

## Vorwort

### *Meine Damen und Herren,*

zunächst möchte ich mich bei Ihnen dafür entschuldigen, dass Sie den HLK-Brief nicht wie gewohnt zum Ende des Jahres erhalten haben. Freuen Sie sich aber mit mir, denn der Inhalt unseres HLK-Briefes belohnt Sie für das Warten.

Erlauben Sie mir, die wichtigsten Ereignisse des Jahres 2018 aus meiner Sicht aufzuzählen.

Das wichtigste Ereignis für uns fand im Juli statt, denn zum 1. Juli 2018 wurde an der Universität Stuttgart das neue Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE) eingerichtet. Es entstand durch die Zusammenführung der Institute für Gebäudeenergetik (IGE), für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) sowie für Energiespeicherung (IES). Das neue IGTE wird die Forschungs- und Prüfkativitäten der Vorgängereinstitute weiterführen und ausbauen. Geleitet wird das IGTE von Prof. Dr. André Thess und mir. Mit dem neuen Institut wird die führende Position der Universität Stuttgart in der Energietechnik auf den Gebieten der Gebäudeenergetik, Quartierskonzepte, Anlagentechnik und Energiespeicherung noch weiter gestärkt. Die Bündelung der Kompetenzen in dem neuen IGTE schafft somit ein breit aufgestelltes Forschungszentrum, um die bedeutenden Herausforderungen und vielschichtigen, spannenden Fragen nicht nur in Forschung und Lehre, sondern auch beim Technologietransfer auf diesen Themenfeldern zu meistern.

Die IGTE-Mission ist formuliert, sie spiegelt unsere heutige und zukünftige Forschung wider. Für diese Mission wollen wir eintreten und sie ist der Antrieb für unsere tägliche Arbeit.

**„Wir forschen und lehren für komfortable Lebens- und Arbeitsbedingungen in Gebäuden und Quartieren im Einklang mit Energieeffizienz, Nachhaltigkeit und Technik. Besondere Schwerpunkte sind die Energiespeicherung, die Erneuerbaren Energien und die Raumklimatechnik.“**

- Mit modernsten Methoden und Technologien erarbeiten kompetente Wissenschaftlerinnen und Wissenschaftler zukunftsfähige Lösungen für die globale Energiewende.
- Hierfür werden die Gebäude und Quartiere, ihre technischen Komponenten und Systeme sowie deren Integration und Interaktion umfassend betrachtet.
- Dabei folgen wir der Bedarfsentwicklung von der Nutzung über die Verteilung, Speicherung und Erzeugung von Energie- und Stoffströmen.

Die aus der Mission abgeleiteten Ziele des IGTE sind:

1. Verbesserung des energetischen Standards der Gebäude und Anlagentechnik als Beitrag zur Senkung des Energieverbrauchs, der Emissionen sowie zur Erhöhung der Energieeffizienz;
2. Optimierung der energetischen Funktion und der Raumluftqualität des Gesamtsystems „Gebäude“ bzw. „Quartier“ durch Betrachtung des Zusammenwirkens der anlagentechnischen

Komponenten und Speichersysteme;

3. Fortschritte in der Einbindung von Erneuerbaren Energien, insbesondere der Solarthermie, in heiz- und raumlufttechnische Systeme für nachhaltige Gebäude;
4. Entwicklung innovativer thermischer und elektrochemischer Energiespeichersysteme;
5. Erarbeitung von Simulationsmethoden für thermische Energiespeicher;
6. Beiträge zum Verständnis des Energiesystems durch Energiesystemanalyse.

Zukünftig werden die rund 60 Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter des IGTE durch Forschung, Lehre, Prüfkativitäten und Technologietransfer in diesen Forschungsfeldern neue, zukunftsorientierte Lösungen für die Branche aufzeigen sowie in Demonstrationsvorhaben praxisnah einsetzen.

Die Struktur des Instituts sowie die Leiter der Arbeitsgruppen sind in Bild 1 (Seite 3) dargestellt.

Ein weiteres Ereignis im März war der TGA Kongress in Berlin. Dort haben sechs IGTE-Mitarbeiter ihre Forschungsergebnisse zu

- Strömungssimulation von Schullüftungssystemen mit Mischlüftung
- Energetische Bewertung von regenerativen Wärmeerzeugern in der DIN V 18599:2016
- Einfluss der Tunnelluft auf die Entzugsleistung von Tunnelabsorbieren
- Entwicklung eines Systems zur raumweisen Nutzeridentifikation

- Untersuchung des Einflusses der Kondensation auf die Energieeinsparung in Platten-Wärmerückgewinnern
- Thermisch-energetische Untersuchung von RLT-Anlagenkonzepten mit zentraler und dezentraler Anordnung am Beispiel eines komplexen Bürogebäudes

vorgestellt.

Die DKV-Tagung fand im November in Aachen statt. Dort haben vier IGTE-Mitarbeiter ihre Forschungsergebnisse zu

- Betriebsoptimierung durch Identifikation mit mobilen Endgeräten
- Intelligente Regelung von Wärmepumpen mit maschinellen Lernverfahren
- Numerische Untersuchung von Schüllüftungssystemen mit Schichtlüftung
- Experimentelle Untersuchung zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetze

dem interessierten Fachpublikum präsentiert.

Es freut mich Ihnen mitteilen zu dürfen, dass uns in 2018 vier Forschungsvorhaben bewilligt wurden:

- Horizon 2020: Compressed Heat Energy Storage for Energy from Renewable sources (CHESTER)
- BBSR: Fortschreibung des Modellgebäudeverfahrens EnEV easy für Wohngebäude – Teil II (EnEV easy II)
- BMWi: DESI-NADINE: Designprojekt für die Forschungsinfrastruktur NADINE
- ZfES: Studie zur Trinkwassergewinnung mittels heterogener Kondensation aus der Umgebungsluft in trockenen Regionen.

Über diese werden wir ausführlich im nächsten HLK-Brief berichten.

Hier ein Überblick, welche Artikel Sie in diesem HLK-Brief erwarten:

184. Personelle Veränderungen sowie Studien-, Bachelor- und Masterarbeiten 2018

185. Energieeinsparung in rekuperativen Wärmerückgewinnern unter Berücksichtigung des Frostschutzes

186. Numerische Untersuchung von Luftströmungen bei mehrzoni- gen Gebäuden

187. Prüfverfahren für dezentrale alternierende Wohnungslüftungs- geräte

188. Numerische Untersuchung von Schüllüftungssystemen mit Schichtlüftung

189. Untersuchung und Erarbeitung von Grundlagen zur Fortschreibung des Modellgebäudeverfahrens „EnEV easy“ für Wohngebäude

190. Untersuchung der Nukleation an Wärmeübertrageroberflächen zur Optimierung der Beladung von Eisspeichern

191. Thermomanagement von Schaltschränken

192. Entwicklung und numerische Modellierung hocheffektiver, außenaufgestellter Warmwasserspeicher

193. Reduzierung des Kühlenergiebedarfs durch Nutzung von Wärmerohren

Ich wünsche Ihnen nun viel Spaß beim Lesen und freue mich bereits jetzt auf Ihre Anregungen, Wünsche und Fragen.

Herzlichst  
Ihr

Konstantinos Stergiaropoulos

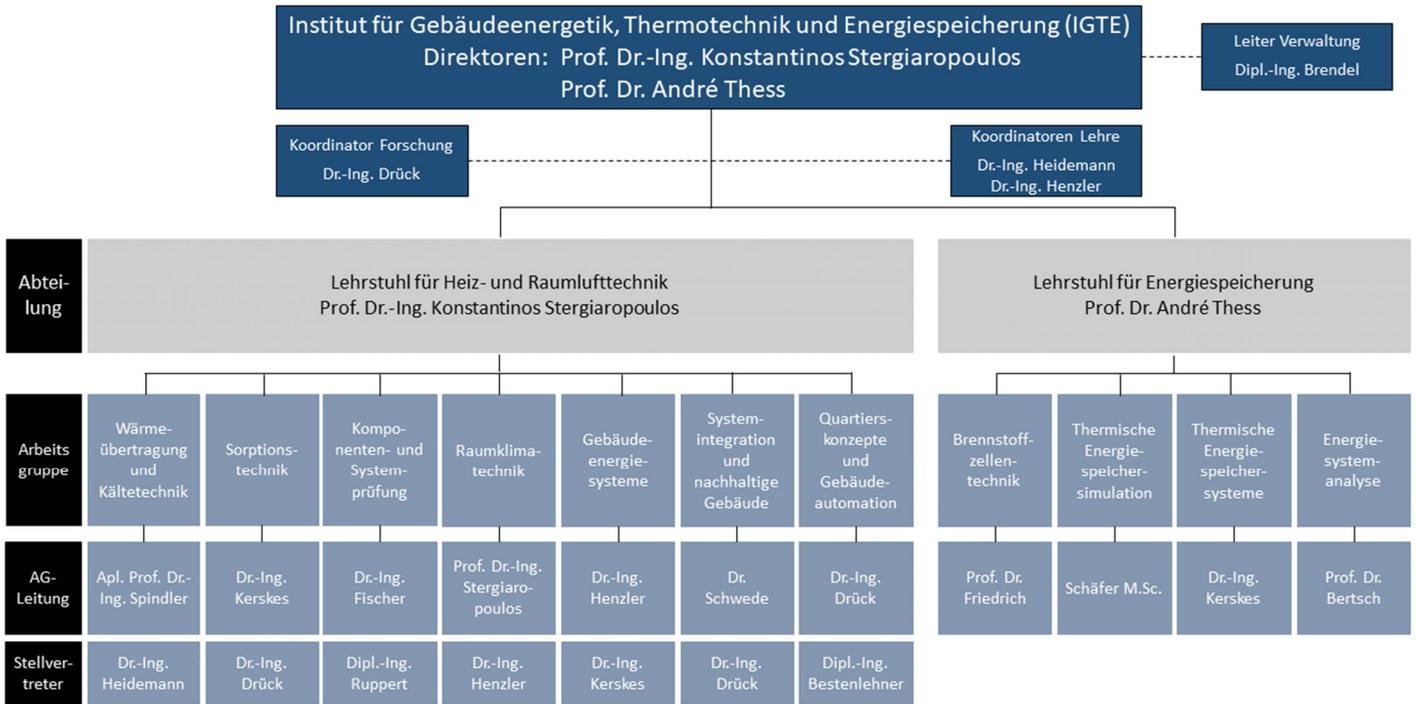


Bild 1: Organisationsstruktur des Instituts für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung

# Personelle Veränderungen sowie Studien-, Bachelor- und Masterarbeiten 2018

## Personelle Veränderungen

**Dipl.-Ing. Silke Rott** (geb. Wilharm), die seit Oktober 2008 am Institut als wissenschaftliche Mitarbeiterin tätig war und verschiedene Projekte im Themenbereich der Raumlufttechnik bearbeitete, verließ das Institut Ende Juni 2018.

**Dr.-Ing. Olga Kaschtschejewa** war seit 2010 zuerst als Stipendiatin des DAAD und anschließend als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut tätig. Nach erfolgreicher Promotion hat sie im März 2018 zur Siegle & Epple GmbH & Co. KG gewechselt. Als Ingenieurin in der Entwicklungsabteilung ist sie dort für die Optimierung von Wärmerückgewinnern im Kreislaufverbundsystem zuständig.

Seit April 2018 war **Philipp Wachter, M. Sc.** als Stipendiat am Institut beschäftigt. Er befasste sich mit der Erarbeitung von Grundlagen zur Fortschreibung des Modellgebäudeverfahrens EnEV easy. Im November 2018 wechselte er zum Amt für Umweltschutz der Stadt Stuttgart und arbeitet dort in der Abteilung für Energiewirtschaft.

**Urs Abelein:** Ermittlung von Energieeinsparpotentialen zur Kühlung eines Rechenzentrums (Studienarbeit)

**Alexandra Bauer:** Entwicklung eines intelligenten Reglers zur Energieeinsparung durch Nutzeridentifikation (Masterarbeit)

**Anika Bofinger:** Industrielüftung am Beispiel eines Karosseriebaus (Masterarbeit)

**Felix Böttcher:** Erstellung einer Komponente für die Modellierung hydraulischer Netze (Masterarbeit)

**Xueyan Chen:** Studie zu Anwesenheitsprofilen für typische Nutzungsfälle von Büro- und Wohngebäuden (Bachelorarbeit)

**Elisaveta Demidova:** Analysis and evaluation of efficiency factors for radiant ceilings for heating and cooling (Masterarbeit)

**Levente Düsko:** Erstellung eines Simulationsmodells für raumluftechnische Anlagen mit zentraler und dezentraler Anordnung (Studienarbeit)

**Simon Engstfeld:** Strömungssimulation von Schülluftungssystemen mit Schichtlüftung (Masterarbeit)

**Nikolas Frank:** Analyse von Einflussgrößen für das Einsparpotential adaptiver Gebäudehüllen (Bachelorarbeit)

**Aigul Gabdoulline:** Energetische Bewertung von Modellgebäuden mit Matlab/Simulink (Masterarbeit)

**Jonas Häcker:** Energetische Bewertung eines Einfamilienhauses nach DIN V 18599:2016 - mit Matlab/Simulink (Studienarbeit)

**Jonas Hofheinz:** Bewertung des vereinfachten Verfahrens zur Bestimmung des Energiebedarfs eines Einfamilienhauses nach DIN V 18599:2016 (Studienarbeit)

**Kamyar Kamani:** Nutzung von BIM-Modellen für den TGA-Planungs- und Energiesimulationsprozess (Studienarbeit)

**Kamyar Kamani:** Auswirkung des Kamineffekts auf die Behaglichkeit in vier verbundenen mehrstöckigen Gebäuden (Masterarbeit)

**Kübra Kaya:** Energieeinsparpotentiale durch Algenproduktion an Fassaden oder Dachflächen (Bachelorarbeit)

**Yann Kienzlen:** Studie zum Büro- und Wohngebäudebestand in Deutschland (Bachelorarbeit)

**Christoph Knöpfle:** Vergleich der Verfahren zur Bestimmung des Energiebedarfs eines Einfamilienhauses (Studienarbeit)

**Lukas Kohlhauer:** Erstellung und Überprüfung eines Simulationstools für Luftverteilungssysteme (Studienarbeit)

**Alexander Kreis:** Untersuchung der Kombinationsmöglichkeiten einer Split-Klimaanlage mit einem dezentralen Raumlüftungsgerät (Masterarbeit)

**Carolin Kretschmer:** Untersuchung dezentraler RLT-Anlagen in Kombination mit abgehängten Heiz-/Kühldecken (Studienarbeit)

**Thomas Licklederer:** Weiterentwicklung eines Simulationsmodells für einen thermisch aktivierten Tunnel mit der Tunnellufttemperatur als Eingangsgröße (Studienarbeit)

**Thomas Licklederer:** Modellierung und Simulation der Thermofluidynamik heterogener Kondensation in einer Unterschalldüse (Masterarbeit)

**Yiming Mao:** Schadstoffausbreitung in einem Patientenzimmer (Studienarbeit)

**Philipp Maucher:** Bewertung regenerativer Wärmeerzeuger in der DIN V 18599 (Masterarbeit)

**Bernhard Mayr:** Strömungssimulation von Schüllüftungssystemen mit Mischlüftung (Masterarbeit)

**Michael Müller:** Entwicklung von Kalibrierungsverfahren für einen Luftströmungssensor (Bachelorarbeit)

**Nora Novak:** Einfluss des Nutzerverhaltens auf den Energiebedarf – ein Vergleich von Jahressimulationen mit der DIN V 18599 (Masterarbeit)

**Serena Oberecker:** Modellierung eines Quartiers mit Wärmenetz in TRNSYS (Masterarbeit)

**Christoph Sailer:** Validierung der DIN V 18599:2016 mit Matlab/Simulink (Studienarbeit)

**Prisca Schmid:** Vergleich des Energiebedarfs und des Energieverbrauchs von LEED zertifizierten Gebäuden (Studienarbeit)

**Marc Schmidt:** Raumkühlungspotential durch den Einsatz von Wärmerohren (Studienarbeit)

**Katrin Schmoranzner:** Entwicklung einer modellprädiktiven Regelung zur Energieeinsparung unter Einsatz neuronaler Netze (Masterarbeit)

**Carolin Schubert:** Konzeptionierung eines Versuchsstands zur Visualisierung der Raumluchtströmung (Bachelorarbeit)

**Arsalan Shirani:** Modellierung und Optimierung eines regenerativen Keramik Wärmeübertragers (Masterarbeit)

**Jiang Siyang:** Simulative Untersuchung eines luftbasierten Heizsystems für Einfamilienhäuser (Masterarbeit)

**Phillipp Wachter:** Bewertung regenerativer Wärmeerzeuger in der DIN V 18599 (Masterarbeit)

**Vera-Maria Wieder:** Gebäudebetrieboptimierung durch Nutzeridentifikation in Bürogebäuden (Masterarbeit)

**Timo Wilfer:** Charakterisierung und Bewertung elektrischer und hydraulischer Heizsysteme im Neubau (Masterarbeit)

**Fan Yang:** Life Cycle Assessment of a Fluid-Flow-Glazing Façade System (Masterarbeit)

## Dissertationen

**Kaschtschejewa, Olga**

Nutzung rekuperativer Wärmerückgewinner in Lüftungsanlagen unter kalten Klimabedingungen. 2018. Universität Stuttgart Mitteilung Nr. 28  
ISBN 978-3-9811996-7-3

# Energieeinsparung in rekuperativen Wärmrückgewinnern unter Berücksichtigung des Frostschutzes

Olga Kaschtschejewa, Yuanchen Wang

## Einleitung

Bei Außenlufttemperaturen unter dem Gefrierpunkt ist ein Einfrieren des in der Abluft enthaltenen Wasserdampfes an den Platten von rekuperativen Luft-Luft-Wärmerückgewinnern (WRG) möglich. Ein langanhaltendes Einfrieren kann zu Betriebsunterbrechungen des raumlufttechnischen Geräts (RLT-Gerät) führen. Um dieses zu vermeiden, werden Frostschutzstrategien eingesetzt. Diese führen zur Minderung der Energieeinsparung durch die WRG. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Einfluss der Frostschutzstrategie auf die Jahresenergieeinsparung der WRG untersucht. Betrachtet werden WRG ohne Wasserdampfübertragung zwischen der wärmeabgebenden und wärmeaufnehmenden Luft (Rekuperatoren).

## Vorgehen

Die Untersuchung erfolgt in drei Schritten:

1. Bestimmung der Einfrierengrenzen der Platten-WRG
2. Experimentelle Untersuchungen
3. Simulation des Jahresbetriebes des RLT-Gerätes mit WRG

## Einfrierengrenzen der Platten-WRG

Die derzeit am häufigsten eingesetzten Typen der Platten-WRG sind Kreuzstrom-WRG (KS-WRG) und Gegenstrom-WRG mit Kreuzstromführung im Eintritts-/Austritts-Bereich (KGS-WRG), siehe Bild 1.

Die Bedingungen des frostfreien Betriebes des KGS-WRG werden numerisch bestimmt. Das dafür entwickelte Modell ist in [1] detailliert beschrieben. Das numerische Modell

wird an zwei KGS-WRG unterschiedlicher Hersteller experimentell validiert.

Die Einfrierengrenzen des KGS-WRG (Grenzwert der Außenlufttemperatur, bei dem noch kein Einfrieren des WRG zu erwarten ist) sind in Tabelle 1 für einen Betrieb bei gleichen Abluft- und Außenluftvolumenströmen zusammengefasst.

**Tabelle 1: Einfrierengrenzen (AU) des KGS-WRG bei Ablufttemperatur 20°C [1]**

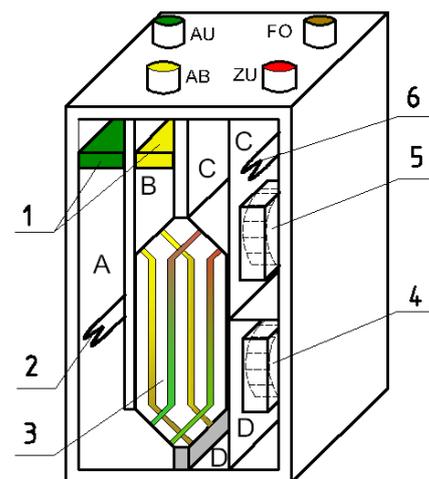
Relative Abluftfeuchte	Temperaturänderungsgrad des WRG $\Phi_{AU}$ («trocken»)		
	70%	80%	90%
20%	-6,5°C	-4,5°C	-3,5°C
26%	-2°C	-0,5°C	0°C
30%	-2°C	-1°C	0°C
40%	-4°C	-2,5°C	-1,5°C
50%	-5,5°C	-4°C	-3°C
60%	-6,5°C	-5°C	-4°C
70%	-7,5°C	-6,5°C	-5,5°C

Diese numerischen Untersuchungen zeigen, dass hinsichtlich des Einfrierens der Betrieb dann kritisch ist, wenn die Oberflächentemperatur der Platten 0°C beträgt. Bei den in der Modellierung gewählten Werten des atmosphärischen Drucks von 101,3 kPa und einer Ablufttemperatur von 20°C ist der Betrieb bei einer relativen Abluftfeuchte von 26% kritisch (rot markierte Zeile). Bei dieser rel. Abluftfeuchte ist im Vergleich die Gefahr des Einfrierens am größten, da hier bei der höchsten Außenlufttemperatur Eis- oder Reifbildung auftritt. Die Einfrierengrenzen von KS-WRG werden aus [2] übernommen.

## Simulation des Jahresbetriebes des RLT-Geräts

Der Einfluss des Frostschutzes auf die Jahresenergieeinsparung der WRG wird mittels Simulation des Jahresbetriebes eines RLT-Geräts bestimmt. Es werden die klimatischen Bedingungen von Jakutsk (Russland), Stockholm, Stuttgart und Barcelona untersucht.

Der Grundaufbau des RLT-Gerätes ist in Bild 1 dargestellt.



**Bild 1: Grundaufbau des RLT-Geräts**

A – Außenluft-Trakt; B – Abluft-Trakt; C – Zuluft-Trakt; D – Fortluft-Trakt

Das modellierte RLT-Gerät besteht aus:

- 1 - Außen- und Abluftfilter
- 2 - Frostschutz (elektrischer Vorerwärmer)
- 3 - Platten-WRG (in Bild 1 ist ein KGS-WRG abgebildet)
- 4 - Abluftventilator
- 5 - Zuluftventilator
- 6 - Nacherwärmer
- 7 - Bypass (in Bild 1 nicht dargestellt)
- 8 - Regelung (in Bild 1 nicht dargestellt)

Das RLT-Gerät fördert ganzjährig einen Außenluftvolumenstrom von 90 m<sup>3</sup>/h.

In der Heizperiode sorgt das RLT-Gerät für eine Zulufttemperatur von mindestens 20°C; im Sommer ist keine Kühlung vorgesehen. Die durch das RLT-Gerät abzuführende Feuchtelast beträgt 325 g/h; dieser Wert stimmt mit Feldtest-Messungen in Passivhäusern [3] überein.

Die Frostschutzstrategie sieht bei Außenlufttemperaturen unter der Einfriergrenze eine elektrische Vorwärmung der Außenluft vor dem Eintritt in den WRG vor. In der Simulation werden WRG mit Temperaturänderungsgraden (Rückwärmzahlen)  $\Phi_{AU}$  von 40%, 50%, 60% (KS-WRG) sowie 70%, 80%, 90% (KGS-WRG) betrachtet. Die gesamte Außenluft wird entweder durch den WRG oder - bei Wärmeüberangebot wenn  $t_{AU} \geq t_{ZU}$  - komplett durch den Bypass geführt. Die Bewertung der Jahresenergieeinsparung erfolgt mit dem Jahrestemperaturänderungsgrad der Außenluft  $\Phi_{AU}^a$ . Dieser bezieht die tatsächliche Jahresenergieeinsparung durch die WRG auf das Jahresenergieeinsparpotential.

$$\Phi_{AU}^a = \frac{Q_{WRG}}{\int_{t=0}^{\tau_{WRG}} \dot{m}_{AU} \cdot c_{p,AU} (t_{AB} - t_{AU})}$$

mit:

$\Phi_{AU}^a$  – Jahrestemperaturänderungsgrad der Außenluft

$Q_{WRG}$  – Jahresenergieeinsparung durch WRG

$\dot{m}_{AU}$  – Außenluftmassenstrom

$c_{p,AU}$  – spezifische Wärmekapazität der Luft

$t_{AB}$  – Ablufttemperatur am Eintritt des WRG

$t_{AU}$  – Außenlufttemperatur vor Eintritt des Frostschutzes

$\tau_{WRG}$  – Jahresbetriebsstunden des WRG.

## Ergebnisse & Diskussion

Im Bild 2 sind die Jahrestemperaturänderungsgrade  $\Phi_{AU}^a$  für die o.g. Standorte blau sowie die Differenzen zwischen diesen und den

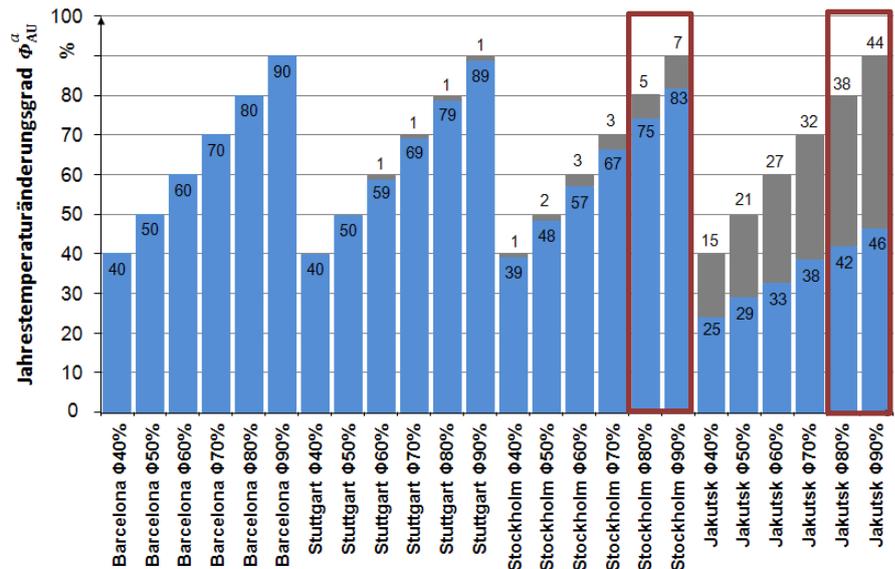


Bild 2: Jahrestemperaturänderungsgrad des WRG  $\Phi_{AU}^a$

Temperaturänderungsgraden  $\Phi_{AU}$  grau dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die Minderung der Jahresenergieeinsparung infolge Frostschutzstrategie wesentlich von den klimatischen Bedingungen am Einsatzort abhängt.

In den betrachteten europäischen Städten reduziert sich die Jahresenergieeinsparung infolge des Frostschutzes nur geringfügig. Die maximale Differenz von 7% liegt in Stockholm für Wärmerückgewinner mit  $\Phi_{AU} = 90\%$  vor. In diesem Fall beträgt die tatsächliche Jahresenergieeinsparung  $\frac{\Phi_{AU}^a}{\Phi_{AU}} = \frac{83}{92} = 92\%$  bezogen auf die berechnete Jahresenergieeinsparung ohne Frostschutz.

Unter kalten klimatischen Bedingungen (Jakutsk) sinkt die Jahresenergieeinsparung infolge der Frostschutzstrategie dagegen erheblich. Selbst ein WRG mit  $\Phi_{AU} = 90\%$  weist einen Jahrestemperaturänderungsgrad von  $\Phi_{AU}^a = 46\%$  auf, so dass weniger als die Hälfte des zur Verfügung stehenden Potentials der Wärmerückgewinnung genutzt werden kann. Der Vergleich von WRG mit unterschiedlichen Temperaturänderungsgraden zeigt, dass in kalten

Klimaregionen ein geringerer Unterschied zwischen den Jahrestemperaturänderungsgraden und somit zwischen der Jahresenergieeinsparung zu verzeichnen ist. Z.B. steigt beim Einsatz von WRG in Jakutsk mit  $\Phi_{AU} = 90\%$  anstelle von  $\Phi_{AU} = 80\%$  der Jahrestemperaturänderungsgrad nur um  $\Delta\Phi_{AU}^a = 46 - 42 = 4\%$ -Punkte, wohingegen dieser in Stockholm um  $\Delta\Phi_{AU}^a = 83 - 75 = 8\%$ -Punkte zunimmt (siehe rote Rahmen in Bild 2).

## Literatur

- [1] O. Kaschtschewja: Nutzung rekuperativer Wärmerückgewinner in Lüftungsanlagen unter kalten Klimabedingungen, Dissertation IGE Universität Stuttgart, 2018
- [2] S. Anisimov, A. Jedlikowski und D. Pandelidis: Frost formation in the cross-flow plate heat exchanger for energy recovery, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, S. 201-217.
- [3] B. Frei und H. Huber: Erfahrungen aus messtechnischen Untersuchungen an Passivhäusern, Schweizerisches Status-Seminar Energie- und Umweltforschung, ETH Zürich, 2002.

# Numerische Untersuchung von Luftströmungen bei mehrzonigen Gebäuden

Matthias Eydner

## Motivation und Hintergrund

Zur Ermittlung des Jahresenergieaufwands von heiz- und raumlufttechnischen Anlagen werden in der Regel thermisch-energetische Simulationen herangezogen. Aufgrund der hohen Komplexität und der Simulationsdauer werden Strömungen außer- und innerhalb des Gebäudes zumeist nur sehr vereinfacht berücksichtigt oder gänzlich vernachlässigt. So werden bei komplexen Gebäuden die Zonen als untereinander abgeschlossen betrachtet, wodurch der interzonale Luftaustausch durch geöffnete oder geschlossene Türen unberücksichtigt bleibt.

Um die Auswirkungen von Luftströmungen auf die Luftqualität, den Feuchtegehalt und die thermischen Bedingungen untersuchen zu können, wird ein Luftströmungsmodell mit einem Simulationsmodell für eine raumlufttechnische (RLT) Anlage verknüpft. Das Modell wird in der Simulationsumgebung TRNSYS bzw. TRNFlow erstellt. Die Simulationsergebnisse ermöglichen detaillierte Analysen der Auswirkungen in- und externer Luftströmungen in Bezug auf die raumklimatischen Parameter einzelner Zonen.

Diese Untersuchung wird im Rahmen eines Promotionsvorhabens zur Flexibilisierung raumlufttechnischer Anlagen vorgenommen, das von der „Graduierten- und Forschungsschule Effiziente Energienutzung Stuttgart“ (GREES) mit einem Stipendium gefördert wird.

## Simulationsmodell und Randbedingungen

Für die Simulationsstudie wird ein Bürogebäude mit unterschiedlichen Nutzungsrandbedingungen betrachtet. Neben Einzel- und Gruppenbüros besteht das Gebäudemodell aus Besprechungs- und Sanitärräumen sowie Verkehrsflächen. Das Gebäude erfüllt die Energieeinsparverordnung 2016. Die Nutzungsprofile sowie die interne Wärme-, CO<sub>2</sub>- und Feuchteabgabe wird gemäß DIN EN 16798 [1] definiert. Die Mindestaußenluftströme für das Gebäude sind DIN

hängigkeit der äußeren und inneren Luftzustände bedarfsgerecht

geregelt. Bild 1 zeigt neben dem Grundriss des Gebäudemodells das verwendete thermische bzw. strömungstechnische Berechnungsmodell (Knoten) zur Bestimmung der Temperaturen, Stoffströme und Luftströmungen. Die externen Drücke an der Gebäudehülle bewirken eine Ex- bzw. Infiltrationsströmung zwischen der Umgebung und dem Gebäude. Zusätzlich haben die Zu- und Abluftdurchlässe einen wesentlichen Einfluss auf die Strömungen innerhalb des Gebäudes. Die

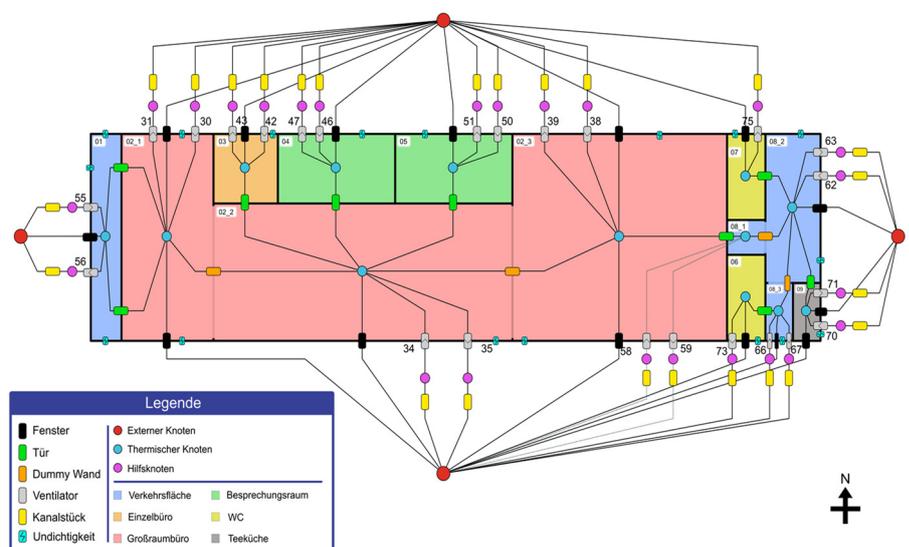


Bild 1: Gebäude- und Knotenmodell der Simulationsstudie

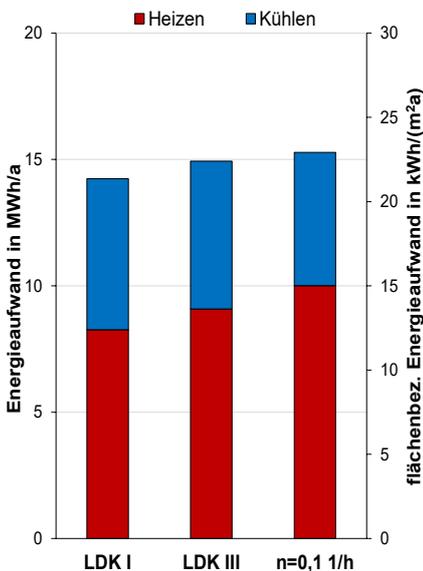
EN 15251 [2] entnommen. Alle stofflichen und thermischen Lasten werden durch die RLT-Anlage abgedeckt. Eine kontrollierte Be- und Entfeuchtung erfolgt nicht. Das Anlagenmodell verfügt über folgende Grundfunktionen: Lüften (Außen- und Umluft), Heizen, Kühlen sowie einer Wärme- bzw. Kälterückgewinnung. Diese Funktionen sind in Ab-

dadurch auftretenden Druck- und Temperaturdifferenzen bewirken Überströmungen zwischen den einzelnen Zonen.

## Untersuchungsergebnisse

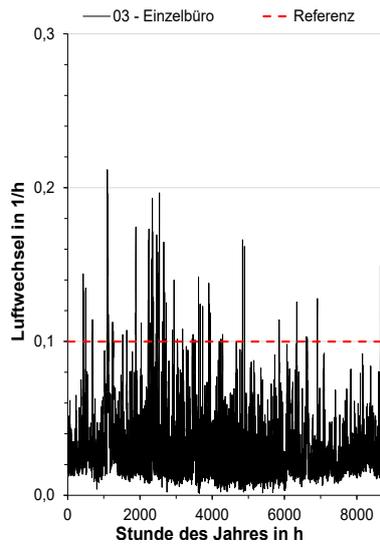
Das hier entwickelte Modell, das In- und Exfiltrationsluftströme sowie den interzonalen Luftaustausch berechnet, zeigt deren Einflüsse auf

den Energieaufwand für Heizen und Kühlen. Im Weiteren wird dieses Modell als LDK-Modell bezeichnet. Dieses wird mit einer standardmäßigen Infiltration von  $n=0,1$  1/h verglichen. In Bild 2 ist der gesamte Energieaufwand für das Modell mit konstanter Infiltration den LDK-Modellen mit einer hohen (Klasse I) und einer mittleren (Klasse III) Gebäudedichtheit nach DIN EN 12831 [3] gegenübergestellt. Die Luftdichtheitsklasse I (LDK) erfüllt die Anforderungen der EnEV 2016 zum Nachweis der Dichtheit für Nichtwohngebäude. Hierfür darf ein mittlerer flächenbezogener In- bzw. Exfiltrationsvolumenstrom von  $2,5 \text{ m}^3/\text{hm}^2$  bei 50 Pa Druckdifferenz zwischen Gebäude und Umgebung nicht überschritten werden. Der Heizenergieaufwand ist ausgehend vom Modell mit konstanter Infiltration um ca. 18% gegenüber LDK I reduziert, wohingegen der Kühlenergieaufwand um ca. den gleichen Betrag erhöht ist. Es wird deutlich, dass die Annahme einer konstanten Infiltration ein Büroge-



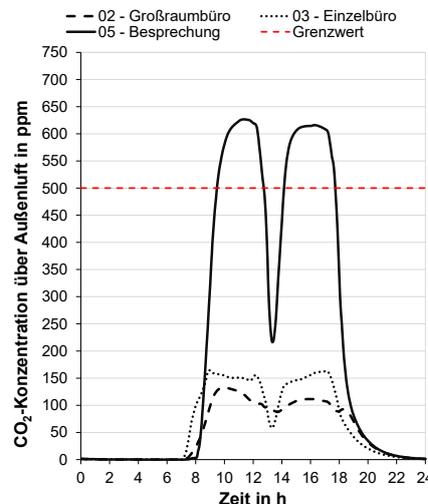
**Bild 2: Jährlicher Energieaufwand bei unterschiedlicher Gebäudedichtheit**

bäude mit geringen Anforderungen (LDK IV) an die Luftdichtheit repräsentiert. In Bild 3 ist exemplarisch



**Bild 3: Luftwechsel des Einzelbüros mit hoher Luftdichtheit**

der berechnete Luftwechsel aufgrund von Infiltration im Jahresverlauf für einen innenliegenden Büroraum mit einer nördlichen Fassadenanbindung dargestellt. Hinsichtlich der Luftqualität (ausgedrückt als  $\text{CO}_2$ -Konzentration) zeigt Bild 4, dass in den Zonen mit niedriger Belegungsdichte eine ausreichende Belüftung gewährleistet wird, wohingegen im Besprechungsraum (hohe Belegungsdichte) die personenbezogenen Außenluftströme nicht ausreichend sind. Der  $\text{CO}_2$ -Grenzwert von



**Bild 4:  $\text{CO}_2$ -Konzentration im Tagesverlauf**

500 ppm über der Außenluftkonzentration wird daher zeitweilig überschritten.

**Ausblick**

Mit dem vorgestellten Simulationsmodell lassen sich für ein Multizonegebäude neben den thermischen Bedingungen auch die Strömungen und damit der Stoff- und Feuchtetransport im Rahmen von Jahressimulationen mit verhältnismäßig wenig Rechenaufwand modellieren. Dies erlaubt es, unterschiedliche Anlagensysteme, Regelungsstrategien und deren Einfluss auf die raumklimatischen Parameter zu untersuchen. Raumlufttechnische Anlagen haben vor allem in Nichtwohngebäuden einen wesentlichen Anteil am Gesamtenergieaufwand und es wird aus heutiger Sicht erwartet, dass dieser aufgrund der zunehmenden Klimatisierung künftig deutlich zunimmt [4]. Gleichzeitig erfordert der steigende Anteil erneuerbarer Energieträger aufgrund der fluktuierenden Erzeugung eine zeitliche Verschiebung von Lasten (Lastmanagement). Im weiteren Verlauf wird daher mit dem vorgestellten Simulationsmodell für unterschiedliche RLT-Anlagensysteme das Potential für eine Flexibilisierung untersucht.

**Literatur**

[1] DIN EN 16798 (2017). Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden – Teil 1: Eingangsparameter für das Innenraumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden bezüglich Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik.  
 [2] DIN EN 15251 (2012). Eingangsparameter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden – Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik.  
 [3] DIN EN 12831 (2017). Energetische Bewertung von Gebäuden – Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast – Teil 1: Raumheizlast.  
 [4] Klaus, T. et al.: Energieziel 2050: 100% Strom aus erneuerbaren Quellen, Umweltbundesamt

# Prüfverfahren für dezentrale alternierende Wohnungslüftungsgeräte

Bernd Klein, Lukas Siebler

## Einleitung

Dezentrale alternierende Wohnungslüftungsgeräte finden seit einigen Jahren zunehmend Verbreitung auf dem Markt. Insbesondere im Sanierungsfall kann mit dieser Geräteart mit geringem Aufwand eine maschinelle Wohnungslüftung mit Wärmerückgewinnung nachgerüstet werden. Dafür werden regenerative Wärmespeicher verwendet, die zyklisch alternierend durchströmt werden. Aufgrund eines zyklischen Wechsels der Strömungsrichtung und dem damit einhergehenden instationären Betrieb fehlen die Grundlagen dafür, wie diese Geräte im Vergleich zu kontinuierlich arbeitenden zu bewerten sind. Diese Fragestellung wird in einem von der Forschungsinitiative Zukunft Bau gemeinsam mit dem Fachverband Gebäude-Klima e.V. (FGK) geförderten Verbund-Forschungsvorhaben (EWWALT [1]) der RWTH Aachen, des ITG Dresden sowie der Forschungsgesellschaft HLK Stuttgart mbH (FGHLK) untersucht.

## Herausforderung

Damit die Zu- und Abluftströme im Raum zu jeder Zeit balanciert sind, arbeiten bei dezentralen alternierenden Lüftungsgeräten typischerweise zwei Lüftungsgeräte alternierend gegenläufig (siehe Bild 1). In beiden Geräten wechselt die Richtung der Luftströme zyklisch, um den regenerativen Speicher mit thermischer Energie zu be- oder zu entladen.

Durch die instationäre Arbeitsweise ist es insbesondere bei der Geräteprüfung nicht möglich, die von kontinuierlich arbeitenden Geräten

bekanntes Verfahren zur Bestimmung von Kennwerten wie Wärmerückgewinnung, Luftstrombalance oder wirksamer Luftvolumenstrom anzuwenden.

Vor allem die An- und Abfahrvorgänge der instationären Volumenstromverläufe stellen Herausforderungen für die Messtechnik dar (siehe Bild 2). Die Aufgabe der FGHLK innerhalb des Forschungsprojektes ist es, die Prüfverfahren zur Ermittlung der Kennwerte für die energetische Bewertung näher zu untersuchen und weiter zu entwickeln.

Bekanntes Verfahren zur Messung eines kontinuierlichen Volumenstroms mit Hilfsventilatoren sind

aufgrund der Regeleigenschaften der Prüfeinrichtung in Kombination mit dem Prüfling nicht für instationäre Strömungen einsetzbar. Daher ist es erforderlich, ein neuartiges Verfahren zur Bestimmung des wirksamen Luftvolumenstroms sowie der Balance im alternierenden Betrieb zu entwickeln.

## Vorgehen

Zunächst werden die Volumenströme bei Betrieb mit gleichbleibender Strömungsrichtung gemessen. Dies kann mit einem Verfahren mit hoher Genauigkeit wie z.B. mit Differenzdruckmessung mit Einströmdüsen erfolgen.

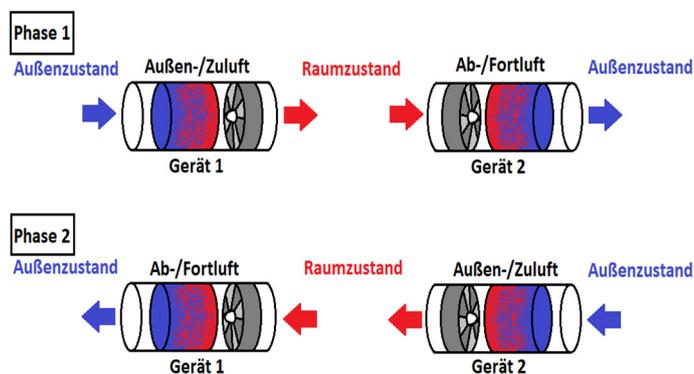


Bild 1: Funktionsprinzip alternierender Wohnungslüftungsgeräte

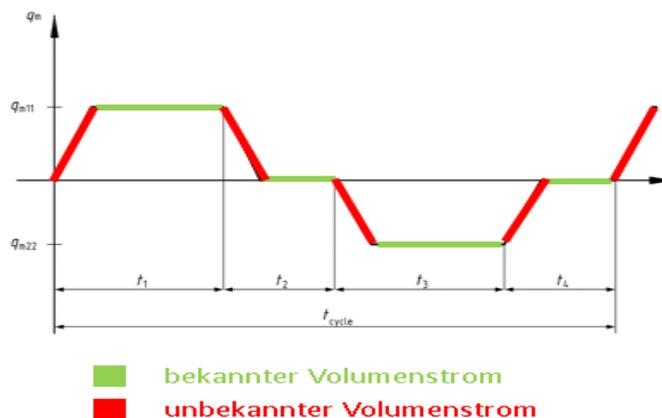


Bild 2: Volumenstromverläufe eines Geräts

Im nächsten Schritt werden die Geräteöffnungen abgedichtet und anschließend betrieben. Dabei wird die statische Druckdifferenz bei nun vorliegendem Nullvolumenstrom erfasst. Über die Kenntnis der Ventilator-Kennlinien (siehe Bild 3) im stationären Betrieb der Geräte kann in jeder Drehzahlstufe (im Bsp. 5 Stufen) der Zusammenhang zwischen diesem Druck (rote Kreise) und dem frei ausblasenden/ansaugenden Volumenstrom (blaue Kreise) erfasst werden. Dies entspricht quasi einer Projektion des Volumenstroms auf die Druckachse. In Bild 4 sind die Messwerte von drei unterschiedlichen Geräten aufgetragen und eine geeignete Approximationsgleichung ermittelt. Die hierbei festgestellte Funktion (siehe Bild 4) stellt die Grundlage der exakten Volumenstrombestimmung der An- und Abfahrvorgänge der Ventilatoren im Betrieb dar. Mit dieser mathematischen Approximation kann nun über den Verlauf des Drucks der Verlauf des frei ausblasenden bzw. ansaugenden Volumenstroms abgeleitet werden. Die An- und Abfahrvorgänge werden somit als ein Durchlaufen unendlich vieler stationärer Stufen bei verschiedenen Drehzahlen betrachtet und können daher durch die Approximation (Bild 4) abgebildet werden.

**Ergebnisse**

Im alternierenden Betrieb (siehe Bild 5) werden mittels Integration über einen Zyklus der mittlere Volumenstrom sowie die Luftstrombalance bestimmt. Speziell die An- und Abfahrvorgänge der Ventilatoren lassen sich damit eindeutig darstellen. Sowohl für die raumweise Auslegung als auch für die thermische Bewertung der Wärmerückgewinnung ist eine exakte Kenntnis des in

einem Zyklus geförderten Luftvolumens eine Voraussetzung. Diese Kenntnis ist nun dank des vorgestellten Messverfahrens gegeben und stellt die Grundlage für eine normative Umsetzung dar.

**Literatur**

[1] B. Klein, EWWALT Abschlussbericht, FGHLK Stuttgart mbH, 2018.

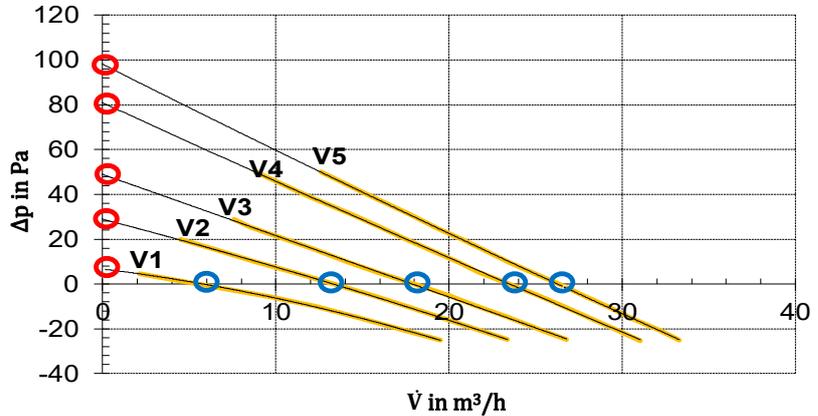


Bild 3: Kennfelder bei stationärer Betriebsweise

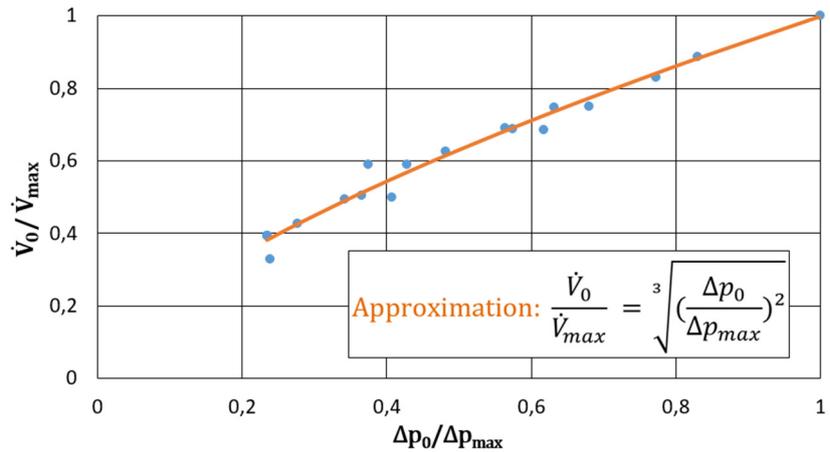


Bild 4: Zusammenhang frei ausblasender Volumenstrom und statischer Druck bei Nullvolumenstrom

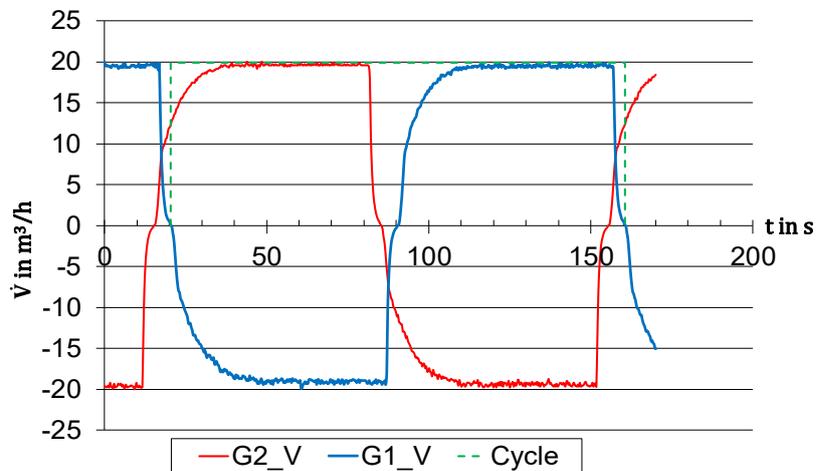


Bild 5: Ermittelte Volumenstromverläufe im alternierenden Betrieb

# Numerische Untersuchung von Schichtlüftungssystemen mit Schichtlüftung

Simon Engstfeld, Mohammad Reza Adili

## Einleitung

Eine gute Raumluftqualität ist eine wesentliche Voraussetzung für ein gesundes Lernklima. Wissenschaftliche Untersuchungen haben gezeigt, dass es einen direkten Zusammenhang zwischen der Luftqualität und dem Lernvermögen von Schülern gibt.

Bei gleichem Zuluftvolumenstrom führen Schichtlüftungssysteme zu einer besseren Atemluftqualität als Mischlüftungssysteme. Die Lüftungssysteme, die nach dem Schichtlüftungsprinzip arbeiten, eignen sich daher besonders für die Belüftung von Klassenräumen. Die strömungstechnischen Einflussgrößen von Schichtlüftungssystemen in Klassenräumen sind gegenwärtig noch unzureichend erforscht. In dieser Untersuchung werden verschiedene handelsübliche zentrale und dezentrale Schichtlüftungssysteme hinsichtlich der Lüftungseffektivität und der thermischen Behaglichkeit nach DIN EN ISO 7730 [1] verglichen. Am Beispiel eines für Deutschland typischen Klassenraums erfolgt die Simulation und Ergebnisauswertung für den vollbelegten Winterfall mit dem CFD-Programm ANSYS Fluent.

## Simulation und Ergebnisse

Der modellierte Klassenraum ist in Bild 1 dargestellt und verfügt über eine Netto-Grundfläche von  $60 \text{ m}^2$ . Insgesamt befinden sich 30 Schüler und ein Lehrer im Raum. Die Außenwand besteht aus einer Brüstung und vier großen Außenfenstern. Gegenüber der nach EnEV-Standard ausgeführten Außenwand liegt die Flurwand. Hinter

dem Lehrer befindet sich die Tafelwand, die gegenüber der Stirnwand angeordnet ist.

## Randbedingungen

Die zylindrischen Dummies repräsentieren die sitzenden Personen im Raum. Die sensible Wärmeabgabe der Personen beträgt  $91 \text{ W}$  nach VDI 6040 [3]. Die personenbezogene  $\text{CO}_2$ -Abgabe entspricht mit  $19 \text{ l/h}$  ebenfalls den Angaben dieser VDI-Richtlinie. Die Auslegung des erforderlichen Außenluftvolumenstroms, der dem Zuluftvolumenstrom entspricht, erfolgt gemäß den Empfehlungen nach DIN EN 15251 [2] für die Kategorie II. Hierbei wird das personenbezogene Verfahren für schadstoffarme Gebäude angewendet.

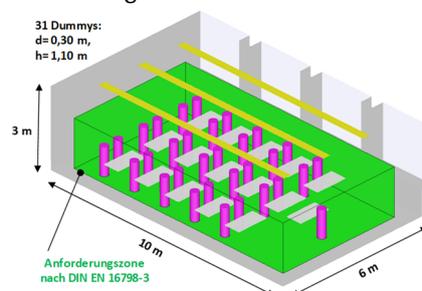


Bild 1: Geometrie des modellierten Klassenraums

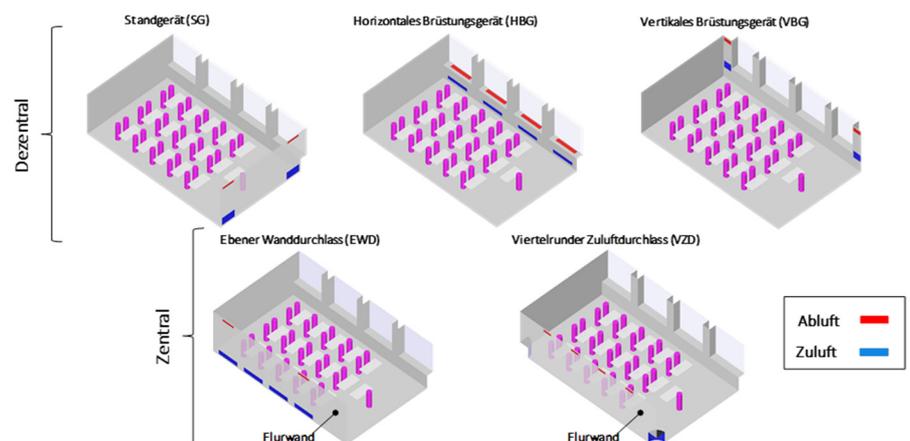


Bild 2: Schematische Darstellung der untersuchten Schichtlüftungssysteme

Ein Zuluftvolumenstrom von insgesamt  $932 \text{ m}^3/\text{h}$  ist für die Belüftung des Klassenraums erforderlich. Alle untersuchten Schichtlüftungssysteme verfügen über eine Wärmerückgewinnung mit einer Rückwärmzahl von  $0,75$ .

Unter der Annahme, dass die Außenlufttemperatur im Winterfall  $\vartheta_a = -12 \text{ }^\circ\text{C}$  und die Ablufttemperatur  $\vartheta_i = 22 \text{ }^\circ\text{C}$  beträgt, resultiert eine Temperatur der Zuluft von  $\vartheta_{zu} = 16,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Die angegebene  $\text{CO}_2$ -Konzentration ist die  $\text{CO}_2$ -Konzentration oberhalb der Außenluft.

Die Flurwand grenzt an einen Flur mit einer Temperatur von  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Auch ohne Heizflächen ist die Energiebilanz für den Winterfall aufgrund der hohen inneren Wärmeabgabe durch die Personen ausgeglichen.

## Variantenstudie

Die numerische Untersuchung der in Bild 2 dargestellten Schichtlüftungssysteme wird im Folgenden beschrieben.

Alle betrachteten Schichtlüftungssysteme basieren auf handelsüblichen Komponenten.

Mit dem vertikalen Brüstungsgerät ist die Schichtgrenze nur bedingt stabil (siehe Bild 3), was zu einer Stofflastabfuhr mit einer Lüftungseffektivität von  $\epsilon_{AZ} = 1,38$  führt.

Beim horizontalen Brüstungsgerät kommt es aufgrund der Anordnung der Abluftdurchlässe in der Brüstung zur Ausbildung einer Schichtgrenze in nicht ausreichender Höhe, wie Bild 4 zeigt. Diese gewährleistet zwar eine gute Lüftungswirksamkeit von  $\epsilon_{AZ} = 1,66$ , jedoch sind die durchschnittlichen  $\text{CO}_2$ -Konzentrationen der Horizontalanschnitte in der stehenden und sitzenden Kopfhöhe mit etwa 570 ppm deutlich zu hoch, wie aus Bild 4 hervorgeht.

Für den vollbelegten Winterfall ist hingegen das Schichtlüftungssystem des ebenen Wanddurchlasses mit geringen Einschränkungen sehr gut für die Belüftung von Klassenräumen geeignet. Gute Eigenschaften mit geringen Einschränkungen konnten für den viertelrunden Zuluftdurchlass aufgezeigt werden. Dies trifft ebenfalls auf die etwas schlechtere Variante des Standgerätes zu.

Die großflächigen Zuluftdurchlässe beim ebenen Wanddurchlass (EWD) bedingen die Ausbildung einer stabilen Schichtgrenze im Klassenraum, wie in Bild 5 abgebildet ist. In Konsequenz dessen stellt sich eine sehr gute Lüftungswirksamkeit von  $\epsilon_{AZ} = 1,76$  ein. Diese sorgt für die geringste durchschnittliche  $\text{CO}_2$ -Konzentration in der Anforderungszone, die mit 338 ppm der Kategorie I nach DIN EN 15251 entspricht.

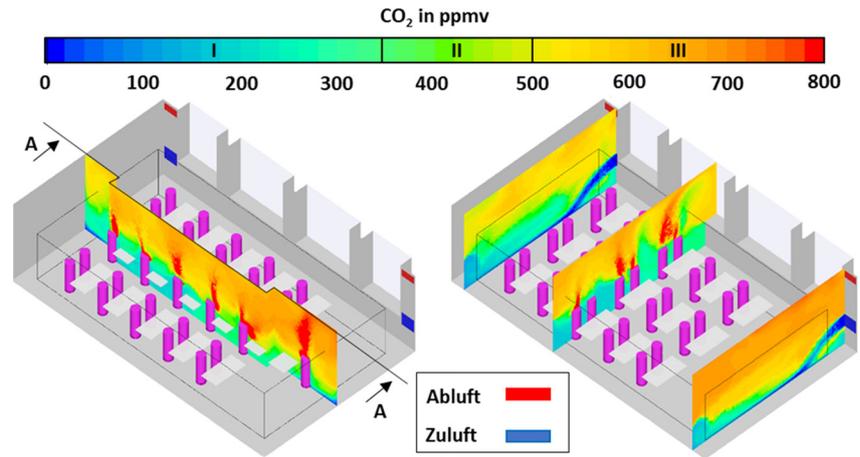


Bild 3:  $\text{CO}_2$ -Konzentration des vertikalen Brüstungsgerätes im Längsschnitt (l.) und Querschnitt (r.)

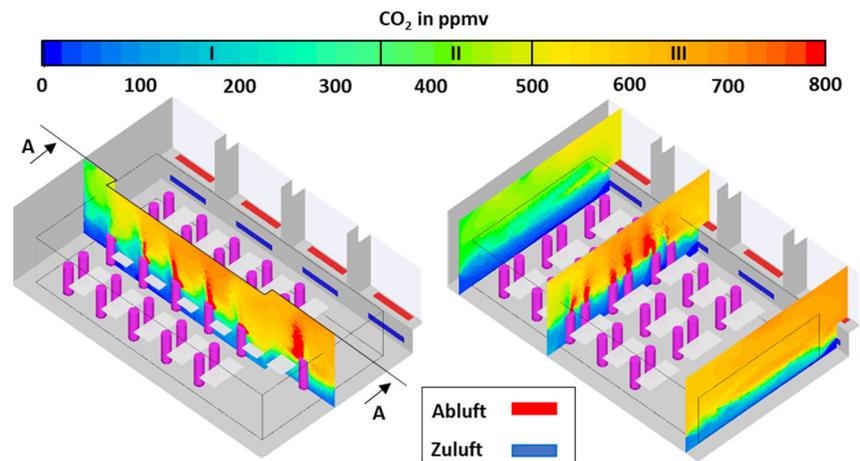


Bild 4:  $\text{CO}_2$ -Konzentration des horizontalen Brüstungsgerätes im Längsschnitt (l.) und Querschnitt (r.)

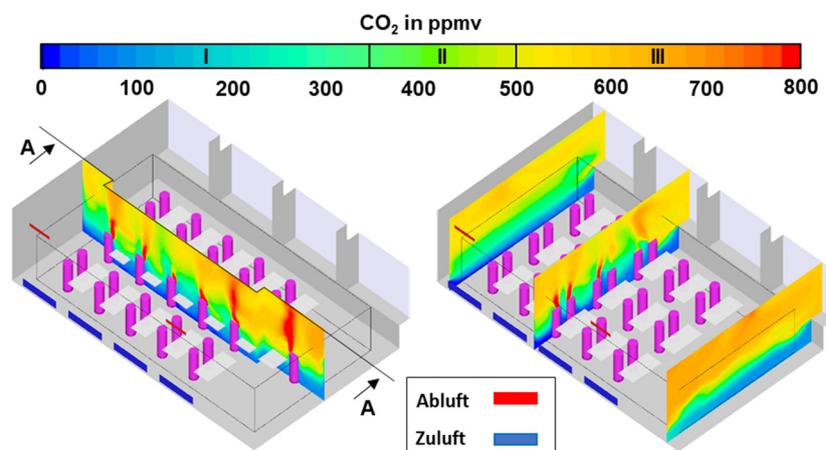


Bild 5:  $\text{CO}_2$ -Konzentration des ebenen Wanddurchlasses im Längsschnitt (l.) und Querschnitt (r.)

Die Luftführung des viertelrunden Zuluftdurchlasses (VZD) verfügt gegenüber dem EWD über eine etwas instabilere Schichtgrenze, wie Bild 6 zeigt. Die Lüftungswirksamkeit ist daher leicht reduziert. Dennoch werden mit  $\epsilon_{AZ} = 1,58$  gute Werte erreicht. Es stellt sich eine durchschnittliche  $\text{CO}_2$ -Konzentration von 379 ppm in der Anforderungszone ein.

Die Integration von zwei Standgeräten im Tafelbereich ist gut für die Belüftung von Klassenräumen geeignet (siehe Bild 7). Die dezentralen Geräte lassen sich besonders einfach bei der Sanierung von Schulen integrieren. Anhand Bild 7 ist eine stabile Schichtgrenze erkennbar. Die Lüftungswirksamkeit ist mit  $\epsilon_{AZ} = 1,61$  gut. Die durchschnittliche  $\text{CO}_2$ -Konzentration in der Anforderungszone beträgt 377 ppm und entspricht damit den Vorgaben für Kategorie II nach DIN EN 15251.

Die Ergebnisauswertung zeigt, dass bei allen untersuchten Varianten die durchschnittliche Lüftungswirksamkeit in der Anforderungszone größer als eins ist. Somit verfügen alle Schichtlüftungssysteme über eine verbesserte Stofflastabfuhr als mit einer idealen Mischlüftung ( $\epsilon_{AZ,ideal} = 1$ ). Ferner weisen alle Varianten, die nach dem Schichtlüftungsprinzip arbeiten, eine durchschnittliche  $\text{CO}_2$ -Konzentration von unter 500 ppm im Bereich der Kopfhöhe einer sitzenden Person auf.

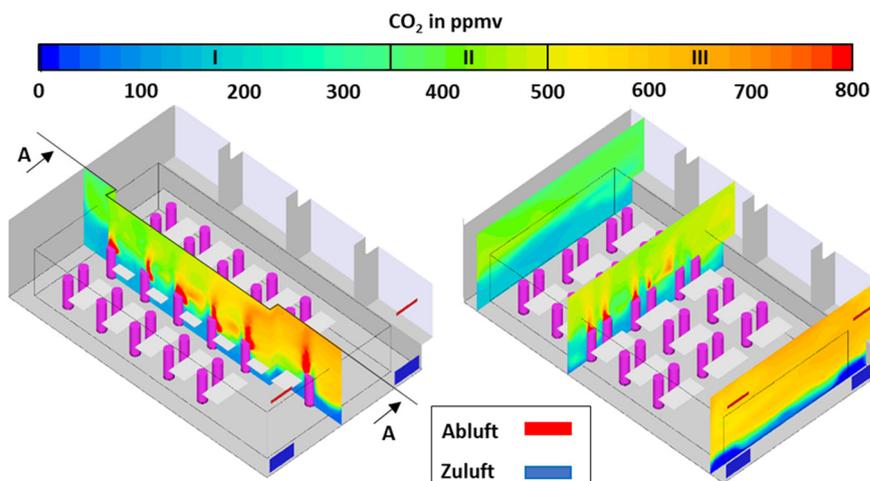


Bild 6:  $\text{CO}_2$ -Konzentration des viertelrunden Zuluftdurchlasses anhand des abgesetzten Längsschnittes (l.) und des Querschnittes (r.)

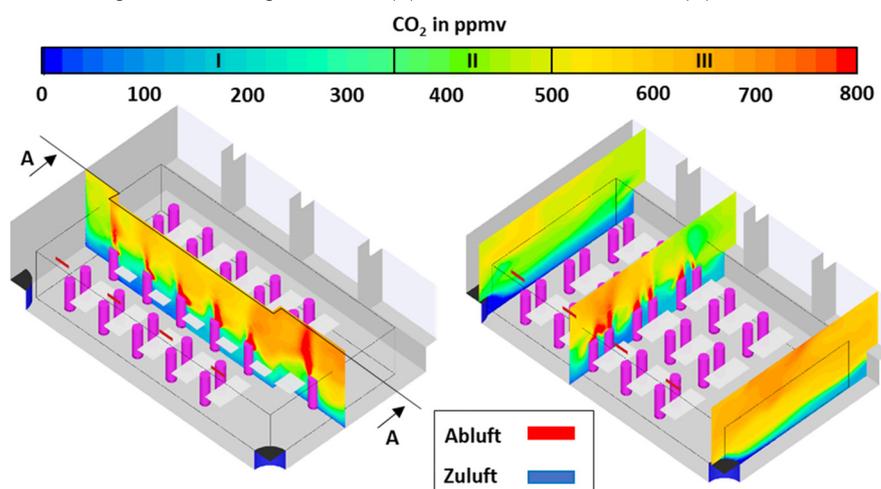


Bild 7:  $\text{CO}_2$ -Konzentration des Standgerätes anhand des abgesetzten Längsschnittes (l.) und des Querschnittes (r.)

#### Literatur

[1] DIN EN ISO 7730 (2006). Ergonomie der thermischen Umgebung – Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit

[2] DIN EN 15251 (2012). Eingangsparameter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden – Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik

[3] VDI 6040 (2015). Ausführungshinweise (VDI-Lüftungsregeln, VDI Schulbaulichlinien)

# Untersuchung und Erarbeitung von Grundlagen zur Fortschreibung des Modellgebäudeverfahrens „EnEV easy“ für Wohngebäude

Osman Akyildiz, Philipp Wachter

## Einleitung

Die geltende Energieeinsparverordnung (EnEV) fordert eine rechnerische Ermittlung des Energiebedarfs von neugebauten Gebäuden, um deren energetischen Standard in der Planung sicherzustellen. Da die rechnerische Nachweisführung zeit- und damit kostenaufwändig ist, wurde ein alternatives vereinfachtes Modellgebäudeverfahren „EnEV easy“ entwickelt und 2016 veröffentlicht. Im Rahmen eines am IGTE durchgeführten Forschungsvorhabens im Auftrag des Bundesinstituts für Bau-, Stadt- und Raumforschung (BBSR) wird das Verfahren für dessen Fortschreibung sowie für dessen Aufnahme in einen Entwurf für das Gebäudeenergiegesetz (GEG) vorbereitet.

## Ausgangslage

Die geltende Energieeinsparverordnung (EnEV) sieht in § 3 Absatz 5 EnEV für neue, nicht gekühlte Wohngebäude ein vereinfachtes Nachweisverfahren vor. Dieses Verfahren wurde am 21. Oktober 2016 im Rahmen einer gemeinsamen Bekanntmachung vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) und Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMUB) eingeführt. In der Bekanntmachung werden – auf Grundlage von Modellrechnungen – Ausstattungsvarianten beschrieben, die unter dort ebenfalls definierten Anwendungsvoraussetzungen, die Anforderungen der EnEV generell erfüllen. Eine Ausstattungsvariante steht für eine

Kombination aus einem Anlagensystem und einer Wärmeschutzvariante. Für zu errichtende Gebäude, welche die beschriebenen Anwendungsvoraussetzungen erfüllen und in einer der aufgeführten Ausstattungsvarianten errichtet werden, wird die Einhaltung der EnEV als erfüllt angesehen, ohne dass ausführliche Berechnungen erforderlich werden.

## Ziel

Das BBSR hat die Modellrechnungen für 10 Anlagensysteme in Verbindung mit 5 Wärmeschutzvarianten durchführen lassen. Mit der Einführung des Modellgebäudeverfahrens wurden zunächst diese 10 Anlagensysteme in Kombination mit den aufgeführten Wärmeschutzvarianten berücksichtigt. Es besteht jedoch die Absicht, das Verfahren insbesondere für Innovationen offen zu halten und sicherzustellen, dass es in Zukunft nicht zur Benachteiligung weiterer und möglicherweise besonders energieeffizienter Techniken kommt. Weiterhin besteht die Absicht, das Verfahren in das zukünftige Gebäudeenergiegesetz (GEG) zu integrieren.

In diesem Kontext ist es zunächst notwendig, die dem Verfahren zugrundeliegenden Modellgebäude zu charakterisieren, deren Datengrundlage nicht im Detail verfügbar ist. Anschließend sollen materiellrechtliche Anforderungen festgelegt werden, damit im Anschluss die Energieausweiskennwerte der 10 Anlagensysteme unter den Randbedingungen des GEG erneut berechnet werden können.

## Charakterisieren der Modellgebäude

Um eine Fortschreibung des Verfahrens zu ermöglichen, werden zunächst theoretische Grundlagen aufbereitet, die in den vorangegangenen Forschungsvorhaben erarbeitet wurden sowie eine Modellgebäudedatenbank erstellt. Mit Kontrollrechnungen wird sichergestellt, dass bei Anwendung der Modellgebäudedatenbank eine hinreichende Übereinstimmung mit den Energieausweiskennwerten der bisherigen Bekanntmachung erreicht wird. Dabei wird wie folgt vorgegangen:

- Auswertung vorhergehender Studien zu „EnEV easy“ und Ableitung von Rahmenbedingungen für die Modellgebäudedatenbank
- Erstellung eines Regelwerks in Form einer Modellgebäudedatenbank
- Kontrollrechnung nach DIN V 4108-6 / DIN V 4701-10
- Erstellung einer zweiten Variante der Datenbank mit reduziertem Fensterflächenanteil
- Erarbeitung eines Vorschlags für das Datenbankformat

## Festlegen der materiell-rechtlichen Anforderungen

Entsprechend dem Gesetzentwurf der Bundesregierung für das GEG vom 31.03.2017 soll langfristig die DIN V 18599 das einzig zulässige Berechnungsverfahren für den öffentlich-rechtlichen Nachweis werden. In diesem Zusammenhang müssen die im Rahmen der Vorbereitung der Bekanntmachung

durchgeführten Berechnungen auf Basis der DIN V 18599:2016 wiederholt werden. Darüber hinaus sollen die den Berechnungen zugrunde liegenden Randbedingungen überarbeitet werden. Dies beinhaltet zum einen die Berücksichtigung der Vorgaben des aktuellen Entwurfs des GEG. Zum anderen gilt die Prämisse, dass die Grenzwerte aus dem Referenzgebäudeverfahren bei Anwendung des Modellgebäudeverfahrens „EnEV easy“ nur im Mittel und nicht für jede Konstellation unterschritten werden müssen, wobei Abweichungen bis zu 10% zulässig sind.

Es wird untersucht, welche Kombination aus Anlagenvariante und Wärmeschutzvariante die gesetzlichen Anforderungen generell erfüllen. Dabei sind folgende Arbeitsschritte durchzuführen.

- Kategorisierung der Anlagenvarianten
- Untersuchung weiterer Potentiale zur Vereinfachung des Modellgebäudeverfahrens „EnEV easy“
- Ermittlung der erforderlichen Wärmeschutzvarianten für die jeweiligen Anlagenvarianten

zur Erfüllung der gesetzlichen Anforderungen

- Untersuchung des Einflusses von unterschiedlichen Fensterflächenanteilen der Modellgebäude auf die Wärmeschutzanforderungen
- Erarbeitung von Vorschlägen zur Vereinfachung der Anlagenbeschreibungen

### Fazit und Ausblick

Nach einer Zusammenstellung aller erforderlichen Daten und Randbedingungen werden die Modellgebäude definiert und eine Modellgebäudedatenbank erstellt. Die materiell-rechtlichen Anforderungen werden unter Berücksichtigung des GEG-Entwurfs neu festgelegt. Dadurch sind deutliche Erleichterungen sowohl bei der energiesparrechtlichen Nachweisführung als auch der erforderlichen Wärmeschutzvariante für Wohngebäude möglich.

Für die Modellgebäude sind die Voraussetzungen zur Berechnung der Energieausweiskennwerte geschaffen. Eine detaillierte Berechnung dieser ist für ein Folgeprojekt vorgesehen. Die Ergebnisse sollen anschließend in einer Bekanntma-

chung im Nachgang zur Verabschiedung des GEG veröffentlicht werden.

### Literatur

[1] EnEV 2014: Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung - EnEV) vom 24.07.2007, in der Fassung vom 24.07.2015.

[2] GEG: Gesetzentwurf der Bundesregierung - Gesetz zur Vereinheitlichung des Energieeinsparrechts für Gebäude, Bearbeitungsstand vom 31.03.2017.

[3] H. Erhorn und L. Lyslow, EnEV easy - Entwicklung eines Anforderungskatalogs an den energiesparenden Wärmeschutz von typischen Wohngebäuden zur Einhaltung der Vorgaben der EnEV 2009 und des EEWärmeG, Stuttgart, 2009.

[4] BMVBS (Hrsg.), Fortentwicklung des Ansatzes „EnEV easy“ für die Verwendung in der EnEV 2012. BMVBS-Online-Publikation 04/2012.

[5] BBSR (Hrsg.), EnEV easy – Vorbereitung einer Bekanntmachung nach § 3 Abs. 5 EnEV 2013, BBSR-Online-Publikation 12/2016.

[6] Bekanntmachung zur Anwendung von § 3 Absatz 5 der Energieeinsparverordnung (EnEV) (Modellgebäudeverfahren für nicht gekühlte Wohngebäude) vom 21.10.2016

Tabelle 1: Beschreibung der Anlagenvarianten

Nummerierung	Kurzbeschreibung der Anlagenvariante
AT1	Kessel für feste Biomasse, Pufferspeicher und zentrale Trinkwassererwärmung
AT2	Brennwertgerät zur Verfeuerung von Erdgas oder leichtem Heizöl, Solaranlage zur zentralen Trinkwassererwärmung, Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung
AT3	Brennwertgerät zur Verfeuerung von Erdgas oder leichtem Heizöl, Solaranlage zur zentralen Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung (Kombianlage), Pufferspeicher, Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung
AT4	Nah-/Fernwärmeversorgung oder lokale Kraft-Wärme-Kopplung, zentrale Trinkwassererwärmung
AT5	Nah-/Fernwärmeversorgung oder lokale Kraft-Wärme-Kopplung, zentrale Trinkwassererwärmung, Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung
AT6	Luft-Wasser-Wärmepumpe, zentrale Trinkwassererwärmung
AT7	Luft-Wasser-Wärmepumpe, dezentrale Trinkwassererwärmung
AT8	Luft-Wasser-Wärmepumpe, dezentrale Trinkwassererwärmung, Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung
AT9	Wasser-Wasser-Wärmepumpe, zentrale Trinkwassererwärmung
AT10	Sole-Wasser-Wärmepumpe, zentrale Trinkwassererwärmung

# Untersuchung der Nukleation an Wärmeübertrageroberflächen zur Optimierung der Beladung von Eisspeichern

Ursina Oechsle

## Einleitung und Motivation

Eisspeicher sind thermische Energiespeicher, die in Kombination mit einer Wärmepumpe (WP) oder einer Kältemaschine (KM) eingesetzt werden können. Als saisonaler Speicher stellt der Eisspeicher für die WP die Wärmequelle zum Heizen im Winter und die Wärmesenke im Sommer dar. Über den Winter wird der Eisspeicher gefroren und liefert der WP eine konstante Vorlauftemperatur; über den Sommer wird er regeneriert und zur Gebäudekühlung genutzt. Alternativ reduziert der Eisspeicher die Lastspitzen der KM und erhöht die Verfügbarkeit und Sicherheit der Kältebereitstellung. Eisspeicher zeichnen sich durch eine hohe Speicherdichte ( $> 40 \text{ kWh/m}^3$ ) bei kleinem Volumen sowie durch geringe thermische Verluste aus. Zum Vergleich: ein Kaltwasserspeicher hat bei einer Temperaturdifferenz von 6 Kelvin eine Speicherkapazität von  $7 \text{ kWh/m}^3$ . Der Eisspeicher hat den Vorteil, dass durch den Phasenwechsel die Schmelzenthalpie von Wasser mit  $333 \text{ kJ/kg}$  genutzt und dadurch eine große Energiemenge bei kleinem Volumen gespeichert werden kann.

Bei den untersuchten Eisspeichern handelt es sich um wassergefüllte Behälter mit innenliegendem Wärmeübertrager. Beim Wärmeentzug, welcher im Folgenden als Beladung bezeichnet wird, bildet sich eine Eisschicht auf der Wärmeübertrageroberfläche, sobald lokal die Nukleationstemperatur erreicht bzw. unterschritten wird. Die wachsende

Eisschicht hat einen hohen Wärmeleitwiderstand und die Beladungsleistung nimmt ab. Es findet bereits Eisbildung statt während das Wasser im Speicher durch die Eisschicht hindurch auf  $0 \text{ °C}$  abgekühlt wird, da die Wärmeübertrageroberfläche schon  $0 \text{ °C}$  erreicht hat. Es müssen große Wärmeübertrager installiert werden, um den kompletten Eisspeicher mit einer gewünschten Mindestbeladungsleistung gefrieren zu können. Der Anteil der Wärmeübertrager am Speichervolumen beträgt bis zu 40 %.

Im Rahmen dieses Promotionsvorhabens soll die Beladung eines Eisspeichers optimiert werden. Dazu soll die Eisbildung an der Wärmeübertrageroberfläche verhindert werden, indem die Nukleationstemperatur - die Temperatur der Wärmeübertrageroberfläche bei Eisbildung - gesenkt wird. Die Nukleationstemperatur wird unter anderem beeinflusst durch die Beschaffenheit der Wärmeübertrageroberfläche. Durch die Verwendung verschiedener Wärmeübertragermaterialien und z.B. mittels Elektropolieren, Sandstrahlen oder Plasmapbeschichten kann die Oberfläche verändert werden.

Die treibende Temperaturdifferenz für die Beladungsleistung ist die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmeübertrageroberfläche und dem Wasser. Durch ein Absenken der Nukleationstemperatur bleibt die Wärmeübertrageroberfläche eisfrei, wenn sie  $0 \text{ °C}$  oder tiefere Temperaturen erreicht. Das Wasser im Speicher kann ohne dämmende

Eisschicht bei kleiner Vorlauftemperatur auf  $0 \text{ °C}$  abgekühlt und sogar unterkühlt werden. Um die gleiche Beladungsleistung zu erzielen, kann der Wärmeübertrager kleiner gewählt und die Speicherkapazität von  $42 \text{ kWh/m}^3$  auf  $76 \text{ kWh/m}^3$  nahezu verdoppelt werden. Durch deutlich kleinere Wärmeübertrager können Materialkosten eingespart, der Ressourcenverbrauch verringert und die Produktionskosten gesenkt werden. Bei gleicher Wärmeübertragerfläche liegt die Beladungsleistung - die rein zur Eisbildung beiträgt - deutlich über der Beladungsleistung klassischer Eisspeicher. Damit kann die Energiespeicherung effizienter betrieben werden.

Im Rahmen dieser Promotion wird die Nukleationstemperatur verschieden beschaffener Wärmeübertrageroberflächen experimentell und theoretisch untersucht, um zu bestimmen, wie die Beladung von Eisspeichern optimiert werden kann.

## Grundlagen der Eisbildung

Wasser kann bis zur Schmelztemperatur von  $0 \text{ °C}$  ( $=273,15 \text{ K}$ ) abgekühlt und bis zur Nukleationstemperatur unterkühlt werden. Die Nukleationstemperatur entspricht der Wassertemperatur direkt an der Wärmeübertrageroberfläche. Die Unterkühlung entspricht der Differenz zwischen Schmelztemperatur und Nukleationstemperatur. Der Zustand der Unterkühlung ist metastabil. In unterkühltem Wasser bilden sich Kristallisationskeime, eine

Ansammlung von Wassermolekülen, sogenannte Cluster. Die Cluster bilden sich spontan und werden wieder aufgebrochen. Mit zunehmender Unterkühlung des Wassers übersteigen die Bildung und das Wachstum von Clustern das Aufbrechen von Clustern. Die Nukleation beginnt, wenn eine kritische Molekülanzahl überschritten wird. Dann bleibt der Kristallkeim stabil und die Aktivierungsenergie der Nukleation wird aufgebracht. Der Keim wächst durch Anlagerung weiterer Moleküle und die freie Enthalpie nimmt ab. Die notwendige Anzahl der Wassermoleküle zur Ausbildung eines Keims und die aufzubringende Aktivierungsenergie der Nukleation sinkt mit größerer Unterkühlung. Im Eisspeicher tritt heterogene Nukleation am Wärmeübertrager auf. Mit dem Vorhandensein des Wärmeübertragers wird die Clusterbildung unterstützt. Die heterogene Nukleation beginnt bei geringerer Unterkühlung als die homogene Nukleation, bei der die Eisbildung im Wasser ohne Fremdkörper ausgelöst wird. Mittels einer geeigneten Oberflächenbehandlung des Wärmeübertragers kann die heterogene Nukleationstemperatur abgesenkt werden.

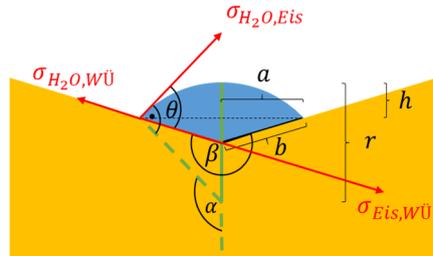
**Berechnung der Nukleationstemperatur**

Unter Verwendung der klassischen Nukleationstheorie wird die Nukleationstemperatur in Abhängigkeit von den Oberflächeneigenschaften für beliebige raue Wärmeübertrageroberflächen berechnet.



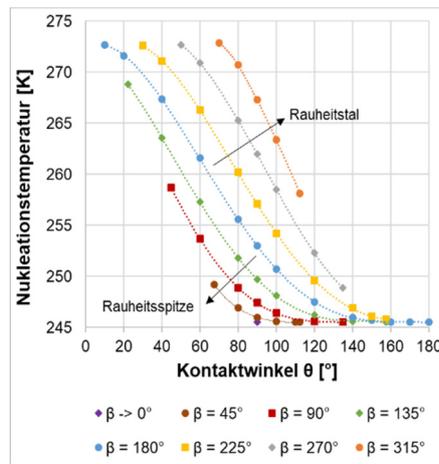
**Bild 1: Möglichkeiten zur Bildung des Eiskeims auf einer rauhen Wärmeübertrageroberfläche**

Der Eiskeim kann sich dabei auf einer Rauheitsspitze oder in einem Rauheitstal bilden, vgl. Bild 1. In Bild 2 sind die geometrischen Winkelbeziehungen für die Bildung eines Eiskeims auf einer rauhen Wärmeübertrageroberfläche dargestellt.



**Bild 2: Winkelbeziehungen für die Bildung eines Eiskeims auf einer rauhen Wärmeübertrageroberfläche**

Die berechnete Nukleationstemperatur in Abhängigkeit vom Kontaktwinkel  $\theta$  und Krümmungswinkel der Wärmeübertrageroberfläche  $\beta$  ist in Bild 3 dargestellt.



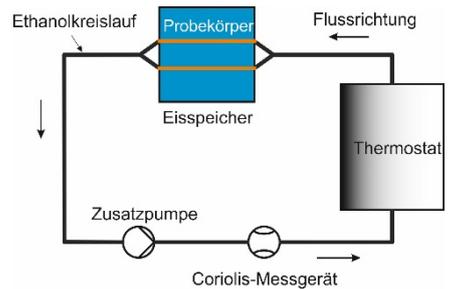
**Bild 3: Nukleationstemperatur in Abhängigkeit vom Kontaktwinkel  $\theta$  und Krümmungswinkel der Wärmeübertrageroberfläche  $\beta$**

Die geringste Nukleationstemperatur wird mit einer möglichst glatten Wärmeübertrageroberfläche ( $\beta = 180^\circ$ ) und einem möglichst großen Kontaktwinkel  $\theta$  erreicht. Die größere Unterkühlung an einer Rauheitsspitze ( $\beta \rightarrow 0^\circ$ ) wird nicht erreicht, da auf der Wärmeübertrageroberfläche ein entsprechendes Rauheitstal ( $\beta \rightarrow 360^\circ$ ) liegt, in dem

die Eisbildung bereits bei geringerer Unterkühlung ausgelöst wird.

**Experimentelle Bestimmung der Nukleationstemperatur**

Zur experimentellen Bestimmung der Nukleationstemperatur wird ein speziell an die hohen Genauigkeitsanforderungen angepasster Eisspeicherversuchsstand aufgebaut.



**Bild 4: Prinzipskizze Eisspeicher-Versuchsstand**

Der in Bild 4 als Prinzipskizze und in Bild 5 im Original dargestellte Versuchsstand besteht aus einem Modelleisspeicher, einem Thermostat, einer Zusatzpumpe, einem Coriolis-Massedurchflussmessgerät und Temperaturmesstechnik. Die Bauteile sind durch gedämmte Schläuche miteinander verbunden. Der Modelleisspeicher ist ein mit 22 Liter Wasser gefüllter gedämmter Behälter aus Makrolon, durch den horizontal Wärmeübertragerrohre verlaufen. Die Wärmeübertragerrohre, auch Probekörper genannt, können ausgetauscht werden. Der Thermostat temperiert (mit einer Temperaturkonstanz von 0,1 K) und fördert das Kälteträgerfluid Ethanol, das durch die Wärmeübertragerrohre strömt. Die Zusatzpumpe erhöht den Massenstrom. Das Coriolis-Massedurchflussmessgerät misst Massenstrom und Dichte des Ethanols. Zur Messung der Temperatur kommen kalibrierte Thermoelemente vom Typ K mit isothermen Blöcken und einer Eisvergleichsstelle zum Einsatz. Die Temperatur des Speicherwassers



**Bild 5: Eisspeicher-Versuchsstand**

wird in verschiedenen Höhen gemessen, um die Temperaturschichtung im Speicher zu erfassen. Außerdem wird die Kältemitteltemperatur am Eintritt in und Austritt aus dem Wärmeübertrager gemessen. Die Kältemiteleintrittstemperatur bestimmt die Rohroberflächentemperatur, die bei Beginn der Eisbildung der Nukleationstemperatur entspricht. Das Verhalten der Eisbildung wird zusätzlich optisch mittels einer Kamera erfasst. Das im Speicher eingesetzte Wasser (Reinstwasser, demineralisiertes Wasser und Leitungswasser) wird mit einer Wasseraufbereitungsanlage konditioniert und mit pH- und Leitfähigkeits-Elektroden kontrolliert. Für die Messungen kommen verschiedene Probekörper zum Einsatz. Es werden elektropolierte, sandgestrahlte und plasmabeschichtete Rohre aus Kupfer, Aluminium und V2A-Edelstahl verwendet. Die Beschichtung wird durch eine chemische Gasphasenabscheidung hergestellt. Dabei handelt es sich um eine keramische Siliziumoxid-Beschichtung (SiO<sub>2</sub>), die mit Fluoranteilen konditioniert ist. Dadurch ergibt sich eine leicht hydrophobe Beschichtung mit wasserabweisendem Charakter. Der Kontaktwinkel liegt zwischen 90° und 95°. In

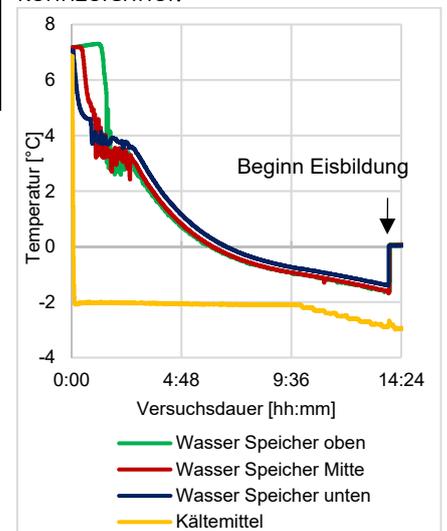
Tabelle 2 finden sich die Rauheitswerte der Probekörper aus Kupfer.

**Tabelle 2: Rauheitswerte der Probekörper**

	$R_a$ [μm]	$R_z$ [μm]
elektropoliert	0,28	1,79
feinsandgestrahlt	0,30	0,71
plasmabeschichtet	0,10	0,64

Zur experimentellen Bestimmung der Nukleationstemperatur wird mit den verschiedenen Probekörpern ein Abkühlvorgang durchgeführt. Die Vorlauftemperatur wird schrittweise abgesenkt bis Eisbildung entsteht. In Bild 6 ist eine typische Abkühlkurve dargestellt. Zu Versuchsbeginn wird eine homogene Wassertemperatur von 7 °C im Speicher eingestellt. Bei einer zunächst konstanten Kältemiteleintrittstemperatur von -2 °C zeigt sich eine Abnahme der Wassertemperatur, lediglich die Wassertemperatur im oberen Bereich des Speichers steigt

aufgrund freier Konvektion zwischen Wasseroberfläche und Luft zunächst kurz an. Wenn bei 4 °C Wassertemperatur aufgrund der Dichteanomalie die höchste Dichte des Wassers erreicht wird, kommt es zu einer Umkehr der Temperaturschichtung im Speicher. Nach ca. 6 bis 7 Stunden ist das Wasser im Speicher unterkühlt. Ab 10 Stunden wird die Vorlauftemperatur alle 30 min um 0,1 K abgesenkt, um die maximal mögliche Unterkühlung vor Eisbildung der verschiedenen Probekörper zu bestimmen. Mit abnehmender Kältemiteleintrittstemperatur sinkt die Wassertemperatur. In diesem Fall werden minimal -2,5 °C erreicht. Der Beginn der Eisbildung nach 18 Stunden und 23 Minuten ist durch den sprunghaften Anstieg der Wassertemperatur auf 0 °C durch Freisetzen der Kristallisationswärme gekennzeichnet.



**Bild 6: Abkühlkurve im Eisspeicher**

Zum Nachweis der Reproduzierbarkeit aufgrund der Metastabilität des unterkühlten Wassers wird jeder

**Tabelle 1: erreichte maximale Unterkühlungen für die verschiedenen Probekörper**

	Reinstwasser	Demin. Wasser	Leitungswasser
elektropoliert	-0,9 ± 1,0 °C	-0,3 ± 0,5 °C	-1,3 ± 0,2 °C
feinsandgestrahlt	-0,9 ± 0,4 °C	-	-
plasmabeschichtet	-1,3 ± 0,4 °C	-1,0 ± 0,4 °C	-2,2 ± 0,3 °C

Probekörper 10-fach unter den gleichen Bedingungen vermessen. Zusätzlich zu den Probekörpern wird die Wasserqualität variiert. Die durchschnittlich minimal erreichte Wassertemperatur bei Eisbildung (= Nukleationstemperatur) für die bereits vermessenen Probekörper und Wasserqualitäten ist in Tabelle 1 aufgeführt. Die bisherigen Ergebnisse bestätigen, dass mittels geeigneter Oberflächenbehandlung der Wärmeübertrager die Nukleationstemperatur deutlich erniedrigt werden kann.

Im Rahmen der Promotion wird eine detaillierte Auswertung der gemessenen Werte und eine Verifizierung der berechneten Nukleationstemperaturen mit experimentellen Daten erfolgen.

### Technische Umsetzung der Forschungsergebnisse

Eine Möglichkeit zur technischen Umsetzung der Forschungsergebnisse ist die Einbringung zweier Wärmeübertrager mit verschiedener Oberflächenbeschaffenheit und separaten Kältekreisläufen auf unterschiedlichen Höhen in einem Eisspeicher, vgl. Bild 7. Der Wärmeübertrager im oberen Speicherbereich muss eine möglichst hohe Nukleationstemperatur aufweisen, sodass sich früh während der Beladung Eis bildet. Dazu muss eine niedrige Vorlauftemperatur eingestellt werden. Im unteren Speicherbereich soll ein Wärmeübertrager mit möglichst geringer Nukleationstemperatur eingesetzt werden,

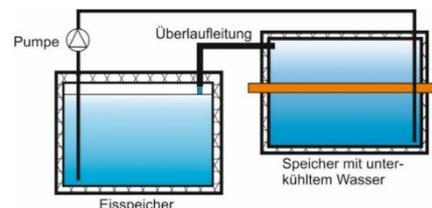
der während der gesamten Beladung eisfrei bleibt und eine hohe Beladungsleistung in den Speicher einbringt. Ein Eispanzer wächst am unbeschichteten Rohr und die beschichteten Rohre kühlen den Speicher weiter ab. Durch die gewählte geometrische Anordnung wird die Temperaturschichtung genutzt. Zum Zeitpunkt der Eisbildung ist die Wassertemperatur von 4 °C mit dem Dichtemaximum unterschritten, wodurch das Wasser mit zunehmender Höhe im Speicher kälter wird.



**Bild 7: erste Möglichkeit zur Umsetzung der Forschungsergebnisse**

Eine weitere Möglichkeit der technischen Umsetzung ist ein Zwei-Speicher-System mit getrennter Wärmeübertragung und Eisbildung, das in einem Kreislauf miteinander verbunden ist, vgl. Bild 8. Im Speicher mit Wärmeübertrager wird das Wasser ohne dämmende Eisschicht mit hoher Beladungsleistung unterkühlt und in einen zweiten Speicher transportiert. Im zweiten Speicher ist bereits etwas Eis vorhanden, wenn das unterkühlte Wasser darauf trifft findet weiteres Eiswachstum statt. Bei einer angenommenen möglichen Unterkühlung des Wassers von 4 K ohne Eisbildung auf dem Wärmeübertrager können 5 % des

unterkühlten Wassers in Eis gewandelt werden. Wenn das Wasser dauerhaft im Kreislauf geführt wird kann so der gesamte Speicher mit Eis gefüllt werden.



**Bild 8: zweite Möglichkeit zur Umsetzung der Forschungsergebnisse**

### Literatur

[1] Oechsle, U.; Spindler, K.: Eisspeicher - Stand der Technik und Ansatzpunkte zur Optimierung der Beladung sowie deren Modellierung, in: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins AA II.1.12, Kassel, 2016

[2] Oechsle, U.; Spindler, K.: Investigation of micro- and nanostructured coatings for heat exchanger surfaces in an ice store, J. Phys.: Conf. Ser., vol. 745, p. 32135, 2016.

[3] Oechsle, U.; Spindler, K.: Modellversuche zur Eisbildung an mikro- und nanostrukturierten Rohroberflächen unter Wasser, in: ProcessNet Jahrestreffen der Fachgruppe Wärme- und Stoffübertragung, Kassel, 2016

# Thermomanagement von Schaltschränken

Wolfgang Heidemann, Alexander Frank

## Motivation

Durch die fortschreitende Miniaturisierung von elektronischen Bauelementen in Schaltschränken für die Fertigungstechnik erhöhen sich die Packungsdichte und die volumetrischen Verluste der Bauteile im Schaltschrank. Als Folge davon können hohe Lufttemperaturen im Schaltschrankinneren, eine Überhitzung und damit eine Reduktion der Bauteillebensdauer resultieren, weshalb Schaltschränke sehr häufig aktiv gekühlt werden müssen.

Die Auslegung der Schaltschrankklimastechnik erfolgt bis zum heutigen Tage überwiegend mit einfachen Grobstrukturmodellen. Dabei wird die stationäre kalorisch gemittelte Innenlufttemperatur im Schaltschrank als Funktion der Bauteilverlustleistung für verschiedene Kühlleistungen - erzeugt durch unterschiedliche Klimatisierungstechniken (Wärmeübertrager, Kühlgeräte) - ermittelt. Grundlage für die Berechnung der Innenlufttemperatur ist eine stationäre Energiebilanz unter Berücksichtigung grundlegender Wärmetransportmechanismen wie Leitung, Konvektion und Strahlung. Die Übertragbarkeit der mit einfachen Grobstrukturmodellen ermittelten kalorisch gemittelten, homogenen Lufttemperatur auf reale thermische Verhältnisse in Schaltschränken ist eingeschränkt. Reale Temperaturverteilungen im Luftvolumen von Schaltschränken sind nicht homogen, sondern vielmehr mehrdimensional ausgeprägt. Durch enge Nachbarschaft von Bauteilen erhöhter Oberflächentemperatur und/oder Strömungstotgebiete im Schaltschrankinneren entstehen insbesondere zwischen den Bauteilen Luftzonen

mit deutlich höheren lokalen Temperaturen (Hotspot-Bereiche) als die kalorisch gemittelte Lufttemperatur. Da hohe Lufttemperaturen in Bauteilnähe zu einer drastischen Reduktion der Bauteillebensdauer führen, wird in der Praxis die Klimatechnik häufig überdimensioniert, was zu überhöhtem Energieverbrauch und zusätzlichen Kosten führt.

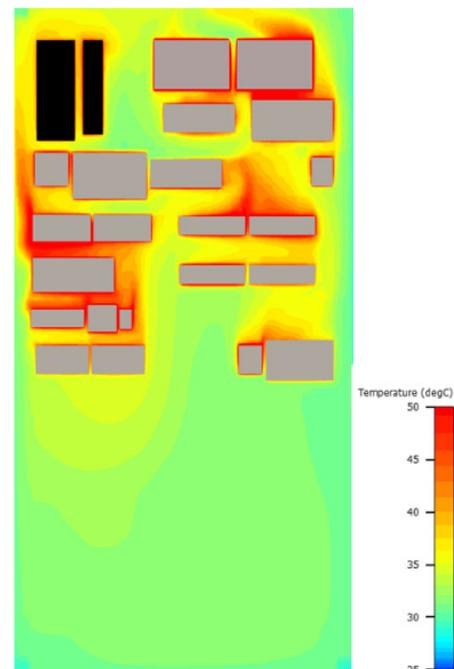
## Vorgehen

Zur Untersuchung und Bewertung von innovativen Maßnahmen im Schaltschrankinneren, welche die thermischen Verhältnisse verbessern und damit zur Energieeffizienzsteigerung bei der Klimatisierung von Schaltschränken beitragen, ist

- die Modellierung der thermischen Verhältnisse im Schaltschrankinneren
- eine messtechnische Instrumentierung von Schaltschränken zur Erfassung und zum Monitoring des thermischen Verhaltens im Schaltschrankinneren

erforderlich.

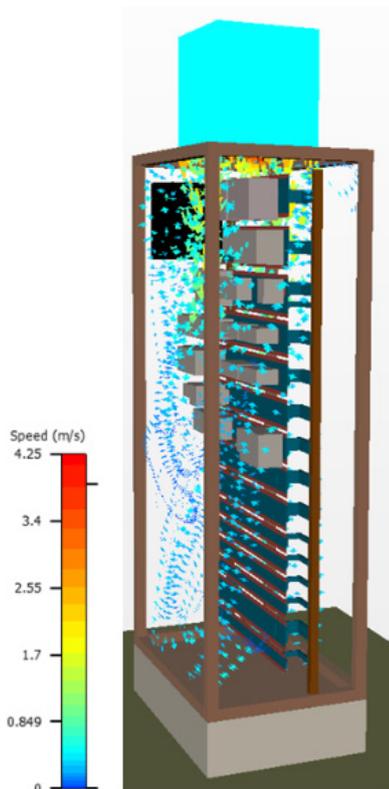
Die Verfügbarkeit geeigneter Modelle stellt eine der entscheidenden Grundlagen dar, um zukünftig bereits in der Planungsphase Aussagen hinsichtlich der Energieeffizienz bei der Kühlung von Schaltschränken treffen zu können. Zudem ist es ausschließlich mit moderner Simulationstechnik möglich, z.B. geometrische Parameter im Schaltschrankinneren in der erforderlichen Variationsbreite zeit- und kosteneffektiv zu untersuchen. Im Rahmen dieser Arbeit werden Modelle für die thermofluidynamischen



**Bild 1: Temperaturfeld in einer Schnittebene aus einer CFD-Simulation**

Vorgänge in Schaltschränken entwickelt. Dies beinhaltet Strömungsmodelle für freie und erzwungene Konvektionsströmungen. Zusätzlich wird ein geeignetes Wärmestrahlungsmodell identifiziert. Die Modelle werden in die Open Source CFD-Bibliothek OpenFOAM implementiert.

In Bild 1 ist das Temperaturfeld, welches mit einer CFD-Simulation berechnet wurde, abgebildet. Wie zu erkennen ist, treten in den Hotspot-Bereichen Temperaturen größer als 50 °C auf. Diese Temperaturen können je nach Bauteil bereits zu einer signifikanten Reduktion der Bauteillebensdauer führen. Aus diesem Grund ist in diesem Fall eine gleichmäßigere Verteilung der elektronischen Bauteile über dem Rahmen sinnvoll. In Bild 2 ist die Strömungsverteilung im Schaltschrank beim Betrieb mit einem Dachkühlgerät abgebildet.



**Bild 2: Strömungsverteilung der Luft im Schaltschrank aus einer CFD-Simulation**

Das Dachkühlgerät verfügt über vier Auslässe, aus denen Luft in den Schaltschrank geblasen wird. Zwei dieser Auslässe befinden sich vor dem Rahmen des Schaltschranks und zwei dahinter. Da sich die Absaugung des Kühlgeräts unmittelbar über dem Rahmen befindet, stellt sich im oberen Schaltschrankbereich eine chaotische Strömungssituation ein. Dies beinhaltet große Kurzschlussströmungen, bei denen die kalte Luft aus den Auslässen des Dachkühlgeräts direkt wieder abgesaugt wird. Aus diesem Grund ist es in diesem Fall sinnvoll, die vorderen beiden Auslässe des Kühlgeräts zu schließen, um eine gleichmäßige Umströmung der Bauteile zu erreichen und die Bauteiltemperaturen zu reduzieren.



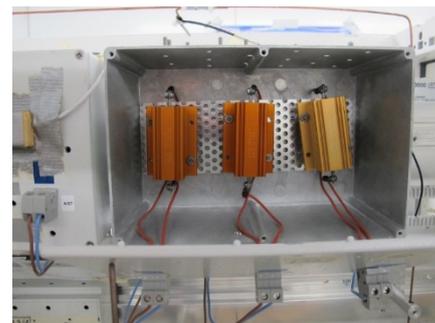
**Bild 3: Laborprüfstand zur Validierung der Simulationsergebnisse**

In Bild 3 ist der Laborprüfstand dargestellt. Die Messdaten sind zur Erzeugung einer detaillierten Datenbasis für die Kalibrierung, Validierung und Absicherung der beschriebenen Rechenmodelle erforderlich.

Mit Pt100-Widerstandsthermometer werden die Temperaturen im Schaltschrank punktuell gemessen. Dabei sind sowohl die Temperaturen zwischen den elektronischen Bauteilen, an den Wänden und an den Auslässen bzw. der Absaugung des Kühlgeräts von Interesse.

Da bei realen elektronischen Bauteilen die thermische Verlustleistung in der Regel nicht variiert werden kann, werden sie durch sogenannte virtuelle Bauteile ersetzt.

Wie in Bild 4 dargestellt, bestehen diese virtuellen Bauteile aus einem rechteckigen Gehäuse aus Metall oder Kunststoff. Darin befinden sich Heizwiderstände, die mit einer



**Bild 4: Heizwiderstände in einem virtuellen Bauteil**

Gleichspannungsquelle versorgt werden. Dadurch kann die thermische Verlustleistung, die durch Dissipation von elektrischer Leistung in Wärme umgewandelt wird, variiert werden. Die virtuellen Bauteile sind über Klemmen an den Hutschienen des Verdrahtungsrahmens montiert.

Die Vergleiche zwischen Labormessungen und Simulationen zeigen eine große Übereinstimmung der Temperaturwerte. Dementsprechend ist es beabsichtigt, die Modelle auf reale Betriebssituationen anzuwenden.

### Literatur

[1] Heidemann, W.; Staub, C.; Spindler, K.: Energy Efficient Cooling of Switch Cabinets Using Optimized Internal Settings, in Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference, Kyoto, Japan, 2014.

[2] Frank, A.; Heidemann, W.; Spindler, K.: Modeling of the surface-to-surface radiation exchange using a Monte Carlo method, Journal of Physics: Conference Series, vol. 745, 2016

[3] Frank, A.; Heidemann, W.; Spindler, K.: Electronic component cooling inside switch cabinets: Combined radiation and natural convection heat transfer, Heat Mass Transfer, vol. 19, no. 72, p. 545, 2018.

# Entwicklung und numerische Modellierung hocheffizienter, außenaufgestellter Warmwasserspeicher

Markus Gensbaur, Harald Drück

## Zusammenfassung

Die vorgestellten Forschungsarbeiten befassen sich mit der Modellierung hocheffizienter, außenaufgestellter Warmwasserspeicher zur Langzeitwärmespeicherung. Die bis jetzt nicht ausreichend berücksichtigten Unterschiede zwischen Innen- und Außenaufstellung und die noch nicht untersuchte Kombination der beiden innovativen Wärmedämmtechnologien Vakuumwärmespeicherung (VWD) und transparente Wärmedämmung (TWD) bilden hierbei die zentralen Arbeitsbereiche. Mehrere Versuchsspeicher wurden entwickelt, gefertigt und systematisch im Labor-, Technikums- und Realmaßstab untersucht. Aufbauend auf diesen experimentellen Untersuchungen konnte eine Modellierung des thermischen Verhaltens von großvolumigen Warmwasserspeichern erarbeitet werden, die die Einflüsse der im

Vergleich zu gebäudeintegrierten Speichern dynamischen Umgebungsbedingungen berücksichtigt. Notwendige Erweiterungen eines numerischen Warmwasserspeichermodells wurden in der Simulationsumgebung TRNSYS umgesetzt. Weiterhin sind bestehende Parameteridentifikationsverfahren angepasst und für den neuen Anwendungsfall adaptiert worden. Durch die neu entwickelte Modellierung ist nun erstmals eine anwendungsfallbezogene Bewertung außenaufgestellter Warmwasserspeicher mit Vakuumwärmespeicherung und transparenter Wärmedämmung möglich.

## Motivation

In Deutschland fallen über 30 % des Endenergieverbrauchs für die Bereitstellung von Wärme in Gebäuden an, was ein erhebliches Einspar- und Substitutionspotential

bietet. Solarthermische Anlagen in Verbindung mit Warmwasserspeichern (WWS) zur Langzeitenergiespeicherung (Volumina zwischen  $10 \text{ m}^3$  und  $80 \text{ m}^3$ ) können einen überwiegenden Teil des thermischen Energiebedarfs eines Gebäudes decken. Im Gebäudebestand ist aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten die Außenaufstellung solcher Speicher häufig eine bevorzugte Option. Diese Aufstellungsart führt jedoch im Jahresmittel zu niedrigeren Umgebungslufttemperaturen und somit zu erhöhten Wärmeverlusten im Vergleich zu einer Aufstellung im Inneren des Gebäudes. Die Effektivität der Wärmedämmung ist daher bei diesen Speichern von besonderer Bedeutung. Die Kombination einer hocheffektiven Vakuumwärmespeicherung (VWD) und einer kostengünstigen transparenten Wärmedämmung



Bild 1: Hocheffizienter, außenaufgestellter WWS mit VWD und TWD ( $12 \text{ m}^3$ )

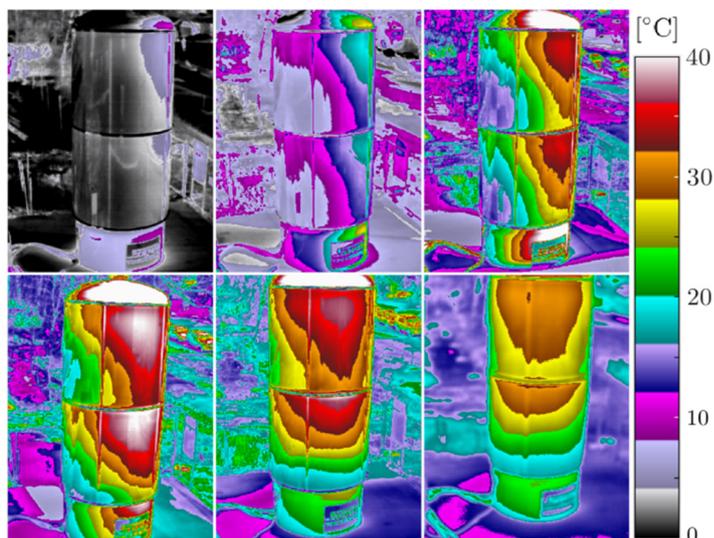


Bild 2: Thermografie-Aufnahmen der TWD-Oberfläche im fortschreitenden Tagesverlauf

(TWD) zur zusätzlichen Nutzung solarer Gewinne ist besonders bei außenaufgestellten WWS sinnvoll.

### Stand der Technik

Bei absorber-parallelen TWD [1], die im Rahmen der hier vorgestellten Forschungsarbeiten eingesetzt werden, konnten in den letzten Jahrzehnten weitreichende Erkenntnisse zum Wärmetransport erzielt werden. Die grundlegende Natur des Wärmeübergangs in Spalten hoher Aspektverhältnisse (Verhältnis von Spalthöhe zu Spaltweite) für Luft ist bekannt. Strömungskarten für die unterschiedlichen Strömungsregime liegen vor [2,3]. Jedoch entsprechen die Randbedingungen innerhalb einer an einem WWS eingesetzten TWD nur z. T. denen der bekannten Untersuchungen, insbesondere aufgrund des inhomogenen Temperaturfeldes des Absorbers. Daher wurde im Rahmen der vorgestellten Arbeit die Strömung in der TWD mit Hilfe eines Tracer-Fluides visualisiert und das Strömungsfeld analysiert. Diese Ergebnisse zeigen, dass durch das inhomogene Absorber-Temperaturfeld ein für die Modellbildung relevanter und dort bis dahin nicht berücksichtigter Wärmetransport innerhalb der TWD durch Konvektion vorliegt.

Vakuumwärmedämmungen sind seit einigen Jahren Gegenstand intensiver wissenschaftlicher Untersuchungen, besonders im Bereich der Wärmedämmung von Gebäuden durch Vakuum-Isolations-Paneele (VIP). Wesentliche wissenschaftliche Fortschritte konnten bei der Modellierung des Wärmetransports durch null- und eindimensionale Modelle für verschiedene pulver-, faser- und schaumförmige Kernmaterialien bzw. Kernmaterialmischungen von VWD erzielt werden. Im vorliegenden Fall werden VWD für die Anwendung bei thermischen Energie-

speichern betrachtet. Diese besitzen im Gegensatz zu VIPs i. d. R. eine statisch tragende und weitgehend diffusionsdichte Hülle aus Stahlblechen in Form eines Ringspalts. Als Füllmaterial der VWD kommt durch den hohen Preisdruck im Bereich der WWS häufig expandiertes Perlit zum Einsatz. Dieses ist im Vergleich zur pyrogenen Kieselsäure, die meist in VIP eingesetzt wird, günstiger, erfordert jedoch einen niedrigeren Vakuumdruck, um die Gaswärmeleitfähigkeit ausreichend zu reduzieren. Die Idee, eine aus thermischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten optimierte Mischung der Füllmaterialien Perlit und Kieselsäure herzustellen, wurde zuerst in [4] erwähnt und anschließend experimentell in [5,6] und später in [7,8] untersucht.

Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit wurde erstmals die Kombination einer VWD (Füllmaterialmischung aus 70 Ma-% grobkörnigem, expandiertem Perlit und 30 Ma-% pyrogener Kieselsäure) mit einer TWD betrachtet. Neben der Ermittlung der effektiven Wärmeleitfähigkeit wurden technologierelevante Aspekte untersucht, wie z. B. die temperaturabhängige Änderung des Vakuumdrucks und die Leckagerate im Langzeitbetrieb.

### Methodik und Ergebnisse

Im Rahmen der Entwicklung eines hocheffizienten, außenaufgestellten WWS erfolgte zunächst eine theoretische Analyse des Einflusses dynamischer Umgebungsbedingungen auf dessen thermisches Verhalten. Die Ergebnisse dieser Betrachtung dienen als Grundlage für die Konzeption und den Aufbau geeigneter, experimenteller Versuchstände.

Für die Charakterisierung des thermischen Verhaltens unterschiedlicher TWD-Strukturen wurden u. a. Modellwände, die einen Ausschnitt

der Speicheraußenhülle repräsentieren, detailliert messtechnisch untersucht. Mithilfe dieser Versuchstände im Labormaßstab konnten darüber hinaus Voruntersuchungen zur Adaption der transparenten Wärmedämmung für große WWS durchgeführt werden. Ein Untersuchungsaspekt lag hierbei auf der Betrachtung des Wärme- und Stofftransports innerhalb der TWD. Dieser wird maßgeblich durch freie Konvektionsströmungen, die aus einem inhomogenen Oberflächentemperaturfeld des Absorbers resultieren, beeinflusst. Ergebnisse einer Strömungsvisualisierung zeigen innerhalb der TWD (Spaltweite: 35 mm) Luftgeschwindigkeiten von bis zu 0,4 m/s. Hieraus konnte gefolgert werden, dass die konvektiven Transportprozesse für die Modellierung des thermischen Verhaltens der TWD eines WWS zu berücksichtigen sind.

Basierend auf den Ergebnissen aus den Versuchen im Labormaßstab fertigte die Fa. Sirch Tankbau-Tankservice Speicherbau GmbH den in Bild 1 dargestellten Prototyp (12 m<sup>3</sup>) mit VWD und TWD im Realmaßstab. Exemplarische Thermografieaufnahmen der TWD-Oberflächentemperatur des Prototyps im Tagesgang zeigt Bild 2. Der Prototyp wurde auf einem eigens hierfür konzeptionierten und errichteten Außenprüfstand mit Hilfe neu entwickelter Testsequenzen hinsichtlich seines thermischen Verhaltens und der Effektivität der TWD, aber auch betriebsrelevanter Aspekte, wie Evakuierungsdauer und Vakuumdichtigkeit, untersucht.

Es konnte durch die beiden Wärmedämmtechnologien eine sehr niedrige mittlere Auskühlrate des Speichers von 0,2 K/d bzw. eine um den Faktor vier niedrigere Wärmeverlustrate im Mantelbereich gegenüber einem konventionell wärmedämmten WWS selber Größe

erreicht werden. Außerdem erfolgte der Nachweis einer für den vorgesehenen Betriebszeitraum von 50 Jahren ausreichend geringen Druckzunahme in der VWD von ca. 0,2 mbar/a.

Die mit dem Prototyp erzielten Ergebnisse bilden weiterhin die Grundlage für die Entwicklung eines neuen numerischen Rechenmodells. Das hochdynamische, thermische Verhalten der TWD wird bestimmt durch die Umgebungslufttemperatur und die vorherrschende solare Einstrahlung. Bild 3 zeigt einen typischen Verlauf der Oberflächentemperatur an acht vertikalen Flächen in unterschiedlicher azimuthaler Ausrichtung am Prototyp. Die Messergebnisse bestätigen die Hypothese aus den Laborversuchen, dass ein komplexer Wärme- und Stofftransport innerhalb der TWD vorliegt und dieser bei der Modellierung zu berücksichtigen ist.

Für die analytische Beschreibung des thermischen Verhaltens der TWD wurde ein parametrisches Mehrknoten-Modell entwickelt. Die analytischen Modellgleichungen umfassen abhängig vom zu modellierenden Speicher mehr als zehn Modellparameter, die nur z. T. aus Stoffdaten abgeleitet werden können. Deshalb wird ein Parameteridentifikationsverfahren angewandt,

das die Parameterbestimmung auf Basis von Auskühlversuchen des WWS und unter Berücksichtigung der dynamischen Umgebungsbedingungen ermöglicht. Ergänzend wurde die Modellierung des thermischen Verhaltens der TWD mit künstlichen neuronalen Netzen untersucht, da diese für die Modellbildung keine Informationen über das erwartete thermische Verhalten erfordern. Beide Modellierungsarten konnten erfolgreich validiert werden. Eine Erweiterung des TRNSYS-WWS-Modells nach [9], das nun zusätzlich das thermische Verhalten einer TWD berücksichtigt, wurde erfolgreich realisiert.

Mit den erreichten Ergebnissen besteht nun erstmalig die Möglichkeit, das thermische Verhalten hocheffizienter, außenaufgestellter Warmwasserspeicher mit VWD und TWD zu modellieren und deren Effizienz unter Verwendung einer Simulationssoftware anwendungsfallbezogen zu bewerten.

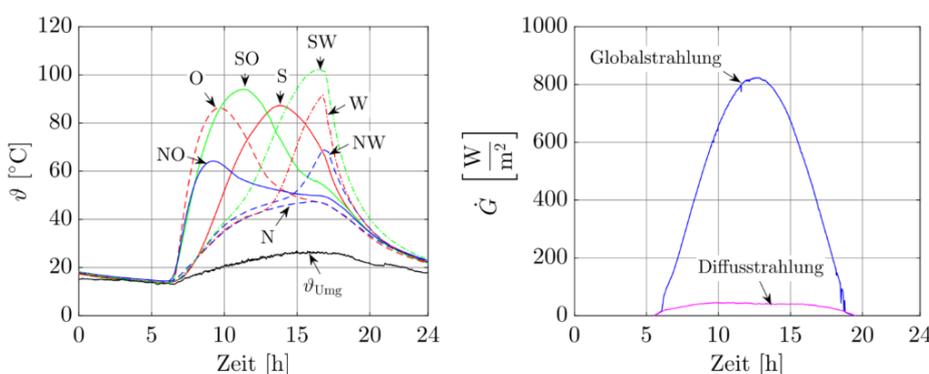
### Danksagung

Das diesem Beitrag zugrundeliegende Forschungsvorhaben StoEx (Entwicklung großvolumiger, preiswerter Warmwasserspeicher mit hocheffizienter Dämmung zur Außenauflistung, FKZ: 0325992) wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi),

aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages durch den Projektträger Jülich (PtJ) gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung und übernehmen die Verantwortung für den Inhalt dieses Beitrags.

### Literatur

- [1] Gerschitzka M., et al.: Transparente Wärmedämmung für Langzeit-Wärmespeicher zur Außenauflistung. Konferenzbeitrag: 11<sup>th</sup> International Conference on Solar Heating and Cooling, Gleisdorf Solar 2014, Österreich
- [2] Wright, J. L., Sullivan, H. F.: Natural Convection in Sealed Glazing Units: A Review. ASHRAE Transactions, Vol. 95, Pt. 1., (1989), pp. 592-603
- [3] Korpela, S. A., Lee, A. F.: Heat Transfer Trough a Double Pane Window. Journal of Heat Transfer, Vol. 104, (1989), pp. 539-544
- [4] Alam, M., Singh, H., Limbachiya, M. C.: Vacuum Insulation Panels (VIPs) for building construction industry - A review of the contemporary developments and future directions. Applied Energy 88 (2011) pp. 3592-3602
- [5] Alam, M., Singh, H., Brunner, S., Naziris, C.: Experimental characterisation and evaluation of the thermo-physical properties of expanded perlite - Fumed silica composite for effective vacuum insulation panel (VIP) core. Energy and Buildings 69 (2014) pp. 442-450
- [6] Alam M.: Development of vacuum insulation panel with low cost core material. Dissertation. 2015. Brunel University London, Department of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering
- [7] Gerschitzka M., et al.: Development of a high-efficient long-term thermal energy store for outdoor installation. Proceedings of 9<sup>th</sup> International Renewable Energy Storage Conference IRES 2015, Düsseldorf, Deutschland
- [8] Lang, S., et al.: Thermal conductivity of vacuum insulation materials for thermal energy stores in solar thermal systems. Energy Procedia, 91 (2016) pp.172-181
- [9] Drück H.: Mathematische Modellierung und experimentelle Prüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen. Dissertation. Shaker-Verlag, Aachen, 2007. ISBN: 978-3-8322-6215-0



**Bild 3: Exemplarischer Tagesgang der TWD-Absorberrtemperatur und der auftreffenden solaren Strahlung am Prototyp**

# Reduzierung des Kühlenergiebedarfs durch Nutzung von Wärmerohren

Anders Berg, Tobias Henzler

## Hintergrund

Die steigenden Anforderungen an den Wärmeschutz führen zu einer Verringerung des Heizenergiebedarfs von Gebäuden; gleichzeitig nimmt dadurch der Kühlenergiebedarf zu. Die Möglichkeit, Wärme durch passive Systeme abzuführen, bietet daher ein entsprechendes Energieeinsparpotential.

Derzeit werden zur Kälteerzeugung üblicherweise elektrisch angetriebene Kältemaschinen eingesetzt, welche die Kälteleistung über einen Kaltwasserkreis zur Verfügung stellen. Durch eine Wärmeabfuhr über ein Wärmerohr könnte die hierfür erforderliche Leistung reduziert werden. Zusätzlich bieten sich dadurch auch Potentiale bzw. Zeitfenster für Lastflexibilisierungen auf der Verbraucherseite, da hiermit Lastspitzen reduziert werden können.

## Ziele

In einem vom Zentrum für Energieforschung Stuttgart (ZFES) geförderten Projekt [1] wird gemeinsam mit dem Institut für Wasser- und Umweltsystemmodellierung (IWS) und dem Institut für Kernenergetik und Energiesysteme (IKE) der Universität Stuttgart das Potential von Wärmerohren oder Thermosiphons (im Folgenden nur „Wärmerohre“ genannt) zur passiven Gebäudekühlung und somit zur Reduzierung des Kühlenergiebedarfs untersucht. Die Hauptziele der Studie sind dabei folgende:

- Abschätzung des Energieeinsparpotentials durch Verwendung von Wärmerohren in Umschließungsflächen

- Analyse konstruktiver und baustofflicher Optimierungsmöglichkeiten zur Integration von Wärmerohren in Betonbauteilen
- Evaluierung der erforderlichen Anpassung der Wärmerohre zur Verwendung in Gebäuden

## Vorgehen

In einem ersten Schritt werden übliche Randbedingungen für Kühlflächen (z.B. Einhaltung der Behaglichkeitskriterien, Vermeidung von Kondensation an kalten Oberflächen) und damit Anforderungen an eine Kühlung mit Wärmerohren abgeleitet.

Eine Abschätzung des Raumkühlungspotentials wird anhand eines charakteristischen Büroraums (siehe Bild 1) durchgeführt. Auf Basis der Kühllastberechnung nach VDI 2078 erfolgt eine Dimensionierung des Übergabesystems im Raum. Zu Vergleichszwecken werden unterschiedliche Systeme nach dem Stand der Technik betrachtet und die jeweils erforderlichen Flächen und mögliche Kühlleistungen zusammengestellt. Es werden weiterhin potentielle Wärmesenken für Wärmerohre im Gebäude beurteilt (z.B. Trinkwasservorerwärmung, Sprinklertank). Zudem werden in Jahresbetrachtungen übliche Randbedingungen für eine Anbringung der Wärmerohre an einer Außenwand erarbeitet.

Bei der Integration von Wärmerohren in massive Bauteile hängt die Effektivität neben den thermischen und geometrischen Randbedingungen insbesondere von den Wärmeströmen ab, die vom Raum über das Betonflächenelement an die Wärmerohre abgegeben werden

können. Für eine Abschätzung dieser Wärmeströme wird die Temperaturverteilung in der Decke (unter Variation der Materialparameter) mittels Finite-Elemente-Berechnungen mit dem Programm ANSYS untersucht.

Darüber hinaus erfolgt eine Dimensionierung der Wärmerohre für die Raum- bzw. Gebäudeklimatisierung. Dabei werden geeignete Konstruktionen und Anordnungen identifiziert sowie eine Auswahl möglicher Wärmeträger und des Strukturmaterials getroffen. Zudem werden Anforderungen an die Wärmerohre bezüglich der erforderlichen Lebensdauer und der Gebrauchstauglichkeit abgeleitet.

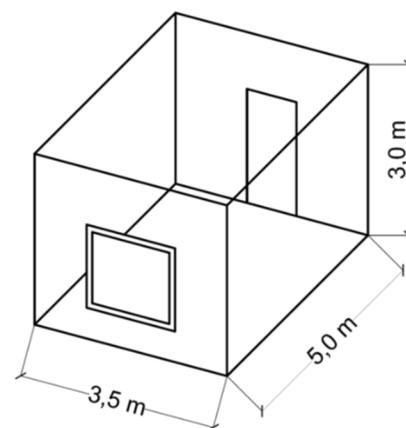


Bild 1: Geometrie des Büroraums

## Ergebnisse

Zur Abschätzung der maximal übertragbaren Wärmeströme bei unterschiedlicher Anordnung der Wärmerohre wird der Wärmeübergang an den Umschließungsflächen (Decke, Innenwand, Außenwand) betrachtet. In Bild 2 ist der entsprechende maximal übertrag-

bare Wärmestrom dargestellt. Die Decke und der Boden weisen dabei die gleiche verfügbare Fläche zur Wärmeübertragung auf. Die restliche Außenwand stellt aufgrund des Fensters die niedrigste, und die drei Innenwände die größte wirksame Fläche zur Verfügung.

Anhand der Taupunkttemperatur bei 26°C Raumlufttemperatur und 65 % (Fall A) bzw. 70 % (Fall B) relativer Luftfeuchte werden die minimalen Oberflächentemperaturen festgelegt. Beide Werte liegen über der in der Arbeitsstättenrichtlinie A 3.6 [2] zulässigen maximalen relativen Luftfeuchte von 55 % bei 26°C Raumlufttemperatur und stellen somit einen Extremfall dar. Für Fall A liegt die minimale Oberflächentemperatur bei 18°C und für Fall B bei 21°C.

Die höchste Kühlleistung wird aufgrund der großen Wärmeübertragungsfläche über die Innenwände erzielt. Trotz gleicher Wärmeübertragungsfläche liegt zwischen der Decke und dem Boden aufgrund der unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten eine Differenz für den erreichbaren Wärmestrom vor.

Die Kühllastberechnungen zeigen, dass für die Umsetzung einer Kühlung mit Wärmerohren der energetische Standard hinsichtlich Außenwand und Fenster ein wesentlicher Aspekt ist und dass ein hoher Dämmstandard zu höheren Kühllasten führt. Dies stellt für die Umsetzung einer Kühlung mit Wärmerohren eine Herausforderung dar, da höhere Kühllasten das Risiko der Kondensatbildung an den wärmeübertragenden Flächen verstärken. Tendenziell begünstigt eine schwerere Bauweise die Integration von Wärmerohren, da ihre Speicherwirkung die maximale Kühllast reduziert [3].

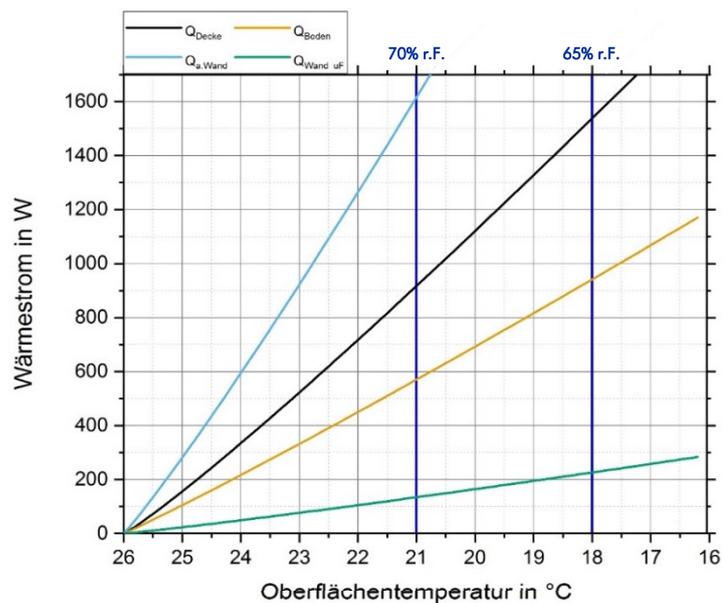


Bild 2: Maximal übertragbarer Wärmestrom für die Umschließungsflächen eines Raums

Bei den Kühllastberechnungen für die jeweiligen Varianten (u.a. Nutzung, Orientierung und Gebäudeschwere) liegt die flächenbezogene maximale Kühllast für den Büroraum nach EnEV 2014-Standard für alle Varianten unterhalb von 45 W/m<sup>2</sup>.

Die Finite-Elemente-Berechnungen zeigen, dass die erforderlichen Wärmeströme unter Verwendung der gewählten Decken- und Wärmerohrmaterialien und gegebenen Randbedingungen erreichbar sind. Eine Optimierung des thermischen und mechanischen Verbundverhaltens kann darüber hinaus durch eine Profilierung der Wärmerohroberfläche wie bei herkömmlichen Bewehrungsstäben oder durch die Einlage von Fasern oder Matten mit hoher Wärmeleitfähigkeit und Anschluss an die Wärmerohre erfolgen.

Im Rahmen der Lebensdauerbetrachtung ist für die Nutzungsdauer zu gewährleisten, dass das eingesetzte Arbeitsmedium zu keiner Schwächung der verwendeten Baustoffe führt. Auch vor dem Hin-

tergrund der Zulassungsfähigkeit gibt es Forschungsbedarf hinsichtlich der Verwendung anderer Medien als Ammoniak oder Methanol. Zur Sicherstellung der Funktion von Wärmerohren muss eine maximal zulässige Durchbiegung der Decken und Bodenelemente berücksichtigt werden. Die Einhaltung des für die Kondensatrückführung notwendigen Gefälles der Wärmerohre kann bei der gewählten Einbauvariation sichergestellt werden.

#### Literatur

- [1] Sauer, K.; Wieprecht, S.; Terheiden, K.; Berg, A.; Henzler, T.; Stergiaropoulos, K.; Mertz, R.; Kulenovic, R.; Starflinger, J.: Studie zur Reduzierung des Energiebedarfs bauklimatischer Gebäudetechnik durch Nutzung von Wärmerohren als innovatives Wärmeübertragungssystem. Stuttgart 2018
- [2] ASR A3.6: Arbeitsstättenrichtlinie: Lüftung. Januar 2012
- [3] Bohne, D.: Technischer Ausbau von Gebäuden. Wiesbaden: Springer Fachmedien. 10. Aufl. Wiesbaden 2014