings: A Review“. In: *ASHRAE Transaction* 107.2 (2001).
- [107] A. K Emmerich S. J. und Persily. „Analysis of U.S Commercial Building Envelope Air Leakage Database to Support Sustainable Building Design“. In: *International Journal of Ventilation* 4.12 (2014).
- [108] Hyun Kook Shin und Jae Hun Jo. „Air Leakage Characteristics and Leakage Distribution of Dwellings in High-rise Residential Buildings in Korea“. In: *Journal of Asian Architecture and Building Engineering* 12.1 (2013), S. 87–92.
- [109] M. Meinert und W. Klingsch. „Pressurized Stairwells - Limitations on Existing Design Methods“. In: *Proceedings of 10th International Conference on Performance-Based Codes and Fire Safety Design Methods*. Gold Coast Australien, SFPE. 10. bis 12. November 2014.
- [110] *Zweite Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung (EnEV)*. Techn. Ber. Bundesgesetzblatt Jahrgang 2013 Teil 1 Nr. 67, vom 18. November 2013.
- [111] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN 1634-3:2005-01 Prüfungen zum Feuerwiderstand und zur Rauchdichte für Feuer- und Rauchschutzabschlüsse, Fenster und Beschläge - Teil 3: Prüfungen zur Rauchdichte für Rauchschutzabschlüsse*. Techn. Ber. Beuth Verlag GmbH, Deutsche Fassung EN 1634-3:2004.
- [112] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 18095-1: Rauchschutztüren, Begriffe und Anforderungen*. Techn. Ber. Beuth Verlag GmbH, Oktober 1988.
- [113] H. Recknagel, E. Sprenger und K.-J. Albers. *Recknagel - Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 76. Ausgabe 2015/16 - Premiumversion Print + eBook*. 76. Aufl. Deutscher Industrieverlag, 2013. ISBN: 978-3-835-67137-9.
- [114] G. Hellmann. „Über die Bewegung der Luft in den untersten Schichten der Atmosphäre“. In: *Sitzungsberichte der Akademie der Wissenschaften Berlin*. 1914,1917,1919.
- [115] C.A. Graubner. *Windlast auf Hochhäuser in Innenstadtbereichen - Messungen am Neubau des MAIN TOWER in Frankfurt/Main*. DIBT Forschungsbericht IV 12-5-3.68-863/97. Fraunhofer IRB Verlag, 1999.
- [116] *The application of statistical concepts to the wind loading of structures*. Bd. 19. Seiten 449-472. 1961.
- [117] *Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke - Teil 1-4: Allgemeine Einwirkungen - Windlasten*. Techn. Ber. DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

- [118] Andreas Bachmann. *Ein wirklichkeitsnaher Ansatz der böenerregten Windlasten auf Hochhäuser in Frankfurt/Main*. Hrsg. von Institut für Massivbau. Technische Universität Darmstadt, Eigenverlag, 2003.
- [119] Isaac Van der Hoven. „Power Spectrum of Horizontal Wind Speed in the Frequency Range from 0.007 to 900 Cycles per Hour“. In: *Journal of Meteorology* 14 (1957), S. 160–164.
- [120] *Nationaler Anhang - National festgelegte Parameter - Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke - Teil 1-4: Allgemeine Einwirkungen - Windlasten*. Techn. Ber. DIN EN 1991-1-4/NA:2010-12.
- [121] VdS Schadenverhütung GmbH. *VdS 3122:2009-06 Winderkennungseinrichtungen zur Steuerung windbeeinflusster Rauch- und Wärmeabzugsanlagen*. Techn. Ber. Köln, Juni 2009.
- [122] D. Cóstola, B. Blocken und J.L.M. Hensen. „Overview of pressure coefficient data in building energy simulation and airflow network programs“. In: *Building and Environment* 44.10 (2009), S. 2027–2036. ISSN: 0360-1323. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132309000444>.
- [123] Yi Hui, Akihito Yoshida und Yukio Tamura. „Interference effects between two rectangular-section high-rise buildings on local peak pressure coefficients“. In: *Journal of Fluids and Structures* 37 (2013), S. 120–133. ISSN: 0889-9746. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2012.11.007. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0889974612002113>.
- [124] H. Montazeri und B. Blocken. „CFD simulation of wind-induced pressure coefficients on buildings with and without balconies: Validation and sensitivity analysis“. In: *Building and Environment* 60 (2013), S. 137–149. ISSN: 0360-1323. DOI: 10.1016/j.buildenv.2012.11.012. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132312003101>.
- [125] Magda-Lena Siemers. „Experimentelle Bestimmung von Druckverlusten in Sicherheitstreppe nräumen unter Berücksichtigung wesentlicher baulicher Merkmale“. Magisterarb. Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 2012.
- [126] M. Meinert und W. Klingsch. „Design Methods in Stairwell Pressurization“. In: *4. Magdeburger Brand- und Explosionsschutztag*. 26./27. März 2015.
- [127] K. McGrattan u. a. *Fire Dynamics Simulator, User's Guide*. sixth. 1019. NIST Special Publication. National Institute of Standards, Technology, Gaithersburg, Maryland, USA, und VTT Technical Research Centre of Finland, Espoo, Finland. Sep. 2013.
- [128] Franz Durst. *Grundlagen der Strömungsmechanik*. Springer-Verlag, 2006.
- [129] Wolfgang Polifke und Jan Kopitz. *Wärmeübertragung - Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. 2. aktualisierte Auflage. München: Pearson Deutschland GmbH, 2009. ISBN: 978-3-827-37349-6.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung der Strömungswege [3]	10
2.2	Mathematisches Modell nach [24]	14
2.3	Strömungsbeiwert für eine Treppenraumbür ermittelt von Tamura [28]	15
2.4	Abhängigkeit des Druckverlustes in Anlehnung an die experimentell ermittelten Werte von Ostertag [53]	23
2.5	Vergleich k -Faktoren	31
3.1	Druckänderung bei Durchströmung des Gebäudes	39
3.2	Druckänderung durch Verengung und Erweiterung in Anlehnung an Kronvallis [78]	40
3.3	Winter: Druckdifferenz Gebäude - Außenluft	52
3.4	Neutrale Ebene	53
3.5	Winter: Druckdifferenz Geschosse - Treppenraum - Außenluft	55
3.6	Verteilung des Massenstroms bei Druckverlust nach AIRNET [103]	63
3.7	Verteilung des Massenstroms bei Druckverlust nach Klote [33]	65
4.1	Vergleich der Leckageflächen (Erweiterung nach [109])	68
4.2	CONTAM-Modellierung: Strömung in Reihe	71
4.3	CONTAM-Modellierung: Strömung Parallel	72
4.4	Energiespektrum des Windes [118]	74
4.5	Druckspitzen durch Turbulenz nach Eurocode [120]	76
4.6	Messung Frankfurt - Starkwind	77
4.7	Schnitt Messobjekt	79
4.8	Grundriss 6. Obergeschoss	79
4.9	zeitlicher Verlauf gemessener Lufttemperaturen auf den Podesten	80
4.10	Temperaturprofil über die Höhe zu unterschiedlichen Zeitpunkten	80
4.11	Messung & Berechnung: Umfang TR	81
4.12	Messung & Berechnung: Umfang TR & Flur	81
4.13	Messung & Berechnung: TR-Geschossfläche	81
4.14	Messung & Berechnung: TR-Geschossfläche & Flur	81
4.15	Berechnung: TR-Geschossfläche - Abkühlung	82
4.16	Berechnung: TR-Geschossfläche & Flur - Abkühlung	82
4.17	Vergleich des Druckprofils Anfang & Ende	84
4.18	Vergleich des Druckprofils geringer und erhöhter Überdruck	84
4.19	Vergleich des Temperaturprofils Anfang & Ende	84
4.20	Temperaturprofile bei Überdruck	84

5.2	offene Stufen oben: $\Delta h = 10$ cm unten: $\Delta h = 2,5$ cm & 5 cm	86
5.3	geschlossene Stufen oben: $\Delta h = 10$ cm unten: $\Delta h = 2,5$ cm & 5 cm	86
5.1	Versuchsaufbau & Simulationsgebiet (Simulation ohne Personen) mitte: $\Delta h = 10$ cm & 5 cm - mittel & grob , rechts: $\Delta h = 2,5$ cm - fein	87
5.4	Druckverlauf FDS5 (langsam: $5 \text{ m}^3/\text{h}$, mittel: $\Delta h = 5$ cm)	88
5.5	Δp offene Stufen	89
5.6	Δp geschl. Stufen	89
5.7	pozentuale Abweichung: offene Stufen	89
5.8	pozentuale Abweichung: geschl. Stufen	89
5.9	FDS 5 & FDS 6: geschl. Stufen, mittlere Geschwindigkeit, $\Delta h = 5$ cm	89
5.10	physikalisches Modell [125] und numerische Modelle	90
5.11	Vergleich der Simulationen mit Messwerten $\dot{V} = 2090 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	94
5.12	Vergleich der Simulationseinstellungen (Wandmodell) mit Messwerten: geschlossenes Auge	94
5.13	Vergleich von FDS-Simulationen mit Messwerten: $\dot{V} = 6034 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	95
5.14	Simulation große Leckage auf dem Boden	96
5.15	Simulation kleine Leckage vereinfacht in der Mitte der Tür, Ausschnitt	97
5.16	nur Leckage (Mitte, ohne Flur und Tür) $d_x = d_y = d_z = 25 \text{ mm}$	97
5.17	Leckage mit Tür (am Boden ohne Flur) $d_x = d_y = d_z = 12,5 \text{ mm}$	97
5.18	Ausschnitt: Tür $d_x = d_y = d_z = 5 \text{ mm}$	98
5.19	Ausschnitt: Wand $d_x = d_y = d_z = 5 \text{ mm}$	98
5.20	Strömungsbeiwert einer Leckage	100
5.21	Strömungsbeiwert einer Leckage: Ausschnitt kleineres Simulationsgebiet	101
5.22	Strömungsgeschwindigkeiten bei Durchströmung einer Tür	102
5.23	Gittervariation: Druckverlust bei Durchströmung einer Tür im Flur (flächige Einströmung)	103
5.24	Durchströmung Tür $\dot{m} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, $\Delta h = 5 \text{ cm}$	105
5.25	Durchströmung Tür $\dot{m} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ ($\Delta h = 5 \text{ cm}$)	105
5.26	Strömungsgeschwindigkeiten: 5 Türen in Reihe ($\Delta h = 5 \text{ cm}$)	106
5.27	Druckaufbau: Durchströmung Türen ($\Delta h = 5 \text{ cm}$)	107
5.28	Strömungsbeiwert: Reihenschaltung Türen ($\Delta h = 5 \text{ cm}$)	108
5.29	Strömungsbeiwert: Reihenschaltung Türen ($\Delta h = 10 \text{ cm}$)	108
5.30	FDS-Modellierung: Strömung Parallel	109
5.31	FDS-Geschwindigkeiten	110
5.32	Strömungsverteilung der drei Räume	110
5.33	Druckaufbau	111
5.34	Strömung „Freistrah“	111
5.35	Strömung „Saugen“	111
5.36	FDS Modelltreppenraum	112
5.37	Druckverlauf unterschiedlicher Treppenraumgeometrien	113
5.38	Druckdifferenz zwischen 2 Geschossen bei unterschiedlichen Treppenraumgeometrien	114
5.39	Strömungsbeiwert unterschiedlicher Treppenraumgeometrien (gesamt)	114
5.40	Strömungsbeiwert unterschiedlicher Treppenraumgeometrien (Ausschnitt 0-140 [-])	114
5.41	Druckdifferenz über 2 Geschosse bei unterschiedlichem Volumenstrom	115

5.42	Strömungsbeiwert pro Geschoss (Bezug: Strömungsgeschwindigkeit TR) . . .	116
5.43	Druckdifferenz über 2 Geschosse: Verbreiterung der Läufe und Podeste . . .	116
5.44	Strömungsbeiwert pro Geschoss (Bezug: Strömungsgeschwindigkeit TR) . . .	117
5.45	Strömungsbeiwert pro Geschoss (Bezug: Geschwindigkeit Tür)	117
5.46	Druckdifferenz über 2 Geschosse: Verbreiterung des Auge	118
5.47	Strömungsbeiwert pro Geschoss (Bezug: Strömungsgeschwindigkeit TR) . . .	118
5.48	Türposition	119
5.49	Variation der Türposition ($\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$)	120
5.50	Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit im obersten Geschoss ($\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$)	120
5.51	Druckaufbau bei zwei geöffneten Türen ($\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$)	121
5.52	Druckaufbau bei Leckage ($\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$)	121
5.53	Temperaturverlauf der Treppenraumwand - Beton	122
5.54	Temperaturverlauf der Treppenraumwand - Leichtbau	122
5.55	$A_{Treppenraum} = 3 \text{ m} \cdot 5 \text{ m}$ Einströmung: -10°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{kg}{s}$ Wärmeübertragung = Wandumfang	123
5.56	$A_{Treppenraum} = 3 \text{ m} \cdot 5 \text{ m}$ Einströmung: 40°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{kg}{s}$ Wärmeübertragung = Wandumfang	123
5.57	$A_{Treppenraum} = 3 \text{ m} \cdot 5 \text{ m}$ Einströmung: -10°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{kg}{s}$ Wärmeübertragung an Einbauten	124
5.58	$A_{Treppenraum} = 3 \text{ m} \cdot 5 \text{ m}$ Einströmung: 40°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{kg}{s}$ Wärmeübertragung an Einbauten	124
5.59	Modellbildung: Kamin \rightarrow Treppenraum mit Einbauten	125
5.60	Druck- und Temperaturverlauf bei Durchströmung $T_{Einströmung} = -10^\circ\text{C}$, $\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$	126
5.61	Wandoberflächentemperaturen auf unterschiedlichen Höhen	127
5.62	Temperatur: Vergleich Simulationen und analytische Berechnung	127
5.63	Druck: Vergleich Simulationen und analytische Berechnung	128
5.64	Druckverlauf: Temperatureinfluss	129
5.65	simulierter Wärmeübergangskoeffizient α Treppenraum ohne Einbauten Einströmung: -10°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{kg}{s}$	130
5.66	simulierter Wärmeübergangskoeffizient α Treppenraum mit Brüstung Einströmung: -10°C , $\dot{m} = 4,8 \frac{kg}{s}$	130
6.1	Einflüsse für $\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$ - Großmaßstab	136
6.2	Einflüsse für $\dot{V} = 4 \frac{m^3}{s}$	136
6.3	Einflüsse für $\dot{V} = 1,5 \frac{m^3}{s}$	136
6.4	Durchströmung Treppenraum und Geschoss	138
6.5	Druckverlauf Durchströmung Treppenraum und Geschoss	140
6.6	Anteil des Druckverlaufes am Gesamtdruck	141
6.7	Anteil der Einzeldruckverluste am Gesamtdruck	141
6.8	Änderung der Strömungsgeschwindigkeit durch Dichtedifferenz	142
B.1	Verlauf Lufttemperaturen	174
B.2	Verlauf Oberflächentemperaturen	174

B.3	Lufttemperaturprofil	174
B.4	Oberflächentemperaturprofil	174
B.5	Vergleich Oberflächen- und Lufttemperaturen	174
B.6	Vergleich Profil Oberfläche (transparent) und Lufttemperatur	174
B.7	mittlere Abkühlung pro Geschoss	175
B.8	Luft- und Oberflächentemperaturen Aufbauphase	176
B.9	Luft- und Oberflächentemperaturen Durchströmung Kamineffekt	177
B.10	Lufttemperatur Geschosse bei Durchströmung	178
B.11	gemittelte Abkühlung und Erwärmung bei Durchströmung	178
B.12	Inbetriebnahme Blower Door ab 120. Minute	179
B.13	Überdruck Blower Door ab 150. Minute	180
B.14	Vergleich des Temperaturprofils Anfang & Überdruck	181
B.15	Abkühlung bei Überdruck	181
B.16	Temperaturprofile bei Überdruck	182
B.17	Druckprofile bei geringem und erhöhtem Überdruck	182
B.18	Erhöhung des Gebläsedruckes der Blower Door	182
B.19	Volumenstrom bei Überdruck: 2 Gebläse	183
B.20	Volumenstrom bei erhöhtem Überdruck: 1 Gebläse	183
B.21	Kamineffekt nach Überdruck	183
B.22	Vergleich des Temperaturprofils Anfang & Ende	184
B.23	Vergleich des Druckprofils Anfang & Ende	184
C.1	FDS-Gitter geschl. Auge - grob	185
C.2	FDS-Gitter Handlauf - mittel	185
C.3	FDS-Gitter Brüstung - fein	185
C.4	OF-Gitter geschl. Auge	187
C.5	OF-Gitter Handlauf	187
C.6	OF-Gitter Brüstung	187
C.7	FDS-Gitter geschl. Auge - grob	190
C.8	FDS-Gitter Handlauf - mittel	190
C.9	FDS-Gitter Brüstung - fein	190
C.10	FDS-Gitter sehr grob - quer	190
C.11	FDS-Gitter sehr grob - lang	190
C.12	FDS-Gitter sehr fein	190
C.13	OF-Gitter grob	190
C.14	OF-Gitter mittel	190
C.15	OF-Gitter fein	190

Tabellenverzeichnis

2.1	Zusammenfassung von Anforderungen und Auslegung	26
3.1	Schaltung AIRNET	64
3.2	Schaltung nach Klote [33]	64
3.3	Vergleich: Modellierung elektrische Analogie	64
5.1	Netzgenerierung FDS	86
5.2	Netzgenerierung FDS	92
5.3	Netzverfeinerung OpenFOAM [®]	92
5.4	Simulationseinstellungen Leakage	98
C.1	Einstellungen <i>snappyHexMesh</i>	186
C.2	Simulationseinstellungen OpenFOAM	188
C.3	Netzkontrolleinstellung <i>snappyHexMesh</i>	189
C.4	Randbedingungen der Oberflächen	189
C.5	konvektive Randbedingungen	189

Anhang A

Zusatzinformationen Auslegungsgrundlagen

A.1 Zusatzinformation zur Bernoulli Gleichung

A.1.1 Herleitung aus der Impulserhaltung

Nach Böswirth [73] leitet sich die Bernoulli-Gleichung aus dem Newton'schem Grundgesetz $F = m \cdot a$ ab, indem über die Bahn die ein Masseteilchen nimmt, das Wegintegral gebildet wird. Da der Impuls eine Energieart ist, wird dies auch als *Satz der Erhaltung der Energie in der Mechanik* bezeichnet. Die Bernoulli-Gleichung gilt allein für stationäre Strömungen unter der Vereinfachung, dass keine äußeren Brems- und Beschleunigungskräfte auf die Masse wirken. Aus dem Newton'schem Grundgesetz leitet sich der Impulsatz für stationäre Strömungen nach [73] über das Zeitintegral zwischen t_1 und t_2 wie folgt ab:

$$\text{Kraft} = \text{Masse} \cdot \text{Beschleunigung}$$

$$F = m \cdot a \tag{A.1}$$

$$\int_1^2 F dx = \int_1^2 m \cdot a dt \tag{A.2}$$

mit $a = u/dt = \text{const.}$ und $u = x/dt$:

$$F_2 - F_1 = \int_1^2 m \cdot \frac{u}{dt} dt \tag{A.3}$$

$$F_2 - F_1 = \frac{m}{dt} \cdot [u_2(x_2) - u_1(x_1)] \tag{A.4}$$

$$F_{res} = \dot{m} \cdot [u_2 - u_1] \tag{A.5}$$

Die Bernoulli-Gleichung in Form der Druckgleichung kann für die Masse $m = A \cdot dx$ wie folgt hergeleitet werden: Für die Druckabnahme entlang eines Weges s wirkt die Kraft

F in Strömungsrichtung, der Druck dp wirkt entgegen der Strömungsrichtung $F = -A \cdot dp$.

$$F = m \cdot \frac{du}{dt} \quad (\text{A.6})$$

$$-A \cdot dp = \rho \cdot A \cdot dx \cdot \frac{du}{dt} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{du}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} \quad (\text{A.8})$$

Mit $u = dt/dx$ und Erweiterung mit dx folgt für du/dt :

$$\frac{du}{dt} = \frac{du}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = u \cdot \frac{du}{dx} = \frac{d u^2}{dx 2} \quad (\text{A.9})$$

Durch Gleichsetzen der Ansätze und der Annahme, dass die Dichte ρ konstant ist, folgt:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = \frac{d u^2}{dx 2} \quad (\text{A.10})$$

$$0 = \frac{d}{dx} \left(\frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \quad (\text{A.11})$$

$$0 = \frac{d}{dx} \left(\rho \frac{u^2}{2} + p \right) \quad (\text{A.12})$$

Wird das Wegintegral gebildet, leitet sich die Bernoulli-Konstante C ab:

$$\frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} = C \quad (\text{A.13})$$

Für die Herleitung der Bernoulli-Gleichung aus den Impulsgleichungen einschließlich des Gravitationsfeldes sei auf Durst [128] verwiesen. Hier wird u.a. die mechanische Energiegleichung (Impulserhaltungsgleichung) allgemeiner für dissipative Strömungsfelder angegeben:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left[\frac{1}{2} u_j^2 + \frac{p}{\rho} + G \right] = \frac{\partial p}{\partial t} + p \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} u_j) - \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{A.14})$$

Die Bernoulli-Konstante C ändert sich mit der Zeit folglich in Abhängigkeit der zeitlichen Änderung des Druckfeldes und der Änderung der Schubspannung:

$$\rho \frac{D}{Dt} C = \frac{\partial p}{\partial t} + p \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} u_j) - \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{A.15})$$

Die Vereinfachung der Bernoulli-Gleichung aus der Impulserhaltung führt die Bernoulli-Konstante ein. Sie gilt nur, sofern eine stationäre Strömung ohne Brems- und Beschleunigungskräfte vorherrscht und sich die Strömung nicht über die Zeit ändert.

A.1.2 Herleitung aus der Energieerhaltung

Energie ist die Fähigkeit eines Körpers Arbeit zu verrichten. Das Arbeitsvermögen oder der Arbeitsvorrat wird in Joule ($1J = 1Nm = Ws = kg/m^2/s^2$) angegeben. Die Leistung P ist der Energieumsatz pro Zeit (dE/dt oder dW/dt).

Arbeit wird an einem Körper verrichtet, wenn dieser unter Wirkung einer Kraft über eine bestimmte Strecke bewegt wird:

$$\begin{aligned} \text{Arbeit} &= \text{Kraft} \cdot \text{Weg} \\ W &= F \cdot s \\ W &= F \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} \end{aligned} \tag{A.16}$$

Für die Bewegung eines Fluidpaketes mit einem beliebigen Volumen muss aus einer bestimmten Richtung Verschiebearbeit $W_{\text{Verschiebung}}$ geleistet werden. Die Kraft in eine ausgewählte Richtung auf das Volumen kann ausgedrückt werden durch den Druck pro Fläche ($F = p \cdot A$). Damit gilt:

$$\begin{aligned} \text{Arbeit} &= \text{Kraft} \cdot \text{Weg} \\ W &= F \cdot dx \\ W_{\text{Verschiebung}} &= p \cdot A \cdot dx \\ W_{\text{Verschiebung}} &= p \cdot dV \end{aligned} \tag{A.17}$$

Die potentielle Energie ist analog zur Höhengleichung:

$$E_{\text{pot}} = m \cdot g \cdot h \tag{A.18}$$

Beschleunigungsarbeit kann aus dem Newton'schen Grundgesetz $F = m \cdot a$ für eine gleichmäßig beschleunigte Bewegung mit $a = u/t$ und $s = 1/2 \cdot a \cdot t^2$ [73] bestimmt werden zu:

$$\begin{aligned} W_{\text{Beschleunigung}} &= F \cdot s \\ W_{\text{Beschleunigung}} &= m \cdot a \cdot s \\ W_{\text{Beschleunigung}} &= m \cdot \frac{\Delta u}{\Delta t} \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot \Delta t^2 \\ W_{\text{Beschleunigung}} &= m \cdot \frac{\Delta u}{\Delta t} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta u}{\Delta t} \cdot \Delta t^2 \\ W_{\text{Beschleunigung}} &= m \cdot \frac{1}{2} \cdot u^2 \end{aligned} \tag{A.19}$$

$$s = \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{\Delta u \cdot \Delta t}{2} = \frac{u \cdot t}{2}$$

Die kinetische Energie eines strömenden Fluids kann damit bezeichnet werden, als Fähigkeit des Fluids Arbeit in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit zu verrichten:

$$E_{\text{kin}} = m \cdot \frac{1}{2} u^2 \tag{A.20}$$

In einem System, beispielsweise in einem Zuluft- oder einem Entrauchungskanal kann so aus der Erhaltung der kinetischen Energie und der Verschiebearbeit für unterschiedliche Stellen die Beziehung zwischen Druck und Strömungsgeschwindigkeit hergestellt werden (für inkompressible Strömungen gilt: $dV_1 = dV_2$):

$$\begin{aligned}
 W_{V\text{erschiebung } 1} + E_{kin\ 1} &= W_{V\text{erschiebung } 2} + E_{kin\ 2} \\
 p_1 \cdot dV_1 + m_1 \cdot \frac{1}{2} u_1^2 &= p_2 \cdot dV_2 + m_2 \cdot \frac{1}{2} u_2^2 \\
 p_1 \cdot dV_1 + \rho_1 \cdot dV_1 \cdot \frac{1}{2} u_1^2 &= p_2 \cdot dV_2 + \rho_2 \cdot dV_2 \cdot \frac{1}{2} u_2^2 \\
 p_1 + \rho_1 \cdot \frac{1}{2} u_1^2 &= p_2 + \rho_2 \cdot \frac{1}{2} u_2^2
 \end{aligned} \tag{A.21}$$

Besteht in diesem System ein Höhenunterschied, werden beide Seiten um die potentielle Energie erweitert zu:

$$p_1 + \rho_1 \cdot \frac{1}{2} u_1^2 + \rho_1 \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \rho_2 \cdot \frac{1}{2} u_2^2 + \rho_2 \cdot g \cdot h_2 \tag{A.22}$$

Der „statische“ Druckanteil p_i mit dem dynamischen Druckanteil (auch: Geschwindigkeitsdruck) und des geodätischem Druckanteils bleiben immer konstant.

Die durch Vereinfachung vernachlässigten Reibungseffekte können nach [72] durch die Dissipation φ_{12}^D berücksichtigt werden:

$$p_1 + \rho_1 \cdot \frac{1}{2} u_1^2 + \rho_1 \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \rho_2 \cdot \frac{1}{2} u_2^2 + \rho_2 \cdot g \cdot h_2 - \rho \cdot \varphi_{12}^D$$

Dabei kann φ_{12}^D aufsummiert werden und ist in Abhängigkeit der Reynoldszahl durch tabellierte Kennwerte ζ ermittelbar:

$$\varphi_{12}^D = \zeta \frac{u^2}{2} \tag{A.23}$$

Nach Böswirth [73] wird dieses sogenannte Verlustglied $\rho \cdot \varphi_{12}^D = \Delta p_V = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2}$ in Abhängigkeit des Strömungs- oder des Widerstandsbeiwertes ζ und der Strömungsgeschwindigkeit bestimmt.

Der Strömungsbeiwert ist für einen Rohraustritt $\zeta = 1$, für eine Rohrerweiterung mit dem Flächenverhältnis $A_2/A_1 = 2$, bei Öffnungswinkeln von 20°C bis 60 °C $\zeta = 0,23 - 0,62$ sowie für ein gerades Rohrstück pro Länge L in Abhängigkeit der Wandreibung λ , dem Durchmesser D $\zeta = \lambda_R \cdot L/D$.

Nach [129] definiert genauer den örtlichen Reibungsbeiwert

$$c_f(x) = \frac{\tau_w(x)}{\frac{\rho}{2} u_\infty^2} \tag{A.24}$$

sowie den Widerstandsbeiwert oder Strömungswiderstandskoeffizienten :

$$c_W = \frac{W}{\frac{\rho}{2} u_\infty^2} \tag{A.25}$$

Mit der Wandschubspannung $\tau_w = \eta \partial u / \partial y$ und der Widerstandskraft auf die Oberfläche einer Platte $W = \int_A \tau_w dA$.

A.2 Bezug Druckänderung durch Verengung und Erweiterung

Der theoretische Druckanstieg für die Querschnittserweiterung (rechter Abbildungsteil Abbildung 3.2) leitet sich durch Massenerhaltung bei konstanter Dichte mit $A_2 \cdot u_2 = A_3 \cdot u_3$ und $u_3 = A_2/A_3 \cdot u_2$ durch Einbezug der Flächenänderung in die Strömungsgeschwindigkeit nach [79] ab:

$$p_2 = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \quad (\text{A.26})$$

$$p_3 = \rho \cdot \frac{(u_2 \cdot A_2/A_3)^2}{2} = \rho \cdot \frac{A_2^2}{A_3^2} \cdot \frac{u_2^2}{2} \quad (\text{A.27})$$

$$(p_3 - p_2)_{theor.} = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \left(1 - \frac{A_2^2}{A_3^2} \right) \quad (\text{A.28})$$

Dies ist ausschließlich die Änderung des dynamischen Druckanteils unter Vernachlässigung des geodätischen Anteils und der Dissipationseffekte. Zum Verständnis der Entwicklung der Druckverluste soll hier der dynamische Widerstandsbeiwert ζ_{dyn} definiert werden, der folgend sofern nicht anders bezeichnet auf die Einströmungsgeschwindigkeit in den Widerstand bezogen wird:

$$\begin{aligned} p_1 + \rho \cdot \frac{1}{2} u_1^2 &= p_2 + \rho \cdot \frac{1}{2} u_1^2 \cdot \frac{A_1^2}{A_2^2} \\ \Delta p_{dynamisch} &= p_2 - p_1 = \rho \cdot \frac{1}{2} u_1^2 \left(1 - \frac{A_1^2}{A_2^2} \right) \\ \Delta p_{dynamisch} &= p_2 - p_1 = \rho \cdot \frac{1}{2} u_1^2 \cdot \zeta_{dyn} \\ \zeta_{dyn} &= \left(1 - \frac{A_1^2}{A_2^2} \right) \\ \zeta_{dyn \text{ Ausströmung}} &= \left(\frac{A_2^2}{A_1^2} - 1 \right) \end{aligned} \quad (\text{A.29})$$

Der Druck, welcher nach [79] auf die Stirnfläche der Querschnittserweiterung $A_{Stirnfläche} = A_3 - A_2$ wirkt, muss für die reale Druckdifferenz bei Anwendung des Impulssatzes auf das Kontrollvolumen der Querschnittserweiterung zugezogen werden:

Einsetzen in Impulsgleichung: $m_1 = m_2 = m_3$ und $dx = u \cdot dt$

$$F_2 + \frac{m_2}{dt} \cdot u_2 = F_3 + \frac{m_3}{dt} \cdot u_3 - p_2(A_3 - A_2) \quad (\text{A.30})$$

$$p_2 \cdot A_2 + \frac{\rho \cdot A_2 \cdot dx_2}{dt} \cdot u_2 = p_3 \cdot A_3 + \frac{\rho \cdot A_3 \cdot dx_3}{dt} \cdot u_3 - p_2(A_3 - A_2) \quad (\text{A.31})$$

$$p_2 \cdot A_2 + \rho \cdot A_2 \cdot u_2 \cdot u_2 = p_3 \cdot A_3 + \rho \cdot A_3 \cdot u_3 \cdot u_3 - p_2(A_3 - A_2) \quad (\text{A.32})$$

$$p_2 \cdot A_2 + \rho \cdot A_2 \cdot u_2 \cdot u_2 = p_3 \cdot A_3 + \rho \cdot A_3 \cdot u_3 \cdot u_3 - p_2(A_3 - A_2) \quad (\text{A.33})$$

$$p_2 \cdot A_2 + \rho \cdot A_2 \cdot u_2^2 = p_3 \cdot A_3 + \rho \cdot A_3 \cdot u_3^2 - p_2(A_3 - A_2) \quad (\text{A.34})$$

$$p_2 \cdot A_2 + \rho \cdot A_2 \cdot u_2^2 = p_3 \cdot A_3 + \rho \cdot A_3 \cdot u_3^2 - p_2 \cdot A_3 + p_2 \cdot A_2 \quad (\text{A.35})$$

$$(p_3 - p_2)_{real} = \rho \frac{A_2}{A_3} u_2^2 - \rho \cdot u_3^2 \quad (\text{A.36})$$

$$(p_3 - p_2)_{real} = \rho \frac{A_2}{A_3} u_2^2 - \rho \cdot u_2^2 \frac{A_2^2}{A_3^2} \quad (\text{A.37})$$

$$(p_3 - p_2)_{real} = \rho \frac{A_2}{A_3} u_2^2 \left(1 - \frac{A_2}{A_3}\right) \quad (\text{A.38})$$

Hieraus leitet sich der Carnotsche Stoßverlust für die plötzliche Querschnittserweiterung ab zu:

$$\Delta p_C = (p_3 - p_2)_{theor.} - (p_3 - p_2)_{real} \quad (\text{A.39})$$

$$\Delta p_C = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} - \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \frac{A_2^2}{A_3^2} - \rho \frac{A_2}{A_3} u_2^2 \left(1 - \frac{A_2}{A_3}\right) \quad (\text{A.40})$$

$$\Delta p_C = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} - \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \frac{A_2^2}{A_3^2} - \rho \frac{A_2}{A_3} u_2^2 + \rho \cdot u_2^2 \frac{A_2^2}{A_3^2} \quad (\text{A.41})$$

$$\Delta p_C = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} - \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \frac{A_2^2}{A_3^2} - 2 \rho \frac{A_2}{A_3} \frac{u_2^2}{2} + 2 \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \frac{A_2^2}{A_3^2} \quad (\text{A.42})$$

$$\Delta p_C = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} + \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \frac{A_2^2}{A_3^2} - 2\rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \frac{A_2}{A_3} \quad (\text{A.43})$$

$$\Delta p_C = \Delta p_{Erweiterung} = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \left(1 - \frac{A_2}{A_3}\right)^2 = \frac{\rho}{2} (u_2 - u_3)^2 \quad (\text{A.44})$$

Für den Widerstandsbeiwert ζ heißt dies im Fall einer Querschnittserweiterung:

$$\zeta_{Erweiterung}(u_{ein}) = \left(1 - \frac{A_{ein}}{A_{aus}}\right)^2 \quad \zeta_{Erweiterung}(u_{aus}) = \left(\frac{A_{aus}}{A_{ein}} - 1\right)^2 \quad (\text{A.45})$$

Spur [79] fügt die Kontraktionsziffer α (auch: Kontraktionszahl, Durchflussziffer oder Ausflusszahl [73]) in den Carnotschen Stoßverlust für Kanalverengungen ein.

$$\frac{A_{Strahlquerschnitt}}{A_{geometrische\ Öffnung}} = \alpha \quad (\text{A.46})$$

Hier wird der Strömungsquerschnitt durch Ablösung an den Kanten und Rezirkulation eingeschnürt zu: $A_{Strahleinschnürung} = \alpha A_2$. Durch die Massenerhaltung gilt dann: $u_{Einschnürung} \cdot A_{Einschnürung} = A_1 \cdot u_1$ und $u_{Einschnürung} = u_1/\alpha$.

Es gilt $\alpha < 1$, für gut gerundete Düsen ist $\alpha \approx 1$ [73], bei scharfkantigen Wänden für lange, schlitzzartige Öffnungen wurde α theoretisch ermittelt zu [79]:

$$\alpha = \frac{\pi}{2 + \pi} \approx 0,61 \quad (\text{A.47})$$

Prandtl [80] spezifiziert nach *Weisbach* 1845 für eine scharfkantige Verengung (z.B. eine Drosselscheibe: plötzliche Erweiterung nach Verengung) einen unterschiedlichen Ansatz:

$$\alpha = 0,63 + 0,37 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^3 \quad (\text{A.48})$$

Für $A_1/A_0 < 0,7$ kann α nach [80] mit anderen Parametern berechnet werden:

$$\alpha = 0,598 + 0,4 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^3 \quad (\text{A.49})$$

Da die „Strömungsverluste“ nach [79] hauptsächlich während der Strahlaufweitung geschehen, können sie durch den Carnotschen Stoßverlust abgeschätzt werden zu:

$$\Delta p_{\text{Verengung}} = \rho \cdot \frac{u_{\text{Einschnürung}}^2}{2} \left(1 - \frac{A_{\text{Einschnürung}}}{A_2} \right)^2 \quad (\text{A.50})$$

$$\Delta p_{\text{Verengung}} = \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} \left(\frac{1 - \alpha}{\alpha} \right)^2 \quad (\text{A.51})$$

$$\Delta p_{\text{Verengung}} = \rho \cdot \frac{u_1^2 A_1^2}{2 A_2^2} \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \quad (\text{A.52})$$

Für den Widerstandsbeiwert der Verengung leitet sich damit ab:

$$\zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{ein}}) = \frac{A_1^2}{A_2^2} \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \quad (\text{A.53})$$

$$\zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) = \left(\frac{1 - \alpha}{\alpha} \right)^2 \quad (\text{A.54})$$

$$(\text{A.55})$$

Kronvall [78] bestimmt für die Durchströmung eines Kanals der sich verengt und dann verbreitert (vgl. Abbildung 3.2), den Eingangsdruckverlust Δp_c und den Ausgangsdruckanstieg Δp_e zu:

$$\Delta p_c = \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)^2 + K_c \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.56})$$

$$= \left[\left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)^2 + K_c \right] \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.57})$$

$$= \zeta_c \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.58})$$

$$\Delta p_e = \left[\left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)^2 - K_e \right] \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.59})$$

$$= -\zeta_e \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.60})$$

$$(\text{A.61})$$

Mit dem Verengungskoeffizient K_c (c: engl. contraction), dem Verengungsverlustfaktor ζ_c , sowie dem Ausgangsverlustfaktor (Expansionsverlustfaktor) ζ_e einschließlich des Expansionskoeffizienten K_e (e: engl. expansion).

Dabei gilt:

$$\zeta_c = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 + K_c = \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + K_c \quad (\text{A.62})$$

$$\zeta_e = K_e - \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 = K_e - \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.63})$$

Die Expansions- und Verengungskoeffizienten nach Kronvall [78] sind abhängig von der Geometrie und der Reynoldszahl in der Verengung und können tabellarisch nach Kays und Bunditkul & Yang 1977 sowie Bunditkul und Yank 1979 [78] bestimmt werden. Dabei gilt $-0,6 < K_e < 1$ und $0 < K_c < 1$.

Durch Gleichstellen von $\Delta p_{\text{Verengung}} = \Delta p_c$ leitet sich der Zusammenhang zwischen dem Widerstandsbeiwert $\zeta_{\text{Verengung}}$ nach Gleichung A.63 und der Kontraktionszahl α ab:

$$\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 + K_c \quad (\text{A.64})$$

$$K_c = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 - \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 \quad (\text{A.65})$$

$$K_c = \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.66})$$

$$(\text{A.67})$$

Für $\Delta p_{\text{Erweiterung}} = \Delta p_e$ gilt analog:

$$\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 - K_e \quad (\text{A.68})$$

$$K_e = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 - \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \quad (\text{A.69})$$

$$K_e = -\zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.70})$$

Der Bezug der Strömungsgeschwindigkeit ist hier gleich: Für die Verengung ist die Ausströmungsgeschwindigkeit die Geschwindigkeit des kleineren Querschnitts A_2 , für die Erweiterung die Geschwindigkeit im größeren Querschnitt A_1 . Dies zeigt, dass sich die von Kronvall abgeleiteten Koeffizienten aus den Widerstandsbeiwerten zusammensetzen, die über den Carnotschen Stoßverlust hergeleitet wurden:

$$\zeta_c = \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + K_c \quad (\text{A.71})$$

$$= \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.72})$$

$$= 2 \cdot \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.73})$$

$$\zeta_e = K_e - \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.74})$$

$$= -\zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) - \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.75})$$

$$= -2 \cdot \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.76})$$

Kronvall [78] verfolgt im Rahmen der Betrachtung der Durchströmung von Gebäudeleackagen eine andere Betrachtungsweise: Er bestimmt für die Durchströmung eines Kanals der sich verengt und dann verbreitert (vgl. Abbildung 3.2), den Eingangsdruckverlust Δp_c und den Ausgangsdruckanstieg Δp_e zu:

$$\Delta p_c = \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 + K_c \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.77})$$

$$= \left[\left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 + K_c \right] \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.78})$$

$$= \zeta_c \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.79})$$

$$\Delta p_e = \left[\left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 - K_e \right] \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.80})$$

$$= -\zeta_e \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} \quad (\text{A.81})$$

$$(\text{A.82})$$

Mit dem Verengungskoeffizient K_c (c: engl. contraction), dem Verengungsverlustfaktor ζ_c , sowie dem Ausgangsverlustfaktor (Expansionsverlustfaktor) ζ_e einschließlich des Expansionskoeffizienten K_e (e: engl. expansion).

Dabei gilt:

$$\zeta_c = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 + K_c = \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + K_c \quad (\text{A.83})$$

$$\zeta_e = K_e - \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 = K_e - \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.84})$$

Die Expansions- und Verengungskoeffizienten nach Kronvall [78] sind abhängig von der Geometrie und der Reynoldszahl in der Verengung und können tabellarisch nach Kays und Bunditkul & Yang 1977 sowie Bunditkul und Yank 1979 [78] bestimmt werden. Dabei gilt $-0,6 < K_e < 1$ und $0 < K_c < 1$.

Durch Gleichstellen von $\Delta p_{\text{Verengung}} = \Delta p_c$ leitet sich der Zusammenhang zwischen dem Widerstandsbeiwert $\zeta_{\text{Verengung}}$ nach Gleichung 3.30 und der Kontraktionszahl α ab:

$$\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 + K_c \quad (\text{A.85})$$

$$K_c = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 - \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 \quad (\text{A.86})$$

$$K_c = \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.87})$$

Für $\Delta p_{\text{Erweiterung}} = \Delta p_e$ gilt analog:

$$\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 - K_e \quad (\text{A.88})$$

$$K_e = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 - \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \quad (\text{A.89})$$

$$K_e = -\zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.90})$$

Der Bezug der Strömungsgeschwindigkeit ist hier gleich: Für die Verengung ist die Ausströmungsgeschwindigkeit die Geschwindigkeit des kleineren Querschnitts A_2 , für die Erweiterung die Geschwindigkeit im größeren Querschnitt A_2 . Dies zeigt, dass sich die von Kronvall abgeleiteten Koeffizienten aus den Widerstandsbeiwerten zusammensetzen, die über den Carnotschen Stoßverlust hergeleitet wurden:

$$\zeta_c = \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + K_e \quad (\text{A.91})$$

$$= \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.92})$$

$$= 2 \cdot \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.93})$$

$$\zeta_e = K_e - \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.94})$$

$$= -\zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) - \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.95})$$

$$= -2 \cdot \zeta_{\text{Erweiterung}}(u_{\text{aus}}) + \zeta_{\text{Verengung}}(u_{\text{aus}}) \quad (\text{A.96})$$

A.3 Die Hagen-Poiseulle Gleichung

Die Reibungskraft von Fluidschichten unterschiedlicher Geschwindigkeit mit Impulsaustausch der Gasmoleküle kann darin durch den Newtonschen Ansatz (Kraft = Masse · Beschleunigung) bestimmt werden zu:

$$F_x = \eta \cdot A \cdot \frac{du}{dz} \quad (\text{A.97})$$

Für eine Rohrströmung gehen die Reibungskraft am Rohrmantel F_r sowie die Druckkraft F_p in Strömungsrichtung ein. Damit gilt:

$$F_r = 2\pi r \cdot L \cdot \eta \frac{du}{dr} F_p = \pi r^2 \cdot \Delta p \quad (\text{A.98})$$

Bei $F_r = F_p$ kann die Änderung der Geschwindigkeit über den Rohrquerschnitt bestimmt werden:

$$\frac{du}{dr} = -\frac{\Delta p}{2\eta \cdot L} r \quad (\text{A.99})$$

Durch Integration über den Rohrbreite kann das parabelförmige Strömungsprofil abgeleitet werden:

$$u(r) = \int_0^r \frac{du}{dr} = \left[-\frac{\Delta p}{2\eta \cdot L} \frac{1}{2} \cdot r^2 \right]_0^r + C \quad (\text{A.100})$$

mit $u(R) = 0$ folgt:

$$u(r) = u_0 - \frac{\Delta p}{4\eta \cdot L} \cdot r^2 = \frac{\Delta p}{4\eta \cdot L} \cdot R^2 - \frac{\Delta p}{4\eta \cdot L} \cdot r^2 \quad (\text{A.101})$$

Die Integration über das Profil führt zu:

$$u_{\text{mittel}} = \frac{\int_0^R u(r) \, dr}{R} = \left(\left[\frac{\Delta p}{4\eta \cdot L} \cdot R^2 \cdot r - \frac{\Delta p}{4 \cdot 3 \cdot \eta \cdot L} \cdot r^3 \right]_0^R + C \right) / R \quad (\text{A.102})$$

$$= \left(\frac{\Delta p}{4\eta \cdot L} \cdot R^2 - \frac{\Delta p}{4 \cdot 3 \cdot \eta \cdot L} \cdot R^3 + C \right) / R \quad (\text{A.103})$$

$$u_{\text{mittel}} = \frac{\Delta p}{4\eta \cdot L} \left(R - \frac{R^2}{3} \right) + C = \frac{\Delta p}{4\eta \cdot L} \cdot R \left(1 - \frac{R}{3} \right) + C \quad (\text{A.104})$$

$$\dot{V} = \frac{\Delta V}{\Delta t} = A(r) \cdot u(r) \quad (\text{A.105})$$

mit der Fläche des Kreisrings $A = U \cdot dr = 2\pi r \cdot dr$

$$\dot{V} = \int_0^R 2\pi r \cdot dr \frac{\Delta p}{4\eta \cdot L} \cdot (R^2 - r^2) = \pi \frac{\Delta p}{2\eta \cdot L} \int_0^R (R^2 - r^2) \cdot r \cdot dr = \pi \frac{\Delta p}{2\eta \cdot L} \int_0^R r \cdot R^2 - r^3 \cdot dr \quad (\text{A.106})$$

$$\dot{V} = \frac{\pi \Delta p}{2\eta \cdot L} \left[\frac{R^2 r^2}{2} - \frac{r^4}{4} \right]_0^R = \frac{\pi \Delta p}{2\eta \cdot L} \left(\frac{R^4}{2} - \frac{R^4}{4} \right) = \frac{\pi \Delta p \cdot R^4}{8\eta \cdot L} \quad (\text{A.107})$$

Daraus ist die mittlere Geschwindigkeit \bar{u} ableitbar mit:

$$\dot{V} = \frac{\pi \Delta p \cdot R^4}{8\eta \cdot L} = A \cdot \bar{u} = \pi r^2 \cdot \bar{u} \quad (\text{A.108})$$

$$\bar{u} = \frac{\Delta p \cdot R^2}{8\eta \cdot L} \quad (\text{A.109})$$

Der Druckverlust bei Durchströmung des Rohres entspricht damit:

$$\Delta p = \frac{\bar{u} \cdot 8 \cdot \eta \cdot L}{R^2} = \frac{\bar{u} \cdot 32 \cdot \eta \cdot L}{d^2} \quad (\text{A.110})$$

Die Reibungskraft F_R kann ebenfalls aus der mittleren Geschwindigkeit und der Fläche abgeleitet werden zu:

$$F_R = A \cdot \Delta p = \pi \cdot r^2 \cdot \frac{\bar{u} \cdot 8\eta \cdot L}{r^2} = \pi \cdot \bar{u} \cdot 8\eta \cdot L \quad (\text{A.111})$$

Für eine turbulente Strömung wird die Reibung pro Fläche im Strömungsbeiwert c_w dargestellt:

$$\frac{F_R}{A_{Mantel}} = \frac{F_p}{A_{Mantel}} \quad \Delta p = c_w \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (\text{A.112})$$

Mit $Re = \rho \cdot u \cdot L / \eta$, $F_{R-laminar} = F_{R-turbulent}$ und $A_{Mantel} = \pi \cdot d \cdot L$ ergibt sich:

$$\pi \cdot \bar{u} \cdot 8\eta \cdot L = A \cdot c_w \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 = \pi \cdot d \cdot L \cdot c_w \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (\text{A.113})$$

$$c_{w-laminar} = \frac{2 \cdot 8 \cdot \eta \cdot l}{\rho \cdot u \cdot d} = \frac{16 \cdot \eta}{\rho \cdot u \cdot d} = \frac{16 \cdot \eta}{\rho \cdot u \cdot d} = \frac{16}{Re} \quad (\text{A.114})$$

$$c_{w-turbulent} = \frac{0,079}{\sqrt[4]{Re}} \quad (\text{A.115})$$

$$u(r) = u_0 - \frac{\Delta p}{2\eta \cdot L} \cdot r^2 = \frac{\Delta p}{2\eta \cdot L} \cdot R^2 - \frac{\Delta p}{2\eta \cdot L} \cdot r^2 \quad (\text{A.116})$$

Der Bezug zu den Formeln 3.53 und 3.54 mit $c_w \hat{=} \lambda/d$ ist über den unterschiedlichen Bezug der Reynoldszahl zum Durchmesser oder der Länge gegeben mit:

$$Re = \frac{Re_d \cdot L}{d} \quad (\text{A.117})$$

Durch Integration über den Rohrquerschnitt ergibt sich dann zwischen Radien r und $r+dr$ mit dem Volumen $d^2V = r \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot ds$ und der zeitl. Änderung $\frac{dV}{dt} = 2\pi \cdot r \cdot u(r) \cdot dr$

$$\frac{V}{t} = \int_0^R 2\pi r \cdot u(r) = \frac{\pi \Delta p}{8\eta \cdot L} \cdot R^4 \quad (\text{A.118})$$

$$\dot{V} = A \cdot u = \frac{V}{t} = \frac{\pi \cdot \Delta p \cdot r^4}{8\eta \cdot l} \quad (\text{A.119})$$

Mit der Durchschnittsgeschwindigkeit:

$$u_{mittel} = \frac{\Delta p \cdot d^2}{32 \cdot L \cdot \eta} \quad (\text{A.120})$$

Hier kann der Reibungsdruckverlust über die Länge bestimmt werden zu:

$$\Delta p = \frac{32 \cdot L \cdot \mu \cdot u_{mittel}}{d^2} = \frac{64 \cdot L \cdot \nu}{u \cdot d^2} \cdot \frac{\rho \cdot u_{mittel}^2}{2} = \frac{f \cdot L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot u_{mittel}^2}{2} \quad (\text{A.121})$$

Anhang B

Zusatzinformationen Messung Kamineffekt

B.1 Strömung durch natürliche Dichtedifferenzen: Abkühlung der Treppenraumluft im Winter

Die Messung fand am Dienstag, dem 17.02.2015 von ca. 19:30 Uhr bis ca. 23:00 Uhr statt. Die Außentemperatur variierte zwischen ca. 4 und 4,5°C. Während ca. 200 Minuten wurden Lufttemperatur und Oberflächentemperatur des Treppenraumes je Geschoss in einem Intervall von 2 Sekunden gemessen. Messort war jeweils die Oberkante des Podestes vor den Treppenraumeingangstüren. Zusätzlich wurde im 5. Geschoss die Temperatur im Flur vor dem Treppenraum erfasst. Ab 19:45 Uhr wurden die Durchströmung des Treppenraumes durch Öffnung der EG-Tür ermöglicht. Ab 20:13 Uhr wurde die Treppenraumtür im 5. Obergeschoss sowie ein Fenster im 5. Obergeschoss geöffnet. Die Strömungslänge von der Treppenraumtür im 5. Geschoss zur Außenluft beträgt ca. 27,5 m. Die Treppenraumtür vom 6. Geschoss zum Dach war während dieser Messung geschlossen. Die Strömungsgeschwindigkeit in der Treppenraumtür zum 5. OG reduzierte sich vom Messbeginn zum Messende von 1,3 m/s auf 0,9 m/s. Abbildungen B.1 und B.2 zeigen den gemessenen Verlauf der Luft- und der Oberflächentemperaturen. Bereits vor Beginn der Messung war im Treppenraum eine geringe Temperaturdifferenz zwischen den Geschossen zu erfassen. Abbildung B.3 zeigt, dass bereits vor der Abkühlungsphase die Lufttemperatur vom Erdgeschoss zum 2. Geschoss anstieg, um vom zweiten zum 6. Geschoss wieder abzunehmen. Lufttemperaturen wie auch Oberflächentemperaturen nehmen bei Durchströmung aufgrund des Kamineffektes für jedes Geschoss zeitlich gleich linear ab. Abbildung B.1 zeigt ferner, dass insbesondere in den ersten Minuten eine starke Abkühlung stattfindet. Danach kühlt sich die Luft nur um 0,12 – 1°C pro Stunde ab (vgl. Abb. B.7). Diese Abkühlungsrate variiert pro Geschoss deutlich. Über die Höhe nehmen die Lufttemperaturen exponentiell ab, dies gilt nicht für das 1. Geschoss. Für die Oberflächentemperaturen ergibt sich dagegen kein exponentieller Zusammenhang. Vom 1. bis zum 5. Geschoss ist nur eine geringe Temperaturdifferenz messbar, nur die Oberfläche des Erdgeschosses kühlt deutlicher ab.

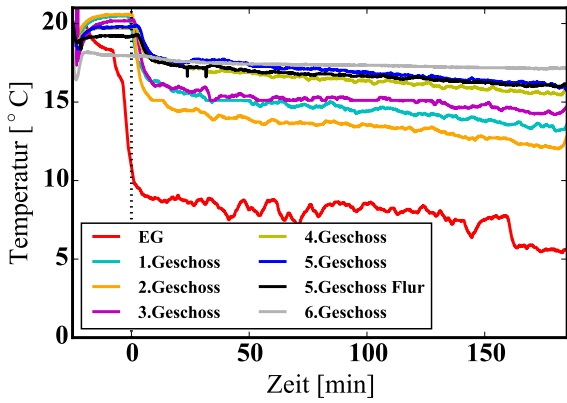


Abb. B.1:
Verlauf Lufttemperaturen

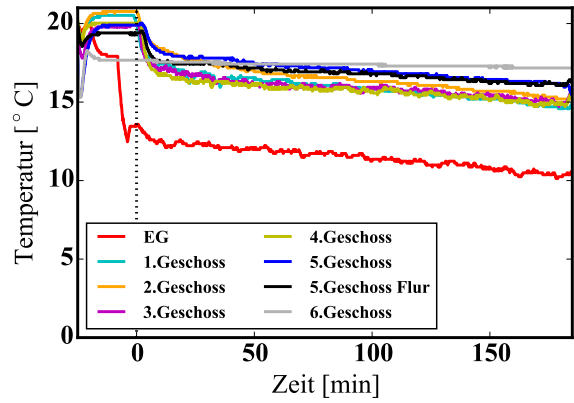


Abb. B.2:
Verlauf Oberflächentemperaturen

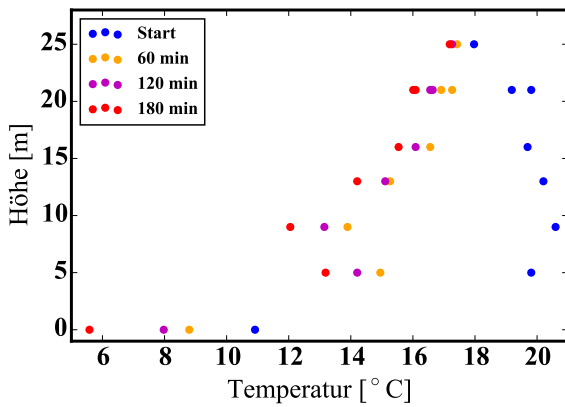


Abb. B.3: Lufttemperaturprofil

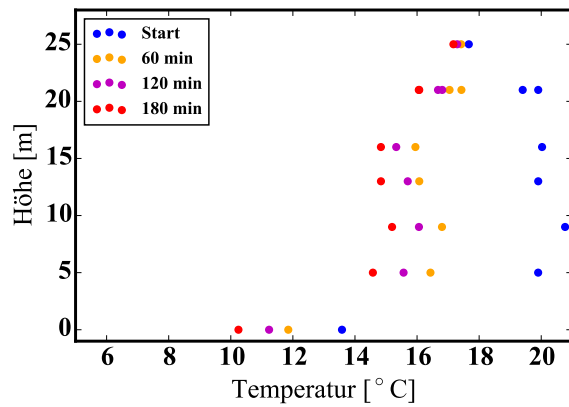


Abb. B.4: Oberflächentemperaturprofil

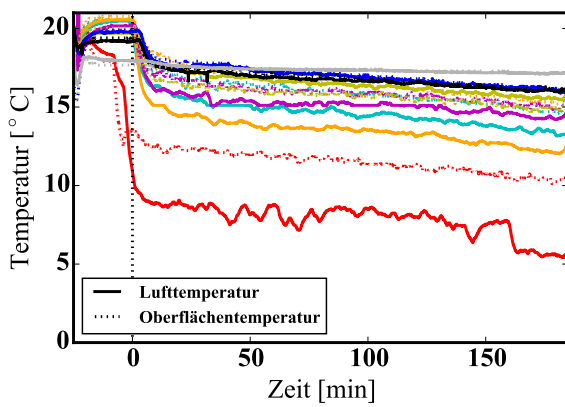


Abb. B.5: Vergleich Oberflächen- und Luft-
temperaturen

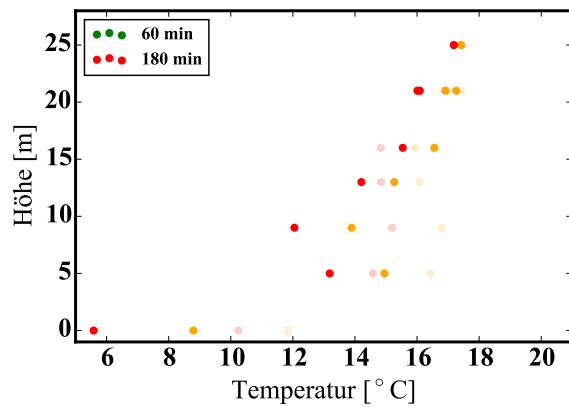


Abb. B.6: Vergleich Profil Oberfläche
(transparent) und Lufttemperatur

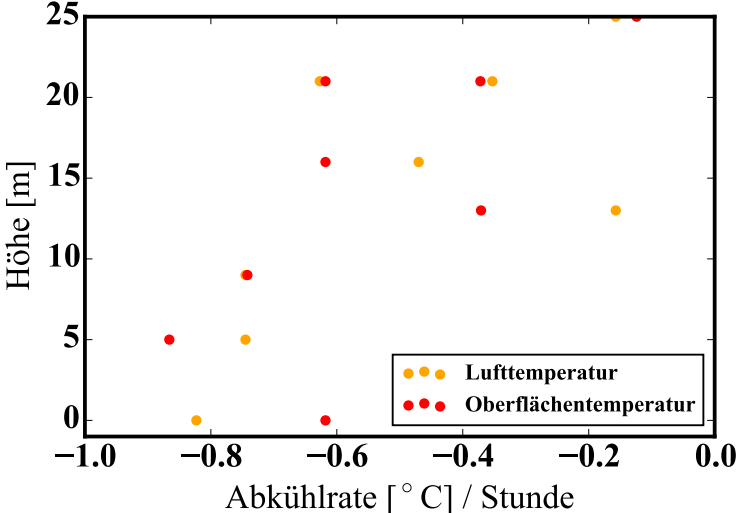
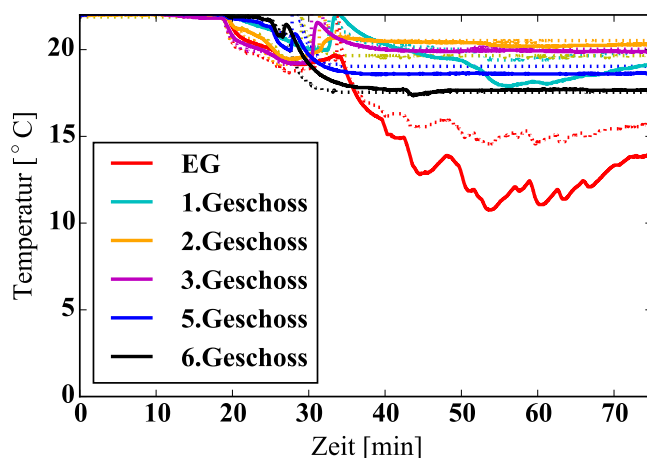


Abb. B.7: mittlere Abkühlung pro Geschoss

B.2 Auskühlen mit Einsatz der Blower Door

Im Rahmen einer zusätzlichen Messung wurde mit Hilfe eines Blower Door Messsystems der Einfluss einer mechanischen Lüftung auf das Auskühlungsverhalten des Treppenraumes untersucht. Die Messung fand am Sonntag, dem 21.02.2015 von 06:30 Uhr bis 14:00 Uhr statt. Die mittlere Außentemperatur lag zu Beginn der Messung um 06:30 Uhr bei 2°C und zum Ende der Messung um 14:00 Uhr bei 4°C. Die Luft- und Oberflächentemperaturen wurden wie oben beschrieben in den Geschossen gemessen. Zusätzlich wurde mittels eines Schlauches die Druckdifferenz im Treppenraum zwischen dem Erdgeschoss / 1. Geschoss (ca. $h=+4,00$ m) und dem 6. Geschoss (ca. $h=+25,05$ m). Der Messfühler für die Lufttemperatur des 4. Geschosses ist ausgefallen. In diesem Szenario wurde die Blower Door mit zwei Gebläsen in die Ausgangstür zum Dach im 6. Geschoss eingebaut. Der Strömungsweg geht damit von der Eingangstür im EG über den Treppenraum durch die Tür zum Aufzugsraum im 6. Geschoss ($A=1,27$ m · 2,26 m = 2,87 m²) nach draußen. Die Messung wird in verschiedene Phasen eingeteilt, die im folgenden Abschnitt einzeln erläutert werden:

- *Aufbau*: ab 0. Minute , 06:30 Uhr
- *Test Durchströmung*: ab 70. Minute
- *Inbetriebnahme Blower Door* : ab 120. Minute
- *Blower Door Überdruck*: ab 150. Minute
- *Durchströmung Kamineffekt*: ab 220. Minute



Aufbau

Während der Aufbauphase waren die Geschosstüren zum Treppenraum, wie auch die Eingangstür im EG geschlossen. Die Tür zum 6. Geschoss war zeitweise geöffnet. Der Aufzug im Vorraum kann zu einer zusätzlichen Strömung im Treppenraum geführt haben.

Abb. B.8: Luft- und Oberflächentemperaturen Aufbauphase

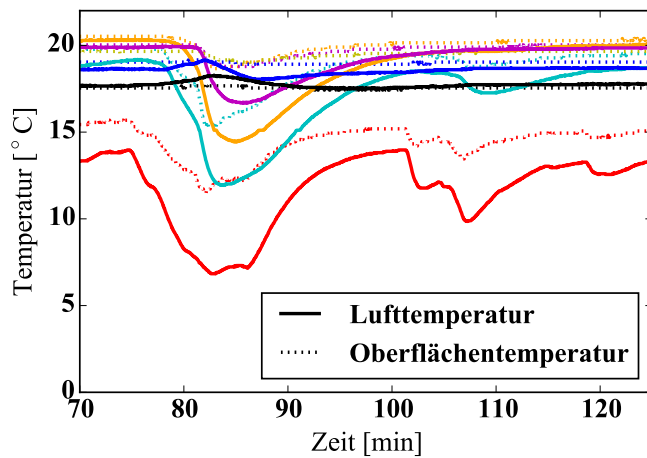


Abb. B.9: Luft- und Oberflächentemperaturen Durchströmung Kamineffekt

Test Durchströmung

Zur Abschätzung des Kamineffektes wurde zunächst die Tür zum Dach im 6.OG sowie die Tür vom Treppenraum ins 6. Geschoss geöffnet (ca. 70. Minute). Dann erst wurde zusätzlich die Eingangstür im EG geöffnet (ca. 75. Minute). Ab der 100. Minute wurde die Tür im ersten Geschoss kurzzeitig geöffnet. Dies geschah unbeabsichtigt durch Nutzer des Gebäudes und nicht im Sinne der Messung.

Die Geschwindigkeit in der Tür zwischen Treppenraum und dem 6. OG wurde bei geschlossener Erdgeschossstür gemessen zu: $u_{Tür\ TR-6.Geschoss} = 0,53\ m/s$. Abbildung B.8 ist zu entnehmen, dass die Lufttemperatur erst bei der Herstellung des vollständigen Strömungsweges vom Außen durch die EG-Eingangstür nach Oben durch die Tür ins 6. Geschoss abfällt. Die Strömungsgeschwindigkeit im 6. Geschoss beträgt nun $u_{Tür\ TR-6.OG} = 2,3\ m/s$. Dieser Wert besteht mit geringen Schwankungen konstant bis zur Schließung der Tür. Die Auswertung der Datenlogger zeigt, dass nach der Absenkung der Lufttemperatur im Erdgeschoss durch die Einströmung kalter Luft nacheinander die Temperaturen vom 1. bis ins 3. Geschoss abfallen. Es fällt auf, dass die Lufttemperatur des 5. und 6. Geschosses dagegen kurzzeitig minimal steigen um dann wieder auf den Wert der ursprüngliche Temperatur vor der Durchströmung zurückzukehren. Dies liegt daran, dass vor Beginn der Durchströmung die Lufttemperaturen im 1. bis 3. Obergeschoss wärmer waren als in den darüber liegenden Geschossen (siehe Abbildung B.10 zum Zeitpunkt $t=75\text{min}$). Die Oberflächentemperaturen (in Abbildung B.9 gestrichelt dargestellt) reagieren nahezu zeitgleich, die Temperaturänderung fällt weniger stark aus. Das Temperaturprofil über die Höhe ist zu verschiedenen Zeitpunkten in Abbildung B.10 dargestellt. Bei der Durchströmung fällt die Temperatur in den ersten Geschossen innerhalb von 10 Minuten stark ab (von der 75. zur 85. Minute), die Abkühlung beträgt mehr als 6°C (vgl. Abbildung B.10). Dies entspricht einer ungefähren Abkühlrate von ca. $0,6^\circ\text{C}$ pro Minute. Für die Oberflächentemperaturen sind es dagegen maximal ca. $0,4\ ^\circ\text{C}/\text{min}$ wie aus den nicht ausgefüllten Kreisen in Abbildung B.11 zu entnehmen ist. Die Erwärmung nach Beendigung der Durchströmung durch das Schließen der Tür fällt in der gleichen Größenordnung aus, auch wenn die Anfangstemperatur im ersten bis dritten Geschoss nicht wieder ganz erreicht wird, siehe die grünen Kreise für 75 und 100 Minuten in Abbildung B.10. Die Strömungsgeschwindigkeit im Treppenraum kann aus der gemessenen Strömungsgeschwindigkeit in der Tür zwischen Treppenraum und 6. Geschoss für die Innentemperatur von 18°C durch die Massenerhaltung zu ca. $0,14\ m/s$ abgeschätzt werden. Für die einströmende Luft mit einer Temperatur von 2°C entspricht dies ca. $0,17\ m/s$. Der Treppenraum wird damit innerhalb von ca. 4 - 5 Minuten einmal durchspült. Dies ist ein Anhaltswert, der Berechnungsansatz aus den

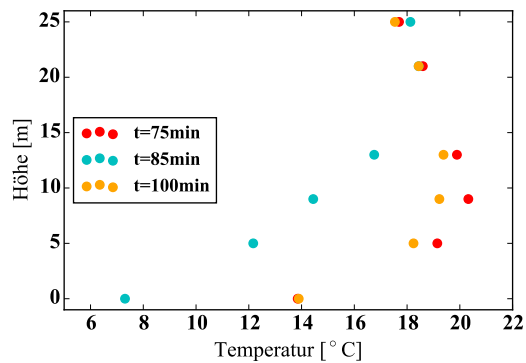


Abb. B.10: Lufttemperatur Geschosse bei Durchströmung

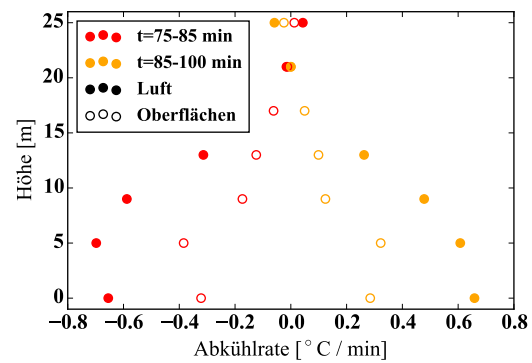


Abb. B.11: gemittelte Abkühlung und Erwärmung bei Durchströmung

gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten unterliegt großen Unsicherheiten. Die mittlere gemessene Druckdifferenz im Treppenraum zwischen dem Erdgeschoss und dem 6. Obergeschoss beträgt ca. 0,3 Pa.

Inbetriebnahme Blower Door

Der Strömungsweg durch die Erdgeschosstür, den Treppenraum und die oberste Geschosstür nach Außen wurde ab der 127. Minute offen gestellt. Es wurde mittels der beiden Blower Door-Ventilatoren circa ab der 130. Minute ein Überdruck im Treppenraum erzeugt. In Abbildung B.12 ist auf der linken Ordinate der Druck aufgetragen. Gemessen wurde der Gebäudedruck lokal zwischen dem 6. Geschoss und der Außenumgebung sowie der Gebläsedruck der beiden Ventilatoren. Auf der rechten Ordinate sind die gemessenen Lufttemperaturen des Erdgeschosses sowie des 3. und 6. Geschosses aufgetragen. In der Zeit ab der 130. bis zur 150. Minute werden die beiden Ventilatoren einreguliert. Nachdem der Strömungsweg durch die geöffneten Ventilatorenkappen hergestellt worden ist, stellt sich im 6. Geschoss nach Außen bereits ohne Inbetriebnahme der Ventilatoren bis zur 135. Minute eine Druckdifferenz von ca. 15 Pa ein. Die Messfühler der Lufttemperaturen reagieren entsprechend: Im EG strömt durch den natürlichen Kamineffekt kalte Außenluft ein und nacheinander sinken die Lufttemperatur im Erdgeschoss und im 3. Geschoss. Die Lufttemperatur im 6. Geschoss steigt, wie vorab bei der Durchströmung festgestellt, leicht an. Sobald die Ventilatoren in Betrieb genommen werden (ca. 136. Minute) wird die Luft von oben nach unten „gedrückt“ und die Lufttemperatur im Erdgeschoss und im 3. Geschoss steigt wieder während die Lufttemperatur im 6. Geschoss durch die kalte einströmende Außenluft absinkt. Werden die Ventilatoren kurzzeitig ausgeschaltet, so wirkt der natürliche Kamineffekt mit der Durchströmung wieder auf eine Abkühlung der unteren Geschosse und Erwärmung der Luft im 6. Geschoss durch die nachströmende wärmere Luft aus den unteren Geschossen. Zur 148. Minute wurde kurzzeitig das Druckmessgerät DG-700 aus der Messeinrichtung entfernt um bei mechanischer Durchströmung durch das Gebläse von oben nach unten die Druckdifferenz im Treppenraum zwischen dem Erdgeschoss und dem 6. Geschoss zu messen. Die Druckdifferenz variierte hier zwischen 0,3 und 0,7 Pa.

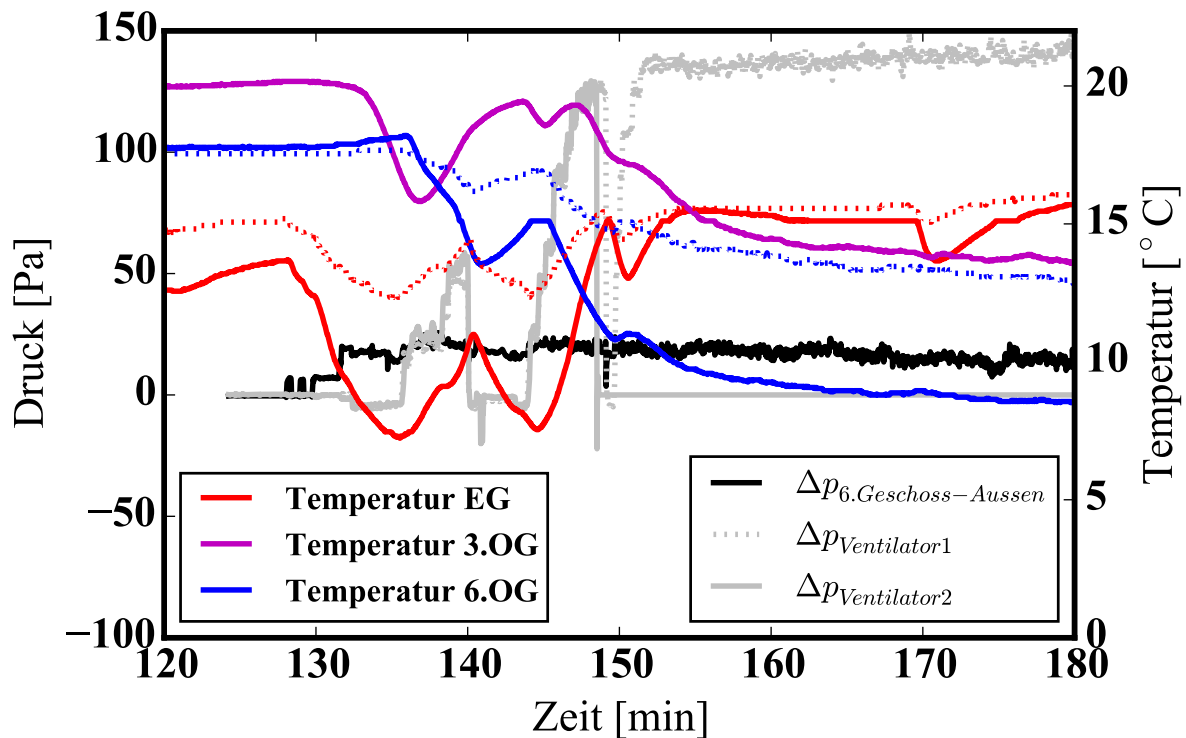


Abb. B.12: Inbetriebnahme Blower Door ab 120. Minute

Überdruck Blower Door

Ab der 150. Minute wurde der Treppenraum durch die Blower Door für ca. 45 Minuten mit einem konstanten Volumenstrom durchströmt. Für beide Gebläse wurde ein Volumenstrom von ca. $8.000 \text{ m}^3/\text{h}$ ermittelt. Der Verlauf des Volumenstroms und des Gebäudedruckes in der Tür zum Dach des Gebäudes ist Abbildung B.19 zu entnehmen.

Abbildung B.13 zeigt, dass sich die Luft- und Oberflächentemperaturen ab der 150. Minute geringfügig absenken. Der erzeugte Überdruck sinkt gleichzeitig. Die Oberflächen bleiben auf einer höheren Temperatur. Insbesondere aus Abbildung B.14 wird deutlich, dass sich die Temperaturen im 6. und 5. Geschoss bei Durchströmung von oben nach unten stärker abkühlen als die Luft- und Oberflächentemperaturen in den unteren Geschossen. Die Abkühlrate während dieser Zeit beträgt maximal ca. $0,08 \text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$ (vgl. Abb. B.15) und damit deutlich weniger als bei der Anfangsdurchströmung aufgrund des natürlichen Kamineffektes (ca. $0,6 \text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$ Abb. B.11). Zum Zeitpunkt $t=170 \text{ min}$ wurde durch die Öffnung der Tür zum 1. Geschoss, sowie die anschließende Öffnung eines Fensters im 1. Geschoss, ein zusätzlicher Strömungsweg hergestellt. Die Luft konnte nun vom Gebläse im 6. Geschoss durch den Treppenraum und die Erdgeschossstür sowie durch das 1. Geschoss nach Außen gedrückt werden. Dies wurde durch den kurzzeitigen Abstieg der Luft- und Oberflächentemperaturen im Erdgeschoss messtechnisch erfasst. Durch die Änderung der Luftführung durch das 1. Geschoss erreichte den Messfühler im Erdgeschoss keine wärmere Luft aus den oberen Geschossen. Die starke Abkühlung kann durch eine geringfügige Einströmung im Erdgeschoss erklärt werden: Die mit dem Anemometer gemessenen Strömungsgeschwindigkeit in der Erdgeschossstür sanken von ca. $1,35 \text{ m}/\text{s}$ bei Durchströmung vom 6. Geschoss

durch die Erdgeschosstür auf $u \approx 0,85 \text{ m/s}$ sobald die Tür zum 1. Geschoss geöffnet wurde. Wurde der vollständige zweite Strömungsweg über das Fenster im 1. Geschoss hergestellt, so war die Ausströmung in der Erdgeschosstür mit $u \approx 0,10 \text{ m/s}$ kaum messbar. Die gemessene Strömungsgeschwindigkeit aus dem Treppenraum in das Geschoss betrug $u \approx 1,5 \text{ m/s}$. Die anderen Temperaturfühler zeigten keine Änderung, die mittlere Druckdifferenz zwischen dem 6. Geschoss und dem Dach sank als Folge des zusätzlichen Strömungsweges. Hier wurde ein Minimalwert zur 175. Minute erreicht. Da der Druck aber während der Messung fortwährend Schwankungen unterlag, kann dies durch äußere Störungen geschehen sein, z.B. durch Windeffekte oder Druckänderungen im Gebäude verursacht durch Betrieb des Aufzugs oder Öffnung von Türen und Fenstern. Ab der 180. Minute wurde der zweite Strömungsweg nach Außen durch das 4. Geschoss hergestellt. Die Tür und das Fenster im 1. Geschoss wurden verschlossen, die Erdgeschosstür blieb geöffnet. Die Temperaturen im Erdgeschoss sinken stärker, zeitgleich sinkt der Überdruck im obersten Geschoss deutlich und die Temperaturen im 1. bis 3. Geschoss steigen geringfügig. In der Legende zu Abbildung B.13 ist die gelbe gepunktete Linie aus der Abbildung nicht dargestellt. Dies ist die Oberflächentemperatur im 4. Geschoss, an diesem Messfühler hat wie oben beschrieben die Messung der Lufttemperatur nicht stattgefunden. Auf eine Darstellung in der Legende wurde verzichtet um das Diagramm übersichtlicher zu gestalten. Für das 4. bis 6. Geschoss ergibt sich mit der Herstellung des zweiten Strömungsweges durch das 4. Geschoss keine Änderung der gemessenen Temperaturen. Die gemessene Strömungsgeschwindigkeit aus dem Treppenraum in das 4. Geschoss durch die Geschosstür betrug hier $u \approx 1,8 \text{ m/s}$. Obwohl der Strömungsquerschnitt durch die Tür derselbe war wie bei Durchströmung des 1. Geschosses, war die Strömungsgeschwindigkeit damit größer.

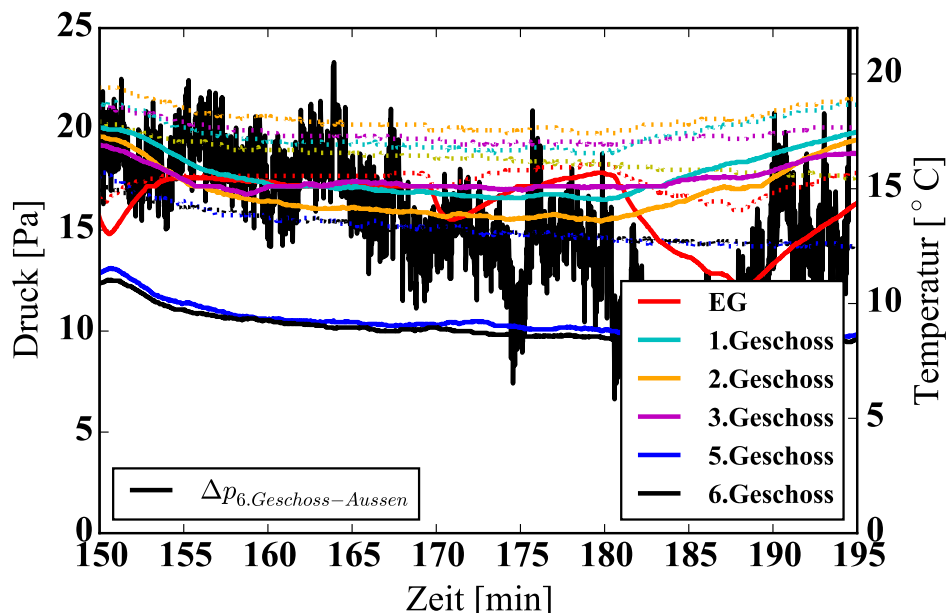


Abb. B.13: Überdruck Blower Door ab 150. Minute

Die vom Gebläse erzeugte Druckdifferenz sank während der Messung innerhalb von 45 Minuten bei gleichbleibendem Gebläsedruck und gleicher Konfiguration des Strömungs-

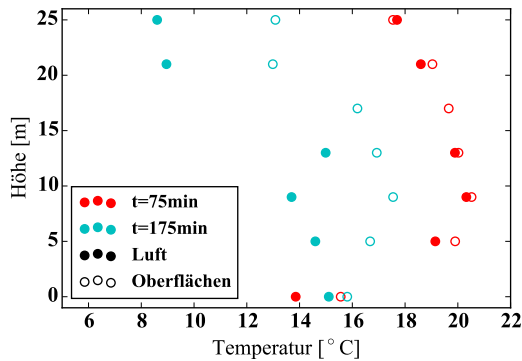


Abb. B.14: Vergleich des Temperaturprofils Anfang & Überdruck

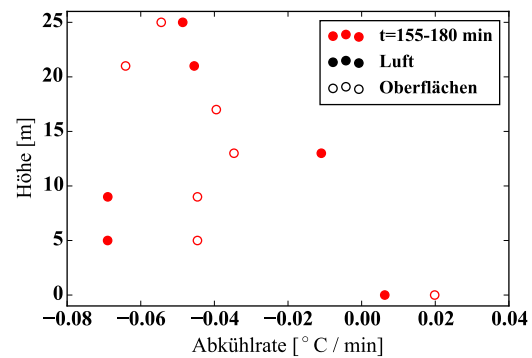


Abb. B.15: Abkühlung bei Überdruck

weges von ca. 20 auf 12 Pascal ab. Eine erneute Erhöhung des Druckes auf zunächst 45 und dann 30 Pascal wurde ab der 195. Minute nahezu zeitgleich mit der Einrichtung des ursprünglichen Strömungsweges vom 6. Geschoss durch das Erdgeschoss nach Außen durchgeführt (188. Minute). Der in Abbildung B.20 dargestellte Volumenstrom ist abweichend von Abb. B.19 nur für ein Gebläse ermittelt. Das Differenzdruckmessgerät DG700 zur Messung des Gebläsedruckes und Volumenstroms des zweiten Gebläses wurde während der Druckerhöhung zur Messung des Differenzdruckes zwischen dem Erdgeschoss und des 6. Geschosses des Treppenraumes von der Messeinrichtung entnommen (ab 195. Minute). Beide Gebläse wurden auf dieselbe Stufe reguliert, der Volumenstrom kann nun abgeschätzt werden zu ca. $13.500 \text{ m}^3/\text{h}$. Während der Druckerhöhung wurde kein Anstieg der Druckdifferenz im Treppenraum zwischen dem Erdgeschoss und dem 6. Geschoss beobachtet. Die Druckerhöhung führte dazu, dass sich erneut ein konstantes Temperaturprofil einstellte. Abbildung B.16 zeigt, dass die Lufttemperaturen im Treppenraum bei dem höheren Druck zum Zeitpunkt $t=200 \text{ min}$ in den unteren Geschossen weniger stark absinken als bei geringerer Durchströmung bei niedrigerem Druck. Die Temperaturen in den beiden obersten Geschossen sinken dagegen bei dem höheren Druck stärker ab. Dies gilt hier, wie auch im 4. Geschoss, auch für die Oberflächentemperaturen. Im Erdgeschoss dem 2. und 3. Geschoss sind die Oberflächentemperaturen für beide Zeitpunkte nahezu identisch. In Abbildung B.16 ist ein deutlicher Sprung zwischen den Temperaturen im 5. und 6. Geschoss und den gemessenen Temperaturen der darunterliegenden Geschosse zu erkennen (ca. 5°C). Der Sprung wurde für beide Druckkonfigurationen beobachtet. Dies kann darauf hindeuten, dass sich bei Durchströmung vom 6. Geschoss nach unten ab dem 4. Geschoss ein gleichmäßigeres Strömungsprofil eingestellt hat. Die gleichmäßige Luftströmung entspricht einer besseren Wärmeübertragung von den Umfassungsbauteilen auf die strömende Luft und damit einer erhöhten Lufttemperatur. Der höhere Überdruck und der resultierende höhere Luftmasseneinstrom führen dabei zu einer besseren Verteilung der Luft über den Querschnitt und einer erhöhten Lufterwärmung in den unteren Geschossen. Das zeitgleich gemessene Druckprofil zeigt einen nahezu konstanten Überdruck zum Geschoss von ca. 22 bis 25 Pascal (vgl. Abb. B.17). Für den erhöhten Gebläsedruck ist zum Zeitpunkt $t = 200 \text{ min}$ bei einem Gebäudedruck von 35 Pa der Überdruck zum Geschoss größer als bei dem geringeren Gebäudedruck von 18 Pa. In den oberen Geschos-

sen wird diese Differenz größer. Es ist für den geringeren Gebäudedruck bei $t = 160$ min eine negative Steigung ($\Delta p_{oben} > \Delta p_{unten}$) zu beobachten, allein die Druckdifferenz zum 4. Geschoss folgt nicht dieser Tendenz. Bei dem erhöhten Gebäudedruck ist keine Tendenz zu beobachten.

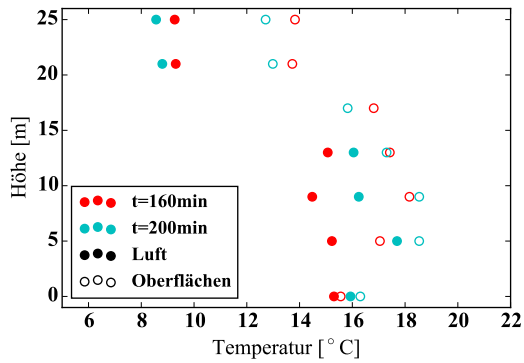


Abb. B.16:
Temperaturprofile bei Überdruck

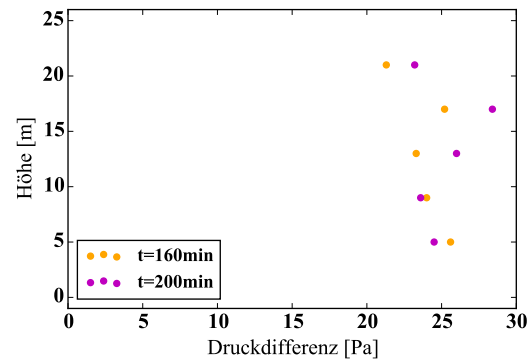


Abb. B.17: Druckprofile bei geringem und erhöhtem Überdruck

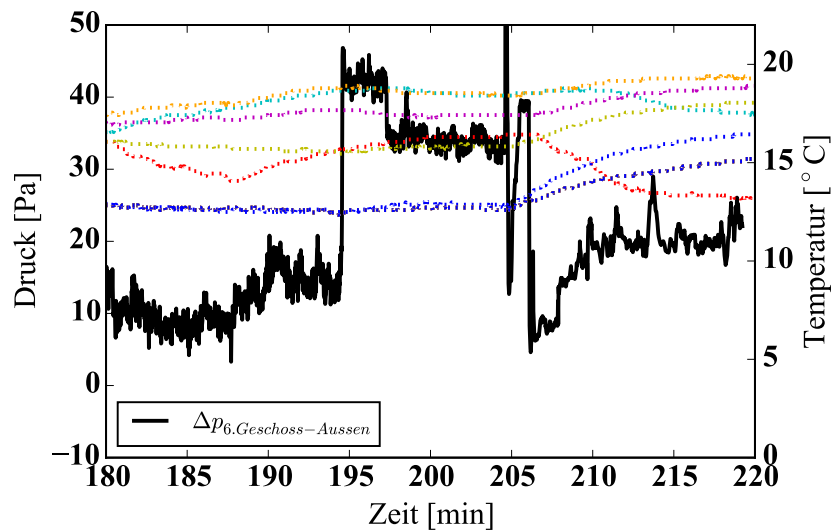


Abb. B.18: Erhöhung des Gebläsedruckes der Blower Door

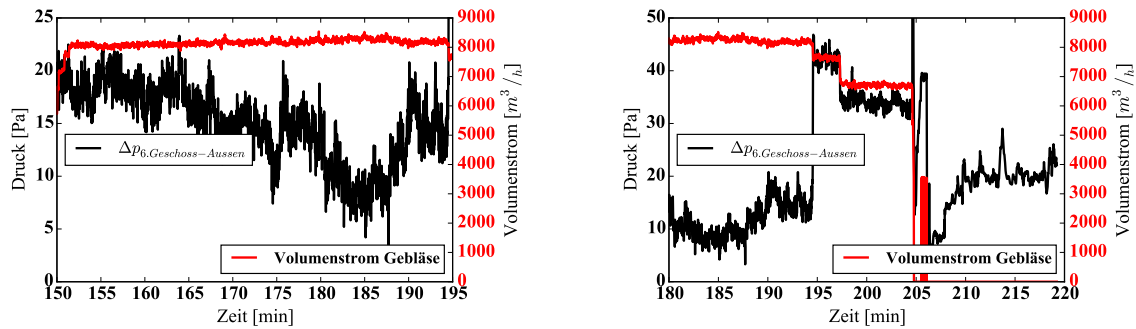


Abb. B.19: Volumenstrom bei Überdruck: 2 Gebläse
Abb. B.20: Volumenstrom bei erhöhtem Überdruck: 1 Gebläse

Durchströmung Kamineffekt nach Abkühlung

In der 207. Minute wurde das Gebläse abgeschaltet und der natürliche Kamineffekt führte dazu, dass die Luft- und Oberflächentemperaturen vom 2. bis 6. Geschoss durch den Auftrieb wärmere Luft aus den unteren Geschossen stiegen. Die Temperaturen im Erdgeschoss, wie auch verzögert im 1. Geschoss sanken dagegen durch die Einströmung kalter Außenluft. Der Ausbau der Blower Door erfolgte ab der 220. Minute. Abbildung B.21 zeigt, dass zunächst die Lufttemperaturen im 2. Geschoss ihren Maximalwert erreichen um dann stark abzufallen. Gefolgt werden sie nacheinander vom 3., 5. und 6. Geschoss. Dies ist damit zu erklären, dass die unten hineingeströmte kalte Außenluft nacheinander das Erdgeschoss dann das 1. bis 6. Geschoss durchströmt. Die Wand- und Oberflächen-

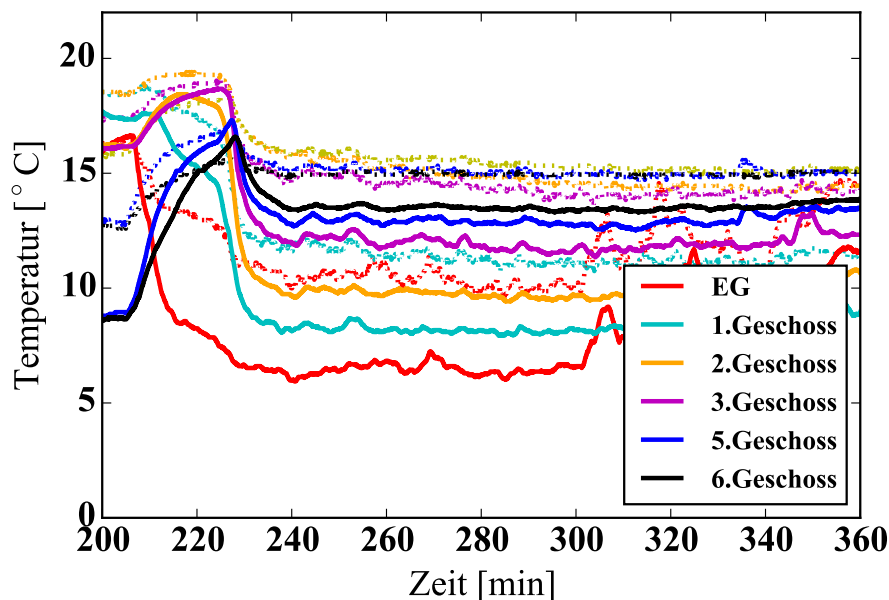


Abb. B.21: Kamineffekt nach Überdruck

temperaturen bleiben bei geöffnetem Strömungsweg ab der 240. Minute nahezu konstant. Ab der 310. Minute steigen die gemessenen Temperaturen des Messfühlers im Erdgeschoss wieder. Hier hatte der Einfall von Sonnenlicht den Fußboden um den Fühler lokal erwärmt.

Einen Einfluss auf der Temperaturschichtung im Treppenraum konnte aus dieser lokalen Störung nicht abgeleitet werden. Die Oberflächen des Treppenraumes wurden durch die erste Testphase zunächst durch die Einströmung kalter Luft von unten nach oben aufgrund des natürlichen Kamineffektes und die darauffolgende mechanische Durchströmung von oben nach unten durch den Blower Door abgekühlt. Abbildung B.22 zeigt deutlich, dass sich sowohl die Luft- wie auch die Oberflächentemperaturen im Treppenraum deutlich abgekühlt haben und sich ein von oben nach unten abnehmendes Temperaturniveau eingestellt hat. Dennoch ist auch nach der Abkühlung der Kamineffekt zu messen: In der Tür vom Treppenraum zum 6. Geschoss wurde zur 240. Minute eine Strömungsgeschwindigkeit von $u \approx 1,8 \text{ m/s}$ (vom Treppenraum zum Geschoss nach Außen) erfasst. Diese ist nur geringfügig kleiner als die ermittelte Strömungsgeschwindigkeit von $u \approx 2,3 \text{ m/s}$ zu Beginn der Messung in der Phase *Test Durchströmung*. Die Erfassung der Druckdifferenz zwischen dem Treppenraum und den Geschossen zeigt, dass sich zu Beginn in der Phase *Test Durchströmung* ein bei ca. 20 Pa einheitliches Druckprofil einstellte (ab dem 4. Geschoss geringer). Nach der Abkühlung der Umfassungsbauteile des Treppenraumes nimmt die Druckdifferenz nahezu den selben nach oben abnehmenden Verlauf ein, wie der Temperaturverlauf. In den oberen Geschossen ist die Druckdifferenz geringer als vor der Abkühlung. Die maximale Druckdifferenz ist vor und nach der Abkühlung im 1. Geschoss zu messen.

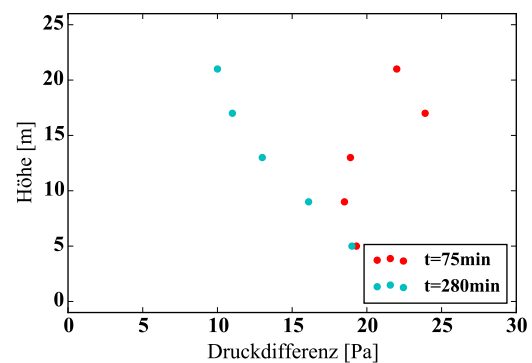
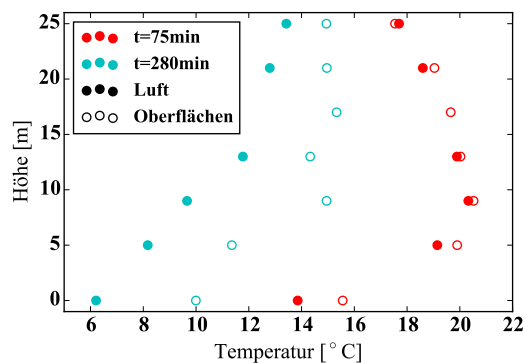


Abb. B.22: Vergleich des Temperaturprofils Anfang & Ende

Abb. B.23: Vergleich des Druckprofils Anfang & Ende

Anhang C

Simulationseinstellungen Imtech-Versuche

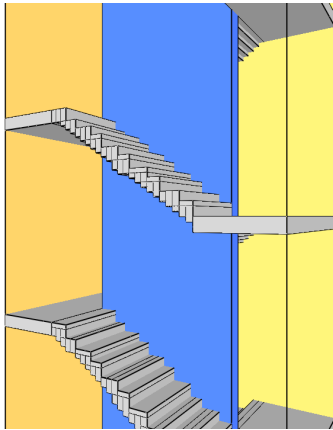


Abb. C.1: FDS-Gitter
geschl. Auge - grob

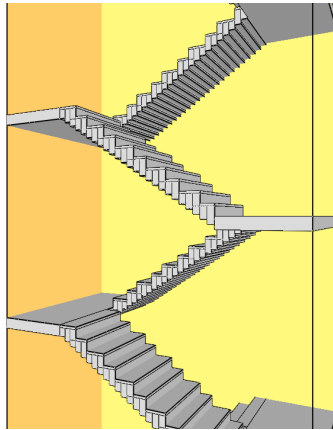


Abb. C.2: FDS-Gitter
Handlauf - mittel

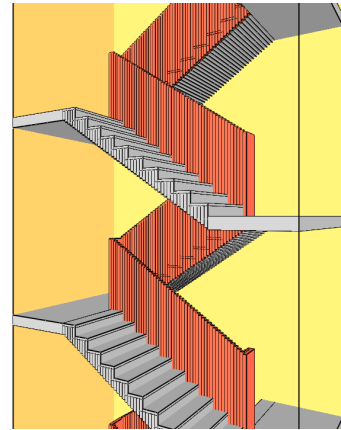


Abb. C.3: FDS-Gitter
Brüstung - fein

Tabelle C.1: Einstellungen *snappyHexMesh*

	fein	mittel	grob
castellatedMesh	true	true	true
snap	true	true	true
addLayers	false	false	false
castellatedMeshControls			
maxLocalCells	1000000	100000	100000
maxGlobalCells	2000000	2000000	2000000
maxGlobalCells	10	10	10
maxLoadUnbalance	0	0	0
nCellsBetweenLevels	3	3	3
features			
levels	-	((0 2)(0.2 1))	((0 2)(0.2 1))
refinementSurfaces			
Oberflächen	level (1 1)	level (1 2)	level (1 2)
resolveFeatureAngle	50	50	50
refinementRegions			
STUFEN			
mode distance		((0.25 5) (0.5 4) (1 2))	
allowFreeStandingZoneFaces	false	false	false
snapControls			
nSmoothPatch	10	10	10
tolerance	4	4	4
nSolveIter	0	0	0
nRelaxIter	10	10	10
nFeatureSnapIter	10	10	10
implicitFeatureSnap	false	false	false
explicitFeatureSnap	true	true	true
multiRegionFeatureSnap	true	true	true
addLayersControls			
all layers: nSurfaceLayers	1	1	1
expansionRatio	2	2	2
finalLayerThickness	0.1	0.1	0.1
minThickness	0.1	0.1	0.1
nGrow	0	0	0
featureAngle	180	180	180
nRelaxIter	3	3	3
nSmoothSurfaceNormals	1	1	1
nSmoothNormals	3	3	3
nSmoothThickness	10	10	10
maxFaceThicknessRatio	0.5	0.5	0.5
maxThicknessToMedialRatio	0.3	0.3	0.3
minMedianAxisAngle	90	90	90
nBufferCellsNoExtrude	0	0	0
nLayerIter	20	20	20

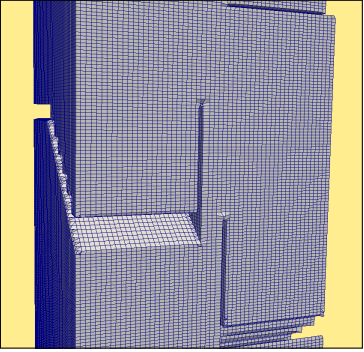
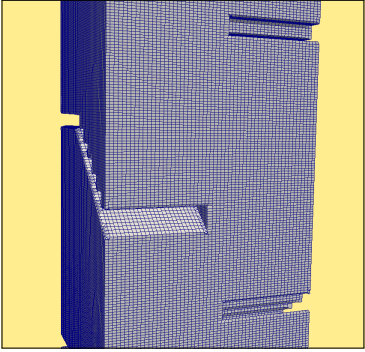
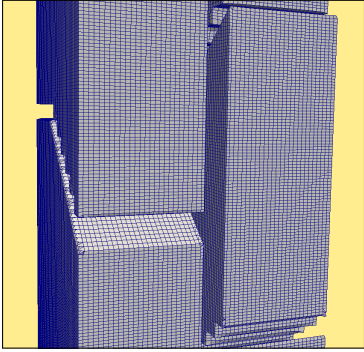
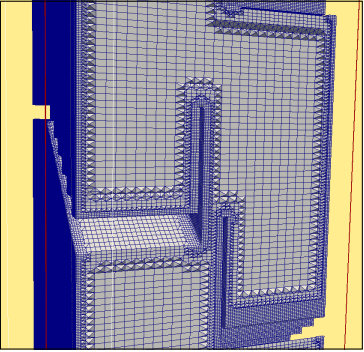
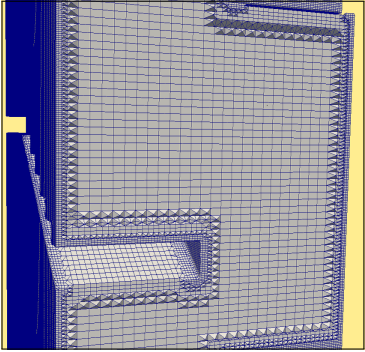
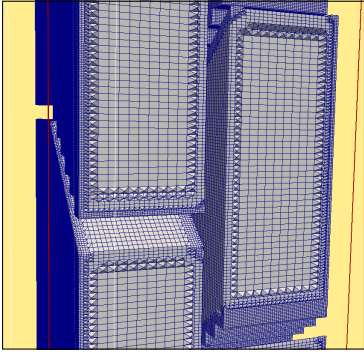
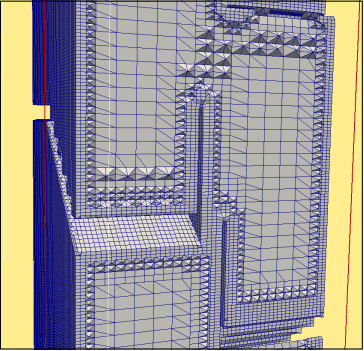
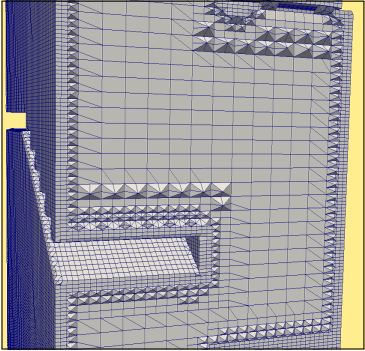
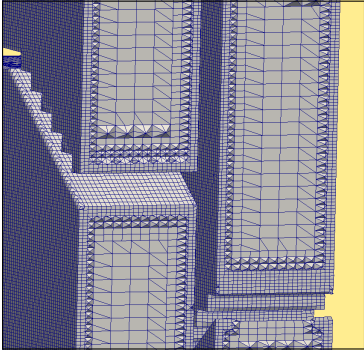


Abb. C.4: OF-Gitter geschl. Auge

Abb. C.5: OF-Gitter Handlauf

Abb. C.6: OF-Gitter Brüstung

Tabelle C.2: Simulationseinstellungen OpenFOAM

controlDict			
application	simpleFoam		
deltaT	1		
endTime	2000		
runTimeModifiable	true		
maxCo	5		
adjustTimeStep	yes		
fvSchemes			
ddtSchemes	default	Euler	
gradSchemes	default	cellLimited Gauss linear 1.0	
	default	Gauss upwind	
div Schemes	div(phi,U)	Gauss linearUpwind grad(U)	
	div((nuEff *dev(T(grad(U)))))	Gauss linear	
laplacianSchemes	default	Gauss linear limited 0.5	
interpolationSchemes	default	linear	
snGradSchemes	default	limited 0.5	
fluxRequired	default	no	
	p		
fvSolution			
	solvers		
	p		(U k epsilon) (U k omega)
solver	GAMG	solver	smoothSolver
smoother	GaussSeidel	smoother	symGaussSeidel
nPreSweeps	1	nSweeps	2
nPostSweeps	2	tolerance	1,00E-07
nVcycles	2	relTol	0.005
cacheAgglomeration	off	minIter	1
nCellsInCoarsestLevel	20	maxIter	70
agglomerator	faceAreaPair		
mergeLevels	1		
tolerance	1,00E-06		
relTol	0.005		
minIter	1		
maxIter	50		
	SIMPLE		
nNonOrthogonalCorrectors	0		
	relaxationFactors		
	p	0.2	
	U	0.6	
	k	0.4	
	epsilon	omega	0.4

Tabelle C.3: Netzkontrolleinstellung *snappyHexMesh*

	fein	mittel	grob
meshQualityControls			
maxNonOrtho	65	65	65
maxBoundarySkewness	20	20	20
maxInternalSkewness	4	4	4
maxConcave	180	180	180
minVol	1.00E-13	1.00E-13	1.00E-13
minTetQuality	1.00E-30	1.00E-30	1.00E-30
minArea	-1	-1	-1
minTwist	0.02	0.02	0.02
minDeterminant	0.001	0.001	0.001
minFaceWeight	0.02	0.02	0.02
minVolRatio	0.01	0.01	0.01
minTriangleTwist	-1	-1	-1
nSmoothScale	4	4	4
errorReduction	0.75	0.75	0.75
relaxed: maxNonOrtho	65	65	65

Tabelle C.4: Randbedingungen der Oberflächen

	Typ	Wert
U	<i>fixedValue</i>	uniform (0 0 0)
p	<i>zeroGradient</i>	
nut	<i>nutUSpaldingWallFunction</i>	uniform 0
k	<i>kqRWallFunction</i>	uniform 0.01
epsilon	<i>epsilonWallFunction</i>	\$internalField
omega	<i>omegaWallFunction</i>	\$internalField

Tabelle C.5: konvektive Randbedingungen

	Einlass		Auslass	
	Typ	Wert	Typ	Wert
U	<i>fixedValue</i>	uniform (0 0 1.7075)	<i>zeroGradient</i>	
p	<i>zeroGradient</i>		<i>outletInlet</i>	uniform 0
nut	<i>calculated</i>	uniform 0	<i>calculated</i>	uniform 0
k	<i>fixedValue</i>	uniform 2.94e-2	<i>zeroGradient</i>	
epsilon	<i>turbulentMixing- LengthDissipation- RateInlet</i>	\$internalField	<i>zeroGradient</i>	
		mixingLength 0.007		
omega	<i>turbulentMixing- LengthDissipation- RateInlet</i>	\$internalField	<i>zeroGradient</i>	
		mixingLength 0.007		

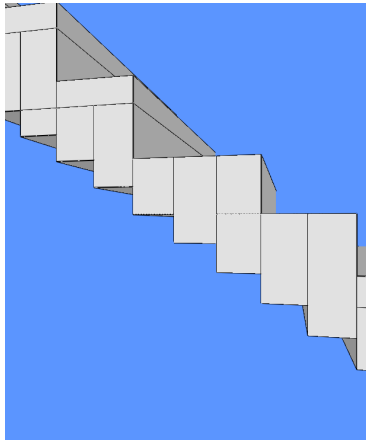


Abb. C.7: FDS-Gitter
geschl. Auge - grob

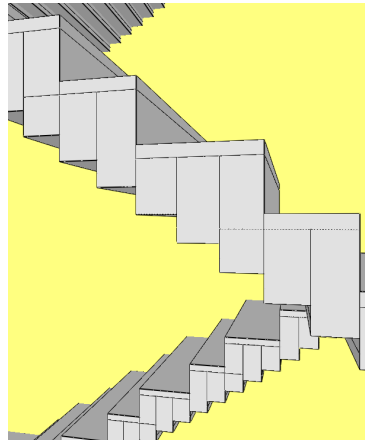


Abb. C.8: FDS-Gitter
Handlauf - mittel

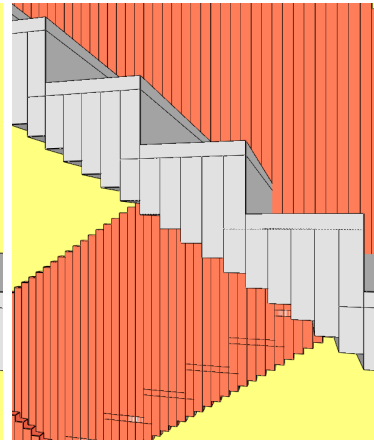


Abb. C.9: FDS-Gitter
Brüstung - fein

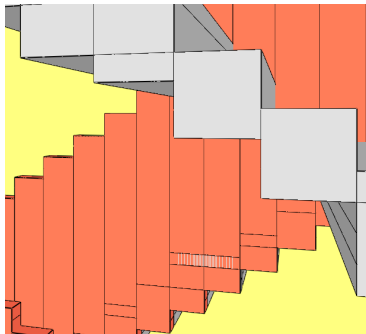


Abb. C.10: FDS-Gitter
sehr grob - quer

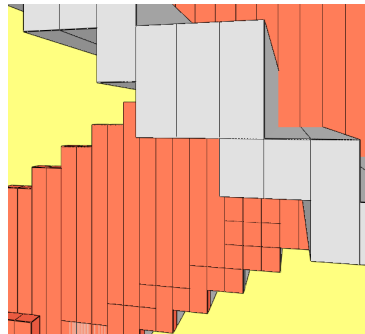


Abb. C.11: FDS-Gitter
sehr grob - lang

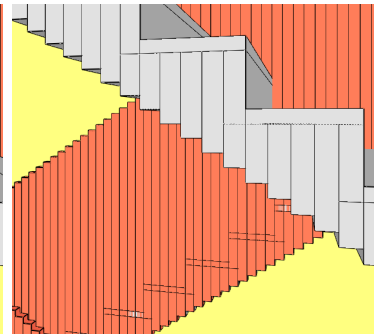


Abb. C.12: FDS-Gitter
sehr fein

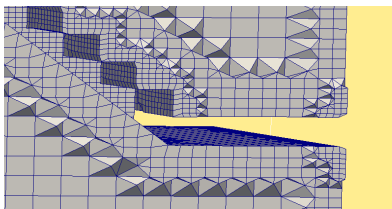


Abb. C.13: OF-Gitter
grob

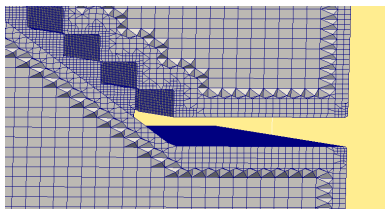


Abb. C.14: OF-Gitter
mittel

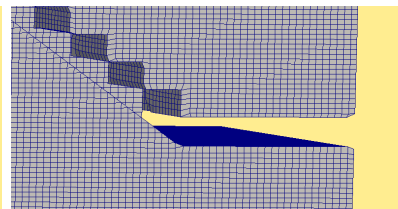


Abb. C.15: OF-Gitter
fein

Lebenslauf

Der Lebenslauf ist in der Online-Version aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.

