



Bergische Universität Wuppertal

Fakultät für Architektur und Bauingenieurwesen

Lehrgebiet Bauphysik und Technische Gebäudeausrüstung b+tga

**Experimentelle und rechnerische Untersuchungen zur
Kühlung dezentral belüfteter Gebäude mittels Nachtlüftung
unter Berücksichtigung mikroklimatischer Einflüsse**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades Dr.-Ing.

in der

Fakultät für Architektur und Bauingenieurwesen

der

Bergischen Universität Wuppertal

vorgelegt von

Tjado Voß

Wuppertal 2016

Die Dissertation kann wie folgt zitiert werden:

urn:nbn:de:hbz:468-20180228-110956-3

[<http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn=urn%3Anbn%3Ade%3Ahbz%3A468-20180228-110956-3>]

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Karsten Voss (Bergische Universität Wuppertal)

2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Anton Maas (Universität Kassel)

Tag der Einreichung: 31.10.2016

Tag der Verteidigung: 06.02.2017



Bergische Universität Wuppertal

Fakultät für Architektur und Bauingenieurwesen

Lehrgebiet Bauphysik und Technische Gebäudeausrüstung b+tga

Untersuchungen zur Kühlung dezentral belüfteter Gebäude mittels Nachtlüftung unter Berücksichtigung mikroklimatischer Einflüsse

Eingereichter Abdruck der Dissertation zur Eröffnung des Promotionsverfahrens
für Dipl.-Ing. Tjado Voß
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

Erklärung:

Die vorliegende Arbeit wurde vom Autor selbstständig verfasst. Alle über die selbstständige Arbeit hinausgehenden Hilfsmittel sowie wörtlich oder inhaltlich übernommenen Stellen sind als solche gekennzeichnet und die zu Grunde liegenden Quellen angegeben.

Es gibt keine früheren Promotionsanträge des Autors an in- oder ausländischen Hochschulen.

Dortmund, Oktober 2016

Tjado Voß

Dank

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Bauphysik und Technische Gebäudeausrüstung der Universität Wuppertal. Sie basiert auf meinen Arbeiten an den Forschungsprojekten „QUALIPASS – Qualitätszertifikat für passiv gekühlte Gebäude“, gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, und „Mikro-Klima – Dezentrale Lüftung in Bürogebäuden – Mikroklimatische und baukonstruktive Einflüsse“, gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Voss für die Anregung zu dieser Arbeit und die anschließende Förderung und Betreuung. Seine Erfahrungen haben im Rahmen zahlreicher Diskussionen dazu beigetragen, Arbeitsschwerpunkte zu konkretisieren und Ergebnisse zu interpretieren.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Anton Maas danke ich sehr herzlich für die freundliche Übernahme des Koreferats und die zügige Erstellung des Zweitgutachtens.

Ferner sei den Betreibern und Mitarbeitern der untersuchten Bürogebäude gedankt. Sie haben mit ihrer Unterstützung und ihrem Verständnis für die messtechnischen Untersuchungen maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Mein besonderer Dank gilt in diesem Zusammenhang Herrn Dipl.-Ing. Dietmar Riecks für die Vermittlung mehrerer Mess-Objekte.

Den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Fachgebiets Bauphysik und Technische Gebäudeausrüstung danke ich für die angenehme Arbeitsatmosphäre sowie für viele fruchtbare Diskussionen und Anregungen. Herrn M.Sc. Arch. Gregor Hummel bin ich für seine tatkräftige Unterstützung bei den messtechnischen Untersuchungen dankbar.

Für die kritische Durchsicht des Manuskriptes bedanke ich mich sehr herzlich bei Frau Dr. Anja Baars.

Viel meiner eingesetzten Zeit und Energie ging anderen verloren. Daher gilt meiner Familie, meiner Freundin und meinem Freundeskreis großer Dank für das Verständnis und die Unterstützung in dieser arbeitsreichen Zeit.

Dortmund, im Februar 2017

Kurzfassung

Auf Grund steigender Energiekosten sowie erhöhter öffentlich-rechtlicher und normativer Anforderungen an den Energiebedarf von Gebäuden gewinnen energieeffiziente passive Kühltechniken zunehmend an Bedeutung. Eine vergleichsweise einfache und nahezu überall mögliche Form passiver Kühlung ist die Nachtlüftung. Sie nutzt das Kühlpotential niedriger nächtlicher Umgebungstemperaturen, um die tagsüber erwärmten Gebäudestrukturen zu kühlen. Dieses Kühlkonzept bedingt eine raumweise Zuführung von Außenluft, zumeist durch fassadenintegrierte Lüftungsöffnungen. Mikroklimatische Einflüsse aus dem Gebäudeumfeld und aus der solaren Einstrahlung auf die Fassade können hier zu einer Erwärmung der Zuluft führen und sich somit in sommerlichen Witterungsphasen nachteilig auf das Raumklima bzw. den Kühlbedarf auswirken.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird an Räumen mit außenwandintegrierten Zuluftöffnungen untersucht, in welchem Maß diese äußeren Einflüsse einen Anstieg der Ansaug- und somit der Raumtemperaturen hervorrufen, welche Auswirkungen die prognostizierte Klimaerwärmung hat und wie sich die Nachtlüftungseffektivität durch günstige Zu- und Abströmöffnungen optimieren lässt.

Bei Feldmessungen an acht Bürogebäuden werden verschiedene Fassaden- und Ansaugkonstruktionen hinsichtlich ihrer Wirkung auf die Ansaug- und Zulufttemperaturen verglichen und vorteilhafte Konstruktionen bzw. Konstruktionsmerkmale identifiziert. Mikroklimatische Einflüsse, z.B. aus umliegender Bebauung oder Topographie, werden durch die Gegenüberstellung lokal und meteorologisch gemessener Wetterdaten ermittelt.

Parallel zu den Feldmessungen werden kohärente Untersuchungen – frei von Nutzereinflüssen – an einem Messraum auf dem Campus der Universität Wuppertal durchgeführt. Eine in dem Zusammenhang getestete Zuluftkühlung mittels Latentwärmespeichern erwies sich als sehr effektiv.

Aus den Messdaten des Testraums werden ferner Formeln zur Berechnung von Ansaug- und Zulufttemperaturen unter Berücksichtigung von Solar- und Windeinflüssen abgeleitet. Die zu Grunde liegenden Verfahren sind dokumentiert und können zur Herleitung vergleichbarer Formeln für andere bauliche Situationen verwendet werden.

Mit den so gewonnenen Formeln werden anschließend in dynamischen Gebäudesimulationen die Auswirkungen verschiedener Ansaug-Konfigurationen und Wetterdaten auf das Raumklima und den Jahreskühlenergiebedarf verglichen. Die Berücksichtigung der Solareinflüsse an der Fassade führt dabei zu einem signifikant wärmeren Raumklima bzw. zu einem bis zu 80 % höheren Kühlenergiebedarf; der Heizenergiebedarf reduziert sich hingegen um bis zu 20 %. Außerdem zeigen die Simulationen, dass Wetterdaten von meteorologischen Mess-Stationen kaum geeignet sind, die Raumtemperaturen an eng bebauten städtischen Standorten realitätsnah abzubilden.

Für weitere Analysen werden daher auf die meteorologischen Daten des Testreferenzjahrs parameter-basiert Stadteffekte aufgeprägt. In verschiedener Ausprägung bilden diese in Kombination mit Datensätzen unterschiedlicher Temperaturcharakteristik die Basis für Sensitivitätsanalysen des Raumklimas und des Energiebedarfs. Mit den Daten zweier Klima-Prognosen wird ermittelt, dass bis zum Jahr 2050 eine passive Kühlung von Gebäuden nur noch mit großem technischen Aufwand bzw. einer Kombination verschiedener Systeme möglich ist. Auf Grund der potentiell langen Nutzungsdauer von Gebäuden sollte daher bereits heute bei der Planung neuer Gebäude bedacht werden, wie sich deren Kühlleistung später an die erhöhten Anforderungen anpassen lässt.

Die beim Kühlbetrieb während der Nachtlüftung auftretenden Wärmeaustauschprozesse werden detailliert mit transienten dreidimensionalen Strömungssimulationen untersucht. Dabei werden besonders effiziente Lüftungskonfigurationen identifiziert und Wärmeübergangskoeffizienten zur Nutzung in thermischen Gebäudesimulationen ermittelt und tabelliert.

Die Ergebnisse aller in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen sind abschließend in leicht verständlichen Planungshinweisen und -empfehlungen zusammengefasst.

Abstract

Because of rising energy costs and increased legal requirements concerning energy demand of buildings, techniques of passive cooling gain in importance. A simple and nearly anywhere available means of passive cooling is night ventilation. Thereby the cooling potential of low ambient temperatures is used to cool down rooms, which were warmed up during daytime. This method requires roomwise supply air inlets, mostly via facade integrated notches.

In this thesis effects of solar radiation on air intake constructions and the formation of thermal boundary layers at the facade surface are analyzed concerning intake temperatures and supply air temperatures. Warmed up supply air rises room temperatures and thus negatively effects the indoor climate and cooling requirements. In measurements on eight office buildings and one measuring room various facing and intake structures are compared with regard to their impact on fresh and supply air temperatures. Advantageous structures and design features are identified.

The comparison of local and meteorological data indicates influences of surrounding building stock development and topography.

The before mentioned measuring room located at the Campus of the University of Wuppertal was used to compare thermal effects of different intake and facade constellations – independent from user influences. Thereby the cooling of supply air via PCM devices has proved very effective.

Measured data from the testing room were further used to derive formulas for the calculation of intake and supply air temperatures in relation to influences of solar radiation and wind. The used methods are documented and can be used to find comparable solutions for different constructions. In this thesis these formulas are applied in dynamic building simulations to determine the impact of different inlet configurations and different sets of meteorological data on indoor climate and the demand for cooling energy per year. The consideration of solar radiation on the facade results in a significantly warmed up indoor climate and an increased demand for cooling energy up to 80 %. Weather data sets from meteorological stations aren't suitable to predict thermal loads at densely built areas.

With the use of a software provided by the German Weather Service parameter-based heat island effects were stamped on the meteorological data of test reference years. With these data sets sensitivity analysis of changed indoor climate and of energy demand are carried out.

Simulations based on different climate predictions indicate, that in 2050 passive cooling of buildings will be possible only by an immense technical effort respectively a combination of different systems. Because of long life cycles of buildings new buildings should be provided with options to enhance cooling capacities in the future.

Heat transfer processes by night ventilation are analysed with computational fluid dynamics. Thereby heat transfer coefficients are determined for further use in thermal building simulations.

Findings on the above mentioned investigations are summed up in planning references and recommendations.

Abrégé

Les techniques de refroidissement passives et efficaces sur le plan énergétique gagnent en importance en raison de la hausse des coûts de l'énergie et des exigences normatives accrues relatives aux besoins énergétiques des bâtiments. La ventilation nocturne est une forme de refroidissement passive relativement simple et envisageable presque partout. Le potentiel de refroidissement des basses températures ambiantes nocturnes est donc utilisé afin de refroidir les pièces réchauffées pendant la journée. Ce concept de refroidissement implique une alimentation en air, pièce par pièce, notamment par des ouvertures intégrées aux façades permettant la pénétration de l'air de rechange.

Dans la présente étude, nous avons étudié comment les effets du rayonnement solaire influencent les températures d'aspiration et d'écoulement d'air sur la conception d'aspiration et la formation des couches limites thermiques sur la façade. L'air amené, ainsi chauffé, augmente les températures des pièces et a donc une incidence défavorable sur le climat ambiant ou le besoin en refroidissement lors de conditions atmosphériques chaudes.

Les différentes conceptions de façades et d'aspiration sont comparées, lors de mesures de terrain de huit immeubles administratifs et dans une salle de mesure, en fonction de leur effet sur les températures d'aspiration et d'écoulement d'air et les conceptions favorables ou les caractéristiques de conception sont identifiées.

La comparaison des données de mesures locales et météorologiques révèle les influences des constructions environnantes et la topographie des lieux d'implantation des bâtiments.

Les effets thermiques des différents systèmes de façades et d'aspiration sont comparés dans la salle de mesure mentionnée précédemment du campus de l'Université de Wuppertal – sans les influences de l'utilisateur.

Un refroidissement par accumulateur de chaleur latente, également étudié dans le rapport, s'est avéré très efficace.

Les données de mesure de la chambre d'essai sont utilisées pour définir les formules de calcul des températures d'aspiration et d'écoulement d'air en fonction des effets du vent et des effets solaires le long des façades. Les procédures sous-jacentes sont documentées et peuvent être utilisées pour obtenir des formules comparables pour d'autres situations de construction.

Ici, les formules sont utilisées dans des simulations de constructions dynamiques afin de comparer les effets des différentes configurations d'aspiration et des données météorologiques sur le climat des locaux et le besoin énergétique annuel pour le refroidissement. Cela montre, d'une part, que la prise en compte des effets solaires sur les façades a pour conséquence un climat ambiant qui est de manière significative plus chaud et un besoin énergétique annuel pour le refroidissement plus élevé de 80%, et, d'autre part, que les données météorologiques des stations météorologiques ne sont guère adaptées pour déterminer de façon pragmatique la température ambiante des régions urbaines à la construction très dense. Les effets de la ville basés sur des paramètres peuvent s'appliquer aux données météorologiques de l'année de référence de test via un logiciel fourni. Il constitue la base des analyses de sensibilité des différents facteurs ambiants en combinaison avec des années de caractéristiques thermiques différentes en fonction de l'évolution des besoins énergétiques et des modifications du climat ambiant.

Grâce aux données des différentes prévisions climatiques, nous supposons qu'un refroidissement passif des bâtiments jusqu'en 2050 n'est possible qu'avec d'importants moyens techniques ou une combinaison de plusieurs systèmes. En raison de la longue durée de vie des bâtiments, des solutions devraient, dès aujourd'hui, être mises en place dans les nouveaux bâtiments afin de pouvoir ajuster par la suite la puissance de refroidissement aux exigences thermiques accrues.

Les processus d'échange de chaleur pendant la ventilation nocturne sont examinés avec les simulations des fluides. Les coefficients de transfert thermique sont notamment déterminés à ce niveau et sont utilisés dans les simulations thermiques des bâtiments.

Les résultats de toutes les études sont ensuite rédigés dans les suggestions et recommandations de planification.

Inhaltsverzeichnis

1 Einführung	1
1.1 Mikroklimatische Einflüsse auf sommerliche Raumtemperaturen	1
1.2 Funktionsweise der Gebäudekühlung mittels Nachtlüftung	2
1.3 Ziele der Arbeit	3
2 Anforderungen an passiv gekühlte Gebäude	6
2.1 Normative Anforderungen.....	6
2.1.1 Raumklima	6
2.1.2 Energiebedarf	7
2.1.3 Schallschutz	8
2.1.4 Raumakustik	8
2.1.5 Brandschutz	9
2.2 Grenzen der Kühlung mittels Nachtlüftung	10
2.3 Entwicklung eines Werkzeugs zur Abschätzung der Realisierbarkeit von passiven Kühlkonzepten in der Vorplanungsplanungsphase	11
3 Messtechnische Untersuchungen von Einflüssen auf die Zulufttemperaturen bei dezentraler Lüftung.....	16
3.1 Zielsetzung	16
3.2 Vorgehen.....	17
3.3 Stand der Forschung	19
3.3.1 Lage.....	19
3.3.2 Fassade	21
3.3.3 Außenluftansaugung & Fassadendurchführung.....	23
3.3.4 Vor- und Nachteile dezentraler Lüftungstechnik	24
3.4 Messkonzept.....	25
3.5 Feldmessungen	26
3.5.1 Messtechnik.....	26
3.5.2 Messobjekte (Gebäudeportraits)	28
3.5.2.1 Athmer, Bürogebäude, Arnsberg	28
3.5.2.2 Haspel, Universitätsgebäude, Wuppertal	30
3.5.2.3 APO23, Geschäftshaus, Neheim	32
3.5.2.4 TRI-Haus, Geschäftshaus, Neheim	34
3.5.2.5 REB, Bürogebäude, Remscheid	36
3.5.2.6 KfW-Bank, Bürogebäude, Frankfurt a.M.	38
3.5.2.7 SIC, Mehrzweckgebäude, Freiburg.....	40
3.5.2.8 Imtech, Bürogebäude, Hamburg	42
3.5.3 Typologie der Mess-Objekte.....	44
3.5.4 Durchführung der Messungen (Objektdetails).....	46
3.5.4.1 Athmer, Bürogebäude, Arnsberg	46
3.5.4.2 Haspel, Universitätsgebäude, Wuppertal	47
3.5.4.3 APO23, Geschäftshaus, Neheim.....	48

3.5.4.4	TRI-Haus, Geschäftshaus, Neheim	49
3.5.4.5	REB, Bürogebäude, Remscheid	50
3.5.4.6	KfW-Bank, Bürogebäude, Frankfurt a.M.	51
3.5.4.7	SIC, Mehrzweckgebäude, Freiburg.....	52
3.5.4.8	Imtech, Bürogebäude, Hamburg	52
3.5.5	Typologie der Messungen	53
3.5.6	Darstellung und Analyse der Messergebnisse.....	53
3.5.6.1	Athmer, Bürogebäude, Arnsberg	55
3.5.6.2	Haspel, Universitätsgebäude, Wuppertal	60
3.5.6.3	APO23, Geschäfts- und Wohnhaus, Neheim.....	65
3.5.6.4	TRI-Haus, Geschäftshaus, Neheim	69
3.5.6.5	REB, Bürogebäude, Remscheid	74
3.5.6.6	KfW-Bank, Bürogebäude, Frankfurt a.M.	79
3.5.6.7	SIC, Mehrzweckgebäude, Freiburg.....	84
3.5.6.8	Imtech, Bürogebäude, Hamburg	90
3.5.7	Zusammenfassung.....	94
3.6	Experimentelle Untersuchungen an einem Messraum	99
3.6.1	Konstruktion und Ausstattung.....	99
3.6.2	Messtechnik.....	104
3.6.3	Anlagensteuerung.....	105
3.6.4	Mess-Konfigurationen (und Messbedingungen)	107
3.6.5	Typologie der Messkonfigurationen.....	110
3.6.6	Darstellung und Analyse der Messergebnisse.....	110
3.6.6.1	Diagramm-Erläuterungen.....	110
3.6.6.2	Oberes Lüftungsgerät.....	114
3.6.6.3	Unteres Lüftungsgerät.....	118
3.6.6.4	Unteres Lüftungsgerät + schwarze Faserzementplatten	122
3.6.6.5	Unteres Lüftungsgerät + weiße Faserzementplatten.....	126
3.6.6.6	Unteres Lüftungsgerät + PCM	130
3.6.6.7	Unteres Lüftungsgerät + leere PCM-Box.....	134
3.6.6.8	Unteres Lüftungsgerät + schwarze Faserzementplatten + PCM	138
3.6.6.9	Unteres Lüftungsgerät + schwarze Faserzementpl. + leere PCM-Box	142
3.6.7	Zusammenfassung.....	146
3.7	Erkenntnisse aus den messtechnischen Untersuchungen.....	150
4	Analyse baukonstruktiver und (mikro-) klimatischer Einflüsse mittels thermischer Gebäudesimulation	156
4.1	Zielsetzung und Vorgehen	156
4.2	Funktionsweise von thermischen Gebäudesimulationen.....	156
4.3	Simulations-Modell „BTGA-Box“	158
4.3.1	Konstruktion und Bauteile.....	158
4.3.2	Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten	160
4.3.2.1	Äußere Wärmeübergangskoeffizienten	160
4.3.2.2	Innere Wärmeübergangskoeffizienten	161
4.3.3	Berechnung von Ansaug- und Zulufttemperaturen	161
4.3.3.1	Ansaugtemperatur im Taglüftungsbetrieb.....	161
4.3.3.2	Ansaugtemperatur im Nachtlüftungsbetrieb.....	163
4.3.3.3	Zulufttemperatur am Auslass des Lüftungselementes	164
4.3.4	Strahlungsverteilung.....	165
4.3.5	Anlagensteuerung.....	165
4.3.6	Validierung.....	167

4.4	Standort- und Fassaden-Einflüsse.....	167
4.4.1	Klimatische Randbedingungen	167
4.4.2	Fassaden-Effekte	170
4.4.2.1	Raumtemperaturen.....	171
4.4.2.2	Energiebedarf	172
4.4.2.3	Fazit	172
4.4.3	Vergleich gebräuchlicher Wetterdatensätze.....	172
4.4.3.1	Raumtemperaturen.....	173
4.4.3.2	Energiebedarf	174
4.4.3.3	Fazit	174
4.5	Stadteffekt- und Witterungseinflüsse.....	175
4.5.1	Klimatische Randbedingungen	175
4.5.2	Einflüsse des Stadteffekts auf das Raumklima und den Energiebedarf	176
4.5.2.1	Raumtemperaturen.....	176
4.5.2.2	Energiebedarf	176
4.5.2.3	Fazit	177
4.5.3	Einflüsse reduzierter Windgeschwindigkeiten	178
4.5.3.1	Raumtemperaturen.....	178
4.5.3.2	Energiebedarf	179
4.5.3.3	Fazit	179
4.6	Auswirkungen des prognostizierten Klimawandels.....	179
4.6.1	Klima-Prognose des Testreferenzjahrs (ohne und mit Stadteffekt).....	179
4.6.1.1	Raumtemperaturen.....	180
4.6.1.2	Energiebedarf	181
4.6.2	Klima-Prognose von Meteonorm (ohne Stadteffekt).....	181
4.6.2.1	Raumtemperaturen.....	184
4.6.2.2	Energiebedarf	185
4.6.3	Vergleich von Testreferenzjahr- und Meteonorm-Prognose	185
4.7	Zusammenfassung	187
5	Analysen zur Nachtlüftungseffektivität mittels CFD-Simulationen	191
5.1	Zielsetzung	191
5.2	Vorgehen.....	191
5.3	Funktionsweise von Strömungssimulationen	193
5.4	Modell-Entwicklung	194
5.4.1	Basis-Raummodell	194
5.4.2	Modell 1: Oberlichter als Zu- und Abströmöffnung	198
5.4.3	Modell 2: Oberlicht als Zuströmöffnung, Tür als Abströmöffnung	199
5.4.4	Modell 3: Kipp-Fenster als Zuströmöffnung, Oberlicht als Abströmöffnung	200
5.4.5	Modell 4: Lüftungselement als Zuströmöffnung, Tellerventil als Abströmöffnung	201
5.5	Simulations-Parameter	202
5.5.1	Wahl der Randbedingungen	202
5.5.2	Material- und Stoff-Parameter	202
5.5.3	Turbulenz-Modellierung.....	203
5.5.4	Strahlungs-Modell	203
5.5.5	Optimierung der Rechenzeiten	203
5.6	Darstellung der Simulationsergebnisse	204
5.6.1	Modell 1: Oberlichter als Zu- und Abströmöffnung	206
5.6.2	Modell 2: Oberlicht als Zuströmöffnung, Tür als Abströmöffnung	214

5.6.3	Modell 3: Kipp-Fenster als Zuströmöffnung, Oberlicht als Abströmöffnung	218
5.6.4	Modell 4: Lüftungselement als Zuströmöffnung, Tellerventil als Abströmöffnung .	224
5.7	Analyse der Simulationsergebnisse	228
5.7.1	Thermisch induzierter Luftwechsel am Kippfenster	228
5.7.2	Konvektive Wärmeübergänge	230
5.7.2.1	Konvektiver Wärmeübergang an der Decke	230
5.7.2.2	Konvektiver Wärmeübergang am Boden	231
5.7.2.3	Konvektiver Wärmeübergang an der Brüstung.....	232
5.7.2.4	Konvektive Wärmeübergänge bei hohen Luftwechselraten.....	232
5.7.2.5	Konvektive Wärmeübergänge bei freier Kippfenster-Lüftung.....	234
5.7.3	Langwelliger Strahlungsaustausch	235
5.7.4	Entwärmung des Raumes	236
5.7.4.1	Wärmeabfuhr	236
5.7.4.2	Einflüsse der Zulufttemperaturen und Volumenströme auf die Kühlleistung	238
5.7.4.3	Abnahme der Effizienz bei hohen Luftwechselraten	238
5.8	Zusammenfassung und Ausblick.....	239
5.9	Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten für thermische Gebäudesimulationen	243
6	Fazit und Planungsempfehlungen.....	244
6.1	Standort und Mikro-Klima	244
6.2	Fassadengestaltung und Grenzschichttemperaturen.....	245
6.3	Gestaltung und Anordnung der Ansaugöffnungen.....	246
6.4	Zuluft-Zuführung.....	247
6.5	Nachtlüftung	248
6.6	Kapazitive Zuluftkühlung.....	251
6.7	Prognostizierte Klima-Erwärmung.....	252
6.8	Anwendungshinweise für Auslegungs-Simulationen.....	253
7	Literatur und Quellenverzeichnis.....	255
8	Anhänge.....	262
8.1	Validierung des TRNSYS-Modells der BTGA-Box.....	262
8.1.1	Zonierung.....	262
8.1.2	Abweichende Randbedingungen gegenüber Abs. 4.4 ff.	262
8.1.3	Vergleich simulierter und gemessener Raumtemperaturen.....	264
8.2	Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte der in Abs. 4.4.1 dargestellten Klimadaten ..	266
8.3	Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte der in Abs. 4.5.1 dargestellten gegenwärtigen Testreferenzjahr-Klimadaten	270
8.4	Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte der in Abs. 4.6.1 dargestellten Testreferenzjahr-Klimaprognose	282
8.5	Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte der in Abs. 4.6.2 dargestellten Meteororm-Wetterdaten	294
8.6	Konstruktionsplan der PCM-Box.....	302

1 Einführung

Angesichts endlicher fossiler Energiereserven und steigender Energiekosten wurden ab Mitte der 1990er Jahre vermehrt Anstrengungen unternommen, den Heizenergiebedarf durch verbesserte Dämmung von Gebäuden zu reduzieren¹⁾. Im Jahr 2002 wurden die Wärmeschutzverordnung und die Heizungsanlagenverordnung zur Energieeinsparverordnung (EnEV) zusammengefasst. Damit wurden

- eine primärenergetische Bewertung des Endenergieaufwands und
- die Berücksichtigung des Energieaufwands aus der Anlagentechnik

eingeführt. Bei den Revisionen 2009 und 2013 wurden die Grenzwerte verschärft, das Konzept aber nicht geändert.

So stellt sich Planern heute die Aufgabe, komfortable Raumtemperaturen mit geringem Energieaufwand herzustellen. Für den Kühlfall bietet es sich an, Kühlpotentiale aus der Umgebung des Gebäudes zu nutzen. So muss lediglich die Transportenergie für ein Kühlmedium und nicht die Kühlenergie selber aufgewendet werden. Ein solches Kühlsystem bezeichnet man im Bauwesen üblicherweise als „passiv“²⁾.

Weil die Kühlleistungen solcher Systeme i.A. wesentlich kleiner sind als die aktiver Kühlsysteme³⁾, ist sowohl eine genaue Kenntnis der Kühlpotentiale am Gebäudestandort als auch der thermischen Lasten im Gebäude besonders wichtig. Vor allem, da es i.d.R. im Nachhinein keine oder nur geringe Möglichkeiten gibt, die Kühlleistung (zu Lasten eines erhöhten Energieverbrauchs) zu steigern.

Wie sich mikroklimatische und baukonstruktive Einflüsse auf den Energieein- und -austrag von Büroräumen auswirken, wird im Rahmen dieser Arbeit untersucht und diskutiert.

1.1 Mikroklimatische Einflüsse auf sommerliche Raumtemperaturen

Mikroklimata bilden sich bei gleichen Wetterbedingungen unter variierenden örtlichen Gegebenheiten aus. Den größten Einfluss hat dabei die „Verwertung“ der solaren Einstrahlung. Wird sie weitgehend reflektiert, steht nur wenig Energie für Erwärmungsprozesse zur Verfügung. Ebenso, wenn die Wärme an Blättern oder Wasseroberflächen durch Verdunstung in latente Wärme umgewandelt wird.

Wird ein maßgeblicher Teil der Solarenergie absorbiert und in Form sensibler Wärme gespeichert, erwärmen sich die besonnten Oberflächen. Ein Teil der Wärme wird in der Folge konvektiv an die umgebende Luft abgegeben, die sich dadurch ebenfalls erwärmt. Ein Effekt, der sich in dicht bebauten Umgebungen genauso beobachten lässt, wie in felsigem Gelände (z.B. in Steinbrüchen). Ist das Areal, in dem starke Absorption auftritt, nicht zu groß und frei anströmbar, führen Wind und Thermik kühlere Luft aus der Umgebung heran und kühlen so das betreffende Gebiet.

Auf großen Arealen, wie einem großen Stadtgebiet, wird die Luft bereits auf dem Weg zum Zentrum so stark erwärmt, dass der Kühleffekt in Zentrumsnähe (und im Lee des Zentrums) deutlich reduziert ist. Ist auf dem Areal viel thermische Speichermasse (z.B. in Form von Gebäuden oder versiegelten Flächen) vorhanden, führt die am Tage eingespeicherte Wärme auch nachts zu einem Wärmeeintrag und damit zu erhöhten Temperaturen.

Wird die Windgeschwindigkeit in Bodennähe durch Reibungseffekte (z.B. an Gebäuden, Bäumen etc.) reduziert, verstärkt dies den „Wärmeinseleffekt“.

¹⁾ 1995 wurde die Wärmeschutzverordnung novelliert und dabei die Anforderungen an den Heizwärmebedarf und die Gebäudehülle deutlich erhöht. 1996 wurde das Passivhaus Institut gegründet; 1997 wurde das Kyoto-Protokoll verabschiedet.

²⁾ In [1] wird folgende Definition gegeben: „Streng betrachtet versteht man unter **passiven Kühlsystemen** bauliche Vorkehrungen, welche ohne mechanische Antriebe zur Kühlung des Gebäudes gezielt beitragen. Darunter sind vor allem die natürliche Belüftung, die Beschattung oder Maßnahmen zur Verbesserung des Mikroklimas zu verstehen. ... **Hybride Systeme** erlauben es, mit haustechnischen Installationen, natürliche Kältesenken (kühles Erdreich, kalte Nachtluft etc.) zu nutzen, in dem sie gezielt Wärme abführen und Speichereffekte nutzen. Solche Systeme reichen von der einfachen mechanischen Nachtlüftung bis hin zur Betonkernkühlung. Passive und hybride Systeme werden der Einfachheit halber unter dem Begriff Passivsysteme zusammengefasst.“

³⁾ Aktive Kühlsysteme wenden den größten Anteil der bereitgestellten Energie für die Erzeugung der Kälte auf. Klassische Vertreter dieser Gattung sind z.B. Kompressionskältemaschinen.

In urbanen Umgebungen führen zusätzlich Wärmelasten aus Klimaanlage, Heizungen, dem Verkehr etc. zu einer Verschärfung des Problems. Dadurch sind die Temperaturen in Städten signifikant höher als im Umland [22], [25]. Die prognostizierte Klimaerwärmung [2] wird die Problematik voraussichtlich noch vergrößern.

Neben dem vom Umfeld geprägten Wärmeinseleffekt hat auch die Beschaffenheit des Gebäudes bzw. der Fassade einen Einfluss auf die Ansaug- und damit auf die Raumtemperaturen: An einer besonnten Fassade bildet sich ein weiteres „Mikroklima“ in Form einer thermischen Grenzschicht aus¹⁾. Dabei steigt an der Fassade erwärmte Luft auf und bildet so (zu windschwachen Zeiten) eine mit der Gebäudehöhe an Stärke zunehmende Warmluftschicht [34]. Die Stärke der Erwärmung ist dabei maßgeblich vom Absorptionsgrad der Fassadenoberfläche, der Gebäudehöhe und natürlich der solaren Einstrahlung abhängig.

Dezentrale Lüftungssysteme saugen die Frischluft aus der thermischen Grenzschicht der Fassade an. So können die Ansaugtemperaturen bei hohen Strahlungsintensitäten deutlich über den Umgebungstemperaturen liegen²⁾.

Bei ungehinderter Windanströmung führen hohe Windgeschwindigkeiten die Warmluft schnell ab, kühlen die Fassade und reduzieren so die Ansaugtemperaturen. Verwinkelte Gebäudegeometrien, nahegelegene Bebauung oder Bäume können (je nach Windrichtung) zu Windverschattungen führen und den Kühleffekt stark reduzieren.

1.2 Funktionsweise der Gebäudekühlung mittels Nachtlüftung

Die Nachtlüftung gehört zur den hybriden Kühltechniken. Eine so geartete Gebäudekühlung zeichnet sich durch die Erschließung von Kühlpotentialen der Umgebung aus. Das Kühlsystem stellt hier lediglich die Transportarbeit für das Kühlmedium bereit [1]. Auf diese Weise können solche Kühlsysteme sehr effizient³⁾ arbeiten; ihre Leistungsfähigkeit wird jedoch durch die Verfügbarkeit natürlicher Kühlressourcen limitiert. Man „erkauft“ sich also eine hohe Effizienz mit Einschränkungen und z.T. Unwägbarkeiten bei der Versorgung mit Kühlenergie. Eine Versorgungssicherheit wie bei der maschinellen Kühlung, bei der öffentliche Energienetze Kühlenergie, zumeist in Form von Strom, konstant und in quasi unbegrenzter Menge zur Verfügung stellen, ist hier nicht gegeben. Damit es in Zeiträumen mit geringer oder fehlender Kühlleistung⁴⁾ im Gebäude nicht zu starken Temperaturerhöhungen kommt, sind die Wärmeeinträge zu begrenzen und ausreichend große thermische Speicher einzuplanen⁵⁾. So lässt sich der Wärmeaustrag in Zeiten verlagern, in denen wieder ausreichende Kühlpotentiale verfügbar sind (vgl. Abb. 1).

Auf Grund dieser zeitlichen Komponente lassen sich passive bzw. hybride Kühlsysteme (anders als maschinelle) auch nicht mit Hilfe (einfacher) stationärer Berechnungsverfahren auslegen. Die stattdessen benötigten instationären Verfahren sind jedoch stark von der Wahl geeigneter Randbedingungen (wie Wetterdaten, thermischer Lastprofile, Wärmeübergangskoeffizienten etc.) abhängig. Hier liegt ein hohes Fehlerpotential.

Weil hybride und passive Kühlsysteme ähnliche Eigenschaften aufweisen und vergleichbaren Problemen und Einschränkungen unterworfen sind, sollen sie im Weiteren gemäß [1] unter dem Begriff „passive Kühlsysteme“ zusammengefasst werden.

¹⁾ Die thermische Grenzschicht kann als „Mikroklima an der Fassade“ bezeichnet werden, weil auch hier örtliche Gegebenheiten (bzgl. Strahlungsabsorption und Windanströmung, ggf. auch Transmissionswärme oder Verschattung) Temperaturabweichungen hervorrufen.

²⁾ Auch die Fensterlüftung, insbesondere bei gekippten Fenstern, unterliegt diesen Einflüssen.

³⁾ Die Effizienz ergibt sich hier aus dem Verhältnis von Transport- zu Kühlarbeit. D.h. die Effizienz steigt mit der Temperaturdifferenz zwischen dem Kühlmedium und den Oberflächen im zu kühlenden Raum. Der Versuch, sehr kleine Kühlpotentiale zu nutzen, macht den Betrieb unwirtschaftlich.

⁴⁾ Unzureichende Kühlleistungen treten z.B. auf, wenn

- bei Lastspitzen mehr Wärme ein- als ausgetragen wird,
- temporär zu kleine Kühlpotentiale für einen wirtschaftlichen Betrieb vorhanden sind (z.B. adiabate Kühlung bei schwül-warmer Witterung),
- Kühlpotentiale, wie bei der Nachtlüftung, nur zeitweise zur Verfügung stehen.

⁵⁾ Dabei ist konstruktiv sicherzustellen, dass die thermischen Speicher konvektiv und radiativ Wärme aus dem Raum absorbieren und diese später sicher abgeführt werden kann.

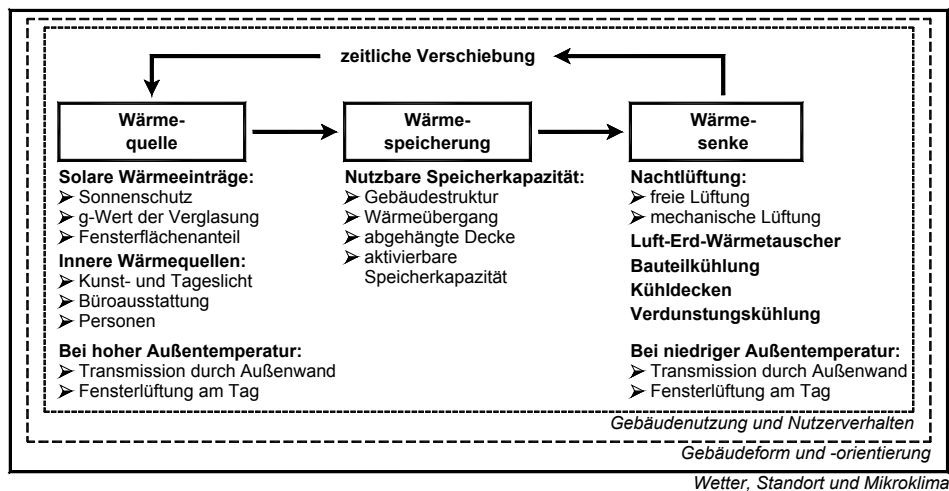


Abb. 1: Funktionsprinzip der passiven Gebäudekühlung und ihrer Einflussgrößen.
(Grafik: [14], modifiziert)

Aus der Vielzahl in der Natur vorkommender Wärmesenken ergibt sich eine große Anzahl unterschiedlicher Kühlsysteme. Exemplarisch sind die häufigsten in Tab. 1 zusammengestellt.

Tab. 1: Wärmesenken und korrespondierende Kühlsysteme.

Wärmesenke	Kühlsystem
kühle Außentemperaturen während der Nacht	Nachtlüftung
Verdunstung von Wasser	Verdunstungskühlung (Nass-Kühltürme, Abluftbefeuchtung)
Weitgehend konstante Temperaturen im Erdboden oder Grundwasser	Luft-Erdwärmetauscher („Erdkanal“) und Sole-Wärmetauscher

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Untersuchung von Nachtlüftungssystemen.

1.3 Ziele der Arbeit

Wie der vorhergehende Abschnitt zeigt, gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten, Gebäude passiv zu kühlen. Eine der am häufigsten Eingesetzten ist die Nachtlüftung. Sie lässt sich mit vergleichsweise geringem technischen Aufwand realisieren, kann mit anderen Kühlsystemen kombiniert werden und stellt keine „formalen“ Anforderungen¹⁾ an den Standort. Baukonstruktive und normative Erfordernisse, die sich aus einer passiven Gebäudekühlung ergeben, werden im 1. und 2. Kapiteln erörtert.

Die nachfolgenden Kapitel thematisieren sehr detailliert folgende, mit der Gebäudekühlung im Allgemeinen und der Nachtlüftung im Speziellen zusammenhängende, Fragestellungen:

- **Wie wirken sich solare Einstrahlung und Windeffekte auf die Zulufttemperaturen aus?**

Vor allem in Folge solarer Einstrahlung erwärmt sich die Fassade und mit ihr die angrenzende Luftschicht. Wird die Zuluft, wie bei dezentralen Lüftungssystemen üblich, aus dieser thermischen Grenzschicht angesaugt, ergeben sich für den Raum erhöhte Wärmeinträge, die sich bei warmer Witterung nachteilig auf die Raumtemperaturen bzw. den Kühlbedarf auswirken. Wind stört oder verhindert die Ausbildung

¹⁾ Z.B. müssen für den Einbau von Erdwärmetauschern ausreichend große Flächen im Umfeld des Gebäudes und eine geeignete Bodenbeschaffenheit vorhanden sein; zur Nutzung des Grundwassers als Kühlquelle ist eine wasserrechtliche Erlaubnis erforderlich, um einer übermäßigen Erwärmung des Grundwassers vorzubeugen etc.

¹⁾ Der Begriff „Ansaugitter“ bezeichnet in dieser Arbeit den fassadenseitigen Witterungsschutz der Ansaugöffnung.

solcher Grenzschichten und führt so zu niedrigeren Ansaugtemperaturen. Ähnliche Effekte resultieren aus der solaren Erwärmung der Ansaugitter¹⁾.

An verschiedenen Fassaden- und Ansaugsituationen wird untersucht, wie sich Solarstrahlungs- und Windeffekte auf die Ansaug- und Zulufttemperaturen auswirken (vgl. Abs. 3.5 und Abs. 3.6).

Mit dynamischen Gebäudesimulationen werden die Auswirkungen auf die Raumtemperaturen sowie den Heiz- und Kühlenergiebedarf untersucht (vgl. Abs. 4.4).

- **Wie lassen sich Wärmeeinträge baukonstruktiv minimieren?**

Die Ansaugtemperaturen fassadenintegrierter Zuluftöffnungen werden durch die Grenzschichttemperaturen und die Temperaturen des Ansaugitters bestimmt.

Verschiedene Fassaden- und Ansaug-Konstruktionen werden hinsichtlich ihrer Wirkung auf die Ansaug- und Zulufttemperaturen verglichen und vorteilhafte Konstruktionen bzw. Konstruktionsmerkmale identifiziert (vgl. Abs. 3.5, Abs. 3.6 und Abs. 3.7).

- **Lässt sich die Zuluft effektiv mittels Latentwärmespeichern kühlen?**

Durch den Einbau von Latentwärmespeichern wird die thermische Speicherkapazität von Räumen (stark) erhöht. Weil diese Materialien ihre thermische Schwere jedoch ausschließlich aus dem Phasenübergang in einem eng begrenzten Temperaturbereich beziehen, sind sie stärker als Materialien hoher Dichte¹⁾ auf eine Rückkühlung (während der Nachtlüftung) angewiesen. Wird die am Tage eingespeicherte Wärme nachts nur teilweise abgeführt, verliert ein Latentwärmespeicher innerhalb weniger Tage seine Wirksamkeit.

Für den Wärmeaustrag in der Nachtlüftungsphase ist ein hoher konvektiver Wärmeübergang, d.h. eine starke Anströmung, erforderlich. Dies kann am besten durch den Einbau der Latentwärmespeicher in den Zuluftweg gewährleistet werden. So ist auch die Wirksamkeit beim Kühlbetrieb am Tage sichergestellt.

Ob sich diese theoretischen Vorhersagen in der Praxis bestätigen, wird experimentell an einem Testsystem untersucht (vgl. Abs. 3.6).

- **Wie wirken sich Stadtklima-Effekte aus?**

Meteorologische Wetterdaten werden außerhalb von Städten in freien Lagen erhoben. In Städten sind die Umgebungstemperaturen hingegen meist höher und die Windgeschwindigkeiten niedriger.

Solche Stadteffekte führen zu erhöhten Wärmelasten am Tage und reduzierten Kühlpotenzialen für die Nachtlüftung.

Zur Quantifizierung der Stadtklima-Einflüsse werden Wetterdaten von verschiedenen Gebäudestandorten mit den Daten nahegelegener meteorologischer Mess-Stationen verglichen (vgl. Abs. 3.5).

Mit Hilfe dynamischer Gebäudesimulationen werden die Auswirkungen auf das Raumklima- sowie den Heiz- und Kühlenergiebedarf von Gebäuden untersucht (vgl. Abs. 4.4.3 und Abs. 4.5).

¹⁾ Während Materialien hoher Dichte wie z.B. Beton für die Erwärmung von 24 auf 25 °C die gleiche Wärmemenge absorbieren, wie bei der Erwärmung von 29 auf 30 °C, wird ein Latentwärmespeicher mit einem Schmelzbereich von 24 bis 26 °C im erst genannten Temperaturbereich sehr viel Wärme absorbieren und im letzt genannten nahezu wirkungslos sein.

- **Wie wirkt sich die prognostizierte Klimaerwärmung aus?**

Unter den gegenwärtigen Klima-Bedingungen bieten passive Kühlsysteme meist eine ausreichende Kühlleistung. In Schön-Wetter-Phasen mit warmer Witterung können jedoch temporär schon heute unkomfortabel hohe Raumtemperaturen auftreten.

Mit Klima-Prognosen bis zum Jahr 2050 wird untersucht, wie sich ein wärmer werdendes Klima auf den thermischen Komfort und den Energiebedarf von Gebäuden auswirkt (vgl. Abs. 4.6).

- **Welche Wärmeaustausch-Prozesse treten während des Nachtlüftungsbetriebs auf?**

Kenntnisse der Luftströmungen in einem Raum und der daraus resultierenden Wärmeaustauschprozesse helfen, Räume für den Nachtlüftungsbetrieb zu optimieren.

In diesem Zusammenhang wird untersucht, wie neben konvektiven auch radiative Wärmeaustauschprozesse zum Wärmeabtransport beitragen und wieviel Wärme im Laufe eines Nachtlüftungszyklus abführbar ist (vgl. Kap. 5).

Zusätzlich werden Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt, die sich in thermischen Simulationen nutzen lassen (vgl. Abs. 5.9).

Die Ergebnisse der Untersuchungen werden in Hinweisen und Empfehlungen für Planer zusammengefasst.

2 Anforderungen an passiv gekühlte Gebäude

Passiv gekühlte Gebäude weisen einige Besonderheiten hinsichtlich Konstruktion und Nutzung auf. So sind Speichermöglichkeiten für Wärme einzuplanen und die thermischen Lasten zu begrenzen.

Im Folgenden wird dargestellt, wie sich diese Besonderheiten auf normative Nachweise auswirken, welche Anforderungen sich an Konstruktion und Betrieb ableiten und wie man die Eignung für ein passives Kühlkonzept bereits in der Vorplanungsphase überprüfen kann.

2.1 Normative Anforderungen

In den letzten Jahren wurden vermehrt Anstrengungen unternommen, die Normung an passive Kühlkonzepte anzupassen. So können seit 2013 passive Kühlsysteme beim sommerlichen Wärmeschutz nach DIN 4108-2 [4] berücksichtigt werden. Und DIN 15 251 [5] unterscheidet bei den Anforderungen an den thermischen Komfort zwischen Gebäuden mit und ohne maschinelle Kühlung.

In den folgenden Abschnitten wird an Hand dieser und weiterer relevanter Normen auf Besonderheiten und Unterschiede bei der Planung passiver Kühlsysteme hingewiesen.

2.1.1 Raumklima

Normativ werden passiv gekühlte Gebäude wie ungekühlte behandelt. Es gelten also rechtsverbindlich die Anforderungen aus DIN 4108-2 zum sommerlichen Wärmeschutz. Das darin beschriebene Nachweisverfahren auf Basis von Sonneneintragskennwerten¹⁾ (ein Nachweis per dynamischer Gebäudesimulation ermittelter Übertemperaturgradstunden ist ebenfalls möglich, unter bestimmten Voraussetzungen sogar erforderlich) kann in der Praxis ein komfortables Raumklima nicht garantieren.

Besonders problematisch ist dies, wenn der Begriff passive **Kühlung** bei Nutzern und Bauherren Assoziationen zur Konditionierbarkeit maschinell gekühlter Gebäude weckt²⁾.

Zusätzlich zur DIN 4108-2 sind die Technischen Regeln für Arbeitsstätten einzuhalten. Hier werden in ASR A3.5 [7] bzgl. hoher Raumtemperaturen folgende Aussagen getroffen:

- Die Lufttemperaturen in Arbeitsräumen sollen +26 °C nicht überschreiten.
- Ab Außenlufttemperaturen von +26 °C gilt:
 - Bei Raumtemperaturen > +26 °C *sollen* zusätzliche Maßnahmen³⁾ ergriffen werden.
 - Bei Raumtemperaturen > 30 °C *müssen* wirksame Maßnahmen³⁾ ergriffen werden.
 - Bei Raumtemperaturen > 35 °C ist der Raum als Arbeitsraum nicht geeignet.

Bei Außentemperaturen über 26 °C sind hiernach Raumtemperaturen bis 30 bzw. 35 °C (bei entsprechenden Gegenmaßnahmen) tolerabel. Diese Grenzwerte sind nach einer potentiellen Gesundheitsgefährdung und nicht am Komfortempfinden der Nutzer ausgerichtet.

1) Ein Nachweis-Programm für den sommerlichen Wärmeschutz nach DIN 4102-2 mittels Sonneneintragskennwerte-Verfahren ist Bestandteil des im Abs. 2.3 präsentierten Excel-Tools.

2) Die bei maschineller Kühlung maßgebliche VDI 2078 [6] übernimmt, sofern nichts anderes vereinbart wird, als Ziel-Raumtemperaturen die Grenztemperaturen aus DIN 4108-2, also je nach Klimaregion 25 bis 27 °C)

3) Die ASR A3.5 schlägt folgende Maßnahmen vor:

- effektive Steuerung des Sonnenschutzes,
- effektive Steuerung der Lüftungseinrichtungen,
- Reduzierung der inneren thermischen Lasten,
- Lüftung in den frühen Morgenstunden,
- Nutzung von Gleitzeitregelungen,
- Lockerung der Bekleidungsregeln,
- Bereitstellung geeigneter Getränke.

Komfortkriterien sind in DIN 15 251 [5] definiert. Diese Norm ist nicht rechtlich bindend; die Einhaltung einer dort definierten Komfortklasse kann aber vertraglich vereinbart werden.

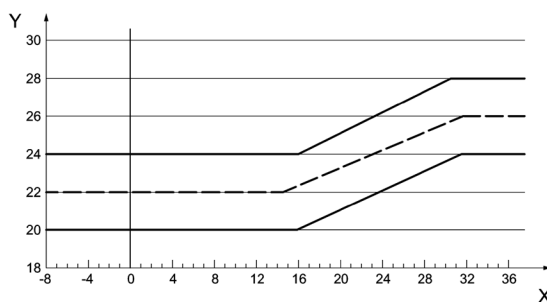
Basierend auf den Verfahren zur Berechnung des Komfortempfindens aus DIN EN ISO 7730 [8] wird hier ein Komfortbereich für die Raumtemperaturen in Abhängigkeit der Außentemperaturen definiert (vgl. Abb. 2).

Während von „maschinell gekühlten Gebäuden“ die Obergrenze des in Abb. 2 dargestellten Temperaturbandes verbindlich einzuhalten ist¹⁾, gelten für Gebäude ohne maschinelle Kühlung, also auch passiv gekühlte Gebäude, die in Abb. 3 gezeigten Grenztemperaturen.

Dabei ist zu beachten, dass hier nicht die momentane Außentemperatur (wie für maschinell gekühlte Gebäude, vgl. Abb. 2) als Bezug gewählt ist, sondern ein (exponentiell gewichteter) gleitender Außentemperaturmittelwert der letzten Tage. Durch die exponentielle Abnahme der Gewichtungsfaktoren wirken sich hier vornehmlich die vorausgegangenen 2 bis 3 Tage aus.

So sind unter Ausnutzung der Adaption des menschlichen Temperaturempfindens in warmen Witterungsphasen höhere Raumtemperaturen zulässig.

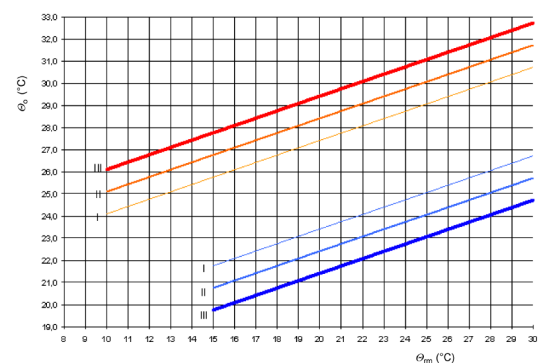
Ab operativen Raumtemperaturen von 25 °C kann zusätzlich die in Abb. 3 dargestellte obere Grenztemperatur um einige Grad angehoben werden, wenn die Luftgeschwindigkeit am Arbeitsplatz (z.B. durch Decken- oder Tischventilatoren) erhöht wird.



Legende

X aktuelle Außenlufttemperatur in °C
Y operative Raumtemperatur in °C

Abb. 2: Bereich komfortabler operativer Raumtemperaturen in Abhängigkeit der momentanen Außenlufttemperatur nach DIN 15 251. Die operative Raumtemperatur maschinell gekühlter Gebäude der Komfortklasse II darf während 1 % der jährlichen Nutzungszeit um maximal 2 K außerhalb dieses Temperaturbandes liegen. (Grafik: DIN 15 251 [5])



Legende

$\bar{\theta}_m$ gleitender Mittelwert der Außentemperatur, in °C
 θ_o operative Temperatur, in °C

Abb. 3: Vorgaben für die operativen Raumtemperaturen in Gebäuden ohne maschinelle Kühlung nach DIN 15 251. Hier ist die Raumtemperatur an den (exponentiell gewichteten) Mittelwert der Außenlufttemperaturen der letzten Tage gekoppelt. (Grafik: DIN 15 251 [5])

2.1.2 Energiebedarf

Die Anforderungen an den Energiebedarf von Gebäuden werden rechtsverbindlich in der Energieeinsparverordnung (EnEV) bzw. in deren technischer Umsetzung, der DIN V 18 599, definiert. Mit passiven Kühlsystemen lassen sich die Anforderungen an den Primärenergiebedarf i.d.R. leichter einhalten als mit maschineller Kühlung. Änderungen im Nachweisverfahren ergeben sich aus der passiven Kühlung nicht.

Die Anforderungen für den Bau sog. „Passivhäuser“ wurden vom Passivhausinstitut in Darmstadt festgelegt und lassen sich mit dem Passivhausprojektierungspaket (PHPP) überprüfen. Für Nichtwohngebäude ist ein Kühlenergiebedarf²⁾ von maximal 15 kWh/(m²·a) erlaubt [9]. Die Passivhaus-Bauweise ist ggf. vertraglich zu vereinbaren.

¹⁾ In der Komfortklasse II sind während 1 % der Nutzungszeit Raumtemperaturen bis zu 2 K außerhalb des Temperaturbandes zulässig.

²⁾ Der Energiebedarf für die Entfeuchtung ist nicht im Kühlenergiebedarf inkludiert. Die Grenzwerte hierfür definiert das PHPP in Abhängigkeit von Klima, Luftwechsel und inneren Feuchtelasten.

2.1.3 Schallschutz

Die Regeln für den Schallschutz sind unabhängig vom Kühlkonzept in DIN 4109-1 [11] rechtsverbindlich definiert. Hier werden Anforderungen an das Schalldämmmaß der Fassade und an die Ausbreitung von Luft- und Körperschall im Gebäudeinneren formuliert.

Schalldämmeigenschaften der Fassade

Das erforderliche Schalldämmmaß einer Fassade hängt vom äußeren Lärmpegel¹⁾ und von der Nutzung²⁾ des angrenzenden Innenraums ab.

Bei hohen Außenlärmpegeln ist die mit dem Einbau von fassadenintegrierten Nachströmöffnungen verbundene Reduktion des Fassadenschalldämmmaßes problematisch. Durch den Einbau schalldämmender Lüftungselemente kann dem bis zu einem gewissen Grad begegnet werden. (Ein Rechenprogramm für den Schallschutznachweis von Fassaden ist in das im Abs. 2.3 vorgestellte Excel-Tool integriert.)

Schalldämmeigenschaften innerer trennender Bauteile

Nur an die Schallübertragung zwischen „fremden“ Arbeitsbereichen“ (also z.B. zwischen verschiedenen Mieteinheiten) werden *Anforderungen* gestellt, ansonsten gelten *Empfehlungen*. Die Empfehlungen unterscheiden zwischen normalem Schallschutz (entspricht weitgehend den *Anforderungen* zwischen fremden Arbeitsbereichen) und erhöhtem Schallschutz (liegt ausschließlich als Empfehlung vor).

Bei passiv gekühlten Gebäuden kann vor allem der Einbau von Überströmöffnungen zwischen den Büros und zentralen Luftabsaugungen (z.B. in einem Flur oder Atrium) Schallübertragungsprobleme verursachen.

¹⁾ Lärmpegel aus Straßenverkehr können einem Nomogramm in DIN 4109 entnommen werden; detailliertere Angaben (auch für Schienen und Schiffsverkehr) sind nach DIN 18 005 zu ermitteln; als maßgeblicher Außenlärmpegel in Gewerbe- und Industriegebieten ist der nach der TA Lärm im Bebauungsplan angegebene Tag-Immissionsrichtwert anzusetzen.

²⁾ In Bürogebäuden werden vornehmlich die Nutzungsarten „Büroraum“ und „Schulungs- bzw. Seminarraum“ (mit erhöhten Anforderungen an das Schalldämmmaß) unterscheiden.

2.1.4 Raumakustik

Die Ankopplung thermischer Speichermassen, mit meist schallharten Oberflächen, führt bei der Planung passiv gekühlter Gebäude hinsichtlich der Raumakustik immer wieder zu Problemen. Es sind unabhängig von der Kühlweise die Anforderungen und Empfehlungen aus DIN 18 041 [12] rechtlich bindend einzuhalten.

Die Norm unterscheidet zwei raumakustische Anwendungsfälle:

- **Hörsamkeit über mittlere und größere Entfernungen (Gruppe A):**
In solchen Räumen, zu denen z.B. Konferenz- und Unterrichtsräume zählen, soll der Schall möglichst weit tragen. Um eine optimale Sprachkommunikation zu erzielen, soll möglichst viel Direktschall und deutlichkeitserhöhende Anfangsreflexionen bis 50 ms nach dem Direktschall vom Sprecher zum Hörer geleitet werden. Störender Nachhall ist weitestgehend zu reduzieren. In diesem Anwendungsfall sind schallharte Decken von Vorteil; Schallabsorber sollten vorzugsweise an den Wänden angeordnet werden [15].
- **Hörsamkeit über geringe Entfernungen (Gruppe B):**
In Räumen diesen Typs, zu denen u.a. Zellenbüros, Großraumbüros (z.B. in Call-Centern), Speiseräume etc. gehören, soll eine Schallausbreitung möglichst unterbunden werden. Daher sollen schallharte Oberflächen vermieden und Schallabsorber möglichst nahe der Schallquellen, also auch oberhalb der Arbeitsplätze, angeordnet werden. Um die thermischen Speicher in schallharten Massivdecken

dennoch nutzen zu können, werden in [15] Teilabhängungen mit beidseitig schallabsorbierenden Deckensegeln vorgeschlagen.

Für Räume der Gruppe A definiert DIN 18 041 frequenzabhängig minimale und maximale Nachhallzeiten¹⁾. Die zulässige Nachhallzeit ist dabei abhängig von der Nutzungsart (Musik, Sprache, Unterricht, Sport) und dem Raumvolumen. Der Nachweis der geforderten (frequenzabhängigen) Nachhallzeiten kann

- rechnerisch mit Rechenmodellen aus DIN EN 12 354-6 [16] oder
- durch Messung im eingerichteten Raum nach DIN EN ISO 3382-1 [17] bzw. DIN EN ISO 3382-2 [18]

erbracht werden.

Für Räume der Gruppe B ist hauptsächlich eine gute Schallabsorption wichtig. Für diese Räume gibt DIN 18 041 Empfehlungen zur Dimensionierung der äquivalenten Schallabsorberfläche in Abhängigkeit der Nutzungsart (Räume ohne Aufenthaltsqualität, für kurzfristiges Verweilen, für längerfristiges Verweilen, mit Bedarf an Lärminderung, mit besonderem Bedarf an Lärminderung), des Raumvolumens und der Raumhöhe. Die Anforderungen gelten dabei für die Oktaven zwischen 250 und 2.000 Hz.

Ein Rechenprogramm zum Nachweis der raumakustischen Eigenschaften für Räume der Gruppe A ist in das im Abs. 2.3 vorgestellte Excel-Tool integriert.

2.1.5 Brandschutz

Aus der passiven Kühlung ergeben sich gegenüber ungekühlten oder maschinell gekühlten Gebäuden keine besonderen Anforderungen an den Brandschutz. Es sind die Anforderungen der DIN 4102 und der jeweiligen Landesbauordnung verbindlich einzuhalten.

Im Folgenden sind Planungshinweise für zwei Sonderfälle aus der passiven Gebäudekühlung zusammengestellt:

- **Freiliegende Massivbauteile:** Sollen Decken (oder sonstige massive Bauteile) zur Speicherung thermischer Energie genutzt werden, ist eine gute Ankoppelung an die Raumtemperaturen wichtig. Dies wird i.d.R. durch das Weglassen einer Verkleidung (bei Decken vor allem durch das Weglassen einer Abhängung mit Akustik-Paneelen) erreicht, wobei Sichtbetonoberflächen die höchste Effektivität bieten. Weil so auch brandschutztechnische Bekleidungen (z.B. mit Holzwolleplatten) nicht möglich sind, ist ggf. nach DIN 4102-4 [10] eine größere Betonüberdeckung zu wählen.
- **Kaminwirkung:** Soll eine freie Lüftung, die dem Auftriebsprinzip und der Querlüftung folgt, eingebaut werden, sind Öffnungen zwischen den Geschossen aber auch in der gleichen Ebene nötig. Wird die Kaminwirkung über ein (Flucht-) Treppenhaus realisiert, sind die Lüftungsöffnungen in den Treppenhauswänden mit Brandschutzklappen zu sichern. Alternativ kann ein Atrium für eine freie Lüftung und Entrauchung genutzt werden.

Die weiteren allgemein gültigen Anforderungen an den Brandschutz werden hier nicht diskutiert.

¹⁾ Die Nachhallzeit beschreibt die Zeitspanne, in der nach dem Ende einer Schallemission der Schalldruckpegel um 60 dB abfällt.

2.2 Grenzen der Kühlung mittels Nachtlüftung

Das Konzept der Nachtlüftung basiert auf der Speicherung von Wärme am Tag in thermisch schweren Bauteilen (wodurch sich diese erwärmen) und deren nächtlicher Rückkühlung mittels kühler Außenluft bei erhöhten Luftwechselfrequenzen.

Die für die Nachtlüftungseffektivität essenziellen konvektiven Wärmeübergänge werden maßgeblich von folgenden Faktoren bestimmt:

- **Temperaturdifferenz zwischen der Zuluft und den Bauteiloberflächen:** Grundsätzlich ist eine konvektive Wärmeübertragung von der Temperaturdifferenz zwischen einer Oberfläche und der angrenzenden Luftschicht abhängig. Mit zunehmender Temperaturdifferenz steigt auch das Wärmeübertragungspotential. Wie die Zulufttemperatur die Grenzschichttemperaturen an den verschiedenen Raumbooberflächen beeinflusst, hängt maßgeblich vom Strömungsfeld ab (vgl. Kap. 5).
- **Anströmung der thermischen Speicher:** Erzwungene Konvektion (bei fremdinduzierter Anströmung) führt gegenüber natürlicher Konvektion (aus Auftriebseffekten) zu vergrößerten Wärmeübergängen. Besonders groß sind die Unterschiede an horizontalen Bauteilen, wie Decken, unter denen sich infolge natürlicher Konvektion die Wärme staut. Der flächenspezifische Wärmeübergang nimmt mit der Strömungsgeschwindigkeit an der Bauteiloberfläche zu.
- **Größe der Speicheroberfläche:** Große Wärmeaustauschflächen begünstigen große Wärmeausträge²⁾.
- **Luftwechselfrequenz:** Ein schneller Austausch der Raumluft beugt deren Erwärmung vor und führt so zu großen Temperaturdifferenzen zu den thermischen Speichern. Außerdem begünstigen hohe Luftwechselfrequenzen hohe Strömungsgeschwindigkeiten an den Bauteiloberflächen.
- **Wirksame thermische Speichermasse:** Thermische Speichermassen dämpfen Temperaturänderungen. Für die Pufferung von Wärme sind jedoch nur Speicher wirksam, die Wärme konvektiv mit der Raumluft und radiativ mit anderen Oberflächen tauschen. Bauteile, die durch Möbel, Teppiche, Abhängungen oder Verkleidungen entkoppelt sind, haben hier keinen nennenswerten Einfluss.
- **Wärmeleitfähigkeit der thermischen Speicher:** Höhere Wärmeleitfähigkeiten steigern das Wärmeaustausch-Potential, weil Wärme bzw. Kälte schneller in tiefer liegende Schichten abgeführt wird.

²⁾ Auf Grund der geringen Eindringtiefe bei einem einzelnen Nachtlüftungszyklus ist vor allem die Größe der Wärmeaustauschfläche, d.h. der Bauteiloberfläche relevant. Erst bei anhaltenden hohen Raumtemperaturen werden tiefer im Bauteil liegende Schichten aktiviert.

Soll die thermische Speicherkapazität eines Raumes erweitert werden, sind bei der Auswahl und Anordnung der Speicher die vorherigen Kriterien ebenfalls zu berücksichtigen. So wird beim Einbau von Phasenwechselmaterialien in die Raumumschließungsflächen zwar die Wärmekapazität des Raumes gesteigert, aber auf Grund geringer Wärmeleitfähigkeiten und schwacher Anströmung haben diese Speicher eine geringe Effektivität. Eine wesentlich höhere Effektivität verspricht der Einbau von Phasenwechselmaterialien in den Zuluftweg.

Neben der Ankopplung von thermischen Speichern ist die Begrenzung der Wärmeeinträge am Tag von herausragender Bedeutung. Zum einen wegen limitierter thermischer Speicherkapazitäten, zum anderen weil die „Kühlleistung“, d.h. die zeitspezifische Wärmeabsorption, der thermischen Speicher vergleichsweise gering ist.

Thermische Lasten resultieren vor allem aus

- **solarer Einstrahlung:** vornehmlich durch Fenster; auf Grund der hohen heutigen Wärmedämmstandards nur in sehr geringem Maße aus Transmissionswärmeströmen opaker Fassadenbauteile,
- **Belüftung:** bei hohen Außentemperaturen sollte der zur Wahrung der Luftqualität erforderliche Mindestluftwechsel nicht überschritten werden; Fensterluftwechsel sind möglichst zu vermeiden,
- **inneren Lasten:** von Personen, Beleuchtung und Arbeitshilfen emittierte Wärme.

Zur Reduzierung der thermischen Lasten sollten passiv gekühlte Gebäude also über ein effektives Sonnenschutzsystem, energieeffiziente Raumausstattungen und ggf. eine Beleuchtungsregelung verfügen. Räume, die nutzungsbedingt hohe Wärmeeinträge aufweisen (z.B. Server-Räume) lassen sich per Nachtlüftung nicht ausreichend kühlen.

Auf Grund der geringen Leistungsfähigkeit passiver Kühlsysteme können nutzer-verursachte Wärmeeinträge (z.B. durch Öffnen der Fenster bei hohen Außentemperaturen oder Betrieb von elektrischen Geräten) spürbare Einflüsse auf die Raumtemperaturen haben.

Die Nutzer sollten daher mit dem Kühlkonzept und den richtigen Verhaltensweisen vertraut gemacht werden. Mit dem Wissen um die Energieeffizienz sind sie i.d.R. auch eher bereit, temporär erhöhte Raumtemperaturen zu akzeptieren.

Ein weiteres Instrument zur Steigerung der Nutzerzufriedenheit sind individuelle Steuerungsmöglichkeiten – selbst wenn deren Auswirkungen kaum spürbar sind. Hier ist die psychologische Wirkung oft wichtiger als die physische.

Kann das Kühlsystem hohe Raumtemperaturen nicht in ausreichendem Maße verhindern, besteht noch die Möglichkeit, durch die lokale Erhöhung der Luftgeschwindigkeit, z.B. durch individuell regelbare Ventilatoren am Arbeitsplatz, den Komfort zu steigern (vgl. Abs. 2.1.1).

2.3 Entwicklung eines Werkzeugs zur Abschätzung der Realisierbarkeit von passiven Kühlkonzepten in der Vorplanungsplanungsphase

Ein passives Kühlkonzept hat weitreichende Auswirkungen auf die Gestaltung und Konstruktion eines Gebäudes. Es ist daher schon frühzeitig in den Planungsprozess einzubeziehen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Tool auf Basis der Tabellenkalkulationssoftware MS Excel entwickelt, mit dem sich bereits in der Vorplanungsphase die prinzipielle Eignung eines Gebäudes für eine passive Kühlung überprüfen lässt.

Folgende Kriterien können so untersucht werden:

- sommerliches Raumklima,
- Einhaltung des sommerlichen Wärmeschutzes gemäß DIN 4108-2 (Fassung 07.2003) nach dem Sonneneintragskennwerte-Verfahren,
- Einhaltung der raumakustischen Anforderungen nach DIN 18 041 (Fassung 05.2004),
- Einhaltung des erforderlichen Fassadenschallschutzes bei Lärm aus Straßenverkehr nach DIN 4109 (Fassung 11.1989).

Die relevanten Musterräume eines Gebäudes werden in einer zentralen Datenbank erfasst. Modulübergreifende Parameter sind so nur einmal einzugeben. Zur Reduzierung des Eingabeaufwandes lassen sich Räume „klonen“ und anschließend editieren.

Nach der Parametereingabe besteht die Möglichkeit, einen einzelnen Raum oder alle Räume an einzelne oder alle der o.g. Rechenmodule zu übergeben. Die Ergebnisausgabe erfolgt zum einen raumweise, unter Darstellung der zu Grunde liegenden Parameter in einem für den Druck optimierten Ergebnisblatt. Zum anderen in einer tabellenartigen Zusammenfassung aller Räume zur schnellen Identifikation von Problemstellen.

Im Folgenden werden die Module, die sich auch unabhängig von der zentralen Datenbank nutzen lassen, kurz vorgestellt:

Sommerliches Raumklima (Parameter-Modell)

Das Parameter-Modell wurde am Fraunhofer ISE entwickelt. Eine Beschreibung der zu Grunde liegenden Algorithmen ist [14] zu entnehmen.

Hier wird an Hand

- klimatischer Bedingungen (spezifiziert durch die Klimaregion nach DIN 4108-2 und die Kühllastzone nach VDI 2078),
- der Luftwechselfrequenz,
- solarer und innerer thermischer Lasten sowie
- der thermischen Schwere des Raumes

ein exemplarischer Temperaturverlauf für einen Tag im Juli (mit hohen Umgebungstemperaturen) und September (mit hohem Solareintrag durch flacher einfallende Direktstrahlung) abgeschätzt.

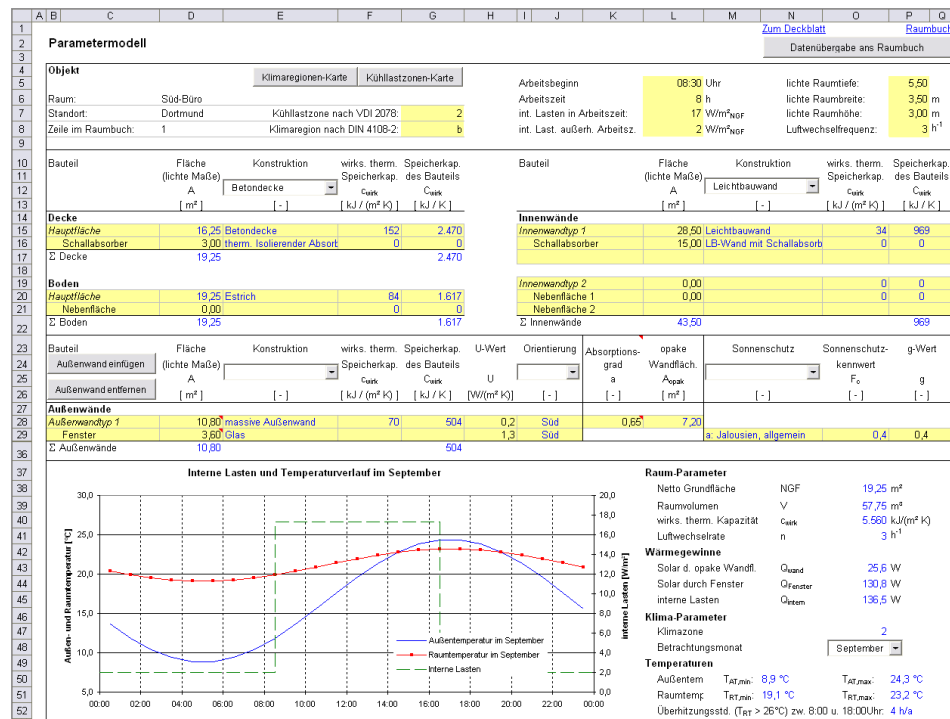


Abb. 4: Screenshot des Moduls zur Abschätzung sommerlicher Raumtemperaturen.

Sommerlicher Wärmeschutznachweis gemäß DIN 4108-2

In diesem Modul wird der sommerliche Wärmeschutznachweis gemäß DIN 4108-2 [54] nach dem Sonneneintragskennwerte-Verfahren abgebildet. Dabei wird eine auf die Grundfläche des Raums bezogene, maßgebliche

Flächen einer aus klimatischen und baulichen Parametern gebildeten Grenzwert gegenüber gestellt.

Sommerlicher Wärmeschutznachweis nach DIN 4108-2

Objekt
 Raum: Süd-Büro
 Standort: Dortmund
 Zelle im Raumbuch: 1
 lichte Tiefe: 5,50 m
 lichte Breite: 3,50 m
 lichte Höhe: 3,00 m
 Nettogrundfläche: 19,25 m²

Gebäude
 Ort: Dortmund
 Klimaregion: Höchstwert d. mittl. monat. Außent. 16,5 < θ < 18°C
 Bauweise: 50 Wh/(K m²) ≤ C_{ges} / A₀ ≤ 130 Wh/(K m²)
 Erhöhte Nachlüftung während der 2. Nachthälfte n ≥ 1,5 h⁻¹: ja

Raum
 Fassadenfläche (Außenmaße) A_{W,ges}: 10,80 m²
 wärmeübertragende Dach- oder Deckenflächen gegen Außenluft, Erdreich, unbeheizte Dach- oder Kellerräume A_D: 0,00 m²
 ansetzbare Nettogrundfläche (Raumtieft_{max} = 3x Raumhöhe) A_G: 19,25 m²

Fenster
Fenstertyp 1
 Außenfensterfläche (lichte Rohbau-Abmessung) A_{1,W}: 4,50 m²
 Orientierung: Süd (180°)
 G-Wert der Verglasung & ggf. Permanent-Sonnenschutz g₁: 0,4
 Sonnenschutzkennwert i_a Jalousien, allgemein F_{1,C}: 0,4
 Gesamtenergiedurchlassgrad des Fensters (inkl. Sonnenschutz) g_{1,tot}: 0,16

Fenstertyp 2
 Außenfensterfläche (lichte Rohbau-Abmessung) A_{2,W}: 0,00 m²
 Orientierung: Süd (180°)
 G-Wert der Verglasung & ggf. Permanent-Sonnenschutz g₂: 0,4
 Sonnenschutzkennwert F_{2,C}: 0
 Gesamtenergiedurchlassgrad des Fensters (inkl. Sonnenschutz) g_{2,tot}: 0

Nachweis
 Ausnutzungsgrad: S_{vorh} / S_{bil}: 0,31 / 0,31 = erfüllt

Teilsonneneintragskennwerte nach Tab. 9

1 Klimaregion	S _{v,1} = 0,030
2 Bauartschwere	S _{v,2} = 0,040
3 Erhöhte Nachlüftung in 2. Nachthälfte	S _{v,3} = 0,020
4 Sonnenschutzverglasung g ≤ 0,4	S _{v,4} = 0,030
5 Fensterneigung	S _{v,5} = 0
6 Orientierung	S _{v,6} = 0
Summe	Σ S _v = 0,120

Abb. 5: Screenshot des Moduls für den sommerlichen Wärmeschutz-Nachweis nach DIN 4108-2.

Schallschutznachweis für Fassaden nach DIN 4109

Mit diesem Modul lässt sich überprüfen, ob die Fassade das in DIN 4109 [11] geforderte Schalldämmmaß aufweist. Dazu wird das vorhandene Schalldämmmaß aus den Fassadenelementen berechnet und mit dem vom Lärmpegel der Umgebung abhängenden erforderlichen Schalldämmmaß verglichen. Die Lärmbelastung aus Straßelärm lässt sich mit dem Tool direkt bestimmen. Bei dezentralen Lüftungssystemen kann die Integration von Zuluftelementen in die Fassaden in lauten Umgebungen zu einem unzureichenden Schallschutz führen.

Schallschutznachweis für Aussenfassaden bei Straßenverkehrslärm nach DIN 4109

Objekt
 Raum: Süd-Büro
 Standort: Dortmund
 Zelle im Raumbuch: 1
 Raumnutzung: Schulungsraum
 Fassadenfläche: S_{WF}: 9,80 m²
 Raumgrundfläche: S₀: 19,25 m²

Angaben zur Fassade

Teilflächen der Fassade	Fläche [m ²]	vorh. Schall-dämmmaß [dB]	A * 10 ¹⁰ / (R/10)
Wandfläche	4,30	55	1,38E-05
Fenster	4,50	45	1,42E-04
Lüftungselement	1,00	35	3,16E-04
Summe	9,80	4,72E-04	

vorhandenes Schalldämm-Maß der Außenfassade
 Σ A * 10^{R/10}: 4,72E-04
 Σ (A * 10^{R/10}) / S_{WF,assade}: 4,82E-05
 log₁₀ (Σ (A * 10^{R/10}) / S_{WF,assade}): -4,317
 -10 x log₁₀ (Σ (A * 10^{R/10}) / S_{WF,assade}): 43,17 dB
vorh. res. Schalldämmmaß R_{W,erf,vorh.}: 43 dB

Erforderliches Schalldämm-Maß der Außenfassade
 Mischungspegel / Messwert L_{WA}: 67,5 dB(A)
 Korrektur: Randbebauung: 3 dB(A)
 Korrektur: Längsneigung: 0 dB(A)
 Korrektur: Entfernen zu Ampel: 2 dB(A)
Maßgeb. Außenlärmpegel: 73 dB(A)
result. erf. Schalldämmmaß R_{W,erf,erf.}: 45 dB

Angaben zum Außenraum

Falls vorh.: Messwert für L _{WA} ¹⁾	dB(A)
Verkehrsbelastung	4.500 Kfz/d
Straßenart	Hauptstraße
Abstand von Straßenmitte	15 m
Randbebauung beidseit. geschl.	ja
Längsneigung > 5%	nein
Ampel < 100m entfernt	ja

Korrektur S_{WF,erf}/S₀
 Fassaden- zu Grundfläche S_{WF,erf}/S₀: 0,51
Resultierende Korrektur: -2 dB
kor. erf. res. Schalldämmmaß R_{W,erf,erf.}: 43 dB

Nachweis: Nachweis erfüllt! Ausnutzungsgrad: R_{W,erf,erf} / R_{W,erf,vorh.}: 1,00

Abb. 6: Screenshot des Moduls zum Nachweis des Fassadendämmmaßes bei Straßenverkehrslärm gemäß DIN 4109

Nachweis der raumakustischen Anforderungen nach DIN 18 041

Dieses Modul bildet das Nachweisverfahren aus DIN 18 041 [13] ab. Dazu werden aus der Raumgröße und den Oberflächenbeschaffenheiten mittels der Sabine'schen Formel Nachhallzeiten verschiedener Frequenzen berechnet. Diese werden mit den Anforderungen gemäß DIN 18 041 für die Raumnutzungen „Sprache“ und „Unterricht“ verglichen. Das Ergebnis wird grafisch dargestellt.

Hier können in passiv gekühlten Gebäuden vor allem freiliegende thermische Speicher mit ihren meist schallharten Oberflächen sehr lange Nachhallzeiten hervorrufen.

A		B		C		D		E		F		G		H		I		J		K		L		M		N		O		P		Q																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Berechnung der Nachhallzeit																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
mit der Näherungsformel von Sabine																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Programm-Version: 1.0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Objekt Raum: Süd-Büro Tiefe: 5,50 m Standort: Dortmund Breite: 3,50 m Zeile im Raumbuch: 1 Höhe: 3,00 m Volumen: 57,75 m³																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Bauteil</th> <th rowspan="2">Material und Aufbau</th> <th rowspan="2">Fläche S_i [m²]</th> <th colspan="6">Schallabsorptionsgrade α</th> <th colspan="6">äquivalente Schallabsorptionsflächen [m²]</th> </tr> <tr> <th>125 Hz</th> <th>250 Hz</th> <th>500 Hz</th> <th>1 kHz</th> <th>2 kHz</th> <th>4 kHz</th> <th>125 Hz</th> <th>250 Hz</th> <th>500 Hz</th> <th>1 kHz</th> <th>2 kHz</th> <th>4 kHz</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="13">Decke</td> <td colspan="6">Deckenl. berechnen</td> </tr> <tr> <td>Hauptfläche</td> <td>Glattputz</td> <td>13,25</td> <td>0,02</td> <td>0,02</td> <td>0,03</td> <td>0,03</td> <td>0,04</td> <td>0,06</td> <td>0,3</td> <td>0,3</td> <td>0,4</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,8</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nebenfläche 1</td> <td>Ecophon SuperG+ Dicke=35mm, Konstr.Höhe=50mm</td> <td>3,00</td> <td>0,20</td> <td>0,60</td> <td>1,00</td> <td>1,00</td> <td>0,95</td> <td>0,60</td> <td>0,6</td> <td>1,8</td> <td>3,0</td> <td>3,0</td> <td>2,9</td> <td>2,4</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="13">Boden</td> <td colspan="6">Bodenl. berechnen</td> </tr> <tr> <td>Hauptfläche</td> <td>PVC-Fußbodenbelag (2,5 mm dick) auf Betonboden</td> <td>19,25</td> <td>0,01</td> <td>0,02</td> <td>0,01</td> <td>0,03</td> <td>0,05</td> <td>0,05</td> <td>0,2</td> <td>0,4</td> <td>0,2</td> <td>0,6</td> <td>1,0</td> <td>1,0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="13">Kopfwand</td> <td colspan="6">Kopfwandl. berechnen</td> </tr> <tr> <td>Hauptfläche</td> <td>Glattputz</td> <td>6,30</td> <td>0,02</td> <td>0,02</td> <td>0,03</td> <td>0,03</td> <td>0,04</td> <td>0,06</td> <td>0,1</td> <td>0,1</td> <td>0,2</td> <td>0,2</td> <td>0,3</td> <td>0,4</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nebenfläche</td> <td>Fenster (Isolierverglasung, Kasten- und Verbundfenst)</td> <td>4,50</td> <td>0,28</td> <td>0,20</td> <td>0,10</td> <td>0,06</td> <td>0,03</td> <td>0,02</td> <td>1,3</td> <td>0,9</td> <td>0,5</td> <td>0,3</td> <td>0,1</td> <td>0,1</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="13">Rückwand</td> <td colspan="6">Rückwandl. berechnen</td> </tr> <tr> <td>Hauptfläche</td> <td>Gipskartonplatten 9,5 mm dick, 60 mm Wandabstan</td> <td>11,50</td> <td>0,31</td> <td>0,08</td> <td>0,04</td> <td>0,07</td> <td>0,09</td> <td>0,09</td> <td>3,6</td> <td>0,9</td> <td>0,5</td> <td>0,8</td> <td>1,0</td> <td>0,9</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nebenfläche 1</td> <td>Tür, Holz, lackiert</td> <td>2,00</td> <td>0,10</td> <td>0,08</td> <td>0,06</td> <td>0,05</td> <td>0,05</td> <td>0,05</td> <td>0,2</td> <td>0,2</td> <td>0,1</td> <td>0,1</td> <td>0,1</td> <td>0,1</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nebenfläche 2</td> <td>Ecophon SuperG+ Dicke=35mm, Konstr.Höhe=50mm</td> <td>15,00</td> <td>0,20</td> <td>0,60</td> <td>1,00</td> <td>1,00</td> <td>0,95</td> <td>0,80</td> <td>3,0</td> <td>9,0</td> <td>15,0</td> <td>15,0</td> <td>14,3</td> <td>12,0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="13">Seitenwand links</td> <td colspan="6">Seitenl. berechnen</td> </tr> <tr> <td>Hauptfläche</td> <td></td> <td>0,00</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="13">Seitenwand rechts</td> <td colspan="6">Seitenl. berechnen</td> </tr> <tr> <td>Hauptfläche</td> <td></td> <td>0,00</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="28"> leerer Raum Σ S_i α_i 9,2 13,6 19,6 20,3 20,1 17,6 Nachhallzeiten T₉₀ [s] 1,02 0,69 0,48 0,46 0,47 0,53 </td> </tr> <tr> <td colspan="28"> besetzter Raum Σ S_i α_i 9,3 14,2 20,7 21,0 20,9 18,4 Nachhallzeiten T₉₀ [s] 1,01 0,66 0,46 0,45 0,45 0,51 </td> </tr> <tr> <td colspan="28"> Vergleich mit den Anforderungen nach DIN 18 041 (2004-05) Nachhallzeit T_{90,voth} im leeren Raum 1,02 0,69 0,48 0,46 0,47 0,53 Nachhallzeit T_{90,voth} im besetzten Raum 1,01 0,66 0,46 0,45 0,45 0,51 </td> </tr> <tr> <td colspan="28"> für Sprache T_{soil} = 0,37 * log(V) - 0,14 = 0,51 s Quotient T_{90,voth} / T_{soil} besetzter Raum Oberer Grenzwert 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 Unterer Grenzwert 0,6 0,8 0,8 0,8 0,8 0,63 Bewertung der Nachhallzeit zu lang! zu lang! o.k. o.k. o.k. o.k. </td> </tr> <tr> <td colspan="28"> für Unterricht T_{soil} = 0,32 * log(V) - 0,17 = 0,39 s Quotient T_{90,voth} / T_{soil} besetzter Raum Oberer Grenzwert 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 Unterer Grenzwert 0,6 0,8 0,8 0,8 0,8 0,63 Bewertung der Nachhallzeit zu lang! zu lang! o.k. o.k. o.k. zu lang! </td> </tr> <tr> <td colspan="28"> Verhältnis der Nachhallzeiten T_{voth} / T_{soil} </td> </tr> </tbody> </table>																												Bauteil	Material und Aufbau	Fläche S _i [m²]	Schallabsorptionsgrade α						äquivalente Schallabsorptionsflächen [m²]						125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	Decke													Deckenl. berechnen						Hauptfläche	Glattputz	13,25	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,06	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,8																			Nebenfläche 1	Ecophon SuperG+ Dicke=35mm, Konstr.Höhe=50mm	3,00	0,20	0,60	1,00	1,00	0,95	0,60	0,6	1,8	3,0	3,0	2,9	2,4																			Boden													Bodenl. berechnen						Hauptfläche	PVC-Fußbodenbelag (2,5 mm dick) auf Betonboden	19,25	0,01	0,02	0,01	0,03	0,05	0,05	0,2	0,4	0,2	0,6	1,0	1,0																			Kopfwand													Kopfwandl. berechnen						Hauptfläche	Glattputz	6,30	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,06	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4																			Nebenfläche	Fenster (Isolierverglasung, Kasten- und Verbundfenst)	4,50	0,28	0,20	0,10	0,06	0,03	0,02	1,3	0,9	0,5	0,3	0,1	0,1																			Rückwand													Rückwandl. berechnen						Hauptfläche	Gipskartonplatten 9,5 mm dick, 60 mm Wandabstan	11,50	0,31	0,08	0,04	0,07	0,09	0,09	3,6	0,9	0,5	0,8	1,0	0,9																			Nebenfläche 1	Tür, Holz, lackiert	2,00	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1																			Nebenfläche 2	Ecophon SuperG+ Dicke=35mm, Konstr.Höhe=50mm	15,00	0,20	0,60	1,00	1,00	0,95	0,80	3,0	9,0	15,0	15,0	14,3	12,0																			Seitenwand links													Seitenl. berechnen						Hauptfläche		0,00																															Seitenwand rechts													Seitenl. berechnen						Hauptfläche		0,00																															leerer Raum Σ S _i α _i 9,2 13,6 19,6 20,3 20,1 17,6 Nachhallzeiten T ₉₀ [s] 1,02 0,69 0,48 0,46 0,47 0,53																												besetzter Raum Σ S _i α _i 9,3 14,2 20,7 21,0 20,9 18,4 Nachhallzeiten T ₉₀ [s] 1,01 0,66 0,46 0,45 0,45 0,51																												Vergleich mit den Anforderungen nach DIN 18 041 (2004-05) Nachhallzeit T _{90,voth} im leeren Raum 1,02 0,69 0,48 0,46 0,47 0,53 Nachhallzeit T _{90,voth} im besetzten Raum 1,01 0,66 0,46 0,45 0,45 0,51																												für Sprache T _{soil} = 0,37 * log(V) - 0,14 = 0,51 s Quotient T _{90,voth} / T _{soil} besetzter Raum Oberer Grenzwert 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 Unterer Grenzwert 0,6 0,8 0,8 0,8 0,8 0,63 Bewertung der Nachhallzeit zu lang! zu lang! o.k. o.k. o.k. o.k.																												für Unterricht T _{soil} = 0,32 * log(V) - 0,17 = 0,39 s Quotient T _{90,voth} / T _{soil} besetzter Raum Oberer Grenzwert 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 Unterer Grenzwert 0,6 0,8 0,8 0,8 0,8 0,63 Bewertung der Nachhallzeit zu lang! zu lang! o.k. o.k. o.k. zu lang!																												Verhältnis der Nachhallzeiten T_{voth} / T_{soil} 																											
Bauteil	Material und Aufbau	Fläche S _i [m²]	Schallabsorptionsgrade α						äquivalente Schallabsorptionsflächen [m²]																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																	
			125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Decke													Deckenl. berechnen																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
Hauptfläche	Glattputz	13,25	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,06	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Nebenfläche 1	Ecophon SuperG+ Dicke=35mm, Konstr.Höhe=50mm	3,00	0,20	0,60	1,00	1,00	0,95	0,60	0,6	1,8	3,0	3,0	2,9	2,4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Boden													Bodenl. berechnen																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
Hauptfläche	PVC-Fußbodenbelag (2,5 mm dick) auf Betonboden	19,25	0,01	0,02	0,01	0,03	0,05	0,05	0,2	0,4	0,2	0,6	1,0	1,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Kopfwand													Kopfwandl. berechnen																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
Hauptfläche	Glattputz	6,30	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,06	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Nebenfläche	Fenster (Isolierverglasung, Kasten- und Verbundfenst)	4,50	0,28	0,20	0,10	0,06	0,03	0,02	1,3	0,9	0,5	0,3	0,1	0,1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Rückwand													Rückwandl. berechnen																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
Hauptfläche	Gipskartonplatten 9,5 mm dick, 60 mm Wandabstan	11,50	0,31	0,08	0,04	0,07	0,09	0,09	3,6	0,9	0,5	0,8	1,0	0,9																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Nebenfläche 1	Tür, Holz, lackiert	2,00	0,10	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Nebenfläche 2	Ecophon SuperG+ Dicke=35mm, Konstr.Höhe=50mm	15,00	0,20	0,60	1,00	1,00	0,95	0,80	3,0	9,0	15,0	15,0	14,3	12,0																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
Seitenwand links													Seitenl. berechnen																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
Hauptfläche		0,00																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
Seitenwand rechts													Seitenl. berechnen																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
Hauptfläche		0,00																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
leerer Raum Σ S _i α _i 9,2 13,6 19,6 20,3 20,1 17,6 Nachhallzeiten T ₉₀ [s] 1,02 0,69 0,48 0,46 0,47 0,53																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
besetzter Raum Σ S _i α _i 9,3 14,2 20,7 21,0 20,9 18,4 Nachhallzeiten T ₉₀ [s] 1,01 0,66 0,46 0,45 0,45 0,51																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Vergleich mit den Anforderungen nach DIN 18 041 (2004-05) Nachhallzeit T _{90,voth} im leeren Raum 1,02 0,69 0,48 0,46 0,47 0,53 Nachhallzeit T _{90,voth} im besetzten Raum 1,01 0,66 0,46 0,45 0,45 0,51																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
für Sprache T _{soil} = 0,37 * log(V) - 0,14 = 0,51 s Quotient T _{90,voth} / T _{soil} besetzter Raum Oberer Grenzwert 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 Unterer Grenzwert 0,6 0,8 0,8 0,8 0,8 0,63 Bewertung der Nachhallzeit zu lang! zu lang! o.k. o.k. o.k. o.k.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
für Unterricht T _{soil} = 0,32 * log(V) - 0,17 = 0,39 s Quotient T _{90,voth} / T _{soil} besetzter Raum Oberer Grenzwert 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 1,2 Unterer Grenzwert 0,6 0,8 0,8 0,8 0,8 0,63 Bewertung der Nachhallzeit zu lang! zu lang! o.k. o.k. o.k. zu lang!																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
Verhältnis der Nachhallzeiten T_{voth} / T_{soil} 																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										

Abb. 7: Screenshot des Moduls für raumakustische Nachweise gemäß DIN 18 041.

Ergebnisdarstellung

Die Ergebnisse der einzelnen Berechnungsmodule werden raumweise in einem Ergebnisblatt zusammengefasst und können von dort ausgedruckt werden.

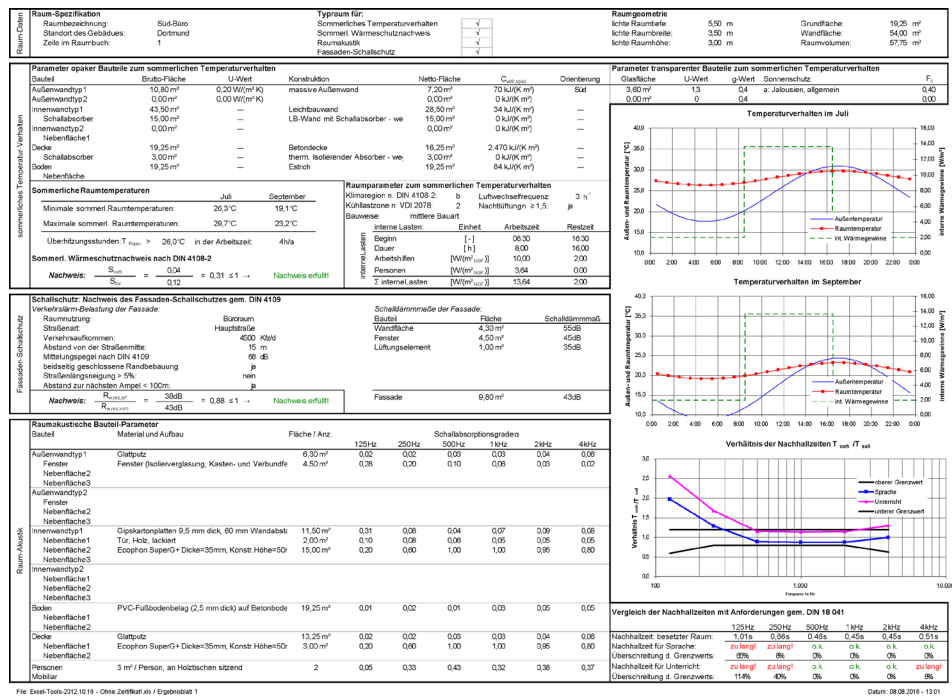


Abb. 8: Druckansicht der raumweisen Ergebnis-Darstellung

Zur schnellen Identifikation von Problemen werden die Ergebnisse aller Musterräume zusätzlich in vereinfachter Form in einer Tabelle zusammengefasst.

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	V	W	Z	AA	AC	AE	AG	AI	AK	AN	AO	AP
1	Angebot zum Gebäude																													
2	Standort des Gebäudes: Dortmund																													
3	Klimatzone n. VDI 2078: 2																													
4	Klimaregion n. DIN 4108: b																													
5	Sprung ins Raumbuch																													
6	Alles löschen																													
7																														
8																														
9																														
10																														
11																														
12																														
13																														
14																														
15																														
16																														
17																														
18																														
19																														
20																														
21																														
22																														
23																														
24																														
25																														
26																														
27																														
28																														
29																														
30																														
31																														
32																														
33																														
34																														
35																														
36																														
37																														
38																														
39																														
40																														
41																														
42																														
43																														
44																														
45																														
46																														
47																														
48																														
49																														
50																														
51																														
52																														
53																														
54																														
55																														
56																														
57																														
58																														
59																														
60																														
61																														
62																														
63																														

Abb. 9: Tabellarische Zusammenfassung der Ergebnisse aller Musterräume.

3 Messtechnische Untersuchungen von Einflüssen auf die Zulufttemperaturen bei dezentraler Lüftung

Mit Hilfe messtechnischer Untersuchungen werden Gestaltungsmerkmale von Fassaden und außenwandintegrierten Luftzuführungen hinsichtlich ihrer Einflüsse auf die Zulufttemperaturen verglichen und günstige Konstruktionen identifiziert.

3.1 Zielsetzung

Bei der Gebäudeplanung werden passive Kühlsysteme meist mit Hilfe von Daten einer nahe gelegenen Mess-Station eines Wetterdienstes oder gemittelter Klima-Daten¹⁾ ausgelegt²⁾. Solchen Daten liegen meteorologische Messungen in freien Lagen abseits bebauter Gebiete zu Grunde³⁾. Die mikroklimatischen Bedingungen an den allermeisten Gebäudestandorten weichen davon jedoch ab, insbesondere in dicht bebauten städtischen Lagen.

Darüber hinaus werden üblicherweise für die Ermittlung der Zulufttemperaturen von dezentralen Lüftungssystemen, bei denen die Zuluft raumweise an der Fassade angesaugt wird, Einflüsse aus der solaren Erwärmung der Fassadengrenzschicht sowie besonnter Ansauggitter außer Acht gelassen. Die dadurch zu niedrig angesetzten Zulufttemperaturen können dann zur Unterdimensionierung des Kühlsystems bzw. zu unerwartet hohen Raumtemperaturen im Betrieb führen.

Zur Quantifizierung dieser Einflüsse werden Feldmessungen an acht genutzten Bürogebäuden durchgeführt.

Dabei werden

- die Abweichungen zwischen lokal gemessenen und den bei der Planung gebräuchlichen Wetterdaten dokumentiert.
- Einflüsse der Fassadengestaltung sowie der Anordnung und Konstruktion der Lüftungselemente auf die Ansaug- und Zulufttemperaturen untersucht.

Parallel zu den Feldmessungen werden Messreihen an einem Versuchsraum auf dem Campus der Universität Wuppertal durchgeführt. Hier können, ungestört von Einflüssen oder Auflagen der Nutzer bzw. Gebäudebetreiber, folgende Fragestellungen untersucht werden:

- Wie beeinflusst die farbliche Gestaltung, d.h. der Absorptionsgrad, opaker Fassadenbereiche die Ansaugtemperaturen?
- Wie wirkt sich die Anordnung der Lüftungselemente in besonnten oder verschatteten Fassadenbereichen aus?
- Lässt sich die Zuluft im Sommer durch Latentwärmespeicher wirksam und dauerhaft kühlen?

¹⁾ Aus mehrjährigen Klimabeobachtungen synthetisierte Wetterdatensätze stellen z.B. das Testreferenzjahr [65] oder die Wetterdatenbanksoftware Meteororm [68] zur Verfügung.

²⁾ Die Kühlsysteme klimatisierter Räume sind für Extrem-Wetterbedingungen gemäß VDI 2078 [6] zu dimensionieren. Die Einhaltung der normativen Anforderungen für passiv gekühlte Gebäude nach DIN 4108-2 garantiert hingegen kein komfortables sommerliches Raumklima (vgl. Abs. 2.1.1). Daher empfiehlt es sich hier, das sommerliche Raumklima mit Hilfe dynamischer Gebäudesimulationen zu überprüfen.

³⁾ Dem Testreferenzjahr liegt seit der Version vom April 2011 eine Software bei, mit der sich Stadt- und Höheneffekte auf die meteorologischen Grunddaten aufprägen lassen (Details: s. Abs. 4.5.1).

Die Auswertung der Messdaten erfolgt unter folgenden Gesichtspunkten:

- Daten für weitergehende Analysen mittels thermischer Gebäude-Simulation (vgl. Abs. 4) zu gewinnen,
- Wetterdaten von Gebäudestandorten mit unterschiedlichen Bebauungsdichten in Relation zu Planungswetterdaten zu setzen,
- den Einfluss des Absorptionsgrades und der thermischen Speicherkapazität verschiedener Fassadenkonstruktionen auf die Ausbildung einer thermischen Grenzschicht und damit auf die Ansaugtemperaturen zu untersuchen,
- den Einfluss von Anordnung und Gestaltung der Ansauggitter auf die Temperatur der eingesaugten Luft zu ermitteln,
- die thermische Beeinflussung der Zuluft beim Durchströmen von Lüftungselementen unterschiedlicher Bauart (insbesondere mit und ohne Schalldämmeigenschaften) zu analysieren.

Aus den Analysen werden abschließend Empfehlungen und Hinweise für die Planung abgeleitet (vgl. Abs. 3.7 und Abs. 6).

3.2 Vorgehen

Im Anschluss an eine Literaturrecherche werden messtechnische Untersuchungen durchgeführt. Dabei werden Feldmessungen an verschiedenen strukturierten Bürogebäuden und experimentelle Untersuchungen an einem Messraum durchgeführt:

Die Feldmessungen erfolgen an acht zwei- bis sechs-etagigen Bürogebäuden, verteilt über die drei deutschen Klimaregionen gemäß DIN 4108-2 [4]. Über mehrere Wochen werden dort die Bedingungen an der fassadenseitigen Luftansaugung und der raumseitigen Luftzuführung, das Raumklima sowie das Außenklima am Gebäudestandort gemessen.

Die großen Fassadenflächen der Bürogebäude bieten für die Messungen den Vorteil, dass sich die Grenzschichteffekte ungestörter ausbilden können als an der kleinen Test-Fassade des Messraums.

Raumseitig ist jedoch bei genutzten Immobilien eine starke Beeinflussung der Messungen durch die Nutzer, z.B. in Form von geöffneten Fenstern und Türen, zu erwarten. Überlagert werden diese Effekte von den meist unzureichend dokumentierten und schlecht messbaren Betriebszuständen der technischen Anlagen (z.B. Lüftungs-Volumenströme oder Stellung des Sonnenschutzes). Zusammen führen diese Störeinflüsse und Unsicherheiten zu erheblichen Problemen bei der Auswertung der Messergebnisse.

Um frei von solchen Störgrößen die Auswirkungen der thermischen Effekte an der Fassade bzw. im Lüftungselement auf das Raumklima beobachten zu können, wird parallel zu den Feldmessungen ein Messraum auf dem Campus der Universität Wuppertal errichtet.

Durch den Einbau von zwei identischen Zuluftelementen in die Süd-Fassade (das eine durchgängig besonnt, das andere weitgehend durch einen Jalousiekasten verschattet) können unterschiedliche Ansaug-Situationen unter sonst gleichen Randbedingungen verglichen werden. Durch Verkleiden des Brüstungsbereichs mit schwarzen und weißen Faserzementplatten wird der Einfluss der farblichen Fassadengestaltung auf die Ansaugtemperaturen untersucht.

In einer weiteren Versuchsreihe wird geprüft, in wieweit sich mit dem Einbau von Latentwärmespeichern in den Zuluftweg der thermische Komfort im Raum verbessern lässt – und ob die Rückkühlung während der Nachtlüftung ausreicht, diesen Effekt auch an mehreren aufeinander folgenden Sommertagen aufrecht zu erhalten.

Ferner können mit den ungestörten Messungen im Versuchsraum Ergebnisse aus den von Nutzereinflüssen geprägten Feldmessungen überprüft werden.

Darüber hinaus dienen die präzisen Messdaten vom Test-Raum in Kombination mit der exakten Dokumentation des Anlagenbetriebs

- zur Erstellung eines genauen thermischen Simulations-Modells des Messraums (vgl. Abs. 4.3) und
- der Entwicklung von Berechnungsformeln für Ansaug- und Zulufttemperaturen fassadenintegrierter Lüftungselemente (vgl. Abs. 4.3.3).

Durch Implementierung dieser Formeln in das präzise Simulations-Modell des Messraums können aus den nur wenige Wochen andauernden Messreihen Jahresverläufe für die unterschiedlichen Mess-Konfigurationen berechnet werden (vgl. Abs. 4).

Die aus den Messungen und Simulationen abgeleiteten Planungsempfehlungen und -hinweise sind in Abs. 3.7 bzw. Abs. 6 zusammengefasst.

3.3 Stand der Forschung

3.3.1 Lage

Die Lage eines Gebäudes lässt sich zunächst nach überregionalen klimatischen, strahlungs- und windtechnischen Merkmalen klassifizieren. So ist Deutschland nach DIN 4108-2 [4] in sommerkühle, gemäßigte und sommerheiße Regionen eingeteilt (vgl. Abb. 12). Eine vergleichbare Einteilung in 4 Windlastzonen wird in DIN 1055-4 [20] vorgenommen (vgl. Abb. 11). Der Deutsche Wetterdienst stellt (zur Solar- und Windenergiepotentialanalyse) Karten zur Verteilung der Solarstrahlung und Windgeschwindigkeiten in Deutschland zur Verfügung [19].

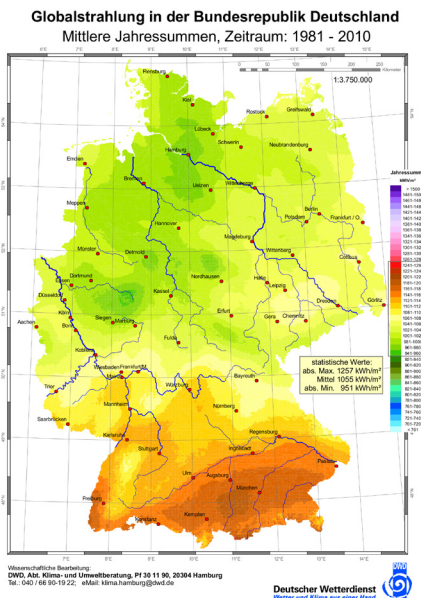


Abb. 10: Verteilung der jährlichen Globalstrahlungssummen in Deutschland zwischen 1981 und 2010. (Bild: DWD)

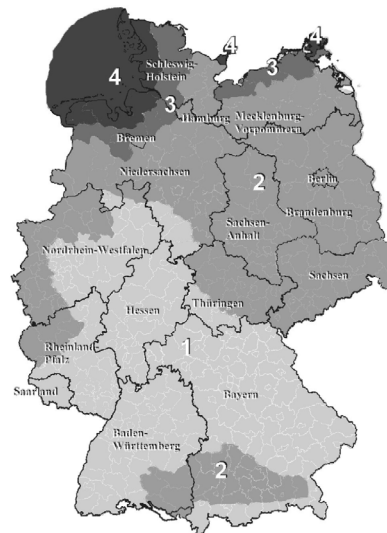


Abb. 11: Windzonenkarte nach DIN 1055-4 zur Bestimmung von Windlasten an Gebäuden. (Bild: DIN 1055-4)

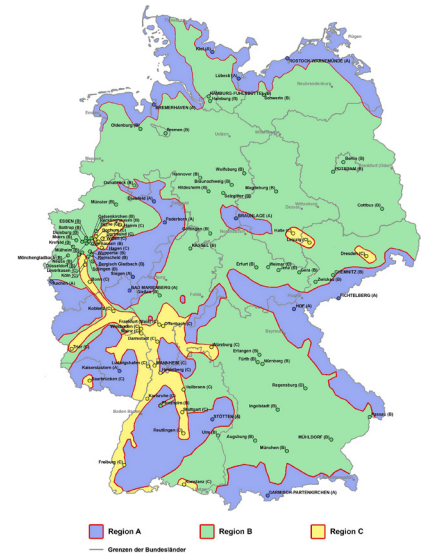


Abb. 12: Sommer-Klimaregionen nach DIN 4108-2 für den sommerlichen Wärmeschutznachweis. (Bild: DIN 4108-2)

Unter Berücksichtigung der Umgebung lässt sich die Klassifikation eines Standortes weiter verfeinern: In [22] werden ländliche, vorstädtische, städtische und innerstädtische Lagen differenziert. Abb. 14 zeigt schematisch, wie in einer Großstadt der Anstieg der Umgebungstemperaturen mit der Bebauungsdichte korreliert. An sonnigen Tagen sind die Nachmittagstemperaturen demnach im Stadtzentrum mehrere Grad höher als im Umland.

Im Innenstadtbereich von Kassel¹⁾ wurde in [23] in den Jahren 2001 bis 2003 im Jahresmittel ein Temperaturunterschied von 1 K zum Umland gemessen. [24] zeigt einen Vergleich der Wetterdaten des Testreferenz-Jahres 2004 mit einer Langzeitmessung (1994 bis 2003) auf dem Stadtgebiet von Kassel und die Auswirkungen auf den thermischen Raumkomfort sowie den Energiebedarf von Gebäuden.

In [25] wird der maximale Temperaturunterschied zwischen der Innenstadt und dem Umland mit der Einwohnerzahl korreliert. In Großstädten wie Berlin²⁾ und London²⁾ treten demnach bis zu 10 K höhere Spitzentemperaturen auf (vgl. Abb. 13).

Bei Untersuchungen in München wurde folgender Zusammenhang zwischen Temperaturzunahme und Versiegelungsgrad gefunden: Pro 10 % Versiegelungsgrad steigen die langfristigen Mitteltemperaturen um ca. 0,2 K gegenüber dem unbebauten Umland an. An Tagen mit hohen Solarstrahlungsintensitäten erhöht sich pro 10 % Versiegelungsgrad im Mittel die Tagesmitteltemperatur um 0,3 bis 0,4 K, die Tageshöchsttemperaturen um ca. 0,3 K und das Tagesminimum der Lufttemperaturen um 0,5 bis 0,6 K [28].

¹⁾ Zur Einordnung der Stadtgröße: Laut Hessischem Statistischem Landesamt hatte Kassel zur Zeit der Messung etwa 194.000 Einwohner.

²⁾ Zur Zeit der Erhebung im Jahr 1973 hatte Berlin ca. 3,1 Mio. Einwohner [26] und London 7,2 Mio. Einwohner [27].

Ursache für die Ausbildung solcher „Wärmeinseln“ ist die starke Absorption von solarer Strahlung an Gebäuden und versiegelten Flächen [22]. Verstärkt wird der Effekt durch den Straßenverkehr, die Abwärme von Klimaanlage im Sommer [31] bzw. die Gebäudebeheizung im Winter. Zusätzlich ist der im Sommer durch Verdunstung an Pflanzen hervorgerufene Kühleffekt auf Grund geringer Vegetationsdichten in städtischen Lagen sehr gering [22]. Nachts ist es in Städten ebenfalls wärmer. Ursächlich ist die im Vergleich zu Grünflächen höhere thermische Speicherkapazität von Gebäuden und asphaltierten Flächen. Begünstigt wird sowohl die Erwärmung am Tage als auch die verzögerte Abkühlung in der Nacht durch reduzierte Windgeschwindigkeiten in stark bebauten Gebieten. [30] zeigt, wie städtische Bebauung den Wind großräumig abbremst und in die Höhe ablenkt. Vor allem die bodennahen Windgeschwindigkeiten nehmen dabei mit der wachsenden Bebauungsdichte und -höhe in Richtung Zentrum ab (vgl. Abb. 15). In [29] sind Formeln angegeben, mit denen sich unter Berücksichtigung der Bodenrauigkeit aus meteorologischen Messdaten städtische Windgeschwindigkeiten in verschiedenen Höhen abschätzen lassen.

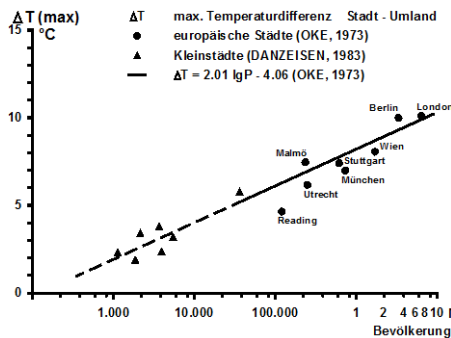


Abb. 13: Maximale Temperaturunterschiede zwischen Stadtgebiet und Umgebung in Abhängigkeit der Bevölkerung am Beispiel einiger europäischer Städte. (Bild: [25])

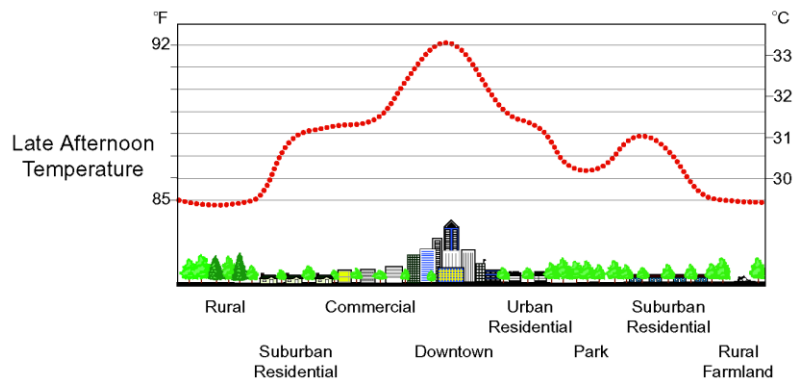


Abb. 14: Temperaturverteilung über einer Stadt am Nachmittag eines sonnigen Tages. (Bild: [22])

Bei weiterer Verfeinerung wird die unmittelbare Umgebung eines Gebäudes betrachtet. Hier können Nachbargebäude oder Bäume einzelne Fassadenbereiche verschatten. Auch können Nachbargebäude die Windverhältnisse beeinflussen. In [29] sind verschiedene Gebäudeanordnungen und deren qualitative Auswirkungen auf die Windströmungen dargestellt (vgl. Abb. 16). Besonders starke Beeinflussungen von Wind- und Temperaturverhältnissen treten in Straßenschluchten auf. Die dort zu erwartenden Windgeschwindigkeiten können mit einem in [33] präsentierten Computer-Modell prognostiziert werden.

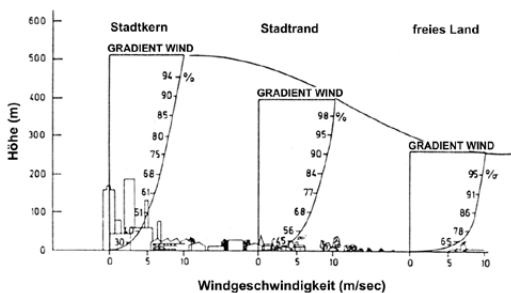


Abb. 15: Windgeschwindigkeitsprofile über der Innenstadt, dem Stadtrand und dem Umland. (Bild: [30])

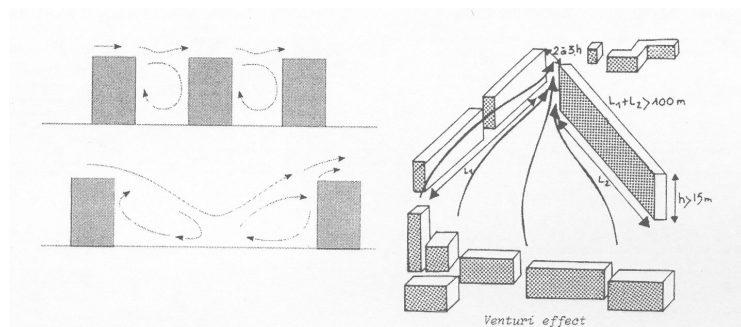


Abb. 16: Beispiel für die qualitative Beeinflussung von Windströmungen durch Gebäude. (Bild: [29])

In [32] wurde ein Computermodell entwickelt, mit dessen Hilfe aus meteorologischen Wetterdaten die mikroklimatischen Verhältnisse in Straßenschluchten abgeschätzt werden können. Ein ähnliches Verfahren kommt beim Testreferenzjahr 2011 [65] zum Einsatz. Hier lassen sich über eine mitgelieferte Software Stadteffekte in Abhängigkeit der Stadtgröße (charakterisiert durch die Einwohnerzahl) und der Lage innerhalb des Stadtgebietes (Stadttrand, mittleres Stadtgebiet, Innenstadt) auf meteorologische Klimadaten aufprägen.

Bei einer sehr detaillierten Betrachtung ist zu berücksichtigen, dass ein (neu zu errichtendes) Gebäude selbst seine Umgebung beeinflusst [56]. Besondere Relevanz haben hier neben der Geometrie des Baukörpers die Gestaltung von Fassaden, Dach- und Verkehrsflächen sowie die Anordnung von Pflanzen und Bäumen im Nahbereich.

Wie das Mikroklima in der unmittelbaren Umgebung eines Gebäudes durch planerische Maßnahmen, z.B. durch das Anpflanzen von Bäumen oder Stauden, optimiert werden kann, wird in [50] mit Hilfe von Simulations-Rechnungen mit der Software ENVI-met untersucht.

3.3.2 Fassade

Die Gebäudehülle prägt neben dem optischen Erscheinungsbild eines Gebäudes auch maßgeblich das Innenraumklima. Hier sind neben dem Fensteranteil insbesondere Wärmedämmung, Farbe und Wärmekapazität der opaken Fassadenbestandteile maßgeblich. Insbesondere dunkle Fassadenoberflächen absorbieren viel Solarenergie. In Folge dessen erwärmen sie sich und die angrenzende Luftschicht stark. Die dabei entstehenden Auftriebsströmungen bilden mit zunehmender Gebäudehöhe eine dicker werdende Grenzschicht. Ohne störende Windeinflüsse erreicht sie bei einer Temperaturdifferenz von 20 K zwischen Luft und Fassadenoberfläche in 20 m Gebäudehöhe bereits eine Ausdehnung von knapp 1 m [34]. Die thermisch induzierten Vertikalströmungen können sich nur bei Windgeschwindigkeiten unter 2 bis 3 m/s entwickeln [35]. Solch geringe Windgeschwindigkeiten treten jedoch gerade bei stabilen Hochdruck-Wetterlagen und damit in sommerlichen Schönwetterphasen vermehrt auf. Messtechnische Untersuchungen zur Ausbildung von thermischen Grenzschichten an drei Berliner Hochhaus-Fassaden sind in [36] dokumentiert. Dabei wurden bis zu einem Abstand von 20 cm ab der Fassadenoberfläche wesentliche Temperaturänderungen gemessen.

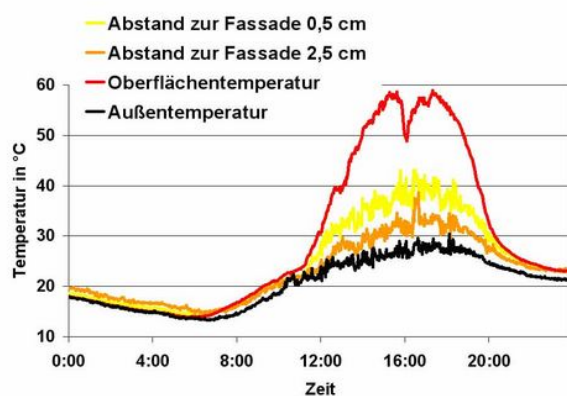


Abb. 17: Zeitlicher Temperaturverlauf an der Fassade der 8. Etage des rechts abgebildeten Berliner Hochhauses. (Bilder: TU-Berlin)

In verschiedenen Studien wurde die Bedeutung der Fassadenfarbe auf die Oberflächen- und Raumtemperaturen untersucht. So wurde in [37] gezeigt, dass ein weißer Anstrich die Innenraumtemperatur von Gebäuden in massiver Bauweise gegenüber grauen Sichtbetonoberflächen um bis zu 3 K reduzieren kann. Bei Testraumzellen in Leichtbauweise wurden Innentemperaturunterschiede von bis zu 12 K zwischen schwarz und weiß gestrichenen Fassaden gemessen [38]. Beide Untersuchungen wurden an ungedämmten Konstruktionen durchgeführt. Heute in Deutschland übliche Wärmedämmstandards führen zu deutlich geringeren transmissionsbedingten Solareinflüssen. Wie ein verbesserter Wärmeschutz den Energiebedarf reduziert und das Komfortempfinden steigert, wurde mit Hilfe von thermischen Raumsimulationen in [23] untersucht.

Als besonders effektiv zur Reduktion der Oberflächentemperaturen hat sich der Anstrich mit sog. „kühlen Farben“ erwiesen. Diese Farben unterscheiden sich im sichtbaren Spektrum nicht von herkömmlichen, reflektieren jedoch Infrarotstrahlung wesentlich stärker. Der große Kühleffekt kommt zustande, weil mehr als 50 % der Solarenergie im Infrarot-Spektrum eingestrahlt wird [22]. In [40] wurden 14 solcher Farben verglichen. Dabei lagen die Oberflächentemperaturen besonders wirkungsvoller weißer Farben nur 2 K über denen der umgebenden Luft. Die untersuchten silbrigen Farbtöne wiesen deutlich höhere Oberflächentemperaturen auf. In der Nacht kühlten sich alle Oberflächen etwa 6 K unter die Lufttemperaturen ab. Es zeigte sich jedoch, dass im Verlauf der dreimonatigen Studie das Reflexionsvermögen einiger Farben durch Witterungseinflüsse und Verschmutzung nachließ. Änderungen der Reflexionsgrade nach 3 Jahren sind auch in [22] dokumentiert.

In [41] wurden die Auswirkungen von stark Infrarotstrahlung reflektierenden Anstrichen auf zwei fensterlose Raumzellen untersucht. Dabei wurden im Sommer gegenüber dem mit einer herkömmlichen Farbe versehenen Referenzraum bis zu 20 K niedrigere Oberflächen- und um 2 K niedrigere Raumtemperaturen gemessen.

Im Winter lagen die mittleren Oberflächentemperaturen an der Süd-Fassade etwa 8 K bzw. die Innenraumtemperaturen 2 K unter denen des Referenzraums. Der Autor kommt zu dem Ergebnis, dass der Einsatz hoch reflektierender Anstriche am Untersuchungsort Shanghai auf Grund der reduzierten solaren Wärmeeinträge im Winter einen erhöhten Jahresenergieverbrauch zur Folge hat.

Eine Möglichkeit die sommerliche Fassadenerwärmung zu reduzieren, im Winter jedoch solare Gewinne zu nutzen, bietet die Fassadenbegrünung. Hier wird die Fassadenoberfläche im Sommer durch Pflanzenblätter verschattet, zusätzlich werden durch Verdunstungskühle die Temperaturen im fassadennahen Bereich gesenkt. Im Winter, wenn der Bewuchs seine Blätter verloren hat, wird die Fassade besonnt. Untersuchungen zur Fassadenbegrünung wurden an der Humboldt Universität in Berlin durchgeführt [42]. Dieser Ansatz birgt jedoch Probleme bezüglich des Brandschutzes und der Luftreinheit, insbesondere bei geöffneten Fenstern (Eindringen von Insekten).

3.3.3 Außenluftansaugung & Fassadendurchführung

Bei dezentralen, außenwandintegrierten Lüftungssystemen wird die Zuluft an der Fassade des jeweiligen Raumes angesaugt. Dies kann bei starken Windan- und -abströmungen zu variierenden Luftvolumenströmen führen. Wird eine hohe „Verfügbarkeit“ der Lüftung verlangt, ist nach [29] eine entsprechende Gerätekategorie zu wählen.

Bei geringen Windgeschwindigkeiten und hohen Strahlungsintensitäten ist die unmittelbar an der Fassadenoberfläche angesaugte Luft deutlich wärmer als die Umgebungsluft (vgl. Abb. 17). Im Winter reduziert dies den Heizenergiebedarf. Im Sommer muss die zusätzliche thermische Energie im Lüftungsgerät oder im Raum abgebaut werden, andernfalls führt sie zu er- bzw. überhöhten Raumtemperaturen.

Nach [34] ist der Temperaturzuwachs in der Fassadengrenzschicht gegenüber der Umgebungsluft so groß, dass er bei der thermischen Gebäudesimulation bzw. der Auslegung des Kühlsystems berücksichtigt werden muss. Außerdem wird zur Kompensation dringend eine Zuluftkühlung empfohlen. Eine Möglichkeit dies mit Hilfe von Latentwärmespeichern, ohne Kaltwassernetz, zu realisieren, wird in [44] und [45] gezeigt (vgl. Abb. 19).

Auch konstruktive Maßnahmen können dazu beitragen die Ansaugtemperaturen niedrig zu halten. So sind bei Anordnung der Ansaugöffnungen oberhalb von weniger stark absorbierenden, also potenziell kühleren Flächen, wie z.B. Fenstern, niedrigere Eintrittstemperaturen zu erwarten [43].

Darüber hinaus entscheiden die Form der Ansaugöffnung und die Ansauggeschwindigkeit darüber, ob Luft unmittelbar von der Fassadenoberfläche oder aus etwas weiter entfernten Bereichen angesaugt wird. Dies ist von Bedeutung, weil die Grenzschichttemperaturen bereits im geringen Abstand zur Fassadenoberfläche stark abnehmen (vgl. Abb. 18). Basierend darauf wird in [34] dargelegt, dass eine kreisförmige Ansaugöffnung (Durchmesser 10 cm) bei gleichem Volumenstrom mehr Luft aus weiter entfernten Bereichen (bis zu 10 cm) ansaugt als eine schlitzförmige Ansaugöffnung (200 cm x 2 cm). Auf Grund der Form des Strömungsprofils und der höheren Luftgeschwindigkeit¹⁾ sind die Ansaugtemperaturen an der runden Öffnungen 2 bis 3 K niedriger. Noch effektiver wäre eine Luftansaugung außerhalb der Fassadengrenzschicht. Solche „Ansaugrüssel“ lassen sich architektonisch jedoch schwer umsetzen. Einen möglichen Ansatz zeigt Abb. 19.

¹⁾ Die runde Ansaugöffnung weist eine Querschnittsfläche von 0,01 m² auf, die schlitzförmige von 0,04 m². Für den in [34] angenommenen Volumenstrom von 60 m³/h ergibt sich daraus am kreisförmigen Einlass eine mittlere Luftgeschwindigkeit von 2,12 m/s, am schlitzartigen von 0,42 m/s.

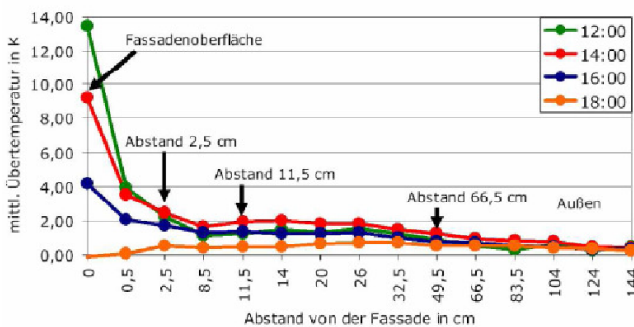


Abb. 18: Verlauf der Grenzschichttemperaturen in Abhängigkeit des Abstandes zur Fassadenoberfläche. (Bild: [45])

PCM Geräte Imtechhaus: konstruktive Lösung für den Außenluftanschluss

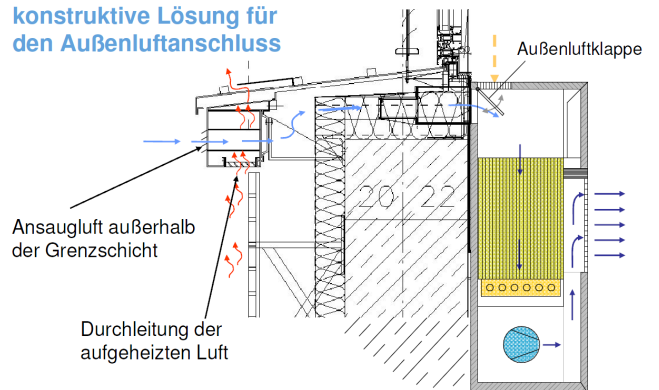


Abb. 19: Konstruktionsvorschlag für die Luftansaugung außerhalb der Fassadengrenzschicht. (Bild: [45])

3.3.4 Vor- und Nachteile dezentraler Lüftungstechnik

Außenwandintegrierte Lüftungssysteme weisen gegenüber klassischen Klimatisierungssystemen einen geringeren Raumbedarf auf. Durch den Wegfall eines Zu- und ggf. auch Abluftkanalnetzes können Technikzentralen kleiner dimensioniert werden und Deckenabhängungen größtenteils entfallen [29]. Den Einsparungen bei den Rohbaukosten bzw. Gewinnen aus gesteigerter vermietbarer Fläche stehen höhere Unterhaltskosten durch die Wartung einer Vielzahl von Geräten gegenüber [48]. Bei ausbleibender Wartung können u.U. die Anforderungen an die Luftqualität (z.B. durch nicht getauschte Filter) bzw. an die Schallemissionen (defekte Lager in Ventilatoren) nach DIN EN 13779 [55] nicht eingehalten werden.

Der Energieverbrauch dezentral belüfteter Gebäude hängt stark vom Kühlkonzept ab: Werden passive Kühltechniken, wie z.B. Nachtlüftung, eingesetzt, sind große Sparpotentiale möglich. Wird die Luft hingegen in den Lüftungsgeräten thermodynamisch behandelt, stellen sich ähnliche Energieverbräuche wie bei zentralen Klimatisierungssystemen ein [48]. Außerdem erhöht sich mit dem Grad der Komplexität der Lüftungselemente ihre Fehleranfälligkeit bzw. der Wartungsaufwand. Zudem erfordert die thermodynamische Behandlung der Zuluft meist den mit einem größeren Installationsaufwand verbundenen Anschluss an ein Rohrnetz (Warm- und/oder Kaltwassernetz, Kondensatableitung etc.). Eine nachträgliche Aufrüstung um thermodynamische Behandlungsfunktionen ist so kaum möglich. Für den Winterfall ist darauf zu achten, dass die Lüftungselemente zentral gesteuert verschlossen werden können, um windinduzierte Lüftungswärmeverluste in der Nacht und am Wochenende zu vermeiden [47].

Die flexible, raumweise Bedienung dezentraler Lüftungssysteme bietet dem Nutzer größere Einflussmöglichkeiten und führt daher oft zu einer höheren Nutzerakzeptanz des Gebäudes [29].

Relevant für den erfolgreichen Einsatz dezentraler Lüftungssysteme sind vor allem die Bedingungen an der Fassade. Neben den zuvor genannten Winddruck und -sog-Effekten bzw. der Grenzschichtproblematik, sind auch die Luftqualität und die Lärmbelastung zu berücksichtigen. Die Luftqualität kann z.B. durch nahegelegene vielbefahrene Straßen oder Grünflächen (Pollenflug) beeinträchtigt sein. Dezentrale Lüftungssysteme bieten hier keine Möglichkeit den Ort der Luftansaugung entsprechend anzupassen. Werden die Räume fassadenseitig sowohl be- als auch entlüftet, ist zusätzlich auf die Vermeidung von Lüftungskurzschlüssen (Ansaugung von Abluft) zu achten [46].

Die Lärmbelastung ist relevant, weil die Lüftungselemente das Schalldämmmaß der Fassade mindern [49]. Außerdem ist bei aktiven Zuluftelementen die Schallemission der eingebauten Ventilatoren zu beachten [48].

Brandschutzanforderungen sind auf Grund der kleineren oder entfallenden Kanalnetze leichter einzuhalten (z.B. weniger Brandschutzklappen) [29].

3.4 Messkonzept

Aus den in Abs. 3.2 genannten Gründen werden sowohl Feldmessungen an Bürogebäuden als auch experimentelle Untersuchungen an einem speziell zu diesem Zweck errichteten Messraum durchgeführt. Ziel beider Untersuchungsmethoden ist die Ermittlung von Einflussfaktoren auf die Zulufttemperaturen (und damit auf das sommerliche Raumklima) im Zusammenspiel von Fassadenkonstruktion, Außenluftansaugung und Zuluftführung.

Im Rahmen der Feldmessungen werden an acht Bürogebäuden die Fassaden und exemplarisch einzelne Büroräume auf der am stärksten besonnten Gebäudeseite¹⁾ untersucht. (Weitere Details zur Auswahl der Gebäude sind in Abs. 3.5 dargestellt.)

Die experimentellen Untersuchungen finden frei von Nutzereinflüssen an einem stark automatisierten süd-orientierten Messraum statt.

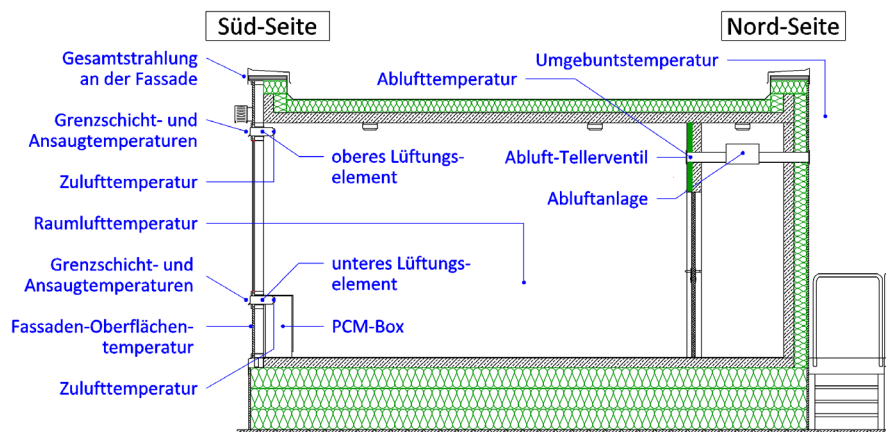
Zur kohärenten Auswertung der Mess-Daten wird beiden Methoden einheitlich folgendes Mess-Konzept zu Grunde gelegt:

An den Fassadenaußenseiten der untersuchten Räume werden Gesamtstrahlung, Oberflächen- und Grenzschichttemperaturen sowie die Temperatur der angesaugten Frischluft nach Durchströmen des Ansauggitters gemessen. In Kombination mit lokal gemessenen Wetterdaten lässt sich so der Einfluss der solaren Einstrahlung auf die Erwärmung der Fassadenoberfläche, auf die Ausbildung einer thermischen Grenzschicht und vor allem auf die Erwärmung der angesaugten Frischluft ermitteln.

Raumseitig werden die Zuluft-, Raumluft- und Ablufttemperaturen gemessen. Hier ist insbesondere die Änderung der Lufttemperatur beim Durchströmen der Luftzuführung von Interesse.

Die lokalen Wetterbedingungen erfasst eine auf dem Dach oder in unmittelbarer Umgebung des jeweiligen Messobjektes aufgestellte mobile Wetterstation. Mit Hilfe der lokalen Wetterdaten können einerseits die Temperaturunterschiede zwischen der Fassadengrenzschicht und der Umgebung ermittelt werden, andererseits zeigen sie die Abweichungen zwischen den mikroklimatischen Bedingungen am Gebäudestandort und den meteorologischen Messdaten der nächstgelegenen DWD-Station auf.

Während bei den Feldmessungen kein Einfluss auf die Steuerung der technischen Anlagen oder das Nutzerverhalten genommen werden kann, wird die Anlagentechnik im Messraum ohne Nutzereinflüsse ausschließlich durch selbst programmierte Algorithmen gesteuert. Durch zeitgesteuertes Öffnen und Schließen zweier Kippfenster wird ein stilisiertes Nutzerverhalten abgebildet; durch den zeitweisen Betrieb von vier Glühbirnen werden innere Wärmelasten eines Bürobetriebs simuliert. (Details zur Steuerung: s. Abs. 3.6.3.)



¹⁾ Soweit möglich wurde hierfür die Süd-Seite gewählt. Wo dies aus baulichen Gründen (Gebäudeausrichtung, Verschattungssituation, Büroanordnung etc.) nicht möglich war, musste auf anders orientierte Fassaden ausgewichen werden.

Abb. 20: Anordnung der Messpunkte am Testraum für die experimentellen Untersuchungen des Abs. 3.6. Ähnliche Mess-Konfigurationen werden auch bei den Feldmessungen eingesetzt.

3.5 Feldmessungen

Im Rahmen einer Feldstudie fanden Untersuchungen an acht in Betrieb befindlichen Bürogebäuden statt. Schwerpunkt der Untersuchungen bildeten kleine bis mittelgroße Büro-Immobilien mit zwei bis sechs Etagen. In diesem Gebäudesegment werden dezentrale Lüftungssysteme mit lüfterlosen Zuluftelementen besonders oft eingebaut¹⁾.

¹⁾ Mit der Gebäudehöhe nehmen Winddruck- und Sogeffekte an der Fassade zu. Das kann, insbesondere bei passiven Lüftungselementen, zu Volumenschwankungen führen und in der Folge zu verringerten Lüftungseffektivitäten oder Zuglufterscheinungen. Daher werden fassadenintegrierte Lüftungssysteme dort seltener bzw. in Kombination mit Schutzsystemen, wie z.B. Doppelfassaden, verbaut. (Hinweise zur Wahl geeigneter Lüftungselemente sind in [29] zu finden.)

Die Auswahl der Messobjekte erfolgte nach folgenden Kriterien:

- Abbildung aller drei Klimaregionen nach DIN 4108-2 [54].
- Abdeckung eines Spektrums von freien bis innerstädtischen Lagen.
- Abbildung einer möglichst breiten Palette von Fassaden-Konstruktionen und Außenluftzuführungen.

Eine Übersicht der untersuchten Gebäude ist Abs. 3.5.3 zu entnehmen. Alle Mess-Objekte verfügen über eine zentrale Abluftanlage und dezentrale Nachströmöffnungen in den Fassaden.

Die Messungen fanden in den Jahren 2006 bis 2009 statt. Abhängig von der Witterung dauerten sie i.d.R. zwischen zwei und sechs Wochen an.

Die Daten der verschiedenen Messplattformen (vgl. Abs. 3.5.1) werden auf Stundenwerte gemittelt und anschließend zusammengeführt. Aus diesen werden charakteristische Kennlinien und Kennfelder erstellt.

3.5.1 Messtechnik

Den Feldmessungen und den Untersuchungen am Testraum liegt das gleiche Messkonzept zu Grunde (Details: s. Abs. 3.4). Die eingesetzte Sensor- und Logger-Hardware unterscheiden sich dabei jedoch stark: Für die Feldmessungen war die Unversehrtheit des Gebäudes sowie ein schneller Auf- und Abbau bei möglichst geringer Störung des Bürobetriebs besonders wichtig. Deshalb wurden hier fassadenseitig hauptsächlich Funk-Sensoren verwendet. Raumseitig kamen autarke Kleinlogger zum Einsatz.

Zur Reduktion von Messfehlern wurde die Sensorik im Vorfeld kalibriert.

Eine mobile Wetterstation, die zu meist auf dem Dach des jeweiligen Messobjekts aufgestellt wurde, diente neben der Erfassung des lokalen Wettergeschehens auch der zentralen Speicherung aller Außensensor-Daten. Dafür standen in der Wetterstation ein funkbasierter und ein kabelgebundener Datenlogger (beide aus der Squirrel 1000er-Serie der Firma Eltek) zur Verfügung.



Abb. 21: Mobile Wetterstation zur Erfassung lokaler Wetterdaten am Gebäude.



Abb. 22: Kombiniertes Global- und Direktstrahlungssensor an der mobilen Wetterstation.



Abb. 23: Sensor zur Messung der Lufttemperatur, rel. Feuchte, Wind- & Niederschlagsdaten.

Um die Anzahl von Besuchen vor Ort gering zu halten, waren beide Datenlogger zur Fernadministration und Datenfernabfrage an GSM-Modems gekoppelt. Dieser Kommunikationsweg erwies sich in der Praxis jedoch auf Grund instabiler Datenverbindungen als unpraktikabel.

Die Wetterstation war zur Messung der Solarstrahlung mit einem kombinierten Global- und Diffusstrahlungs-Sensor¹⁾ (Indium SDE 11.1) ausgerüstet. Weitere Wetterdaten wurden mittels eines Kombi-Wetter-Sensors (Vaisala WXT250, zur Messung von Lufttemperatur, Luftfeuchte, Niederschlagsmenge, Windgeschwindigkeit und -richtung) erfasst. Die Daten wurden in fünfsekündigen Intervallen erfasst und als Minuten-Mittelwerte gespeichert.

An den Fassadenaußenseiten wurden Strahlungs- (zwei „CM 3“-Pyranometer von Kipp & Zonen sowie zwei „Solarimeter SSR 81“-Solarzellen) und Oberflächentemperatur-Sensoren (PT1000) angebracht. Gegen Solarstrahlungseinflüsse wurden die Temperatursensoren mit verspiegelten und wärmegeprägten Hauben geschützt. Im Abstand von 5 Minuten wurden deren momentane Messwerte von Funk-Sendern (Eltek RX250) an den Funk-Datenlogger in der mobilen Wetterstation übertragen und dort gespeichert²⁾.

Die Fassade, an der die stärksten solaren Einflüsse auf die Ansaugtemperaturen zu erwarten waren, wurde zusätzlich mit einem Grenzschicht-Sensor ausgerüstet. Dieser maß mittels PT1000-Sensoren alle 5 Sekunden die Ansaugtemperaturen, die Grenzschichttemperaturen in 4, 11,5 und 22 cm Abstand zur Fassadenoberfläche sowie die Luftgeschwindigkeiten in vertikaler Richtung mittels zweier Hitzdrahtanemometer (TSI Air Velocity Transducer Model 8455). Die Daten wurden über ein an der Fassade geführtes Kabel zur Wetterstation übertragen und dort auf Minuten-Werte gemittelt gespeichert.

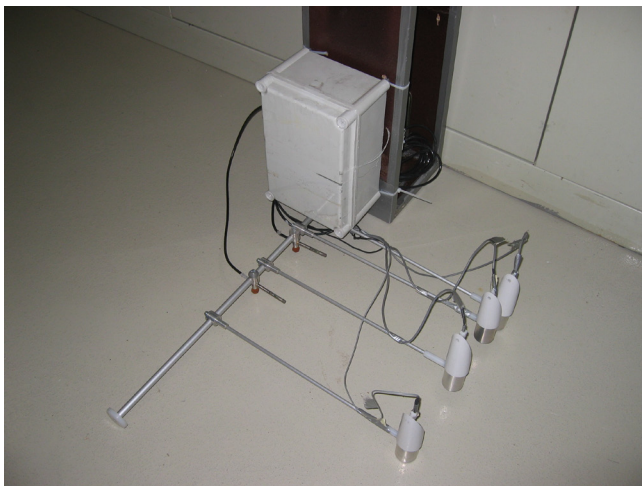


Abb. 24: Sensor zur Erfassung des Temperatur- und Strömungsprofils an süd-orientierten Fassaden.

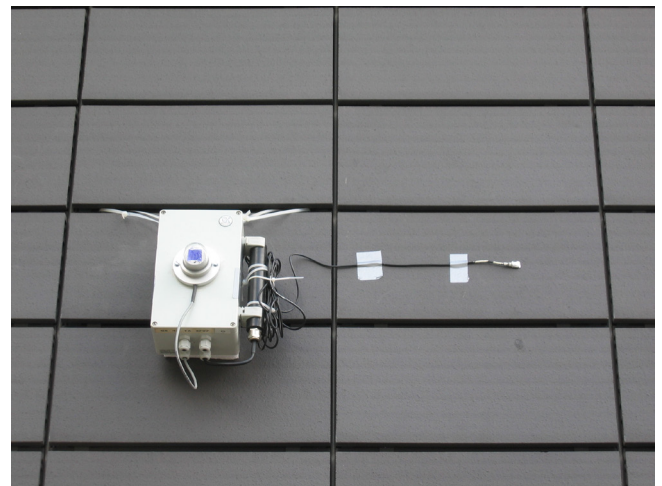


Abb. 25: Batteriebetriebener Funk-Fassaden-Sensor zur Messung der Gesamtstrahlung an der Fassade und der Fassadenoberflächentemperatur.

In den untersuchten Büroräumen wurden Kleinlogger vom Typ HOBO von der Firma Onset an den Auslässen der Zuluftelemente, deckennahe in Raummitte und an der Luftabsaugung platziert. Durch Einsatz externer Messköpfe im Auslass der Zuluftelemente bzw. im Abluftkanal, direkt hinter dem Tellerventil, konnten die Zu- und Ablufttemperaturen weitgehend ungestört von Wärmestrahlungseinflüssen aus dem Raum gemessen werden.

Die HOBO-Logger speicherten alle 5 Minuten Momentan-Werte.

- 1) Diffus- und Globalstrahlung parallel mit einem Sensor zu erfassen erspart gegenüber der klassischen Messung mit zwei Pyranometern und Schattensring (am Diffusstrahlungs-Sensor) die regelmäßige Justage des Schattenrings sowie die Anschaffungskosten für ein zweites Pyranometer.
- 2) Bei der ursprünglich geplanten minütlichen Datenübertragung kam es sehr oft zur Kollision zeitgleich gesendeter Datenpakete, bei der die betroffenen Daten stets verloren gingen. Das mono-direktional arbeitende Funksystem (ein bidirektionales System war mit dem vorhandenen Budget nicht realisierbar) konnte solche Fehler weder detektieren noch durch Mehrfach-Übertragung der Daten korrigieren. Einzig die Verlängerung der Sendeintervalle auf 5 Minuten löste das Problem weitgehend.



Abb. 26: Batteriebetriebene Kleinlogger zur dezentralen Erfassung von Temperatur und Luftfeuchte.

3.5.2 Messobjekte (Gebäudeportraits)

3.5.2.1 Athmer, Bürogebäude, Arnsberg

Gebäude:

Das Verwaltungsgebäude der Fa. Athmer besteht aus einem zwei-geschossigen Kubus. Im Zentrum befindet sich ein Atrium, über das die nach Süd-Osten bzw. Nord-Westen orientierten Büros und der nach Nord-Osten orientierte Konferenz- (OG) bzw. Werkstatttraum (EG) erschlossen werden.

Das 1998 fertiggestellte Gebäude weist eine Länge von 25 m und eine Breite von 17 m auf. Die Süd-Ost-Fassade weicht von einer idealen Süd-Ost-Ausrichtung um 5° nach Süden ab.

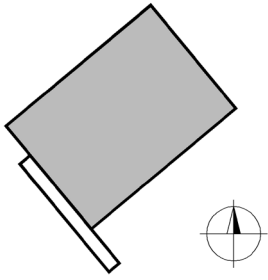


Abb. 27: Gebäudegrundriss



Abb. 28: Das 1998 fertiggestellte Verwaltungsgebäude der Firma Athmer.
(Architektur: Banz + Riecks Architekten, 1998)

Lage:

Das Verwaltungsgebäude steht in einem Ensemble mehrerer flacher Firmengebäude, zumeist Hallen, in freier Lage in einer in Süd-West-Richtung verlaufenden Talmulde. Im Westen grenzt eine Freifläche mit dahinter liegendem Wald an, im Süden eine große Rasenfläche. Auf der Ostseite befindet sich in einem ca. 6 m hohen Wall das Ende eines Kanals, dahinter gibt es spärliche Wohnbebauung. Im Norden steht ein Komplex weiterer Firmengebäude.



Abb. 29: Firmengelände mit dem Verwaltungsgebäude und dessen nähere Umgebung.
(Bild: Google Earth)

Fassade/Lüftung:

Das Gebäude ist im Bereich der Büroräume mit schwarzen Tonkacheln verkleidet; das nord-östliche Drittel, in dem ein Konferenz- und Werkstattraum angeordnet sind, hat eine Bleiblech-Fassade.

Das Ansaugen der Frischluft erfolgt durch passive Lüftungselemente, von denen in jedem Zellenbüro zwei bzw. in den doppelt so großen Gruppenbüros vier im Brüstungsbereich angeordnet sind. Die Ansaugöffnung ist durch ein unlackiertes Edelstahlgitter abgedeckt. Die Luft wird in einem Kunststoffrohr mit einem Durchmesser von ca. 15 cm auf direktem Wege durch die Fassade einer raumseitig montierten Auslasskonstruktion zugeführt. Diese verfügt zum Schutz gegen Pollen über einen Luftfilter. Eine Schalldämmung ist auf Grund der ruhigen Lage nicht erforderlich. Der Luftdurchlass kann manuell mittels einer in das Rohr eingebaute Flügel-Drosselklappe geregelt bzw. verschlossen werden. Die Abluft aus den Büros wird durch Überströmöffnungen auf der jeweiligen Raumrückseite dem Atrium zugeführt. Von dort wird sie von einer zentralen Abluftanlage im Dach des Atriums aus dem Gebäude transportiert. Die Abluft des Konferenzraums bzw. des Werkstattbereichs wird aus Schallschutzgründen über Tellerventile abgeführt.

Betriebsweise der Lüftungsanlage laut Betreiber:

- Tagbetrieb: 0,8-facher Luftwechsel zur Sicherung der Raumluftqualität.
- Nachtbetrieb: 2-facher Luftwechsel zur Entwärmung der Räume.

Untersuchte Räume:

Die untersuchten Büroräume im Obergeschoss sind mit einem Parkett-Fußboden ausgestattet. Die Wände sind in Leichtbauweise erstellt. Die Decke ist in Sichtbeton ausgeführt und trägt so mit ihrer thermischen Speicherkapazität stark zur Dämpfung der Raumtemperaturen bei.

Der Sonnen- und Blendschutz besteht aus einer von unten nach oben ausziehbaren Folie zwischen den Scheiben der nicht zu öffnenden Hauptfenster. Beidseitig der Hauptfenster sind sehr schmale Drehfenster mit Milchglasscheiben angeordnet (vgl. Abb. 32).

Die inneren Wärmelasten werden hauptsächlich von ein bis zwei Personen pro Zellenbüro, einer gleichen Anzahl Computern mit Flachbildschirmen und der Beleuchtung mittels Leuchtstoffröhren verursacht.



Abb. 30: Zuluftelement im Brüstungsbereich eines Büros.



Abb. 31: Überströmöffnung neben einer Bürotür zum Atrium. Aus dem Atrium wird die Abluft im Deckenbereich zentral abgesaugt.



Abb. 32: Fassadenausschnitt: Gut erkennbar sind die runden Edelstahl Ansauggitter, der zwischen den Scheiben liegende Sonnenschutz und die schmalen Drehfenster.



Abb. 33: Büro auf der Süd-Ost-Seite des Gebäudes: Gut erkennbar sind der Sonnen- bzw. Blendschutz sowie die Sichtbetondecke.

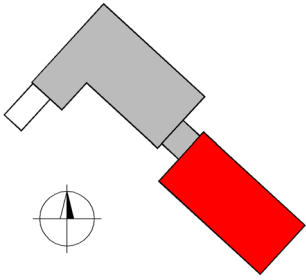


Abb. 34: Gebäudegrundriss

3.5.2.2 Haspel, Universitätsgebäude, Wuppertal

Gebäude:

Das ehemalige Gebäude des Fachbereichs Architektur (Abriss 2011) besteht aus einem 6-geschossigen Gebäuderiegel, dessen Räume nach Nord-Osten und Süd-Westen orientiert sind. Das 1966 fertiggestellte Gebäude mit einer Länge von 45 m und einer Breite von 20 m weicht von einer idealen Süd-West-Ausrichtung um 2° nach Süden ab.

An der Nord-West-Seite schließt ein älteres Universitätsgebäude an.



Abb. 35: Ehemaliges Gebäude des Fachbereichs Architektur an der Universität Wuppertal (Süd-West-Fassade)
(Architektur: nicht bekannt)

Lage:

Der Campus Haspel befindet sich in der Wuppertaler Talachse, östlich des Stadtkerns, in einer mittleren Stadtlage. Im Nord-Westen grenzen die Wupper und dahinter ein steiler, ca. 70 m hoher Berg an das Uni-Gelände. Im Süd-Osten grenzt es an eine vierspurige Hauptstraße. Das bauliche Umfeld ist geprägt durch mitteldichte Bebauung mit Wohn- und Geschäftshäusern, sowie einigen Gewerbebetrieben.

Das untersuchte Gebäude bildet zusammen mit seinem Nachbargebäude den nordöstlichen Rand des Campus. Ein Großteil der Nord-Ost-Fassade ist durch Bäume verschattet, die eine angrenzende Stichstraße und einen Parkplatz säumen. Im Süd-Westen liegt eine asphaltierte Verkehrs- und Parkplatzfläche, die im Süd-Osten und Süd-Westen durch viergeschossige Gebäude begrenzt wird.



Abb. 36: Campus Haspel und Umgebung
(Bild: MS Bing Maps)

Fassade/Lüftung:

An den Gebäudelängsseiten wird die Tragkonstruktion (Decken, Wände und Stützen) durch dunkle, direkt auf den Beton montierte Faserzementplatten nachgezeichnet. Die Brüstungsbereiche sind mit einer hinterlüfteten Vorhangsfassade aus blass-grünen Faserzementplatten verkleidet. Die Kopfseiten des Gebäudes sind mit einer hell-beigen Klinkerfassade versehen. Eine Wärmedämmung ist nicht vorhanden.

Das Gebäude wird ausschließlich über große Schwing-Fenster belüftet; eine Lüftungsanlage ist nicht vorhanden.

Zu Testzwecken wurde an der Süd-West-Seite ein Gruppenbüro mit einem aktiven Lüftungsgerät vom Typ Siegenia-Aubi Aeromat 150 ausgestattet. Um die Zuluft nicht direkt aus der aufgeheizten Fassadengrenzschicht anzusaugen, ragt das Lüftungselement ca. 5 cm aus der Fassadenebene heraus (vgl. Abb. 40).



Abb. 37: Zu Testzwecken in ein Gruppen-Büro eingebautes Lüftungsgerät.

Betriebsweise des Lüftungsgerätes:

- Konstanter Zuluft-Volumenstrom durch den in das Lüftungsgerät eingebauten Ventilator: $72 \text{ m}^3/\text{h} \approx 0,5\text{-facher Luftwechsel}$

Untersuchte Räume:

An der Süd-West-Seite wurden im 3. OG ein fenstergelüfteter, ca. 42 m^2 großer Seminarraum und das mit einem Lüftungsgerät ausgestattete Gruppenbüro gleicher Größe untersucht. Die Wände sind jeweils in Leichtbauweise erstellt, die Decken sind vollflächig abgehängt, die Böden bestehen aus einem schwimmenden Estrich mit PVC-Belag. Die Fenster im Gruppenbüro sind mit einer innen liegenden Jalousie ausgestattet, die Fenster im Seminarraum nur mit einem Vorhang aus schwerem dunklen Stoff. Alle Fenster lassen sich öffnen. Die inneren thermischen Lasten resultieren aus der Wärmeabgabe anwesender Personen, deren Arbeitshilfen und der Beleuchtung mittels Leuchtstoffröhren. Der Seminarraum wurde nur zeitweise genutzt.

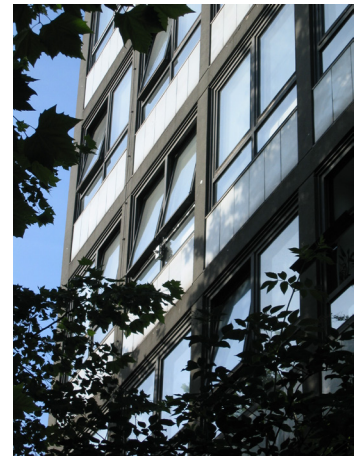


Abb. 38: Nord-Ost-Fassade des untersuchten Universitätsgebäudes.



Abb. 39: Seminarraum auf der Süd-West-Seite.



Abb. 40: Fassadenausschnitt mit Lüftungsgerät.

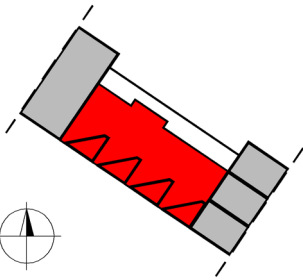


Abb. 41: Gebäudegrundriss

3.5.2.3 APO23, Geschäftshaus, Neheim

Gebäude:

Der 2007 fertiggestellte, 5-geschossige Gebäuderiegel ist in eine Baulücke eingefügt. Die Fassaden sind nach Süd-Westen und Nord-Osten orientiert, die beiden verbleibenden Gebäudeseiten schließen direkt an die Nachbarbebauung an. Das Gebäude mit einer Länge von 32 m und einer Breite von 16 m weicht von der idealen Süd-Ausrichtung um 35° nach Westen ab. Im EG befinden sich Ladenlokale, das 1. und 2. OG ist für Büronutzungen vorgesehen und im 3. und 4. OG sind vier Wohneinheiten angeordnet.



Abb. 42: Süd-West-Fassade des Wohn- und Geschäftshauses APO23.
(Architektur: Banz + Riecks Architekten, 2007)

Lage:

Das Gebäude liegt an einer ca. 15 m breiten, beidseitig bebauten Straße in unmittelbarer Nähe zum Ortskern von Neheim. Die dichte umliegende Bebauung ist drei bis vier Etagen hoch. Sie besteht aus Wohnhäusern mit Ladenlokalen im Erdgeschoss. Das umliegende Gelände ist eben.



Abb. 43: APO 23 (zum Zeitpunkt der Aufnahme noch im Bau) liegt in einem dicht bebauten Umfeld an einer Straße mit beidseitiger Bebauung.
(Bild: MS Bing Maps)

Fassade/Lüftung:

Die Brüstungsbereiche der zur Straße orientierten Süd-West-Fassade sind mit einer hinterlüfteten Vorhangfassade aus grauen Faserzementplatten verkleidet. Die Fensterzwischenräume sind mit Edelstahl-Lochblechen (1. und 2. OG) bzw. beige Faserzementplatten (3. und 4. OG) abgedeckt (vgl. Abb. 42). Die rückwärtige Nord-Ost-Fassade bildet ein gelb gestrichenes Wärmedämmverbundsystem.

In der untersuchten Mieteinheit wird die Außenluft aus einem ca. 10 cm tiefen Hohlraum, hinter der Lochblechverblendung zwischen den Fenstern, angesaugt. Von dort wird sie dem Raum durch zwei passive Lüftungselemente vom Typ Aeromat 150 zugeführt. Die zur Reduktion von Straßenlärm schallabsorbierenden Lüftungselemente sind vertikal deckennahe eingebaut und können manuell verschlossen werden.

Die Abluft wird durch Tellerventile in der abgehängten Decke von einer zentralen Abluftanlage abgesaugt. Die Wohnungen im 3. und 4. OG sind mit einer Zu- und Abluftanlage ausgerüstet.

Betriebsweise der Lüftungsanlage nach Angaben des Betreibers in den Büroräumen des 1. und 2. OG:

- Tagbetrieb: 1-facher Luftwechsel zur Sicherung der Raumluftqualität.
- Nachtbetrieb: 2-facher Luftwechsel zur Entwärmung der Räume.

Untersuchter Raum:

Die Messungen fanden an einer ca. 100 m² großen, unvermieteten Büroeinheit im 2. OG statt. Der Raum am westlichen Gebäuderand erstreckt sich von der Süd-West- bis zur Nord-Ost-Fassade. Die Wände sind in massiver Bauweise erstellt, die Decken vollflächig abgehängt, der Boden ist mit Parkett ausgelegt. Die Fenster sind sowohl mit einem außenliegenden Sonnenschutz (Jalousie) als auch mit einem innenliegenden Blendschutz (Lamellenvorhang) ausgestattet. Im Wechsel mit großen, nicht zu öffnenden Fensterscheiben gibt es kleinere Dreh-Kipp-Fenster.

Die inneren thermischen Lasten sind vernachlässigbar, weil der Raum während der gesamten Messkampagne ungenutzt blieb.



Abb. 44: Schalldämmende Zuluft-elemente vom Typ Aeromat 150 in der Süd-West-Fassade im 1. OG.



Abb. 45: Fassadenseitige Lochblechverblendung der Lüftungselemente. Die Frischluft wird aus einem ca. 10 cm tiefen Hohlraum hinter den Lochblechen angesaugt.



Abb. 46: Der für die Untersuchungen zur Verfügung gestellte Büroraum stand während der Mess-Kampagne leer.



Abb. 47: Fassadenausschnitt: Die Zuluftelemente sind hinter Edelstahl-Lochblechen zwischen den Fenstern eingebaut.

3.5.2.4 TRI-Haus, Geschäftshaus, Neheim

Gebäude:

Das TRI-Haus besteht aus einem fünfgeschossigen Kubus mit dreieckigem Grundriss. Die oberste Etage nimmt ein Penthouse mit zwei nach Osten und Westen orientierten Dachterrassen ein. An der Süd-Ost- und Süd-West-Seite befinden sich Büro- und Praxis-Räume.

Die Süd-Ost- und Süd-West-Fassade des 2004 fertiggestellten Gebäudes sind etwa 25 m lang, die Nord-Fassade etwa 39 m. Von einer idealen Süd-West-Ausrichtung weicht die Süd-West-Fassade um 15° nach Süden ab.

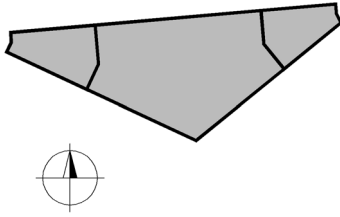


Abb. 48: Gebäudegrundriss



Abb. 49: Süd-Ost- und Süd-West-Fassade des TRI-Hauses.
(Architektur: Banz + Riecks Architekten, 2004)

Lage:

Das TRI-Haus liegt am nördlichen Rand des Stadtkerns von Neheim. Im Norden grenzt ein großes, stark bebautes Werksgelände an. Vor der Süd-Ost- und Süd-West-Fassade verlaufen zweispurige Straßen mit Baumbepflanzung. Dahinter schließt sich jeweils zwei- bis dreigeschossige Wohnbebauung an.



Abb. 50: TRI-Haus und Umgebung.
(Bild: MS Bing Maps)

Fassade/Lüftung:

Die Fassade besteht aus einer Holzunterkonstruktion, die mit schwarzen Faserzementplatten (1. bis 3. OG) bzw. hellen Glas-Fassadentafeln (EG und Penthouse) verkleidet ist.

Das Ansaugen der Außenluft erfolgt durch passive Lüftungselemente. Im EG sind schalldämmende Lüftungselemente vom Typ Aeromat 150 deckennah eingebaut. Im 1. bis 3. OG sind runde Luftzuführungen, ähnlich denen im Verwaltungsgebäude der Firma Athmer, in die Brüstungsbereiche eingesetzt. Sie führen die Luft auf direktem Wege, d.h. ohne Umlenkungen zur Schallreduktion, brüstungshohen Holzkästen zu, die zu Kühlzwecken mit PCM-Platten bestückt werden können. Die raumseitige Zuluftöffnung ist durch eine Holzklappe auf der Brüstungsobenseite verschließbar. Die Abluft wird an Tellerventilen auf der Raumrückseite von einer zentralen Abluftanlage abgesaugt.

Betriebsweise der Lüftungsanlage:

- **Tagbetrieb:** 0,8-facher Luftwechsel zur Sicherung der Raumluftqualität.
- **Nachtbetrieb:** 2-facher Luftwechsel zur Entwärmung der Räume.

Die Obergeschosse können neben der Nachtlüftung auch über eine Fußbodenkühlung bzw. -heizung temperiert werden [70].

Untersuchte Räume:

Im 3. OG wurden zwei ca. 15 m² große Praxisräume (davon war einer mit Latentwärmespeichern für die Zuluftkühlung ausgerüstet) an der Süd-West-Fassade und im EG der sich über die gesamte Gebäudebreite erstreckende Verkaufsraum einer Apotheke untersucht. Die Praxisräume im 3. OG sind mit Parkett, der Verkaufsraum mit einem Steinfußboden ausgestattet. Die Wände sind in Leichtbauweise erstellt. Die Decken sind im rückwärtigen Bereich zur Aufnahme der Abluftkanäle partiell abgehängt.

Die nicht zu öffnenden Hauptfenster der Praxisräume sind mit einem manuell bedienbaren, innenliegenden Sonnen- und Blendschutz in Form einer reflektierenden Folie ausgestattet. Darunter sind niedrige Kippfenster angeordnet. Sie verfügen über keine Sonnenschutzvorrichtung, ebenso wie die Fenster im Verkaufsraum der Apotheke.

Die inneren Wärmelasten resultieren hauptsächlich aus den anwesenden Personen und der Beleuchtung.



Abb. 51: Zuluftöffnung in der Fensterbank eines Praxisraums im 3. OG. Der Brüstungskasten kann mit PCM-Platten zur Kühlung der Zuluft ausgerüstet werden.



Abb. 52: Einbau-Situation der Zuluftelemente im Verkaufsraum der Apotheke.



Abb. 53: Der Fassadenausschnitt zeigt die runden Zuluftelemente im Brüstungsbereich des 1. OG und die schalldämmten Elemente vom Typ Aeromat 150 oberhalb der Fenster im EG.



Abb. 54: Der Verkaufsraum der Apotheke im EG. Der Steinfußboden und die in weiten Teilen freiliegende Decke verleihen dem Raum thermische Schwere.

3.5.2.5 REB, Bürogebäude, Remscheid

Gebäude:

Das Verwaltungsgebäude der Remscheider Entsorgungsbetriebe (REB) besteht aus einem dreigeschossigen Gebäuderiegel, dessen Büros nach Norden und Süden ausgerichtet sind. Das Gebäude mit einer Länge von 70 m und einer Breite von 16 m weicht von einer idealen Süd-Ausrichtung um 25° nach Westen ab. Im Jahr 2006 wurde das Gebäude umfassend saniert und teilweise umgebaut. Die Sanierung wurde unter besonderer Berücksichtigung energetischer Einsparungen durchgeführt. In Folge dessen ist es in das Forschungsprogramm „EnSan“ aufgenommen worden.

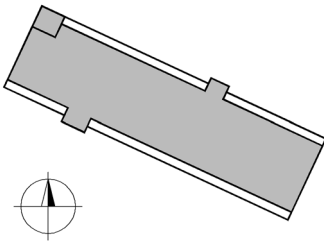


Abb. 55: Gebäudegrundriss



Abb. 56: Verwaltungsgebäude der Remscheider Entsorgungsbetriebe nach der Sanierung im Jahr 2006. (Architektur: Architektur Contor Müller Schlüter, 2006) (Foto: Tomas Riehle, Köln)

Lage:

Das Gebäude steht am Rande des Remscheider Stadtkerns, in einem nach Nord-Osten stark abfallenden Gelände. Es grenzt auf der Südseite an eine zweispurige Hauptstraße bzw. den dahinter liegenden Friedhof. Auf der Nordseite schließt sich ein tiefes gelegenes bewaldetes Gebiet an.



Abb. 57: Gebäude und nähere Umgebung (Foto: MS Bing Maps)

Fassade/Lüftung:

Im Zuge der Sanierung im Jahr 2006 wurde das Gebäude bis auf den Rohbau entkernt, mit einer Abluftanlage ausgerüstet und mit einer werkseitig vormontierten Holzleichtbaufassade versehen. Die Fassade ist außenseitig mit grün-transluzenten Mehrfachstegplatten aus Polycarbonat abgedeckt. Der dahinter sichtbare Bereich ist weiß gestrichen.

Die Außenluftansaugung für die Büroräume erfolgt dezentral, jeweils nahe der Raummitte in den nach Westen orientierten vertikalen Fensterlaibungen. Die drei Ansaugkanäle pro Raum sind mit einem anthrazitfarbenen Lamellenblech vor Witterungseinflüssen geschützt. Die Frischluft wird unter der Fassadenoberfläche durch drei ca. 30 cm lange Lüftungskanäle einem schallgedämmten, vertikal eingebauten Lüftungselement vom Typ Aeromat 150 zugeführt (vgl. Abb. 167). Das 1 m lange, lüfterlose Zuluftelement lässt sich bei abgeschalteter Lüftung zur Reduktion von Wärmeverlusten über die GLT elektrisch verschließen. Die Zuluft strömt aus dem Lüftungselement gegen die Rückseite einer raumhohen Heizfläche (vgl. Abb. 59) und verteilt sich von dort in den Raum.

Die Abluft wird auf der Rückseite des Raums durch ein Tellerventil abgesaugt und von der zentralen Abluftanlage aus dem Gebäude abtransportiert.

Betriebsweise der Lüftungsanlage:

- Tagbetrieb: 0,6-facher Luftwechsel zur Sicherung der Raumluftqualität.
- Nachtbetrieb: 2-facher Luftwechsel zur Entwärmung der Räume.

Untersuchte Räume:

Die Räume im 2. OG sind mit einem Parkett-Fußboden ausgestattet. Die Wände sind in Leichtbauweise erstellt. Die Decke aus Gipskartonplatten bildet den unteren Abschluss der Holzdachkonstruktion. Zur Verbesserung der thermischen Speicherkapazität sind die Gipskartonplatten mit mikroverkapseltem PCM versetzt. Als Sonnen- und Blendschutz dienen in den Süd-Büros außenliegende Jalousien. Diese lassen sich sowohl individuell vom Nutzer als auch zentral über die GLT steuern. Die Fenster sind schwenkbar, nicht jedoch kippbar. Die inneren Wärmelasten werden hauptsächlich von ein bis zwei Personen pro Büro, einer gleichen Anzahl energieeffizienter Terminal-Computer mit Flachbildschirmen und der tageslichtgesteuerten Beleuchtung mittels Leuchtstoffröhren eingetragen.

Die untersuchten Büroräume hatten neben einer Tür zum Korridor auch jeweils eine Tür zu einem Nachbarbüro.



Abb. 58: Außenluftansaugung in einer west-orientierten Fensterlaibung. Die Jalousie schützt auch das Lüftungsgitter vor direkter Sonneneinstrahlung.

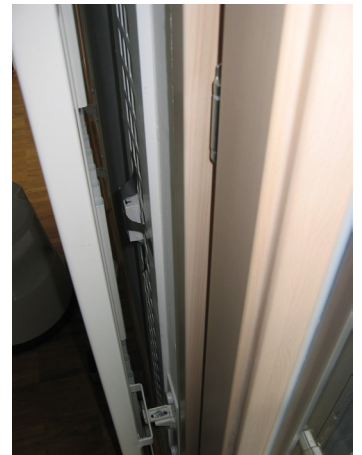


Abb. 59: Raumseitige Zuluftöffnung hinter einem Flachheizkörper



Abb. 60: Untersuchtes Ein-Personen-Büro auf der Süd-Seite.



Abb. 61: Zwei-Personen-Büro auf der Nord-Seite.

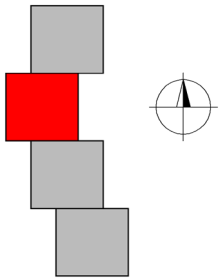


Abb. 62: Gebäudegrundriss

3.5.2.6 KfW-Bank, Bürogebäude, Frankfurt a.M.

Gebäude:

Das untersuchte Gebäude ist ein Mittelhaus in einem Ensemble von vier miteinander verbundenen 10- bis 15-etagigen Bürohochhäuser. Es hat einen quadratischen Grundriss mit einer Kantenlänge von etwa 22 m. Die Büroräume sind exakt nach Osten und Westen orientiert. Der 1968 fertiggestellte Gebäudekomplex wurde von 2003 bis 2006 umfassend saniert.



Abb. 63: Haupthaus der KfW-Bank bestehend aus vier an einander grenzenden Hochhäusern. (Architektur: RKW Architekten, 2006) (Bild: Uni Karlsruhe)

Lage:

Der Gebäudekomplex befindet sich am nördlichen Rand der Frankfurter Innenstadt. An ihn schließt im Osten und Süden dichte, fünf- bis sechs-geschossige Wohnbebauung an, im Westen befindet sich ein größerer Gewerbebetrieb. Auf der Nordseite liegt ein Park mit großen Wasserflächen. Untersucht wurde das am weitesten nach Westen versetzte der vier Hochhäuser. Die Hochhäuser werden im Osten und Westen von einem sechsgeschossigen Eck-Riegel umschlossen. Im Westen grenzt die Baustelle eines Hochhauses an.

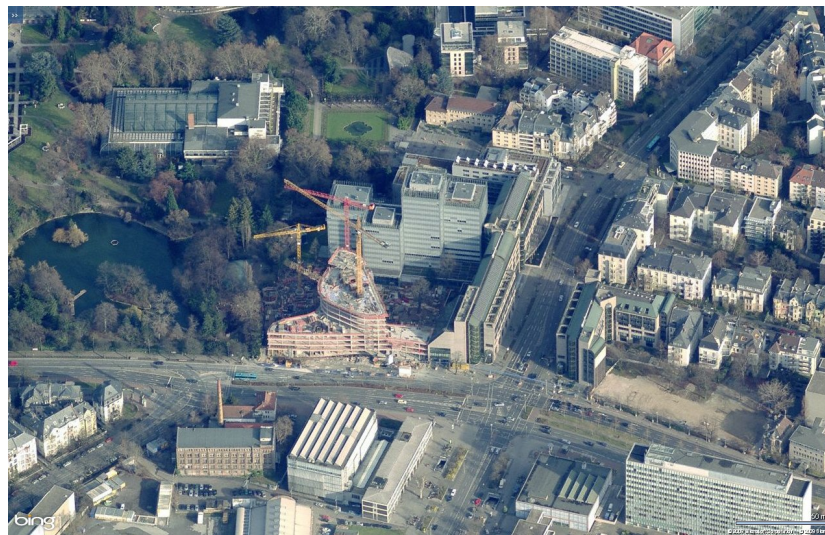


Abb. 64: Gebäudekomplex der KfW-Bank und Umgebung. (Bild: MS Bing Maps)

Fassade/Lüftung:

Im Zuge der Sanierung ist das Gebäude bis auf den Rohbau entkernt und mit einer Glasfassade ausgestattet worden. Integraler Bestandteil der Fassade ist der Sonnenschutz. Die starren Sonnenschutz-Paneele bestehen aus zwei Glasscheiben zwischen denen Streckmetall einlaminiert ist. Im Grundzustand befinden sich die Paneele vor der Brüstung der darüberliegenden Etage. Bei Bedarf werden sie heruntergefahren. Zusätzlich kann der Nutzer sie im unteren Bereich abklappen (vgl. Abb. 66). Die Bedienung erfolgt individuell durch den Nutzer oder zentral über die GLT. Auf der Innenseite sind die Fenster zusätzlich mit einem von unten nach oben verfahrbaren Blendschutz aus Stoff ausgerüstet.

Die Belüftung erfolgt über motorisch verschließbare, speziell für diese Fassade entwickelte, Lüftungselemente oberhalb jedes zweiten Fensters. Die Abluft wird auf der Raumrückseite durch Schattenfugen in der Abhangdecke abgesaugt und von einer zentralen Abluftanlage abtransportiert.

Betriebsweise der Lüftungsanlage laut Betreiber:

- Tagbetrieb: $40 \text{ m}^3/(\text{h-Person})$ Zuluftvolumenstrom zur Sicherung der Raumluftqualität.
- Nachtbetrieb: 3-facher Luftwechsel zur Entwärmung der Räume.

Neben der Nachtlüftung werden die Räume durch Kühldecken gekühlt.

Untersuchte Räume:

Es wurden in dem westlichsten der vier Bürotürme im 5. OG vier Büroräume auf der Westseite untersucht. Alle Räume sind mit vollflächig abgehängten Decken (mit integrierter Kühlung) und Teppichboden ausgestattet. Die Trennwände sind in Leichtbauweise erstellt. Die Fenster verfügen über den oben beschriebenen außen liegenden Sonnen- und innen liegenden Blendschutz. Innere thermische Lasten wurden von Personen und Arbeitshilfen sowie der Beleuchtung verursacht.



Abb. 65: Fassade der KfW-Bank mit hochgefahrenem Sonnenschutz. (Foto: www.enob.info)



Abb. 66: Fassade mit teilweise herunter gefahrenen bzw. abgeklappten Sonnenschutz-Paneeelen.



Abb. 67: Zwei-Personen-Büro im Haupthaus der KfW-Bank. (Foto: Uni Karlsruhe)

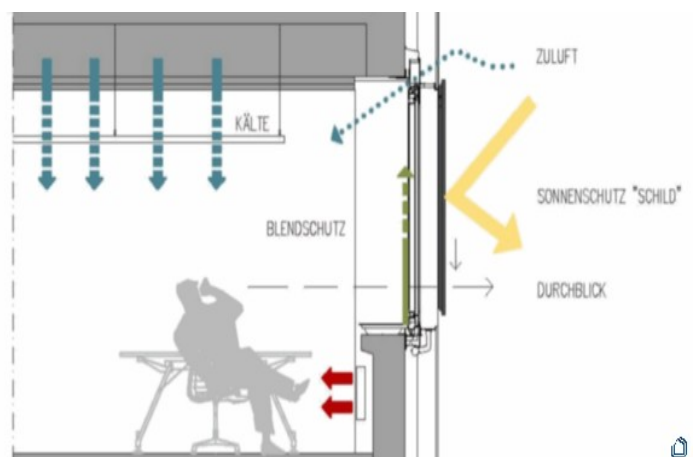


Abb. 68: Schema der thermischen Raumkonditionierung. (Bild: www.enob.info)

3.5.2.7 SIC, Mehrzweckgebäude, Freiburg

Gebäude:

Das 2003 fertiggestellte SIC besteht aus einem sechsgeschossigen Gebäude-riegel an den hufeisenförmig zwei weitere Gebäudeflügel auf der Süd-West-Seite anschließen.

Das Hauptgebäude weist eine Länge von 87 m und eine Breite von 15 m auf. Die Räume sind nach Nord-Osten bzw. nach Süd-Westen orientiert. Am nord-westlichen Ende schließt der 60 m lange und 15 m breite Westflügel rechtwinklig an. Er ist wie das Hauptgebäude sechs Etagen hoch, seine Räume sind nach Süd-Osten und Nord-Westen orientiert. Dem gegenüber liegt auf der Süd-Ost-Seite der 48 m lange und 14 m breite Ost-Flügel. Seine Höhe reduziert sich über zwei Abstufungen nahe dem Haupthaus auf vier Etagen. Im Erdgeschoss ist auf der Süd-Ostseite über die gesamte Länge eine 14 m breite Halle angebaut.

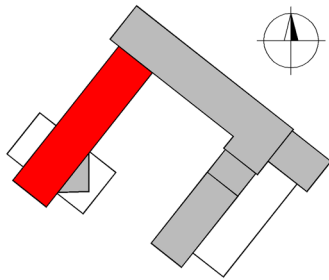


Abb. 69: Gebäudegrundriss



Abb. 70: Hauptgebäude und West-Flügel des SIC.
(Architektur: Architekturbüro Guido Epp, 2003)
(Foto: www.enob.info)

Lage:

Das SIC liegt am nördlichen Stadtrand von Freiburg, in einem Gebiet mit wenigen großen Gebäuden und vielen Freiflächen. Im Nord-Westen grenzt hinter einer vierspurigen Straße ein Universitätscampus, im Norden ein Flugplatz für Kleinflugzeuge und im Nord-Osten ein Messegelände mit großen asphaltierten Flächen und einem Hallenkomplex an. Im Süd-Osten liegt hinter einer Eisenbahntrasse und einer Kleingartenanlage ein großer Friedhof. Süd-westlich befindet sich hinter einem Eisenbahndamm das Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE) mit einem Komplex dreigeschossiger Gebäude. Im Süden grenzt eine Wohnsiedlung mit dreigeschossigen Wohngebäuden und zugehörigen Gärten an.



Abb. 71: Luftaufnahme des SIC von Süden aus. Gut erkennbar sind die Freiflächen in der Umgebung.
(Bild: MS Bing Maps)

Fassade/Lüftung:

Die Fassade bildet ein gelb gestrichenes Wärmedämm-Verbundsystem.

Die Ansaugung der Außenluft erfolgt mittels passiver Lüftungselemente oberhalb der Fenster, hinter vorgelagerten Jalousiekästen. In die straßenseitigen Fassaden sind schalldämmende Elemente vom Typ Aeromat 150 eingebaut, die restlichen Fassaden sind mit einfachen Lüftungselementen ohne Schalldämm-Eigenschaften ausgerüstet. Alle Lüftungselemente lassen sich manuell verschließen. Die Abluft wird durch Tellerventile auf der Raumrückseite von einer zentralen Abluftanlage abgesaugt.

Betriebsweise der Lüftungsanlage laut Betreiber:

- Tagbetrieb: $40 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{Person})$ Zuluftvolumenstrom zur Sicherung der Raumluftqualität.
- Nachtbetrieb: 2-facher Luftwechsel zur Entwärmung der Räume.

Untersuchte Räume:

Im 5. OG des Westflügels wurden jeweils zwei Büroräume auf der Nord-West- und auf der Süd-Ost-Seite untersucht. Die Räume sind mit Parkettböden ausgestattet. Die Wände sind in Leichtbauweise erstellt. Die Decken sind nicht abgehängt. Jedes zweite Fenster ist kipp- und schwenkbar. Alle Fenster verfügen über einen außenliegenden Sonnenschutz in Form einer Jalousie.

Die inneren Wärmelasten werden von den anwesenden Personen, deren Arbeitshilfen (Personal-Computer z.T. mit Röhren-Monitoren) und der Beleuchtung (Leuchtstoffröhren) verursacht.



Abb. 72: Schalldämmendes Zuluftelement vom Typ Aeromat 150 in einem straßenseitigen Büroraum.



Abb. 73: Einfaches Lüftungselement ohne Schallschutz-Funktion in einem zum Innenhof orientierten Büro.



Abb. 74: Der untersuchte Gebäudeteil des SIC ist mit einem gelb gestrichenen Wärmedämmverbundsystem versehen. Die Außenluft wird im Verschattungsbereich der Jalousiekästen angesaugt.



Abb. 75: Eines der untersuchten Zellenbüros mit Orientierung zum Innenhof. Die Außenluft wird durch ein passives, manuell verschließbares Lüftungselement oberhalb des Fensters zugeführt.

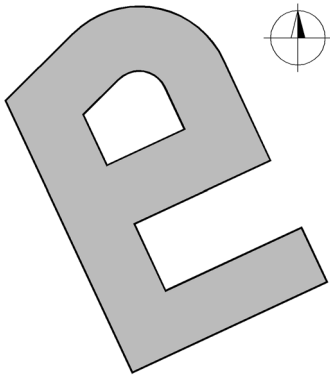


Abb. 76: Gebäudegrundriss

3.5.2.8 Imtech, Bürogebäude, Hamburg

Gebäude:

Das Verwaltungsgebäude der Fa. Imtech wurde 2006 fertiggestellt. Es besteht aus einem in Nord-West-Richtung verlaufenden 66 m langen Basisriegel, an den sich am südlichen Ende und in der Mitte 32 m lange Querriegel anschließen. Den nördlichen Gebäudeabschluss bildet ein ausgerundeter V-förmiger Gebäudeteil, der parallel zu den angrenzenden Straßen die Enden des Basis- und des mittleren Querriegels verbindet. Alle Riegel sind ca. 14 m breit und sechs Etagen hoch. Die Längsachse des Basis-Riegels weicht von der Nordrichtung um 25° nach Westen ab.



Abb. 77: Nord-Ansicht der Imtech-Firmenzentrale.

(Architektur: Tchoban Voss Architekten, 2006)
(Bild: www.enob.info)

Lage:

Das Gebäude befindet sich in einer Stadtrandlage im Hamburger Stadtteil Eilsbeck, ca. 5 km nord-östlich des Hamburger Altstadt-kerns. Im Osten und Süden grenzt kleingliedrige Wohnbebauung an, im Westen und Norden herrscht eine Mischung aus Bürogebäuden und Gewerbebetrieben vor.



Abb. 78: Luftaufnahme der Imtech-Firmenzentrale und der Umgebung aus nördlicher Richtung.
(Bild: Bing Maps)

Fassade/Lüftung:

Das Gebäude ist mit einer hinterlüfteten Vorhang-Fassade aus rot-braunen Ziegeln verkleidet.

Die Außenluft wird an der Unterkante einer umlaufenden Edelstahlverblendung unterhalb der Fenster angesaugt. Von dort wird die Luft brüstungsintegrierten Lüftungsgeräten zugeführt, die im Sommer mittels eingebauter Latentwärmespeichern die Luft kühlen und im Winter bei Anschluss an das Heizungssystem erwärmen können. Für den Umluftbetrieb und zur Unterstützung der zentralen Abluftanlage im Zuluftbetrieb sind die Geräte mit einem Ventilator ausgerüstet. Tagsüber wird die Hälfte der Geräte zur Raumkühlung im Umluft- und die andere Hälfte im Zuluftbetrieb gefahren (vgl. Abb. 80). Steigen die Ansaugtemperaturen, z.B. in Folge solarer Einstrahlung an der Fassade, stark an, takten die Zuluft-Geräte ihre Betriebszeit. Dadurch wird der hygienisch nötige Mindestluftwechsel gewährleistet, die Latentwärmespeicher aber nicht unnötig stark geladen.

Im Nachtlüftungsbetrieb werden zur Entladung der geräteeigenen PCM-Speicher und der thermischen Speichermassen im Raum alle Geräte als Zuluftelemente mit größtmöglichem Volumenstrom betrieben. Die Abluft wird durch Lüftungsgitter an der Raumrückseite von einer zentralen Abluftanlage abgesaugt.

Betriebsweise der Brüstungsgeräte laut [44]:

- **Tagbetrieb: 6:00 bis 22:00 Uhr**
 - Zuluftbetrieb: zur Sicherung der Raumluftqualität:
i.d.R. $75 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{Gerät}) = 2\text{-facher Luftwechsel}$
 $40 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{Person})$ bei hoher Ansaugtemperatur
 - Umluftbetrieb: zur Raumkühlung:
 $75 \text{ bis } 180 \text{ m}^3/\text{h}$ je nach erforderlicher Kühlleistung.
- **Nachtbetrieb: $180 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{Gerät}) = 8\text{-facher Luftwechsel}$ bei Ansaugtemperaturen $< 22 \text{ }^\circ\text{C}$ zur Rückkühlung der PCM-Speicher und Entwärmung der Räume.**

Untersuchte Räume:

Für die Untersuchungen wurde ein süd-orientierter Büroraum im 5. OG ausgewählt. Die Böden sind aufgeständert, die Wände in Leichtbauweise erstellt. Die Decken sind zur Speicherung thermischer Energie nicht abgehängt. Alle Fenster lassen sich öffnen (Dreh-Kipp-Fenster), als Sonnenschutz dienen außenliegende Jalousien.

Die inneren Wärmelasten werden von den anwesenden Personen, deren Arbeitshilfen und der Beleuchtung eingetragen.



Abb. 81: Einbausituation der Brüstungsgeräte in einem der untersuchten Räume. (Bild: Imtech)



Abb. 79: Detailansicht der Fassade: Das Edelstahlband oberhalb der Fenster beherbergt die Jalousien, sein Pendant unterhalb der Fenster die Außenluftansaugung. (Foto: Imtech)

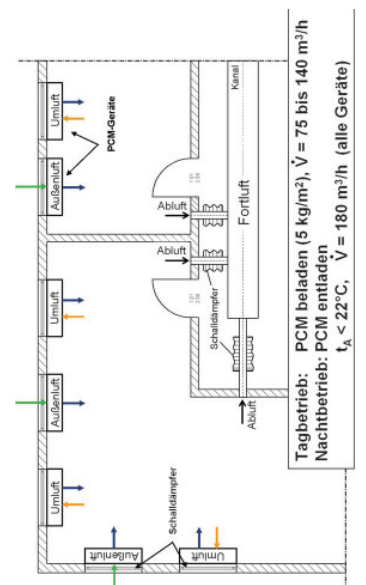


Abb. 80: Betriebsweise der Brüstungsgeräte während des Tagbetriebs. (Bild: Imtech)

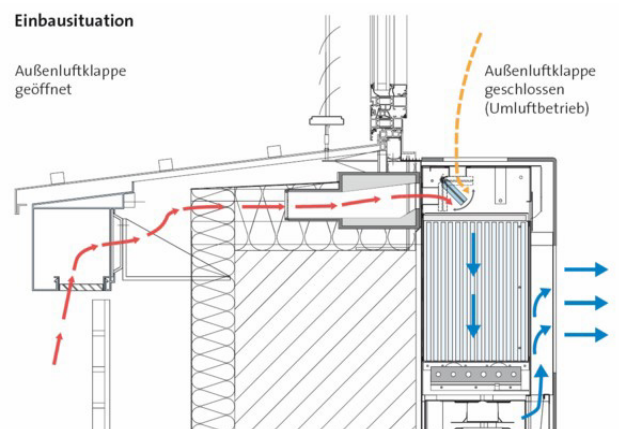



Abb. 82: Schematische Darstellung der Luftwege durch die Fassade bzw. das Brüstungsgerät. (Bild: www.enob.info)

3.5.3 Typologie der Mess-Objekte

	Apo23	Athmer	BTGA-Box	HC-Gebäude
Gebäude / Lage				
Nutzung	Wohn- & Geschäftshaus	Bürogebäude	Messraum	Hochschulgebäude
Fertigstellung	2007	1998	2006	1966
Standort	Neheim	Arnsberg	Wuppertal	Wuppertal
Sommer-Klimaregion	gemäßigt	gemäßigt	gemäßigt	gemäßigt
Bauform	Reihenmittelhaus	freistehend	freistehend	Reihenendhaus
Höhe	4 Etagen	2 Etag	1 Etag	6 Etag
Umgebung	Stadtlage: enge, zumeist 4-etagige Wohnbebauung, Straßenschlucht	Waldrand: nahegelegene 1-etagige Bebauung an SW- & NW- Seite, sonst Freiflächen	dichte Bebauung: umliegend dichte 5 bis 6 etagige Bebauung, Boden weitgehend versiegelt	Stadtstrandlange: 5-6 etagige Uni-Gebäude an SW- & NW-Seite, 2-3 etagige Wohnbebauung an den restl. Seiten.
Gelände	eben	Talsole in Nord-Süd-Richtung	eben, 70m hoher Berg-kamm 200m nord-westlich	eben, 70m hoher Berg-kamm 200m nord-westlich
Fassaden				
Material	grau Faserzement-Platten	schwarze Ton-Kacheln	Vakuu-Paneele, zeitw. vorgehängte Faserz.-Plat.	blass-grüne Faser-Zementplatten
Reflektionsgrad	mittel	gering	mittel	mittel
Wärmekapazität	gering	hoch	gering	gering
Fenster öffnenbar	jedes 2. Fenster, dreh- & kippbar	schmale Seitenfenster, drebar	schmale Seitenfenster, dreh- & kippbar	jedes, kippbar
Sonnen Blendschutz	Jalousie (außen) Vorhang-Lamellen (innen)	Folie (innen)	Jalousie außen ---	Jalousie (innen) Vorhänge innen
Lüftungselemente				
Typ / Luftführung	schallgedämmte Lüftungselemente	direkte Fassadendurchführung	schallgedämmte Lüftungselemente	schallgedämmte Lüftungselemente
Luftweg	lang	kurz	lang	lang
Einbaulage	vertikal, deckennahe zw. Fenstern	oberer Brüstungsbereich	über + unter Mittelfenster	unter Fenster
Bauform	rechteckig, ca. 1m hoch	rund, Durchm. ca. 15cm, raumseitiger Pollenfilter	rechteckig, 1,50m breit	rechteckig, ca. 1m breit
Besonderheiten:	Luftansaugung hinter Lochblech	---	oberes Lüftungsgerät bei hohen Sonnenständen d. Jalousiekasten verschattet	Luftansaugung ragt 5cm aus Fassadenebene heraus
untersuchter Raum				
Nutzung	keine (Raum war nicht vermietet)	zur Teeküche umgenutztes Büro	ausschließlich für Meßzwecke	Gruppenbüro und Besprechungsraum
Orientierung	süd	süd-ost	süd	süd-west
Kühlung	Nachtlüftung	Nachtlüftung	Nachtlüftung	Nachtlüftung
Luftwechselraten	tags: 1-fach nachts: 2-fach	tags: 0,8-fach nachts: 2-fach	zeitw. PCM in Zuluft tags: 0,9-fach nachts: 3,5-fach	tags: 0,5-fach nachts: 0,5-fach

KfW-Bank



Bürogebäude
1968, Sanierung 2006
Frankfurt a.M.
sommerheiß
Mittelhaus
8 Etagen
Stadtrandlage:
Parkanlage auf der Nord-seite,
4 bis 5 etagige Wohnhäuser
an den restl. Seiten

eben



graue Glas-Paneele

mittel
mittel
1 Fenster pro Büro,
dreh- & kippbar
Streckmetall-Paneele
Folie

Luftumlenkung zur
Schalldämmung
mittel

über Fenster

rechteckig, ca. 1m breit

Blechdeckenpaneele
stoßen an Alu-Einfassung
der Lüftungselemente



Büro

west

Kühlsegel,
Nachtlüftung
tags: 40m³/(h Person)
nachts: 3x-fach

Imtech-Haus



Bürogebäude
2005
Hamburg
gemäßigt
freistehend
6 Etage
Stadtrandlage:
2- bis 3- etagige Wohnbe-
bauung an Süd- & Ost-Seite,
dichte 6-8 etagige Bebauung
an restl. Seiten

eben



rot-braune Klinker,
hinterlüftet
gering
hoch
jedes Fenster,
dreh- & kippbar
Jalousie (außen)

dir. Fassadendurchführ.,
angeschl. PCM-Kühlung
kurz

Brüstungsbereich

k.A.

angeschlossenes
PCM-Kühlgerät in
Brüstungskasten



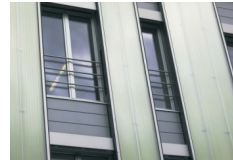
Büro

süd
Nachtlüftung,
kombiniert mit PCM-Kühl-
Brüstungsgeräten
tags: 75-140m³/h
nachts: 180m³/h

REB



Bürogebäude
1968, Sanierung 2006
Remscheid
sommerkühl
freistehend
3 Etage
Stadt-Rand:
Grünanlagen an der Süd- und
Nordseite, 3 bis 4 etagige
Wohnbebauung an den restl.
Seiten
nord-ost-Hang



grüne PC-Stegplatten,
graue Faserzementplatten
mittel
gering
jedes,
drehbar
Jalousie (außen)

schalldämmte
Lüftungselemente
lang

vertikal in Brüstungshöhe

rechteckig, ca. 1m hoch

Ansaugöffnung in nord-
westl. Fensterlaibung



Büro

süd-west

Nachtlüftung,
PCM in Deckenabhäng.
tags: 0,6-fach
nachts: 2-fach

SIC



Multifunktionsgebäude, mit hoh
2003
Freiburg
sommerheiß
freistehend
6 Etage
spärlich bebautes Umfeld:
wenige große Gebäude mit
große zwischenliegenden
Freiflächen.

eben



gelbes Wärmedämm-
Verbundsystem
hoch
mittel
jedes 2. Fenster,
dreh- & kippbar
Jalousie (außen)

SO-Seite: ohne Schalld.
NW-Seite: mit Schalld.
SO-Seite: kurz
NW-Seite: lang
über Fenster

SO-S.: rechteck, 30cm br.
NW-S.: rechteckig, 1m br.
Ansaugöffnung hinter
Jalousiekasten



Büro

süd-ost / nord-west

Nachtlüftung
tags: 40m³/(h Person)
nachts: 2-fach

TRI-Haus



Geschäftshaus
2004
Neheim
gemäßigt
freistehend
4 Etage + Penthaus
Stadtrandlage:
großes Werksgelände auf der
Nordseite, 3 bis 4 etagige
Wohnbebauung an den
restlichen Seiten.

eben



schwarze
Faserzementplatten
gering
gering
flache Fenster
unterhalb der Hauptfenster
Folie (innen)

OGs: dir. Durchf., Br.kasten
EG: schalldämmt
OGs: mittel
EG: lang
OGs: oberer Brüstungsb.
EG: deckennahe
rund, Durchm. ca. 15cm

OGs: Luftführung durch
Brüstungskasten, teilw. mit
PCM-Platten bestückt.



OG: ärztl. Behandlungsr.
EG: Verkaufsraum
süd-west
Nachtlüftung,
teilw. PCM in Zuluft,
Fußbodenkühlung
tags: 0,8-fach
nachts: 2-fach

3.5.4 Durchführung der Messungen (Objektdetails)

Entsprechend den unterschiedlichen Gebäudeformen, Montagemöglichkeiten, Einschränkungen durch die Betreiber, Verfügbarkeiten von Mess-Systemen etc. variiert die eingesetzte Messtechnik zwischen den einzelnen Mess-Objekten. Im Folgenden ist das Mess-System und die Sensor-Anordnung für jedes Mess-Objekt kurz beschrieben.

3.5.4.1 Athmer, Bürogebäude, Arnsberg

Die Messung fand in der Zeit vom 10.07.2007 bis zum 06.08.2007 statt. Es kam die in Abs. 3.5.1 beschriebene Messtechnik vollständig zum Einsatz.

Wetterstation:

Abweichend von der sonst üblichen Positionierung auf dem Gebäudedach, war die Wetterstation hier auf einer Plattform auf einem Kanaldamm ca. 20 m nord-östlich des Gebäudes, etwa in Dachhöhe, aufgestellt.

Fassaden-Sensorik:

Die Untersuchungen konzentrierten sich auf die Süd-Ost-Fassade. An den übrigen Gebäude-Seiten sind entweder keine Lüftungsöffnungen vorhanden (Süd-West-Fassade) oder deutlich geringere thermische Lasten zu erwarten (Nord-Ost- bzw. Nord-West-Fassade).

Weil die Einflüsse der thermischen Grenzschicht mit der Höhe zunehmen [34], wurden die fassadenseitigen Messungen im Brüstungsbereich des Obergeschosses durchgeführt.

Innenraum-Sensorik:

Es wurden ein zur Teeküche umgenutztes Zellenbüro an der Süd-Ost-Seite, ein doppelt so großes Zellenbüro an der Nord-West-Seite und der Konferenzraum an der Nord-Ost-Seite mit Klein-Loggern vom Typ HOBO ausgestattet. Dabei wurden die Zulufttemperaturen direkt an den Austrittsöffnungen der Lüftungselemente sowie die Ablufttemperaturen an den Überströmöffnungen zum Atrium bzw. im Konferenzraum an einem Abluft-Tellerventil gemessen.

Weil sich die Untersuchungen auf den Raum an der Süd-Ost-Seite konzentrieren, wurde hier zusätzlich ein Innenraum-Funk-Sensor installiert.

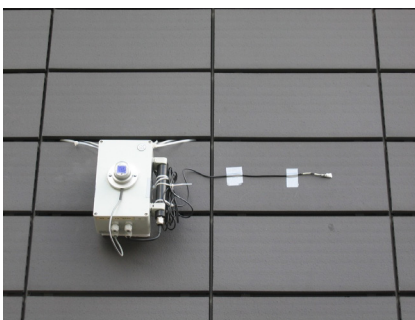


Abb. 83: Strahlungssensor mit angeschlossenenem Oberflächentemperaturmesskopf.



Abb. 84: Wetterstation auf einer nahegelegenen Deich-Plattform.



Abb. 85: Messtechnik im Brüstungsbereich des untersuchten Raumes auf der Süd-Ost-Seite.

3.5.4.2 Haspel, Universitätsgebäude, Wuppertal

Die Messung fand in der Zeit vom 22.06.2007 bis zum 09.07.2007 statt.

Es kam die in Abs. 3.5.1 beschriebene Messtechnik vollständig zum Einsatz.

Wetterstation:

Die Wetterstation war auf der süd-östlichen Dachseite, mittig zwischen der süd-östlichen Dachkante und einer Technikzentrale, aufgestellt.

Fassaden-Sensorik:

Die Nord-Ost-, Süd-Ost- und Süd-West-Fassade wurde jeweils im Brüstungsbereich des 3. OG mit Strahlungs- und Oberflächentempersensoren versehen.

Der Temperaturprofil-Sensor wurde auf gleicher Höhe an der Süd-West-Fassade, etwa in der Gebäudemitte, angebracht.

An der Nord-West-Fassade verhinderte ein unmittelbar angrenzendes Nachbargebäude die Anbringung von Messtechnik.

Auf Grund eines Sensordefekts konnten die Ansaugtemperaturen nicht im gesamten Messzeitraum erfasst werden. In den Auswerte-Diagrammen wird daher Bezug auf die Grenzschichttemperaturen genommen.

Innenraum-Sensorik:

Weil gebäudeseitig keine Lüftungsanlage vorhanden ist, wurde das zu untersuchende Vierpersonen-Büro (Grundfläche: 42 m²) im 3. OG auf der Süd-West-Seite mit einem aktiven Lüftungselement vom Typ Aero-mat 150 ausgestattet. Dessen eingebauter Ventilator erzeugte bei einer elektrischen Leistungsaufnahme von etwa 25 W während des gesamten Messzeitraums einen kontinuierlichen Volumenstrom von ca. 70 m³/h.

Es konnten lediglich die Zuluft- und Raumtemperaturen gemessen werden. Die Ablufttemperaturen ließen sich in Ermangelung einer dezidierten Abluftöffnung nicht erfassen.

Parallel dazu wurde in gleicher Weise ein ebenfalls an der Süd-West-Seite gelegener 42 m² großer Seminarraum mit reiner Fensterlüftung untersucht.

Ausfallzeiten des in das Lüftungselement eingebauten Ventilators:

- So. 24.06.2007, gegen 6 Uhr bis Mo. 25.06.2007, 8 Uhr.
- So. 08.07.2007, gegen 13 Uhr bis Mo. 09.07.2007, 8 Uhr.



Abb. 86: Aktives Lüftungselement in einem Gruppenbüro auf der SW-Seite.



Abb. 87: Messtechnik am Lüftungsgerät.



Abb. 88: Strahlungs- und Temperaturprofil-Sensor an der SW-Fassade.

3.5.4.3 APO23, Geschäftshaus, Neheim

Die Messung fand in der Zeit vom 14.08.2007 bis zum 10.09.2007 statt. Es kam die in Abs. 3.5.1 beschriebene Messtechnik zum Einsatz.

Wetterstation:

Die Wetterstation stand auf dem Dach der von Westen aus 2. Wohneinheit, etwa 3 m von der süd-westlichen Dachkante.

Fassaden-Sensorik:

An der Süd-West-Fassade wurde die Sensorik, bestehend aus Strahlungs-, Temperatur- und Profilsensor, auf dem Lochblech zwischen den beiden westlichen Mieteinheiten montiert.

An der Nord-Ost-Seite wurden ein Strahlungssensor und der zugehörige Temperaturmesskopf im Brüstungsbereich unterhalb eines Fensters nahe dem westlichen Gebäuderand installiert.

Die beiden verbleibenden Gebäudeseiten schließen an die Nachbarbebauung an und standen deshalb für Messungen nicht zur Verfügung.

Innenraum-Sensorik:

Für die Innenraummessungen stand eine ungenutzte Mieteinheit zur Verfügung. Der untersuchte Raum mit einer Breite von 8 m erstreckt sich über die gesamte Gebäudetiefe. Es wurden die beiden Zuluftöffnungen an der Süd-West-Fassade und die drei Abluft-Tellerventile in der Decke, etwa in der Raummitte, mit Klein-Loggern vom Typ HOBO ausgerüstet. Die Nord-Ost-Fassade weist keine Zuluftöffnungen auf, dementsprechend war dort raumseitig auch keine Sensorik installiert.

Anmerkungen:

- Der untersuchte Raum wurde während der Messungen nicht betreten; die Tür zu genutzten Gebäudebereichen war permanent verschlossen.
- Der Raum ist deutlich größer als ein Zellenbüro (vgl. Abb. 46)



Abb. 89: Temperatursensoren an einem Zuluftelement auf der Süd-Seite.



Abb. 90: Messtechnik an der Süd-Fassade.



Abb. 91: Wetterstation auf dem Dach.

3.5.4.4 TRI-Haus, Geschäftshaus, Neheim

Die Messung fand in der Zeit vom 11.09.2007 bis zum 24.09.2007 statt. Auf Grund der zeitlichen Überschneidung mit der Messkampagne bei APO23 stand für die Messung am TRI-Haus nur ein reduzierter Messtechnik-Satz zur Verfügung.

Wetterstation:

Weil die üblicherweise eingesetzte Wetterstation nicht verfügbar war, wurde eine Kleinwetterstation zur Messung der Lufttemperatur und Globalstrahlung auf der westlichen Dachterrasse aufgestellt (Abb. 92).

Fassaden-Sensorik:

Wegen fehlender Montagemöglichkeiten an der glatten Fassadenoberfläche, konnten keine Fassaden-Sensoren angebracht werden.

Innenraum-Sensorik:

Auf der Süd-Seite wurden im 3. OG zwei Behandlungsräume einer Arztpraxis mit autarken Klein-Loggern an den Zu- und Abluftöffnungen ausgerüstet. Während der Messung waren in einem der beiden Räume PCM-Speicher (6 Platten vom Typ DELTA-COOL24, Details: s. [74]) zur Kühlung der Zuluft in den Brüstungskasten eingebaut.

Im EG wurde der über die gesamte Gebäudebreite reichende Verkaufsraum einer Apotheke mit Klein-Loggern an den Zu- und Abluftöffnungen ausgerüstet.

Anmerkungen:

- In den beiden untersuchten Praxis-Räumen standen permanent die Türen zum Foyer auf. Während der Praxis-Öffnungszeiten war die Tür vom Foyer zum Treppenhaus im geöffneten Zustand arretiert.



Abb. 92: Wetterstation auf der westlichen Dachterrasse.



Abb. 93: Klein-Logger an einem schalldämmenden Zuluftelement in der Apotheke im EG.



Abb. 94: Klein-Logger am Abluft-Tellerventil in einem Behandlungsraum.

3.5.4.5 REB, Bürogebäude, Remscheid

Weil dieses Gebäude auch Gegenstand eines am b+tga-Lehrstuhl durchgeführten Monitorings ist, konnten hier zwei Messungen in den folgenden Zeiträumen durchgeführt werden:

- 06.06.2008 bis 03.11.2008
- 24.07.2009 bis 09.11.2009

Es kam die in Abs. 3.5.1 beschriebene Messtechnik vollständig zum Einsatz.

Wetterstation:

Die Wetterstation war auf dem Dach eines Gebäudevorsprungs nahe der Süd-Fassade aufgestellt.

Fassaden-Sensorik:

Alle Fassaden waren mit Funksensoren ausgerüstet. An der Süd-, West- und Nord-Fassade waren die Strahlungssensoren im 2. OG an Querstreben im Brüstungsbereich vor raumhohen Fenstern montiert. Die Oberflächentempersensoren waren auf die Polycarbonatplatten, ca. 30 cm neben die Fensterlaibungen, geklebt. Die Süd-Fassade war zusätzlich mit dem Temperaturprofil-Sensor ausgerüstet.

An der fensterlosen Ostfassade waren der Strahlungs- und der Oberflächentempersensor etwa 50 cm unterhalb der Attikakante auf der Polycarbonatoberfläche befestigt.

Innenraum-Sensorik:

Auf der Gebäudesüd- und -nordseite wurde jeweils ein Zellenbüro mit Messtechnik ausgerüstet.

In beiden Büros wurden die Lufttemperaturen an den Ein- und Auslassöffnungen der Zuluftelemente sowie an den Abluft-Tellerventilen gemessen.



Abb. 95: Wetterstation auf dem Dach des REB-Gebäudes.



Abb. 96: Fassaden-Sensor zur Messung der Lufttemperaturen in den fassadennahen Luftschichten an der Süd-Fassade.



Abb. 97: Kleinlogger zur Messung der Lufttemperatur im Ansaugkanal.

3.5.4.6 KfW-Bank, Bürogebäude, Frankfurt a.M.

Im 5. OG wurden auf der Westseite des westlichst gelegenen Büroturms vier Büroräume untersucht. Die Messung dauerte vom 19.06.2008 bis zum 16.07.2008.

Wetterstation:

Die lokalen Wetterdaten wurden von einer Wetterstation der Universität Karlsruhe auf dem Dach eines höheren, direkt angrenzenden Nachbargebäudes erfasst.

Fassaden-Sensorik:

An der West-Fassade wurden Temperatursensoren an den Ansaugöffnungen der Zuluftelemente installiert. Weitere Fassaden-Messtechnik ließ sich auf Grund der Fassadenstruktur nicht anbringen.

Innenraum-Sensorik:

Raumseitig wurden jeweils die Zulufttemperaturen direkt am Auslass des Lüftungselementes und die Lufttemperaturen auf gleicher Höhe etwa 1 m von der Fassade entfernt gemessen.

GLT-Daten:

Für den Zeitraum vom 24.06.08 bis 16.07.08 wurden GLT-Daten über die Betriebszustände der Lüftungsanlage und des Sonnenschutzes von der Universität Karlsruhe zur Verfügung gestellt.

Anmerkungen:

- Der Dachbereich, auf dem sich die Wetterstation befand, ist von einer ca. 5 m hohen Glasbalustrade umschlossen.



Abb. 98: Kleinlogger zur Messung der Raumtemperatur mit externem Messkopf an der Zuluftöffnung.



Abb. 99: Kleinlogger an der Zuluftöffnung mit externem Messkopf zur Erfassung der Raumlufttemperaturen.

3.5.4.7 SIC, Mehrzweckgebäude, Freiburg

Am SIC (Solar Info Center) wurden Untersuchungen auf beiden Längsseiten des Westflügels, jeweils im 5. Stock, durchgeführt.

Vom 26.7.2008 bis zum 25.08.2008 wurden zwei Büroräume an der Süd-Ost-Seite untersucht. Anschließend wurde die Messtechnik in zwei Büroräume auf der Nord-West-Seite transferiert und dort bis zum 10.10.2008 weiterbetrieben. Es kam ein reduziertes Messtechnik-Set zum Einsatz, ergänzt um Wetterdaten vom nahegelegenen Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE).

Wetterstation:

Das Fraunhofer ISE stellte Wetterdaten seiner etwa 200 m südlich vom SIC gelegenen Wetterstation zur Verfügung.

Fassaden-Sensorik:

Die Fassaden wurden mit einem batteriebetriebenen Mess-System, bestehend aus einem Globalstrahlungs- und einem strahlungsgeschützten Temperatursensor, ausgerüstet. Zusätzlich wurden Temperatursensoren an den fassadenseitigen Ansaugöffnungen hinter den Jalousiekästen angebracht.

Innenraum-Sensorik:

In den Räumen wurden jeweils die Zuluft- und Raumlufttemperaturen gemessen.



Abb. 100: Modul zur Messung von Gesamtstrahlung und Lufttemperatur an der Fassade.



Abb. 101: Kleinlogger an einem schallgedämmten Lüftungselement an der Nord-West-Fassade.



Abb. 102: Klein-Logger mit externem Temperaturmesskopf am Auslass eines Lüftungselementes an der Süd-Ost-Fassade.

3.5.4.8 Imtech, Bürogebäude, Hamburg

Die Fa. Imtech hat Messdaten eigener Untersuchungen an Brüstungs-Lüftungsgeräten vom 24.07.2006 bis zum 31.07.2006 und vom 11.09.2006 bis zum 17.09.2006 zur Verfügung gestellt.

Detaillierte Informationen zur Messkonfiguration liegen nicht vor. Eine Auswertung in Hinblick auf die Funktionsfähigkeit der Brüstungs-Lüftungsgeräte ist [44] zu entnehmen.

3.5.5 Typologie der Messungen

Im Folgenden sind die Messgrößen der einzelnen Mess-Kampagnen tabellarisch zusammengestellt. Auf Grund unterschiedlicher Randbedingungen konnten nicht alle Messgrößen bei jedem Messobjekt erfasst werden.

(Details: s. Abs. 3.5.4)

Tab. 2: Tabellarische Zusammenstellung der Messpunkte.

	Imtech-Haus, Hamburg	Haspel, Wuppertal	Athmer, Arnsberg	APO23, Neheim	Tri-Haus, Neheim	REB, Remscheid	KfW-Bank, Frankfurt a.M.	SIC, Freiburg
Wetter-Daten								
Lufttemperatur	x	x	x	x	x	x	x	x ²⁾
Direktstrahlung	---	x	x	x	---	x	---	---
Globalstrahlung	x ¹⁾	x	x	x	x	x	x	x
Windgeschwindigkeit	x ¹⁾	x	x	x	---	x	x	x
Windrichtung	x ¹⁾	x	x	x	---	x	x	---
Fassaden-Daten								
Gesamtstrahlung, Fassade	---	x	x	x	---	x	---	x
Grenzschichttemperaturen	---	x	x	x	---	x	---	x ³⁾
Fassadenoberflächentemp.	---	x	x	x ⁴⁾	---	x	---	---
Frischlufftemperatur	---	---	x	x	---	x	x	x
Zulufttemperatur	x	x	x	x	x	x	x	x
Raum-Daten								
Raumlufttemperatur	---	x	---	---	---	---	x	x
Ablufttemperatur	---	---	x	x	x	x	---	---

¹⁾ DWD-Daten, da keine lokalen Messwerte vorliegen.

²⁾ Wetterdaten vom 200 m entfernten Fraunhofer ISE.

³⁾ Es wurde nur eine Grenzschichttemperatur im Abstand von 4 cm von Fassadenoberfläche gemessen.

⁴⁾ Messung am Lochblech.

3.5.6 Darstellung und Analyse der Messergebnisse

Nach einer Erläuterung der verwendeten Begriffe und Diagrammtypen werden, nach Messobjekten getrennt, die zur Auswertung ausgewählten Zeiträume charakterisiert und die Messergebnisse präsentiert. Abschließend werden die Messergebnisse analysiert und interpretiert.

Nomenklatur für die Temperaturen in den Auswerte-Grafiken:

- Wetterstation: Auf dem Dach oder in unmittelbarer Umgebung des Messobjekts erfasste Wetterdaten.
- Grenzschichttemp.: Lufttemperatur 4 cm vor der Fassadenoberfläche in der Nähe der Luftansaugung.
- Frischlufftemp.: Temperatur der angesaugten Außenluft unmittelbar nach Eintritt in das Lüftungselement.
- Zulufttemp.: Temperatur der Zuluft am raumseitigen Auslass des Lüftungselementes.
- Ablufttemp.: Temperatur der Abluft im Tellerventil.

Diagramm-Erläuterungen:

Witterung:

Zuerst vermittelt die Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Umgebungstemperatur, der solaren Einstrahlung und der Windgeschwindigkeiten einen Eindruck von der Witterung im Untersuchungszeitraum (1. Diagramm). Detaillierte Verläufe relevanter Messgrößen sind der nachgestellten Ausschnittsvergrößerung zu entnehmen (2. Diagramm). Basis der zeitlichen Verläufe ist die Winterzeit. Zur Bewertung der Verhältnisse am Gebäudestandort sind die

Häufigkeiten der pro Tag eingestrahlt Solarenergie, der Tageshöchsttemperaturen und der Windgeschwindigkeiten den Messwerten der nächstgelegenen DWD-Wetterstation und Klimadaten aus der Wetterdatenbank „Meteonorm 5“ [68] gegenübergestellt (3. bis 6. Diagramm).

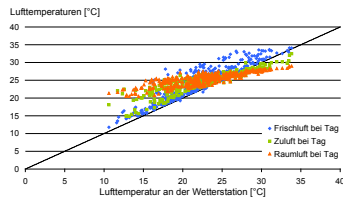


Abb. 103: Beispiel-Diagramm: Messwerte auf der Diagonalen entsprechen den Umgebungstemperaturen, Messwerte oberhalb der Diagonalen zeigen wärmere, Messwerte unterhalb kühlere Temperaturen.

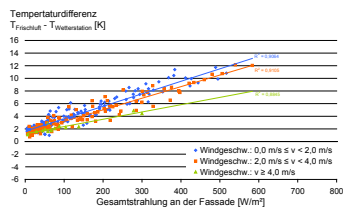


Abb. 104: Beispiel-Diagramm: Es zeigt Messwerte und die Regressionsgeraden, die zugehörigen Windgeschwindigkeitsklassen sind durch Farben codiert.

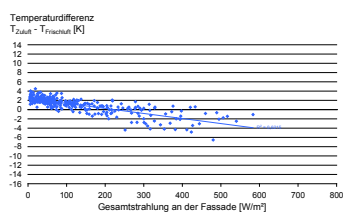


Abb. 105: Beispiel-Diagramm: Dargestellt sind die Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung und die Regressionsgerade.

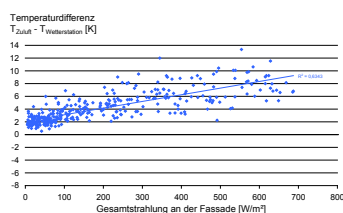


Abb. 106: Beispiel-Diagramm

Umgebungstemperatur-Einflüsse

Die nächsten beiden Diagramme zeigen Korrelationen zwischen der Umgebungstemperatur und den raumseitig relevanten Lufttemperaturen. Im Einzelnen sind – getrennt nach Tag (7. Diagramm) und Nacht (8. Diagramm) – die Ansaug-, Zu- und Ablufttemperaturen den Lufttemperaturen an der lokalen Wetterstation zugeordnet (vgl. Abb. 103).

Diese Darstellungsform gibt die Einflüsse der solaren Einstrahlung nur unzureichend wieder. Weil diese jedoch für die Ausbildung mikroklimatischer Effekte große Bedeutung haben, sind die in den folgenden Diagrammen dargestellten Temperaturdifferenzen stets auf die Gesamtstrahlung an der Fassade bezogen. (Bei fehlenden Einstrahlungsdaten von der Fassade wird Bezug auf die horizontal gemessene Globalstrahlung genommen.)

Windeinflüsse

Das 9. Diagramm zeigt den Einfluss unterschiedlicher Windgeschwindigkeiten auf die Ansaugtemperaturen. Dazu wird die Temperaturdifferenz der fassadenseitig angesaugten Luft und der Umgebungsluft an der Wetterstation in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung an der Fassade dargestellt. Die Windeinflüsse sind durch die Einteilung in drei Geschwindigkeitsklassen (0 bis 2 m/s, 2 bis 4 m/s, über 4 m/s) erkennbar (vgl. Abb. 104).

Lüftungselement-Einflüsse

Die beiden nachfolgenden nebeneinander platzierten Grafiken zeigen die Änderung der Lufttemperatur beim Durchströmen des Lüftungselementes (10. Diagramm) und die Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft (11. Diagramm) im Taglüftungsbetrieb.

Aus der im linken (10.) Diagramm dargestellten Differenz zwischen Ansaug- und Zulufttemperatur ist der Wärmeaustausch der Luft mit dem Lüftungselement (und mittelbar mit dem Raum bzw. der Wandkonstruktion) erkennbar (vgl. Abb. 105). Um den Wärmeab- bzw. -zufluss einordnen zu können, ist im rechten (11.) Diagramm das Temperaturgefälle zur Raumluft dargestellt. Letzteres ist in kalten Witterungsphasen für den thermischen Komfort relevant: Sinkt die Zulufttemperatur stark unter die Raumtemperatur steigt das Zugluft-Risiko.

Kumulation der Einflüsse

Die Temperaturdifferenz zwischen der Zuluft am untersuchten Raum und der Umgebungsluft an der Wetterstation spiegelt die Summe der Einflüsse aus dem Mikroklima, der Fassadengestaltung und dem Lüftungselement wieder (12. Diagramm, exemplarisch in Abb. 106 dargestellt). Ergeben sich hier große Unterschiede, wären diese bei der Berechnung der Raumtemperaturen bzw. bei der Auslegung einer Raumkühlung zu berücksichtigen.

3.5.6.1 Athmer, Bürogebäude, Arnsberg

Der Auswertung liegen Messdaten aus dem Zeitraum vom 10.07.2007 bis zum 06.08.2007 zu Grunde.

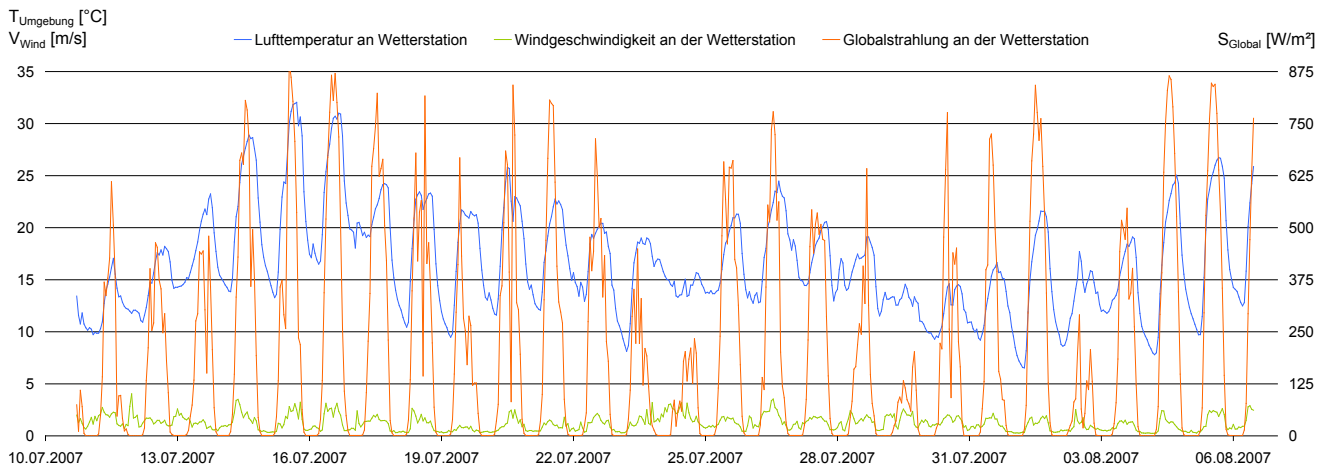


Abb. 107: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen, Windgeschwindigkeiten und Globalstrahlung im Messzeitraum.

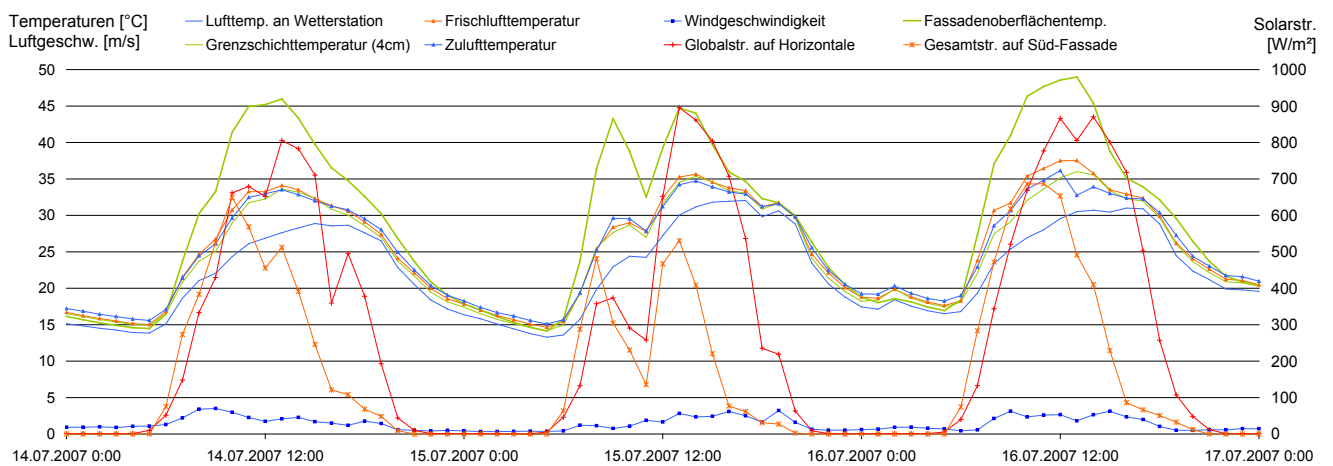


Abb. 108: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Globalstrahlungsintensitäten zwischen 800 und 900 W/m² und Windgeschwindigkeiten von 2 bis 3 m/s erwärmt sich die Fassadenoberfläche auf bis zu 49 °C. In Folge dessen sind die Fassadengrenzschicht-, die Ansaug- und die Zulufttemperatur 4 bis 5 K höher als die Umgebungstemperatur. Beim Durchströmen der Fassade wird die Luft unter diesen Bedingungen um ca. 1 K abgekühlt. Das deutliche Absinken der Zulufttemperatur gegen Mittag des 16.07.2007 ist auf das Öffnen eines Fensters und der damit verbundenen reduzierten Durchströmung des Lüftungselementes zurückzuführen.

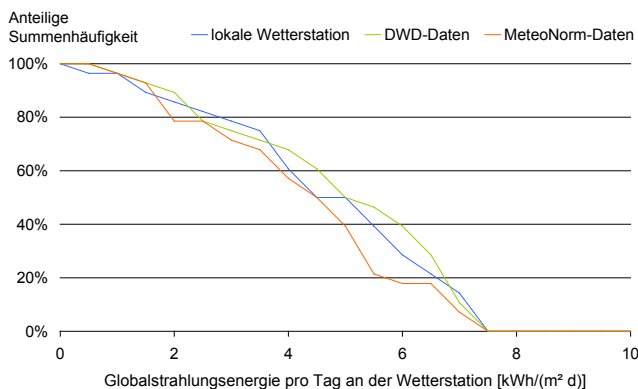


Abb. 109: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahlenen Solarenergie: An 61 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d). Die DWD- und Meteoronorm-Daten ähneln den lokal gemessenen.

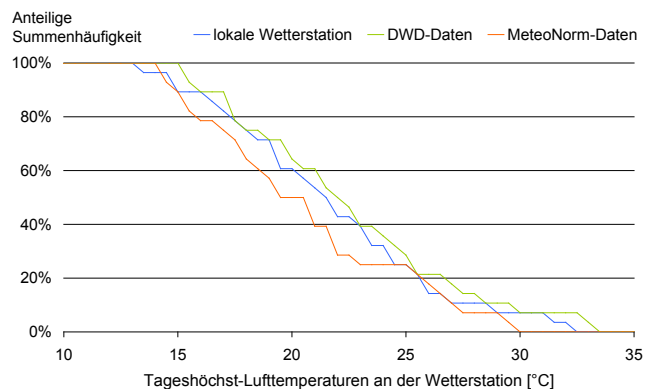


Abb. 110: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An 25 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf. Die DWD- und Meteoronorm-Daten weichen nur geringfügig ab.

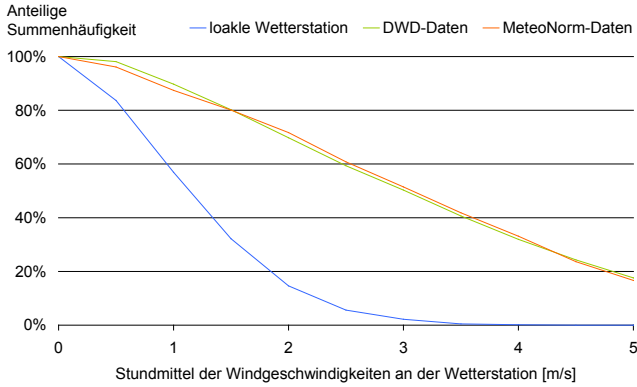


Abb. 111: Kumulierte Häufigkeit der mittleren Windgeschwindigkeiten: An der lokalen Wetterstation wurden während 15 % der Messzeit Windgeschwindigkeiten über 2 m/s gemessen. Die DWD- und Meteonorm-Daten zeigen wesentlich höhere Windgeschwindigkeiten.

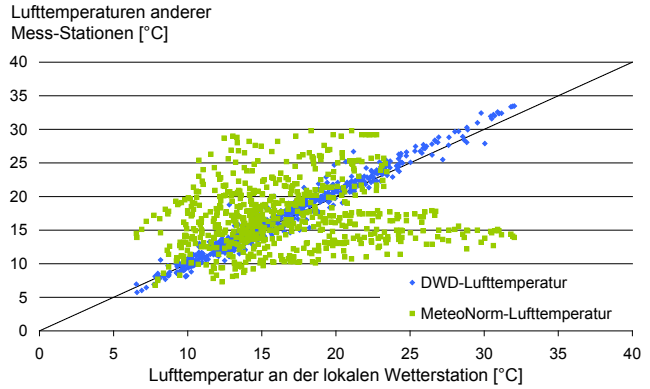


Abb. 112: Streuung der vom DWD und Meteonorm gelieferten Lufttemperaturen um die lokal gemessenen: Die DWD-Daten streuen i.A. mit einer Bandbreite von +/-1,5 K um die lokal gemessenen Temperaturen. Die Streuung der Meteonorm-Daten ist wesentlich größer, im Mittel sind hier die Temperaturen etwas niedriger.

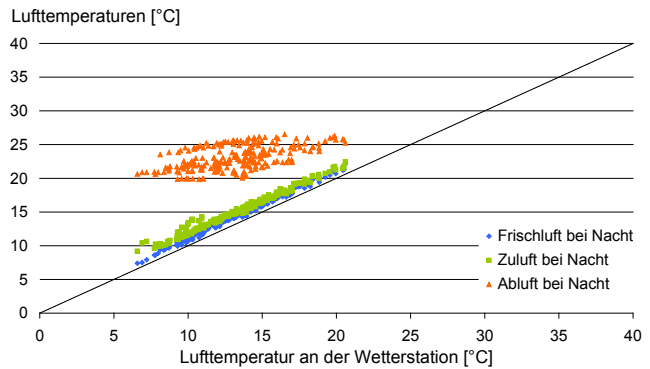
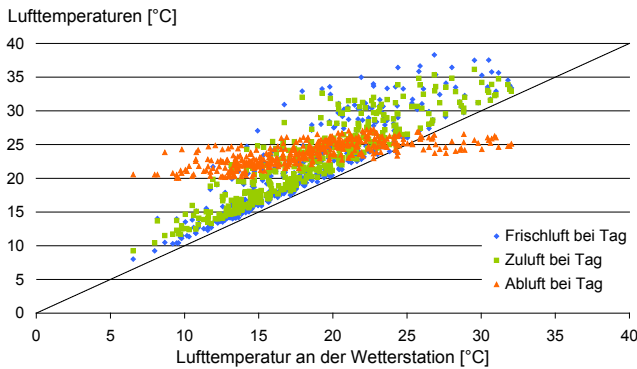


Abb. 113: Lufttemperaturen am untersuchten Raum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Bei hohen solaren Strahlungsintensitäten ist die aus der erhitzten Fassadengrenzschicht angesaugte Frischluft bis zu 15 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Beim Durchströmen der Fassade wird die Zuluft dann um 1 bis 2 K abgekühlt. Nachts sind die Ansaugtemperaturen etwa 1 K höher als die Umgebungstemperaturen. Im Lüftungselement wird die Zuluft weiter um 1 K erwärmt, sodass sie nachts mit einem Gesamttemperaturzuwachs von 2 K in den Raum einströmt.

Temperaturdifferenz
 $T_{\text{Frischluff}} - T_{\text{Wetterstation}} \text{ [K]}$

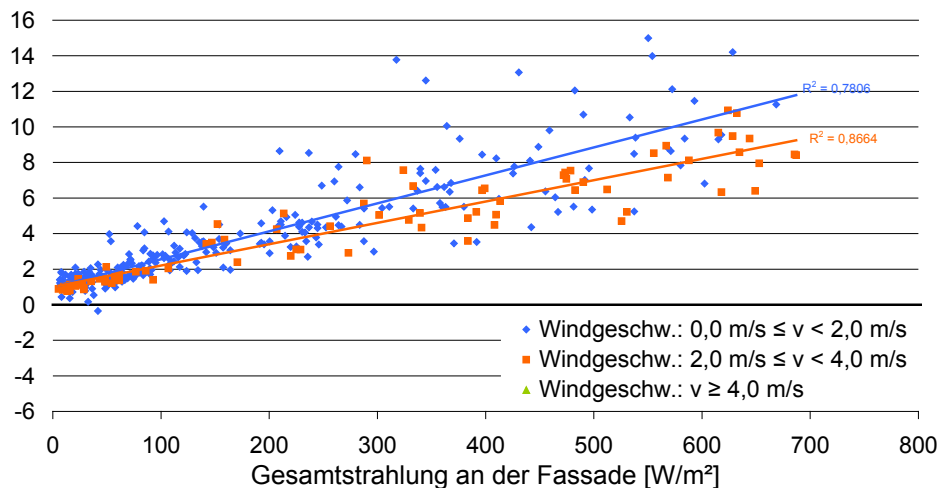


Abb. 114: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen: Es ist eine starke Korrelation zwischen der solaren Einstrahlung an der Fassade und der Erwärmung der angesaugten Luft erkennbar. Während bei geringer Einstrahlung die Ansaugtemperatur im Mittel etwa 1 K über der Umgebungstemperatur liegt, erhöht sich der Temperaturunterschied mit steigender Strahlungsintensität auf bis zu 12 K. Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s reduzieren diesen Temperaturzuwachs im Mittel auf 9,5 K. Windgeschwindigkeiten über 4 m/s sind im Messzeitraum nicht aufgetreten.

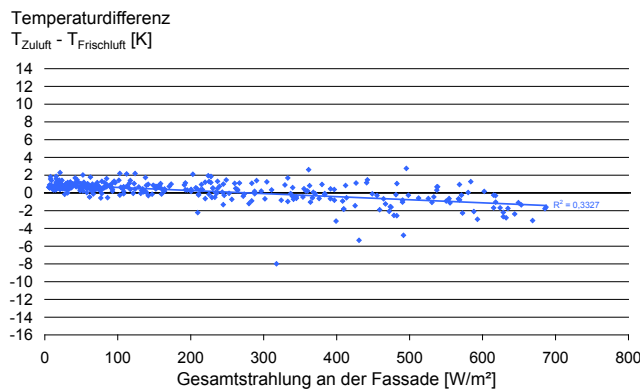


Abb. 115: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen des Lüftungselementes: Bei geringer Einstrahlung und niedrigen Ansaugtemperaturen wird die Luft um ca. 1 K erwärmt, bei starker Einstrahlung und dementsprechend hohen Ansaugtemperaturen wird sie um bis zu 2 K abgekühlt. Die vereinzelt auftretenden Messwerte mit außergewöhnlich starker Abkühlung, sind auf mangelnde Durchströmung des Lüftungselementes bei geöffneten Fenstern zurückzuführen.

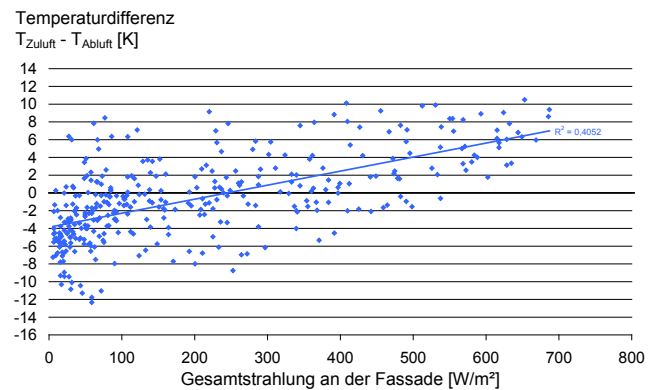


Abb. 116: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: In Folge der geringen thermischen Beeinflussung der Zuluft im Lüftungselement (vgl. Abb. 115) treten zwischen der Zu- und der Raumluft große Temperaturunterschiede auf: Bei geringer Einstrahlung und kühler Witterung ist die Zuluft bis zu 12 K kälter, bei starker Einstrahlung und hohen Ansaugtemperaturen bis zu 11 K wärmer als die Raumluft.

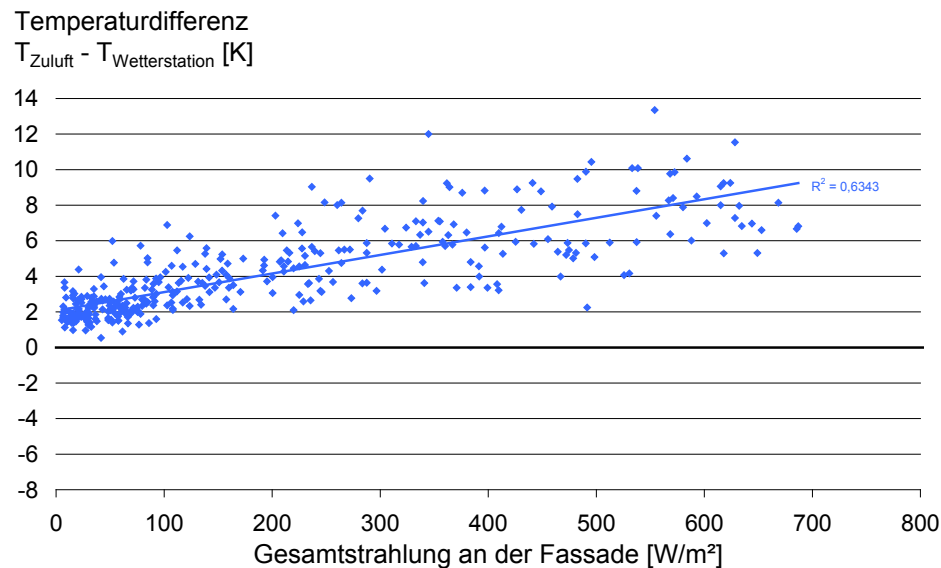


Abb. 117: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Es ist eine deutliche Korrelation zwischen der solaren Strahlungsintensität und dem Temperaturzuwachs zu erkennen: Bei geringer Einstrahlung bedingen eine leichte Grenzschichtwärmung und die Vorwärmung im Lüftungselement einen Temperaturzuwachs von zusammen 2 K. Bei 550 W/m² solarer Einstrahlung führen die starke Erwärmung der Fassadengrenzschicht und die geringe Kühlung im Lüftungselement zu einem mittleren Temperaturunterschied von 7,9 K.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 109 zeigt, traten an 17 der 21 Messtage hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungslufttemperaturen stiegen an 7 Messtagen über 25 °C und an zweien über 30 °C.

Abweichungen der Wetterdaten

Die zum Vergleich herangezogenen Daten vom Deutschen Wetterdienst stammen von folgenden Stationen:

- Temperaturdaten: Arnsberg-Neheim
- Winddaten: Werl (Distanz zum Messobjekt: 17 km)
- Strahlungsdaten: Bochum (Distanz zum Messobjekt: 55 km)

Der Vergleich der solaren Energieeinträge und Lufttemperaturen mit den lokal gemessenen Werten zeigt eine gute Übereinstimmung. Die im Messzeitraum

am Gebäude gemessenen Windgeschwindigkeiten sind jedoch deutlich niedriger als an der DWD-Wetterstation Werl bzw. in den Meteonorm-Daten. Ursache hierfür ist die windverschattete Lage des Gebäudes am Grund einer in Nord-Süd-Richtung verlaufenden Talsohle bei vorherrschenden westlichen Winden.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

Bei Gesamtstrahlungsintensitäten an der Fassade um 650 W/m^2 , Umgebungstemperaturen um 30 °C und Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 3 m/s erwärmt sich die aus schwarzen Tonfliesen bestehende Fassadenoberfläche auf 45 bis 49 °C . Es lässt sich eine rasche Erwärmung der süd-ost-orientierten Fassade am Vormittag und eine deutlich langsamere Abkühlung am Nachmittag erkennen. Ursache hierfür ist die hohe solare Strahlungsleistung bei direkter Besonnung in der Erwärmungsphase und die deutlich geringere Wärmeabstrahlung in die (besonnte) Umgebung in der Abkühlungsphase.

Die Auskühlung wird zusätzlich durch die hohe Wärmekapazität der Fassadenfliesen verzögert. Bei der Erwärmung ist dieser Dämpfungseffekt auf Grund der hohen Strahlungsleistung der Sonne und der starken Absorption an den dunklen Fliesen wesentlich schwächer ausgeprägt.

Die hohen Fassadenoberflächentemperaturen verursachen eine starke Erwärmung der fassadennahen Grenzschicht (bis zu 8 K gegenüber den Lufttemperaturen an der Wetterstation bei 4 cm Abstand zur Fassadenoberfläche) bzw. die Ausbildung großer Grenzschichtdicken (im Abstand von 22 cm von der Fassadenoberfläche ist die Luft bei einer Gesamtstrahlung von 700 W/m^2 verglichen mit der an der Wetterstation im Mittel 4 K wärmer).

Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s reduzieren die Erwärmung der Fassade bei hohen Strahlungsintensitäten im Mittel um bis zu 7 K und die der Grenzschicht (4 cm vor der Fassadenoberfläche) um 2 K .

Fassadendurchtritt

Die Fassadendurchführung besteht aus einem durch Flügelklappen verschließbaren Rohr, dessen fassadenseitige Öffnung mit einem Edelstahlgitter und dessen raumseitige Öffnung mit einem Kunststofftopf mit integriertem Luftfilter abgedeckt ist (vgl. Abb. 118 bis Abb. 120). Der kurze Luftweg bedingt eine geringe thermische Beeinflussung der Luft im Lüftungselement. So weicht die Zulufttemperatur von der Ansaugtemperatur um maximal 2 K ab (vgl. Abb. 115). Möglicherweise tritt ein Großteil der Temperaturänderung nicht im Rohr sondern erst im raumseitigen Kunststofftopf auf.



Abb. 118: Fassadenseitige Ansaugöffnung.



Abb. 119: Manuell verschließbare Fassadendurchführung.



Abb. 120: Raumseitige Zuluftöffnung, abgedeckt mit einem Kunststofftopf.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Im Messzeitraum lagen die Zulufttemperaturen im Mittel zwischen 2 K (bei geringer Solarstrahlung) und 9 K (bei starker Solarstrahlung) über den Lufttemperaturen an der Wetterstation. Dabei setzte sich der Temperaturanstieg bei geringer Einstrahlung aus dem Ansaugen an der Fassade erwärmter Luft (+1 K) und der Vorwärmung im Lüftungselement (+1 K) zusammen. Bei starker solarer Einstrahlung bewirkten die hohen Ansaugtemperaturen (+11 K) und die Kühlung im Lüftungselement (-2 K) den Temperaturanstieg.

Die Streuung der Messwerte resultiert hauptsächlich aus der Überlagerung von Außentemperaturschwankungen, reduzierter Durchströmung bei geöffneten Fenstern und Windeinflüssen.



3.5.6.2 Haspel, Universitätsgebäude, Wuppertal

Der Auswertung liegen Messdaten aus dem Zeitraum vom 22.06.2007 bis zum 09.07.2007 zu Grunde.

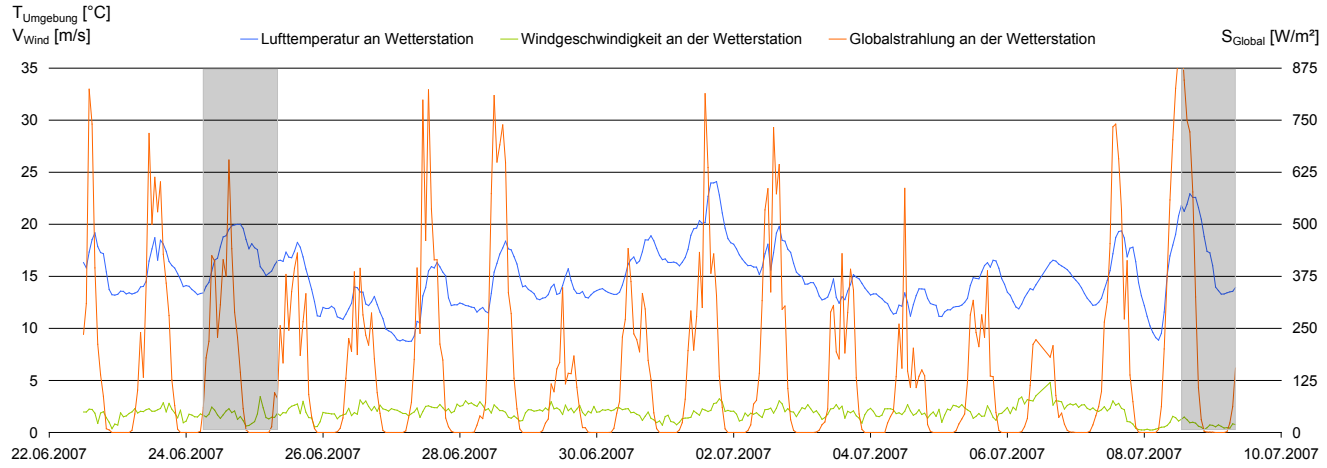


Abb. 121: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen, Windgeschwindigkeiten und Globalstrahlung im Messzeitraum. In den grau hinterlegten Zeitbereichen war der Ventilator im Lüftungselement ausgefallen. Bei den Analysen mit Bezug zur Zulufttemperatur sind diese Bereiche ausgespart.

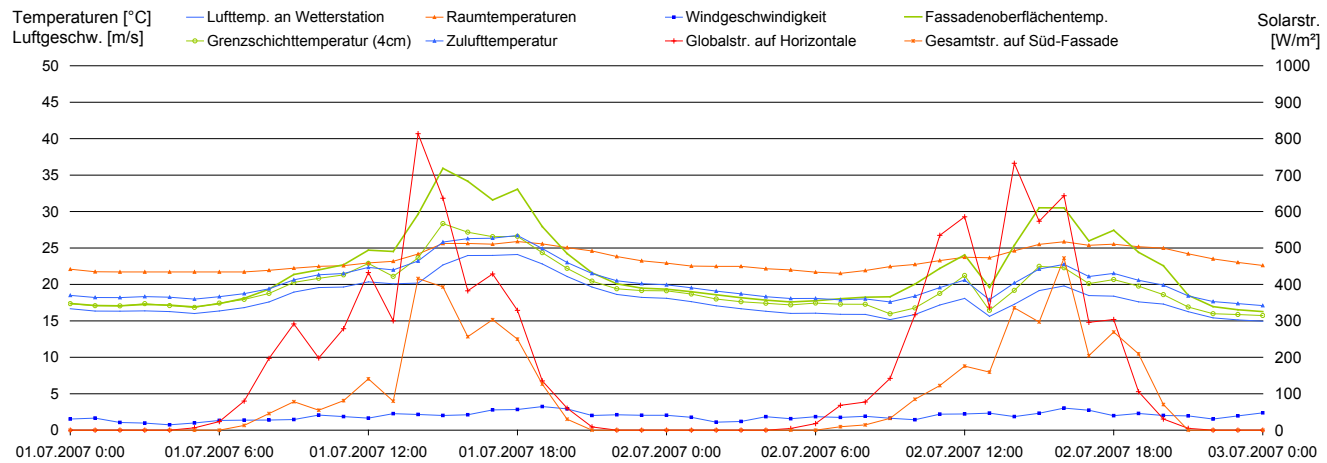


Abb. 122: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Gesamtstrahlungsintensitäten um 450 W/m^2 und Windgeschwindigkeiten von 2 bis 3 m/s erwärmen sich die hinterlüfteten Faserzementplatten der süd-west-orientierten Fassade auf 31 bis 36 °C. Die Grenzschicht ist ca. 3 K wärmer als die Umgebungsluft. Die Zulufttemperatur ist tagsüber bei Besonnung des Lüftungselementes etwa 3 K und nachts etwa 2 K höher als die Umgebungstemperatur.

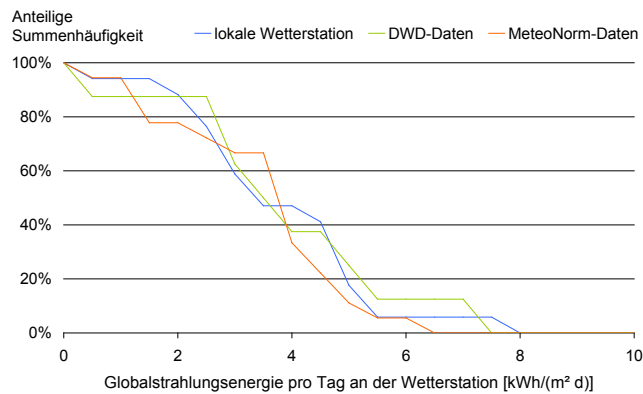


Abb. 123: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarenergie: An 47 % der Messtage überschreitet der solare Energieeintrag $4 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$. Die Abweichungen zu den DWD- und Meteo-norm-Daten sind gering.

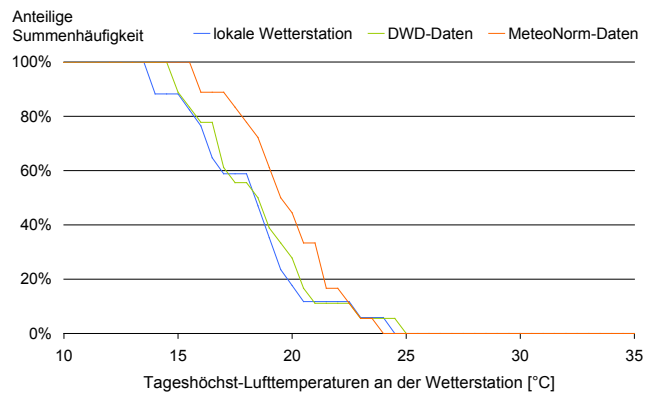


Abb. 124: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: Die Temperaturen blieben im Messzeitraum stets unter 25 °C. Die Abweichungen zu den DWD-Daten sind sehr gering. Die Meteo-norm-Temperaturen sind durchschnittlich 1,5 K höher.

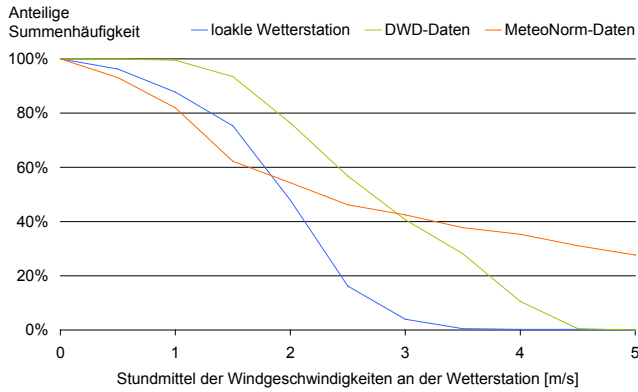


Abb. 125: Kumulierte Häufigkeit der mittleren Windgeschwindigkeiten: An der lokalen Wetterstation wurden während 48 % der Messzeit Windgeschwindigkeiten über 2 m/s gemessen. Die Meteonorm-Daten zeigen eine ähnliche Verteilung für Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s, aber eine wesentlich größere Häufigkeit hoher Windgeschwindigkeiten. An der DWD-Station war das Geschwindigkeitsniveau insgesamt höher.

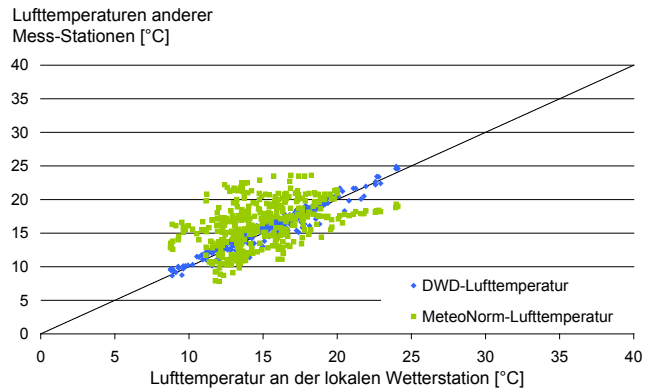


Abb. 126: Streuung der vom DWD und von Meteonorm gelieferten Lufttemperaturen um die lokal Gemessene: Die DWD-Temperaturen streuen nur wenig um die lokal gemessenen, die Meteonorm-Temperaturen sind im Mittel geringfügig höher.

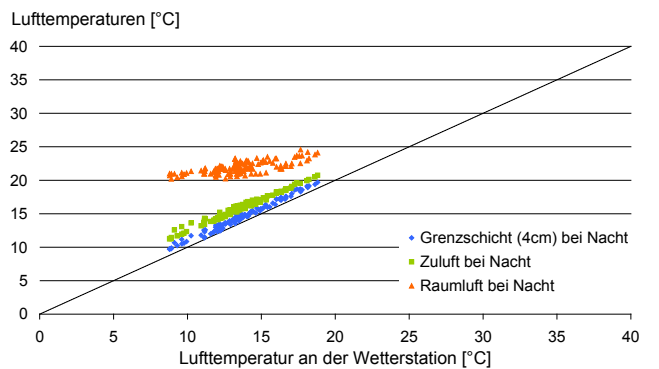
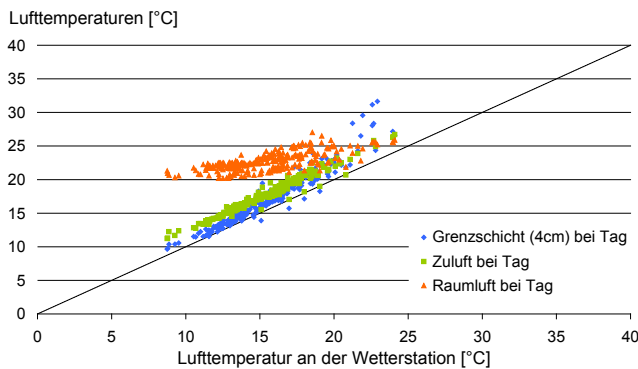


Abb. 127: Lufttemperaturen am untersuchten Büroraum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: In Folge starker solarer Einstrahlung erwärmt sich die Grenzschicht bis zu 8,5 K. Bei geringer Einstrahlung und nachts ist die Grenzschicht stets ca. 1 K wärmer als die Umgebung. Die Zulufttemperaturen übersteigen die Lufttemperaturen an der Wetterstation bei Besonnung des Lüftungselementes um etwa 4 K. Unabhängig von Strahlungseinflüssen ist die Zuluft etwa 1 K wärmer als die Grenzschicht.

Temperaturdifferenz

$$T_{\text{Grenzschicht}} - T_{\text{Wetterstation}} \text{ [K]}$$

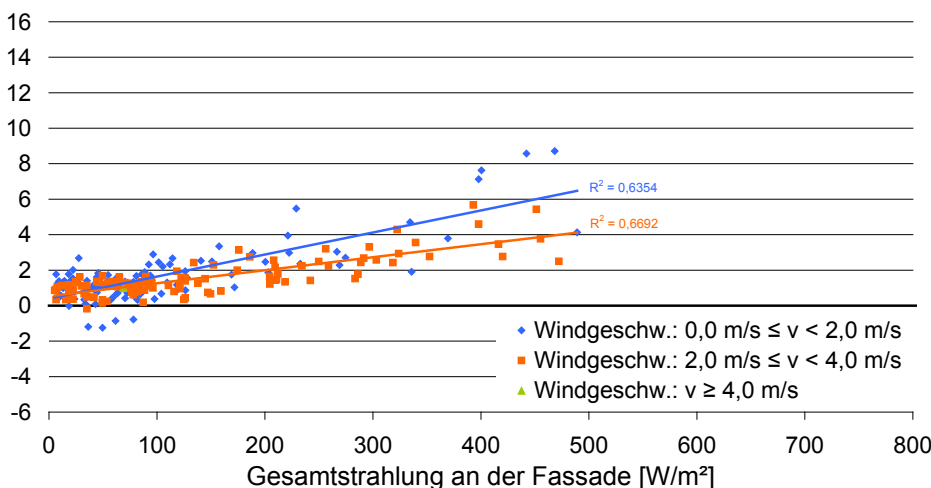


Abb. 128: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Grenzschichttemperaturen: Es ist eine klare Korrelation zwischen der solaren Einstrahlung an der Fassade und der Erwärmung der Grenzschicht erkennbar. Bei geringer Einstrahlung liegen die Grenzschichttemperaturen unabhängig von der Windgeschwindigkeit um 1 K über den Umgebungstemperaturen. Bei Strahlungsintensitäten von 500 W/m² wird die Grenzschicht bei Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s im Mittel um 6,5 K erwärmt, bei höheren Windgeschwindigkeiten lediglich um 4 K. Bei Strahlungsintensitäten um 50 W/m² und geringen Windgeschwindigkeiten liegt die Grenzschichttemperatur vereinzelt bis zu 1,5 K unter die Lufttemperatur an der Wetterstation.

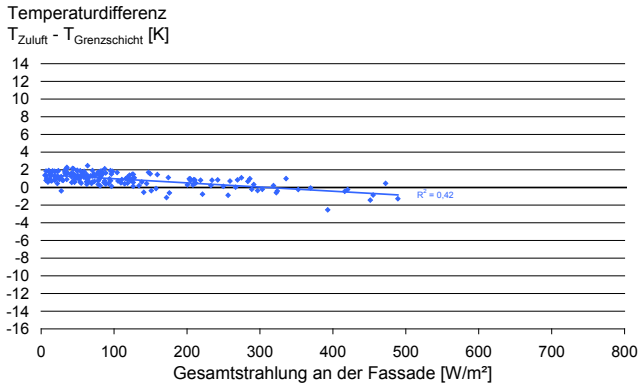


Abb. 129: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen der Fassade: Bei geringer Einstrahlung und niedrigen Umgebungstemperaturen ist die Zuluft 1 bis 2 K wärmer als die Grenzschicht. Bei Strahlungsintensitäten um 500 W/m^2 ist die Zuluft etwa 2 K kühler als die Grenzschicht.

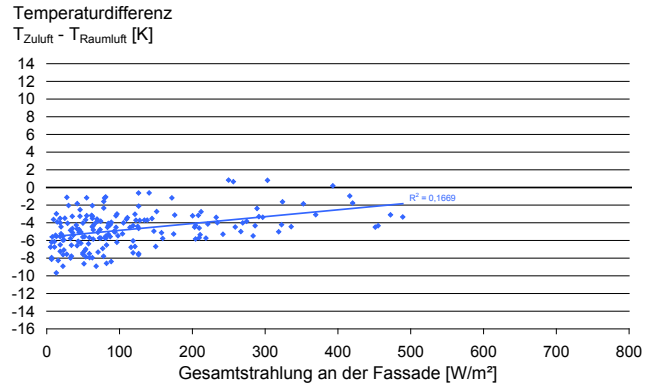


Abb. 130: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: Bei geringer Einstrahlung ist die Zuluft im Mittel 5,5 K kühler als die Raumluft. Mit zunehmender Strahlungsintensität reduziert sich der Temperaturunterschied bis auf 1 K. Wegen der kühlen Witterung im Untersuchungszeitraum liegen die Zulufttemperaturen fast immer unter den Raumtemperaturen.

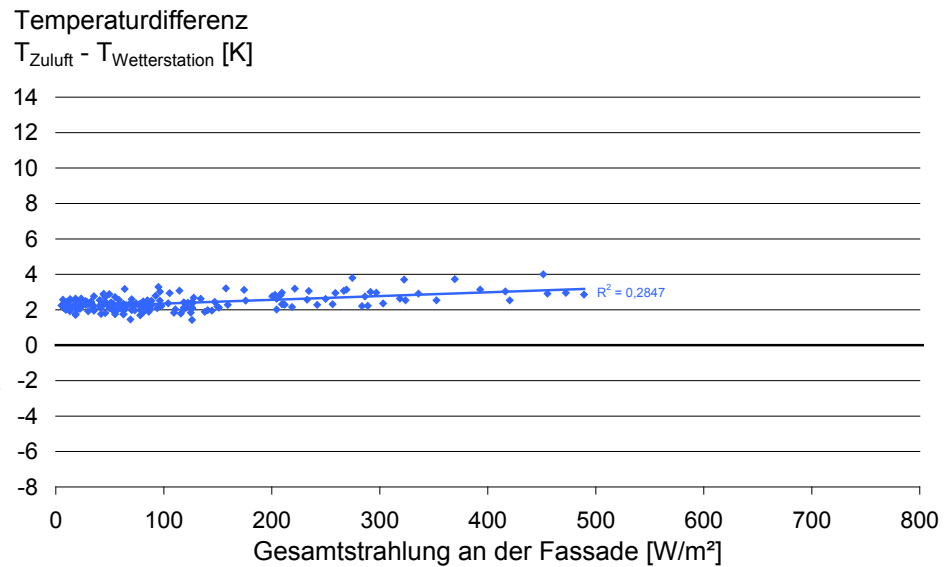


Abb. 131: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Der Temperaturunterschied wird kaum von der Gesamtstrahlung an der Fassade beeinflusst. Bei geringer Einstrahlung beträgt der Unterschied 2,2 K, bei hoher Einstrahlung 3,4 K.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 123 zeigt, traten an 8 der 17 Messtage hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungstemperaturen blieben jedoch stets unter $25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Abweichungen der Wetterdaten

Die zum Vergleich herangezogenen Daten vom Deutschen Wetterdienst stammen von folgenden Stationen:

- Temperaturdaten: Wuppertal (Distanz zum Messobjekt: 3,5 km)
- Winddaten: Essen (Distanz zum Messobjekt: 24 km)
- Strahlungsdaten: Bochum (Distanz zum Messobjekt: 25 km)

Die lokal gemessenen solaren Energieeinträge stimmen weitgehend mit denen der DWD-Station und denen aus Meteornorm überein.

Die lokal und vom DWD gemessenen Tageshöchsttemperaturen unterscheiden sich kaum. Beide sind aber im Mittel etwa 1,5 K niedriger als die aus mehrjährigen Mittelwerten gebildeten Meteororm-Temperaturen.

Die lokal gemessenen Windgeschwindigkeiten sind zwischen 0,5 und 1 m/s geringer als die an der DWD-Wetterstation, weisen aber eine ähnliche Häufigkeitsverteilung auf. Ursächlich für die Reduzierung der Windgeschwindigkeiten sind die erhöhte Bodenrauigkeit im Wuppertaler Stadtgebiet und die Windabschattung eines ca. 200 m nord-westlich gelegenen, 70 m hohen Bergrückens.

Die Meteororm-Daten zeigen im Geschwindigkeitsbereich bis 2 m/s eine ähnliche Häufigkeitsverteilung wie die lokal gemessenen Daten. Für höhere Windgeschwindigkeiten, d.h. für ca. 50 % des Messzeitraums, wird jedoch eine wesentlich größere Häufigkeit z.T. deutlich höherer Geschwindigkeiten angegeben.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

Bei Gesamtstrahlungsintensitäten um 450 W/m^2 , Windgeschwindigkeiten von 2 bis 3 m/s und Umgebungstemperaturen von $23 \text{ }^\circ\text{C}$ erwärmen sich die hinterlüftet vor einer Betonbrüstung montierten blas-grünen Faserzementplatten auf bis zu $36 \text{ }^\circ\text{C}$. Der zeitliche Verlauf der Oberflächentemperaturen korreliert dabei direkt mit dem Verlauf der solaren Einstrahlung an der Fassade. Ursache hierfür bzw. für die vergleichsweise niedrigen Oberflächentemperaturen ist die geringe thermische Speicherkapazität der Fassadenplatten in Kombination mit einem hohen konvektiven Wärmeübergang (direkte Windanströmung und Konvektionsflächen auf der Rückseite der Faserzementplatten) (vgl. Abb. 122). Die Fassadengrenzschicht erwärmt sich bei Strahlungsintensitäten von 500 W/m^2 und Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s im Mittel um 6,5 K, höhere Windgeschwindigkeiten (2 bis 4 m/s) reduzieren die Erwärmung um 2,5 K. Bei geringer Sonneneinstrahlung auf die Fassade und niedrigen Windgeschwindigkeiten liegen die Grenzschichttemperaturen vereinzelt bis zu 1,5 K unter den Umgebungstemperaturen (vgl. Abb. 128).

Dieser Effekt tritt an klaren Tagen vormittags auf, wenn die Solarstrahlung den Dachbereich um die Wetterstation bereits erwärmt hat, die über Nacht ausgekühlte Süd-West-Fassade aber noch verschattet ist. (Vgl. auch: Auswertung der Messung an der KfW-Bank (Abs. 3.5.6.6) bzw. an der Nord-West-Fassade des SIC (Abs. 3.5.6.7).)

Fassadendurchtritt

Die Luft wird fassadenseitig durch ein aktives, schallgedämmtes Lüftungsgerät vom Typ Aeromat 150 oberhalb der Brüstung angesaugt und direkt einem 42 m^2 großen Büroraum zugeführt. Die Ansaugöffnung des Lüftungsgerätes ragt 5 cm aus der Fassadenoberfläche heraus.

Weil das Universitätsgebäude nicht mit einer Lüftungsanlage ausgestattet ist, wurde der eingebaute Motor (Leistungsaufnahme: 25 W) dauerhaft genutzt, um einen Volumenstrom von 60 bis $70 \text{ m}^3/\text{h}$ (je nach Widerstand beim Ausströmen aus dem Raum durch geöffnete oder geschlossene Türen) zu fördern.

Die thermische Beeinflussung der Zuluft ist für ein schallgedämmtes Lüftungselement, mit langem inneren Luftweg zum Abbau von Schallenergie, relativ gering (vgl. Abb. 127, Abb. 129).

Nach Subtraktion der Motorabwärme, die in Abhängigkeit des Lüftungsvolumenstroms zu einem Temperaturanstieg der Zuluft von 1 (bei 70 m³/h) bis 1,2 K (bei 60 m³/h) führt, ergäbe sich für den Betrieb als passives Lüftungselement bei geringer Einstrahlung lediglich ein Temperaturzuwachs von 1 K. Die in anderen Gebäuden untersuchten passiven Ausführungen dieses Lüftungselementtyps beeinflussen die Temperatur der durchströmenden Luft z.T. deutlich stärker. Im Gegensatz zu dem hier untersuchten, frei liegenden Gerät (vgl. Abb. 87) sind sie dort jedoch stets in Wandkonstruktionen integriert. Vor allem ist aber zu berücksichtigen, dass bei einem aktiven Lüftungselement eine gleichbleibende Durchströmung durch den eingebauten Ventilator sichergestellt wird. Bei passiven Lüftungselementen hängt die Durchströmung, neben dem Unterdruck an der Luftabsaugung vor allem davon ab, wie viel Luft durch geöffnete Fenster, Türen oder Leckagen von außen oder aus angrenzenden Räumen zuströmt.

Dementsprechend ist hier die geringe thermische Beeinflussung der Zuluft hauptsächlich auf den konstant hohen Volumenstrom und in geringerem Maße auf die gute thermische Ankopplung an den Raum zurückzuführen.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die Temperaturunterschiede zwischen Umgebungs- und Zuluft steigen mit zunehmender solarer Einstrahlung an der Fassade nur leicht an. Bei geringer Einstrahlung ist die Zuluft im Mittel 2,2 K wärmer als die Umgebungsluft, bei 500 W/m² ca. 3,4 K. Davon sind 1 bis 1,2 K auf die Abwärme des eingebauten Ventilatormotors zurückzuführen.

Der für ein besonntes Lüftungselement geringe Zuwachs der Ansaugtemperaturen bei starker solarer Einstrahlung lässt sich auf zwei Ursachen zurückführen:

Zum einen verhindert die reflektierende Oberfläche eine starke Erwärmung des Ansauggitters und damit der durchströmenden Luft.

Zum anderen ragt die Luftansaugung 5 cm aus der Fassadenebene heraus. Dadurch wird Luft aus einem etwas fassaden-ferneren und somit kühleren Bereich angesaugt und nicht direkt aus der aufgeheizten Grenzschicht.

Gestützt wird diese These durch das Auftreten von Zulufttemperaturen um 27 °C bei Grenzschichttemperaturen von über 31 °C (vgl. Abb. 127). Durch den hauptsächlich konvektiven Wärmeaustausch mit der Raumluft wäre eine Temperaturreduktion um 4 K bzw. 5 K (bei Berücksichtigung der Motorabwärme) bei einem so hohen Volumenstrom nicht erklärbar.

Ein weiteres Indiz ist die im zeitlichen Verlauf erkennbare Korrelation der Zulufttemperaturen mit den Umgebungs- und nicht mit den Grenzschichttemperaturen (vgl. Abb. 122).

3.5.6.3 APO23, Geschäfts- und Wohnhaus, Neheim

Der Auswertung liegen Messdaten aus dem Zeitraum vom 14.08.2007 bis zum 10.09.2007 zu Grunde.

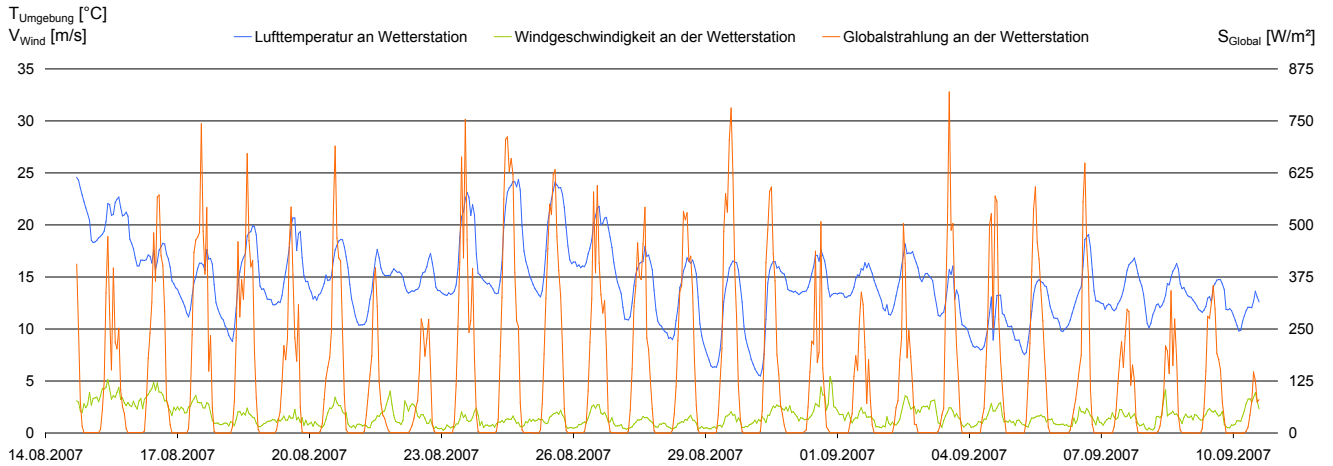


Abb. 132: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen, Windgeschwindigkeiten und Globalstrahlung im Messzeitraum.

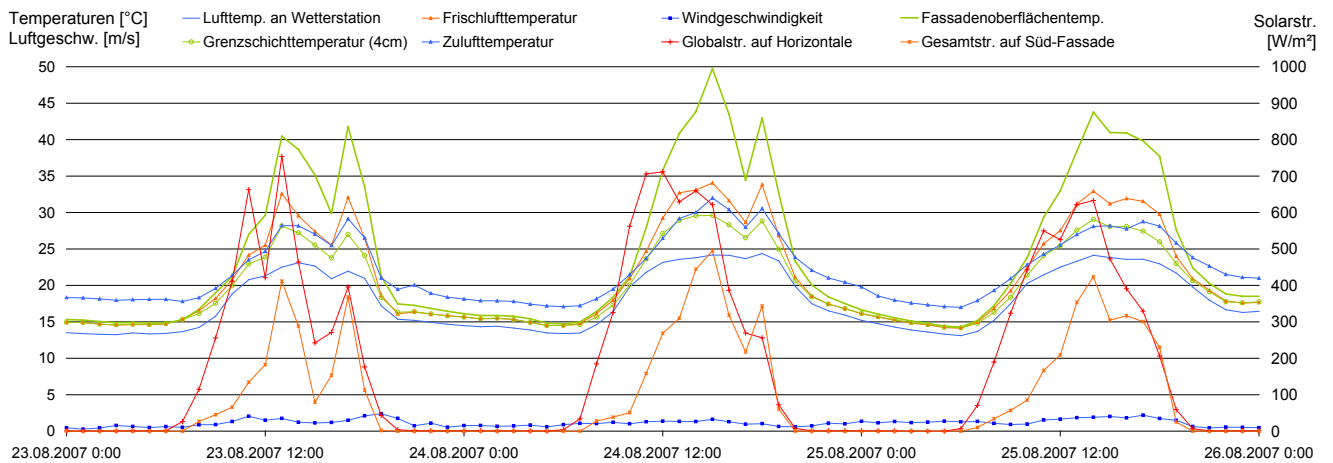


Abb. 133: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Globalstrahlungsintensitäten zwischen 650 und 700 W/m² und Windgeschwindigkeiten von 1 bis 2 m/s erwärmt sich die Fassadenoberfläche (graue Faserzementplatten) auf bis zu 50 °C. In Folge dessen übersteigt die Fassadengrenzschichttemperatur die Umgebungstemperatur um 5 K. Die angesaugte Frischluft ist, je nach solarer Einstrahlung und Windgeschwindigkeit, bis zu 5 K wärmer als die Grenzschicht. Die Zulufttemperaturen liegen bis zum frühen Nachmittag auf dem Niveau der Fassadengrenzschicht, übersteigen diese nachmittags jedoch um etwa 2 K. Nachts sind die Zulufttemperaturen 4 K und die Grenzschicht- und Fassadenoberflächentemperaturen 1 bis 1,5 K wärmer als die Umgebungsluft.

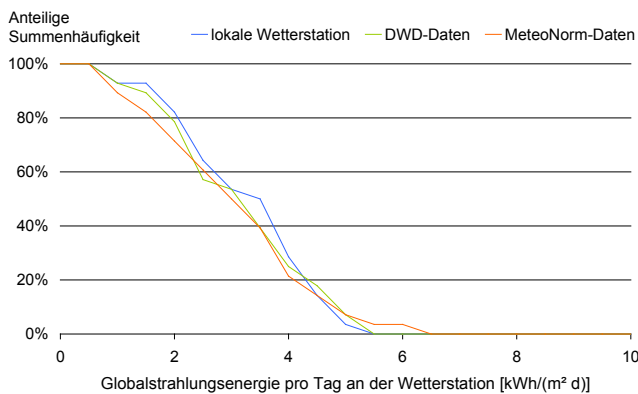


Abb. 134: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarenergie: An 29 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d). Die DWD- und Meteonorm-Daten spiegeln die lokalen Messdaten wieder.

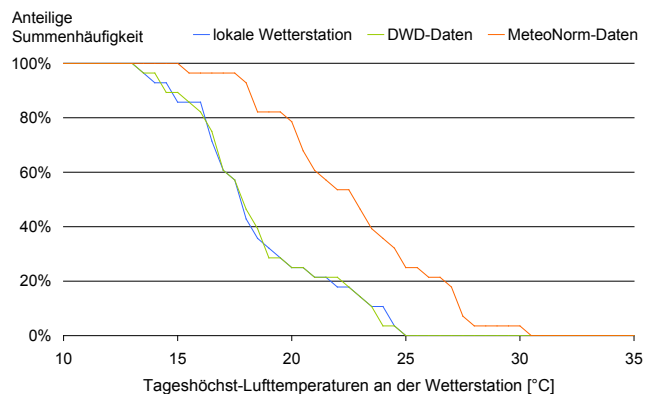


Abb. 135: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: Die Temperaturen blieben im Messzeitraum stets unter 25 °C. Die DWD-Temperaturen sind gleich, die Meteonorm-Temperaturen im Mittel 3 bis 4 K höher.

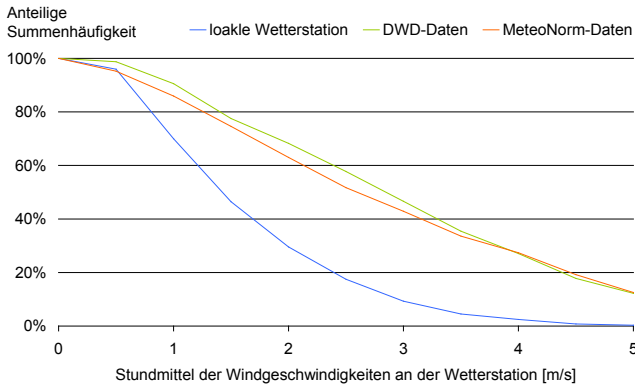


Abb. 136: Kumulierte Häufigkeit der mittleren Windgeschwindigkeiten: An der lokalen Wetterstation wurden während 30 % der Messzeit Windgeschwindigkeiten über 2 m/s gemessen. Die in freier Lage ermittelten DWD- und Meteonorm-Daten zeigen deutlich höhere Windgeschwindigkeiten.

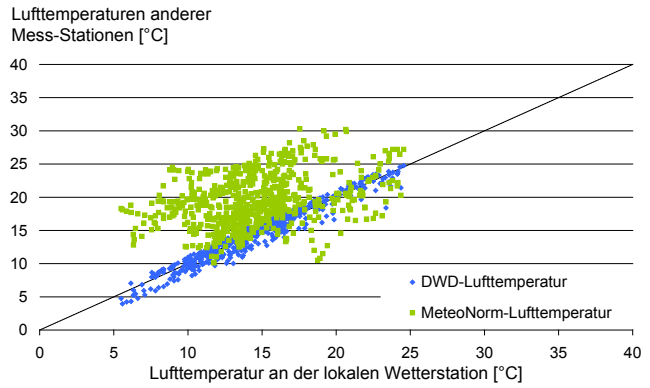


Abb. 137: Streuung der vom DWD und von Meteonorm gelieferten Lufttemperaturen um die lokal gemessenen: Die DWD-Daten streuen um +/- 1 K um die lokal gemessenen Temperaturen. Die auf mehrjährigen Mittelwerten beruhenden Meteonorm-Daten zeigen, dass die Temperaturen im Messzeitraum vergleichsweise niedrig waren.

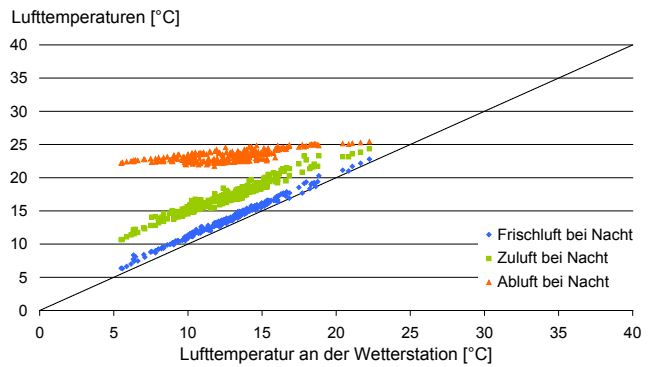
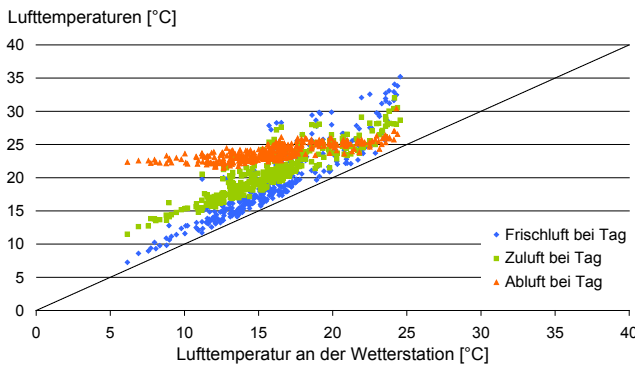
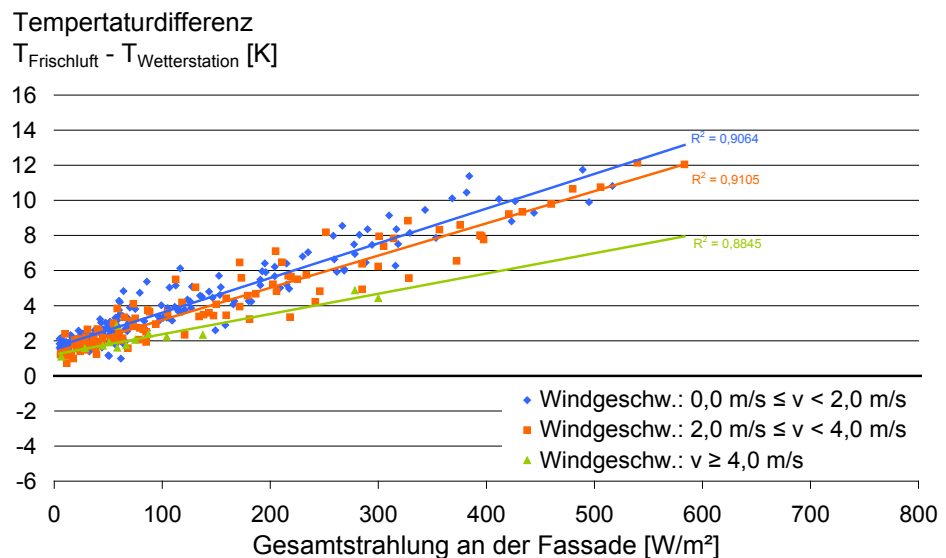


Abb. 138: Lufttemperaturen am untersuchten Raum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Bei hohen solaren Strahlungsintensitäten ist die aus der Fassadengrenzschicht angesaugte Luft um bis zu 10 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Beim Durchströmen der Fassade wird die Zuluft bei hohen Ansaugtemperaturen leicht gekühlt, bei niedrigen um etwa 3 K erwärmt. Nachts stellen sich ähnliche Zulufttemperaturen wie am Tage ein; Nachtlüftungseffekte lassen sich nicht erkennen. Daher ist anzunehmen, dass die Lüftungsanlage kontinuierlich im Tagbetrieb gearbeitet hat.

Abb. 139: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen: Es ist eine starke Korrelation zwischen der solaren Einstrahlung an der Fassade und der Erwärmung der angesaugten Luft zu erkennen. Während bei geringer Einstrahlung die Ansaugtemperatur im Mittel etwa 1,5 K über der Umgebungstemperatur liegt, erhöht sich der Temperaturunterschied mit steigender Strahlungsintensität auf bis zu 12 K. Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s reduzieren diesen Temperaturzuwachs um 1 K. Windgeschwindigkeiten über 4 m/s führen zu einer weiteren Reduktion; für eine quantitative Analyse liegen in dieser Geschwindigkeitsklasse jedoch zu wenige Messwerte vor.



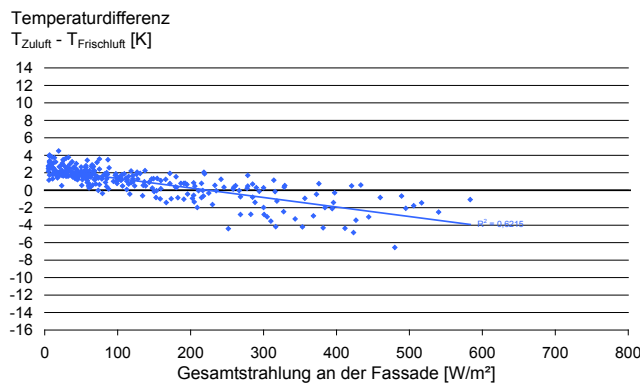


Abb. 140: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen des Lüftungselementes: Bei geringer Einstrahlung und niedrigen Ansaugtemperaturen wird die Luft um ca. 2,5 K erwärmt, bei starker solarer Einstrahlung und dementsprechend hohen Ansaugtemperaturen wird sie um bis zu 4 K abgekühlt.

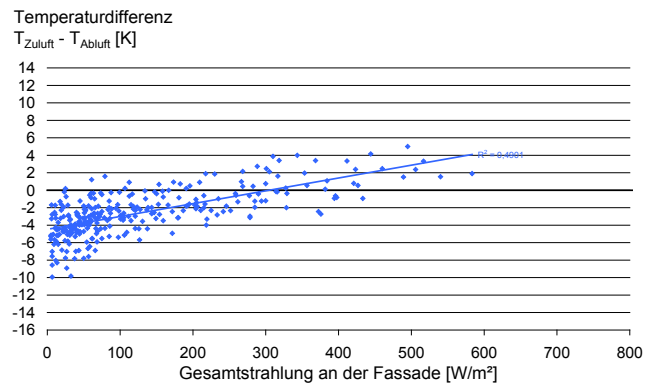


Abb. 141: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: Bei geringer Einstrahlung und kühler Witterung ist die Zuluft im Mittel 4 K kälter als die Raumluft, bei starker Einstrahlung und hohen Ansaugtemperaturen ist sie bis zu 6 K wärmer.

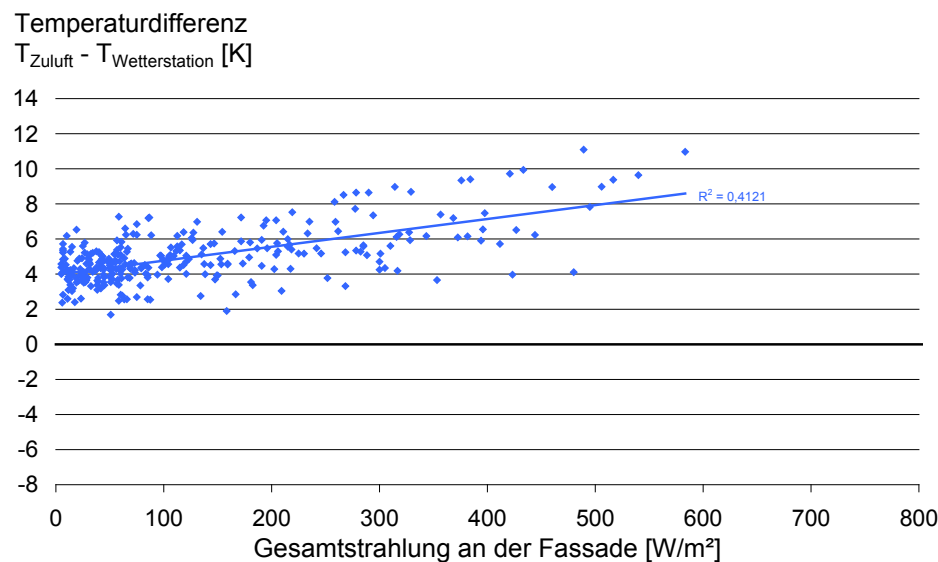


Abb. 142: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Es zeigt sich eine klare Korrelation zwischen dem Temperaturzuwachs und der solaren Strahlungsintensität an der Fassade: Bei geringer Einstrahlung bedingen die Grenzschichtwärmung und die Vorwärmung im Lüftungselement einen Temperaturzuwachs von zusammen 4 K. Bei 550 W/m² solarer Einstrahlung führen die Erwärmung der Frischluft an der Fassade und am Lochblech sowie die Abkühlung im Lüftungselement zu einem mittleren Temperaturzuwachs von 8,2 K.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 134 zeigt, traten an 8 der 28 Messtage hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungslufttemperaturen blieben stets unter 25 °C.

Abweichungen der Wetterdaten

Die zum Vergleich herangezogenen Daten vom Deutschen Wetterdienst stammen von folgenden Stationen:

- Temperaturdaten: Arnsberg-Neheim
- Winddaten: Werl (Distanz zum Messobjekt: 12 km)
- Strahlungsdaten: Bochum (Distanz zum Messobjekt: 52 km)

Der Vergleich der DWD-Daten mit den lokal gemessenen solaren Energieeinträgen und Lufttemperaturen zeigt eine gute Übereinstimmung. Die auf mehrjährigen Durchschnittswerten basierenden Meteonorm-Daten zeigen, dass die

Temperaturen im Messzeitraum deutlich unter dem Durchschnitt lagen (vgl. Abb. 135). Die am Gebäude gemessenen Windgeschwindigkeiten sind deutlich niedriger als die an der DWD-Wetterstation Werl bzw. die in den Meteoronorm-Daten. Ursache hierfür ist die hohe Bodenrauigkeit der eng bebauten Umgebung.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

Bei Gesamtstrahlungsintensitäten an der Fassade von 500 W/m^2 und Windgeschwindigkeiten um $1,5 \text{ m/s}$ erwärmt sich die aus grauen Faserzementplatten bestehende Fassadenoberfläche auf bis zu $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Dabei korreliert der zeitliche Verlauf der Oberflächentemperaturen direkt mit dem Verlauf der solaren Einstrahlung an der Fassade. Ursache hierfür ist die geringe thermische Speicherkapazität des Fassadenmaterials.

Auf Grund des stetig mit 1 bis 2 m/s wehenden Windes erwärmt sich die Grenzschicht trotz der hohen Oberflächentemperatur lediglich um maximal $5,5 \text{ K}$.

Fasadendurchtritt

Die Luft wird fassadenseitig durch ein Lochblech angesaugt, durchströmt anschließend einen ca. 10 cm tiefen Hohlraum und wird dann durch schalldämmende Lüftungselemente dem Raum zugeführt.

Der lange Luftweg bedingt eine starke thermische Beeinflussung der Zuluft. So wird die Luft bei geringer solarer Einstrahlung an der Fassade im Mittel um 3 K erwärmt und bei einer Strahlungsintensität von 600 W/m^2 um 4 K gekühlt (vgl. Abb. 140). Die geringe Streuung der Messwerte sowie die Aussage des Gebäudebetreibers, dass die Lüftung für die leer stehende Mieteinheit aktiviert war, deuten darauf hin, dass die Lüftungselemente kontinuierlich mit dem Volumenstrom für den Tagbetrieb durchströmt wurden.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die Zulufttemperaturen liegen im Mittel zwischen 4 K (bei geringer Solarstrahlung) und ca. 8 K (bei starker Solarstrahlung) über den Lufttemperaturen an der Wetterstation.

Dabei setzt sich der Temperaturanstieg bei geringer Einstrahlung aus der Ansaugung von fassadenseitig erwärmter Luft ($+1,5 \text{ K}$) und der Vorwärmung im Lüftungselement ($+2,5 \text{ K}$) zusammen. Hierbei ist zu beachten, dass der untersuchte Raum auf Grund der kühlen Witterung zeitweise beheizt wurde.

Bei starker solarer Einstrahlung bewirkten die hohen Ansaugtemperaturen ($+12 \text{ K}$) und die Kühlung im Lüftungselement (-4 K) den Temperaturanstieg. Die Streuung der Messwerte resultiert aus der Überlagerung von Außentemperaturschwankungen, Windeinflüssen und Effekten aus dem zeitweisen Heizbetrieb.

3.5.6.4 TRI-Haus, Geschäftshaus, Neheim

Der Auswertung liegen Messdaten aus dem Zeitraum vom 11.09.2007 bis zum 25.09.2007 zu Grunde.

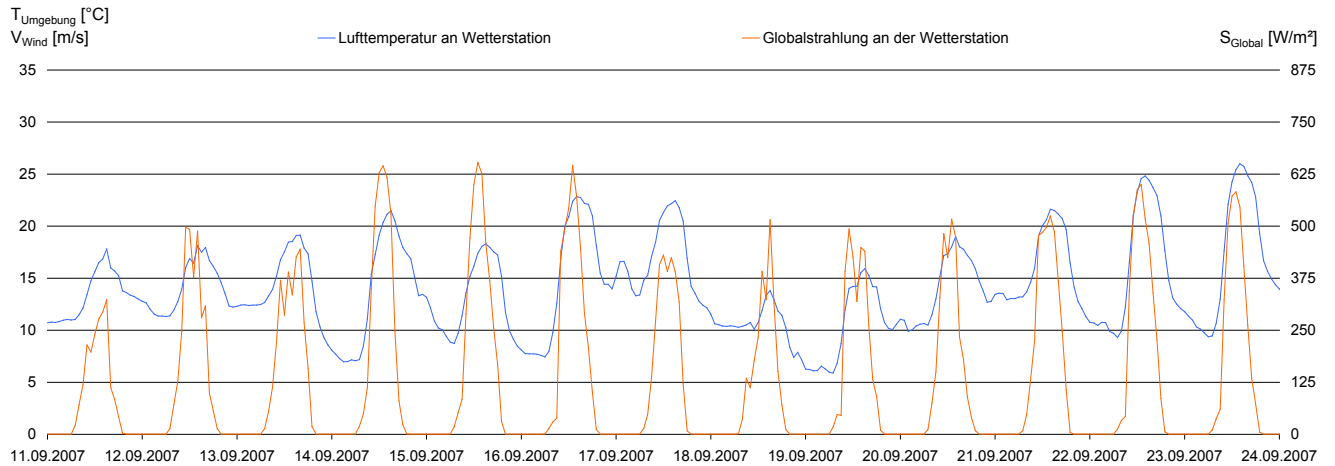


Abb. 143: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Messzeitraum.

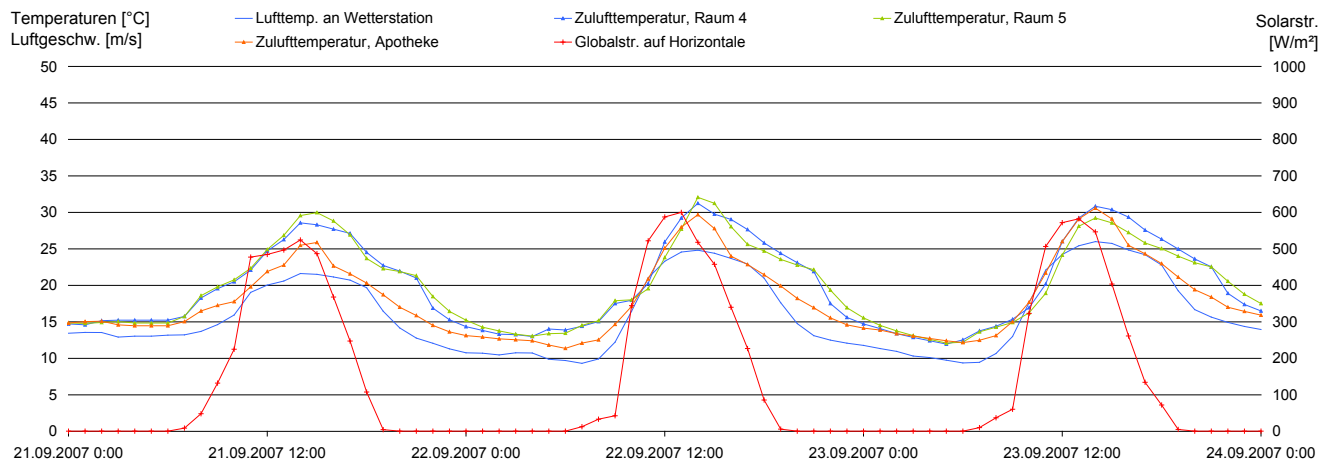


Abb. 144: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Globalstrahlungsintensitäten von 600 W/m^2 wurden in den untersuchten Räumen Zulufttemperaturen um $30 \text{ }^\circ\text{C}$ gemessen. Der zuerst geringe und ab 9:00 Uhr steile Anstieg der Globalstrahlung resultiert aus der Aufstellung der Wetterstation auf der westlichen Dachterrasse. Der Strahlungssensor war so bis etwa 9:00 Uhr durch das Penthouse bzw. der auf dem Penthousedach installierten Photovoltaik-Anlage verschattet.

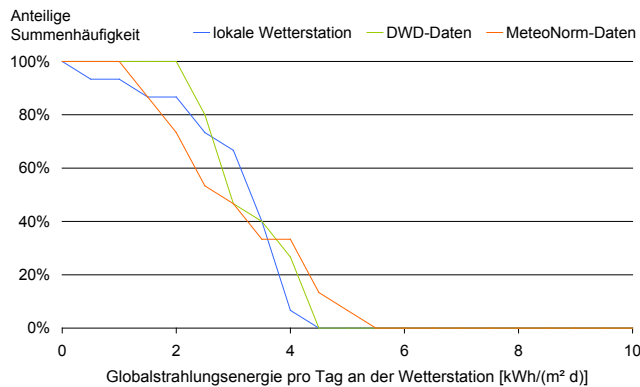


Abb. 145: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarenergie: Lediglich an 7 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag $4 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{-d})$. Die DWD- und Meteonorm-Daten weichen geringfügig von den lokalen Messwerten ab.

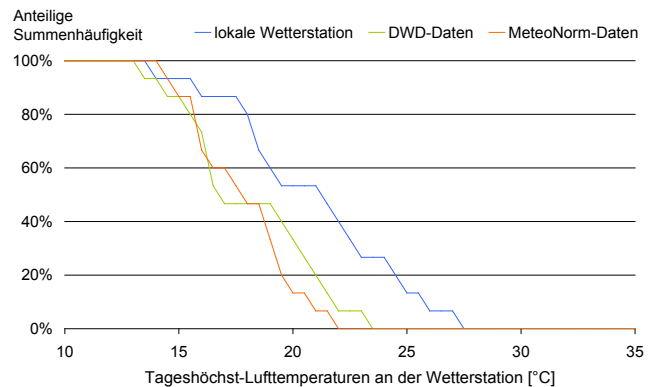


Abb. 146: Anteilige Summenhäufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An 13 % der Messtage traten an der lokalen Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über $25 \text{ }^\circ\text{C}$ auf. Die DWD- und Meteonorm-Daten weisen deutlich niedrigere Tageshöchsttemperaturen auf.

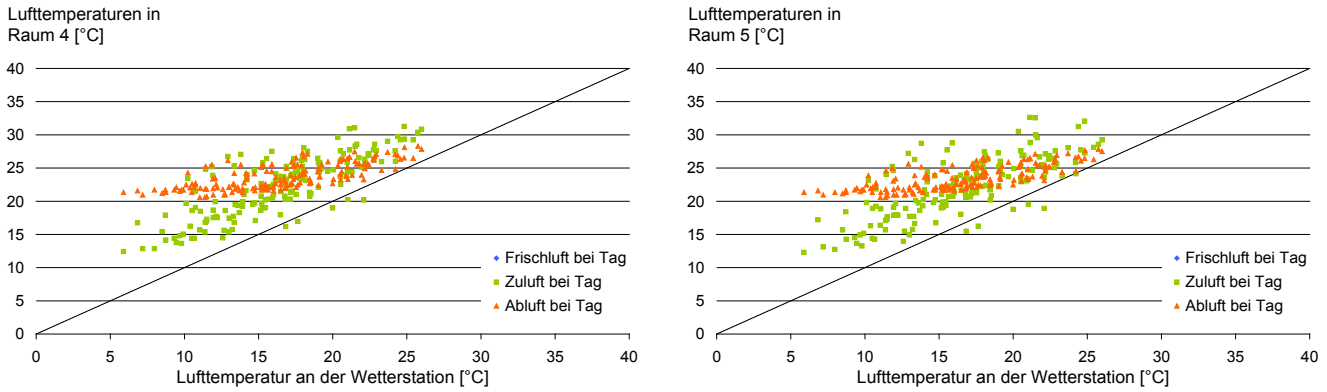


Abb. 147: Tagsüber gemessene Zu- und Ablufttemperaturen in zwei gleichgroßen Praxisräumen an der Süd-West-Fassade: In Raum 4 (links) wird die an der Fassade angesaugte Luft über einen leeren Brüstungskasten dem Raum zugeführt, in Raum 5 (rechts) ist der Brüstungskasten mit Latentwärmespeichern zur Kühlung der Zuluft ausgerüstet. Der Vergleich der beiden Grafiken zeigt ein identisches Temperaturverhalten in beiden Räumen. Eine Kühlwirkung durch die Latentwärmespeicherplatten ist nicht erkennbar: In beiden Räumen übersteigen die Zulufttemperaturen 30 °C, die Ablufttemperaturen erreichen 28 °C. Außerdem fallen die starke Streuung der Zulufttemperaturen und der starke Temperaturzuwachs gegenüber den Umgebungstemperaturen auf. All dies deutet darauf hin, dass die Zuluftelemente nicht durchströmt wurden.

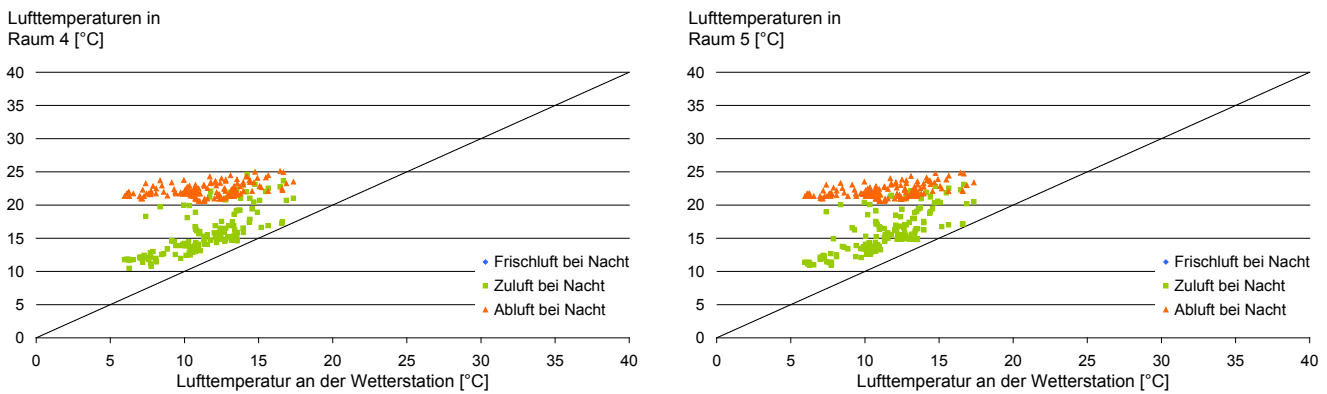


Abb. 148: Nachts gemessene Zu- und Ablufttemperaturen in zwei gleichgroßen Praxisräumen an der Süd-West-Fassade: Es ist, wie bei den über Tage gemessenen Temperaturen, kein Unterschied zwischen dem mit PCM-Platten im Zuluftstrom ausgerüsteten Raum (Raum 5, rechts) und dem Vergleichsraum ohne PCM-Speichern (Raum 4, links) erkennbar. Ohne solare Strahlungseinflüsse ist die Streuung der Messwerte deutlich geringer. Der Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Umgebung ist mit 2 bis 4 K größer als beim Verkaufsraum der Apotheke (s.u.) aber wesentlich kleiner als am Tage. Die Ablufttemperaturen variieren zwischen 20 und 25 °C.

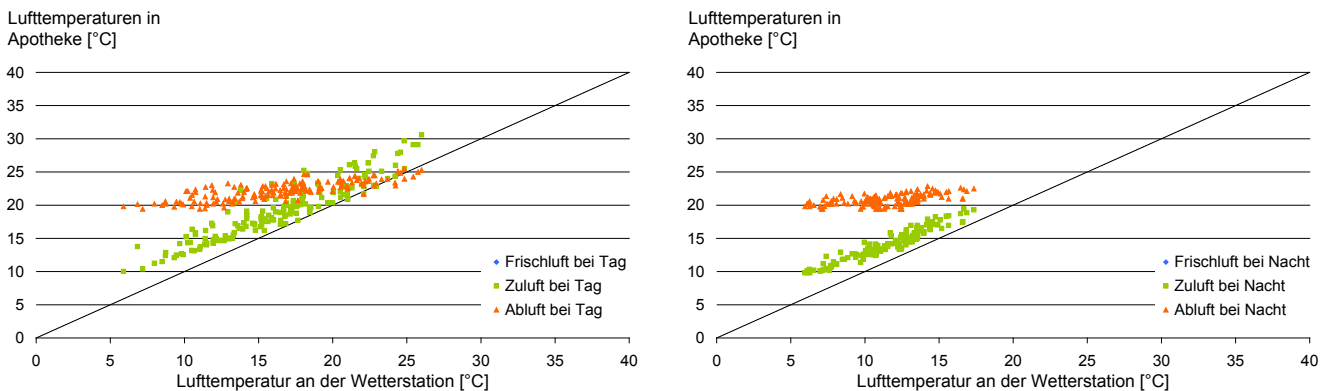


Abb. 149: Tagsüber (links) und nachts (rechts) gemessene Zu- und Ablufttemperaturen im Verkaufsraum einer Apotheke im Erdgeschoss: Bei Zulufttemperaturen um 30 °C steigen die Ablufttemperaturen auf maximal 25 °C. Dabei ist die Streuung der Messwerte geringer als bei den untersuchten Praxisräumen. Nachts beträgt der Temperaturzuwachs zwischen Zu- und Umgebungsluft 1 bis 3 K.

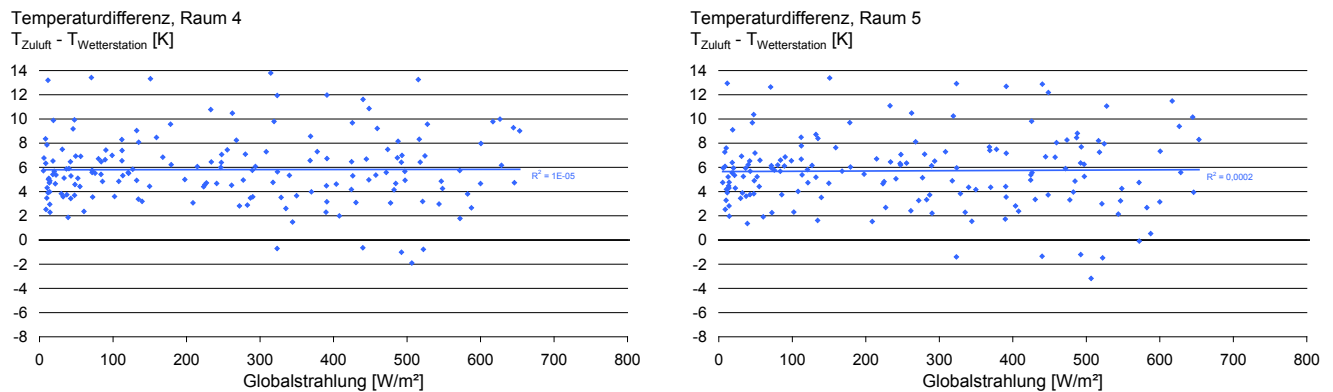


Abb. 150: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Umgebungsluft in den Praxisräumen: Es zeigen sich keine nennenswerten Unterschiede zwischen Raum 4 (links, ohne PCM) und Raum 5 (rechts, mit PCM im Zuluftweg): Unabhängig von der Globalstrahlung (gemessen an der Wetterstation auf der westlichen Dachterrasse) streuen die Temperaturzuwächse um einen Mittelwert von 6 K. Die extrem starke Streuung und die fehlende Korrelation zur solaren Einstrahlung deuten wieder darauf hin, dass die Zuluftelemente nicht durchströmt wurden.

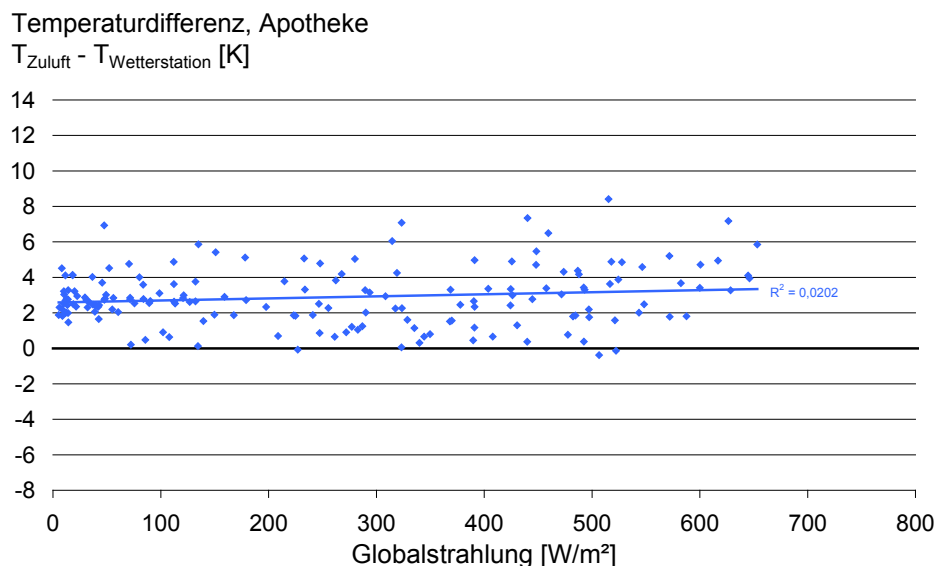


Abb. 151: Temperaturzuwachs der Zuluft im Verkaufsraum der Apotheke: Mit zunehmender solarer Einstrahlung nimmt der Temperaturunterschied im Mittel leicht, von 2,5 auf 3,4 K zu. Die Streuung ist dabei sehr hoch, aber geringer als in den Praxisräumen. Die geringe Korrelation zur Solarstrahlung ist auf die Anordnung des Lüftungselementes in der (nicht ganztäglich besonnten) Süd-West-Fassade und auf die zeitweise Verschattung durch einen Gebäudeüberhang bzw. umliegende Bebauung zurückzuführen. Bei geöffneter Tür zum Treppenhaus (vgl. Abb. 54) bzw. Ladentür kommt es (zeitweise) zu einer reduzierten Durchströmung der Lüftungselemente.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 145 zeigt, trat lediglich an einem der 15 Messtage ein hoher solarer Wärmeeintrag auf. Die Umgebungslufttemperaturen stiegen an 2 Messtagen über 25 °C, blieben aber stets unter 30 °C.

Abweichungen der Wetterdaten

Die zum Vergleich herangezogenen Daten vom Deutschen Wetterdienst stammen von folgenden Stationen:

- Temperaturdaten: Arnsberg-Neheim
- Winddaten: Werl (Distanz zum Messobjekt: 11 km)
- Strahlungsdaten: Bochum (Distanz zum Messobjekt: 52 km)



Abb. 152: Klein-Wetterstation zur Messung von Globalstrahlung und Lufttemperaturen auf der westlichen Dachterrasse.

Der Vergleich der lokal gemessenen solaren Energieeinträge mit den DWD- und Meteonorm-Daten zeigt eine annähernde Übereinstimmung (vgl. Abb. 145).

Die am TRI-Haus gemessenen Umgebungstemperaturen sind 2 bis 4 K höher als die der Vergleichsdaten (vgl. Abb. 146). Neben Stadtklima-Effekten und Einflüssen vom angrenzenden Werksgelände können Wärmestauereffekte durch verminderte Windanströmung an der Wetterstation nicht ausgeschlossen werden (vgl. Aufstellungsort der Wetterstation in Abb. 152).

Für eine abschließende Klärung erforderliche Vergleichsdaten aus der unmittelbaren Umgebung ließen sich nicht beschaffen.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

Hierzu liegt keine Analyse vor, weil am TRI-Haus keine Oberflächen-, Grenzschicht- oder Ansaugtemperaturen gemessen werden konnten (vgl. Abs. 3.5.4.4).

Fassadendurchtritt

In den Behandlungsräumen im 3. OG wird die Außenluft durch runde Lüftungsgitter angesaugt und durch ein Rohr einem raumseitig installierten Brüstungskasten zugeführt. Der Brüstungskasten im Raum 5 war zu Vergleichszwecken mit sechs PCM-Platten¹⁾ ausgerüstet. Die Luft verlässt die Brüstungskästen durch eine verschließbare Lochplatte auf der Oberseite (vgl. Abb. 154).

Weil der Brüstungskasten eine große, ungedämmte Oberfläche zum Raum aufweist und das große Volumen eine Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit und damit eine längere Aufenthaltsdauer der Luft im Brüstungskasten bedingt, wäre in Raum 4 eine starke Anpassung der Zuluft- an die Raumtemperatur zu erwarten.

In Raum 5 war eine signifikante Kühlung der Zuluft durch die PCM-Platten erwartet worden. Nachts sollte die direkte Anströmung mit kühler Außenluft zu einer vollständigen thermischen Entladung der PCM-Speicher führen. An warmen Tagen hätte dann die Zulufttemperatur, ähnlich wie bei den Untersuchungen am Messraum (vgl. Abs. 3.6.6.6 ff), bis zur Erschöpfung der Speicher auf 26 bis 27 °C begrenzt sein sollen.

Weil das thermische Verhalten der beiden Praxisräume nahezu identisch ist, ist davon auszugehen, dass die Zuluft tagsüber durch permanent offenstehende Türen über das Foyer aus dem Treppenhaus zugeströmt ist und nicht durch die dafür vorgesehenen Zuluftöffnungen in der Fassade. Mit Einsetzen der Nachtlüftung um 21:00 Uhr fallen die Zulufttemperaturen in beiden Räumen ab (vgl. Abb. 144). Dieses deutet daraufhin, dass während der Nachtlüftung, bei geschlossener Tür zum Treppenhaus, Luft durch die Fassadenöffnungen angesaugt wurde. Die anfänglich etwas höhere Zulufttemperatur in Raum 5 ist auf einen Wärmeaustrag aus den PCM-Speichern zurückzuführen. Gegen 3:00 Uhr haben sich die Zulufttemperaturen angeglichen; die PCM-Speicher sind dann vollständig entladen. Mit dem Abschalten der Nachtlüftung um 7:00 Uhr lässt die Durchströmung der Fassadenelemente wieder stark nach und die Zulufttemperaturen steigen stark bis knapp unter die Raumtemperatur an.

¹⁾ Zur Kühlung der Zuluft waren sechs PCM-Platten vom Typ DELTA-COOL24 eingebaut. Laut Hersteller liegt der Schmelzbereich zwischen 22 und 28 °C, die thermische Speicherkapazität beträgt 165 kJ/Platte [74].

In der Apotheke erfolgt die Außenluftansaugung über schallgedämmte Lüftungselemente, die bei hohen Sonnenständen durch einen Gebäudeüberhang verschattet werden. Der Anstieg der Zulufttemperaturen ähnelt vormittags dem in den Behandlungsräumen im 3. OG. Die Verschattung durch umliegende Bebauung führt in der Apotheke jedoch bereits ab 14 Uhr zu einem Temperaturabfall (vgl. Abb. 144).



Abb. 153: Fassadenseitige Luftansaugung der Apotheke im Erdgeschoss und der Obergeschosse.



Abb. 154: Raumseitige Zuluftöffnung in einem der untersuchten Praxisräume.



Abb. 155: Raumseitiger Zuluftauslass im Verkaufsraum der Apotheke.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Auf Grund mangelnder Durchströmung der Lüftungselemente in den Behandlungsräumen lassen sich für diese Räume keine Erkenntnisse gewinnen.

Beim Verkaufsraum der Apotheke ist eine schwache Korrelation zwischen der Globalstrahlung (gemessen an der Wetterstation) und dem mittleren Temperaturzuwachs zwischen Umgebungs- und Zulufttemperatur erkennbar. Die geringen Strahlungseinflüsse sind in der häufigen Verschattung des Lüftungselementes durch einen Gebäudeüberhang bzw. umliegende Bebauung begründet. Die starke Streuung der Messwerte in Abb. 151 resultiert aus der oft wechselnden Verschattungssituation am Lüftungselement, der verringerten Durchströmung bei geöffneten Türen (Ladentür bzw. Tür zum Treppenhaus, vgl. Abb. 54) und dem Bezug zur Globalstrahlung statt zur Gesamtstrahlung an der (Süd-West-) Fassade.

Der geringe mittlere Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Außentemperatur von 2,5 bis 3,4 K ist neben der Einbausituation der Lüftungselemente vermutlich auch auf Kühleffekte im Lüftungselement (insbesondere in Phasen mit reduzierter Durchströmung) zurückzuführen. Solche Kühleffekte lassen sich hier wegen fehlender Ansaugtemperatur-Messwerte nicht nachweisen, sie wurden jedoch an baugleichen Lüftungselementen bei APO23 (vgl. Abb. 140) und am REB-Gebäude (vgl. Abb. 164) beobachtet.

Möglicherweise wurden auch überhöhte Umgebungstemperaturen an der Wetterstation gemessen (vgl. Absatz „Abweichungen der Wetterdaten“ bzw. Abb. 146).



3.5.6.5 REB, Bürogebäude, Remscheid

Die Auswertung basiert auf den Mess-Daten einer Schönwetterphase vom 10.07.2008 bis zum 04.08.2008.

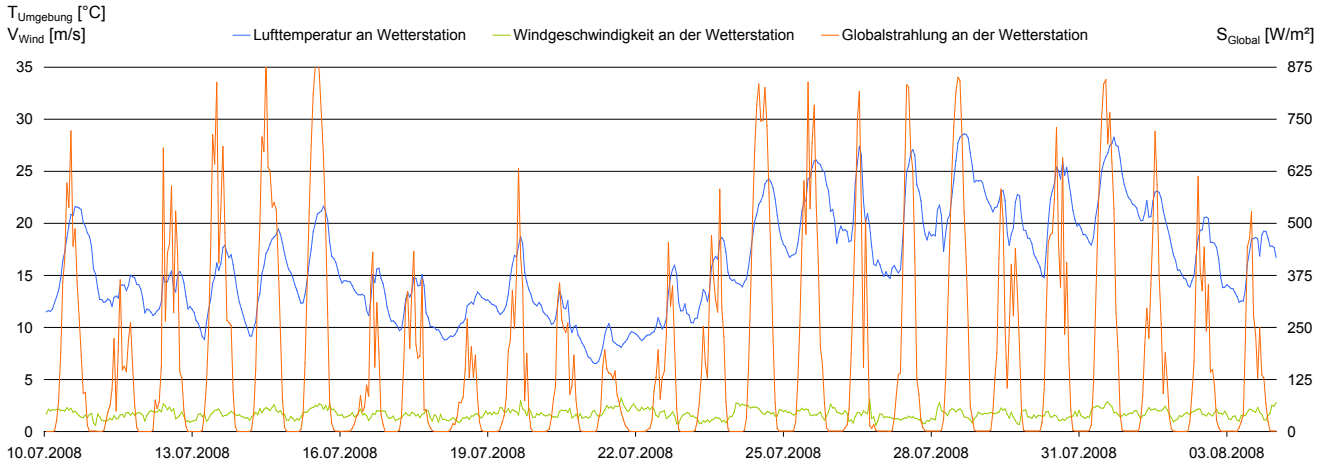


Abb. 156: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen, Windgeschwindigkeiten und Globalstrahlung im Auswertungszeitraum.

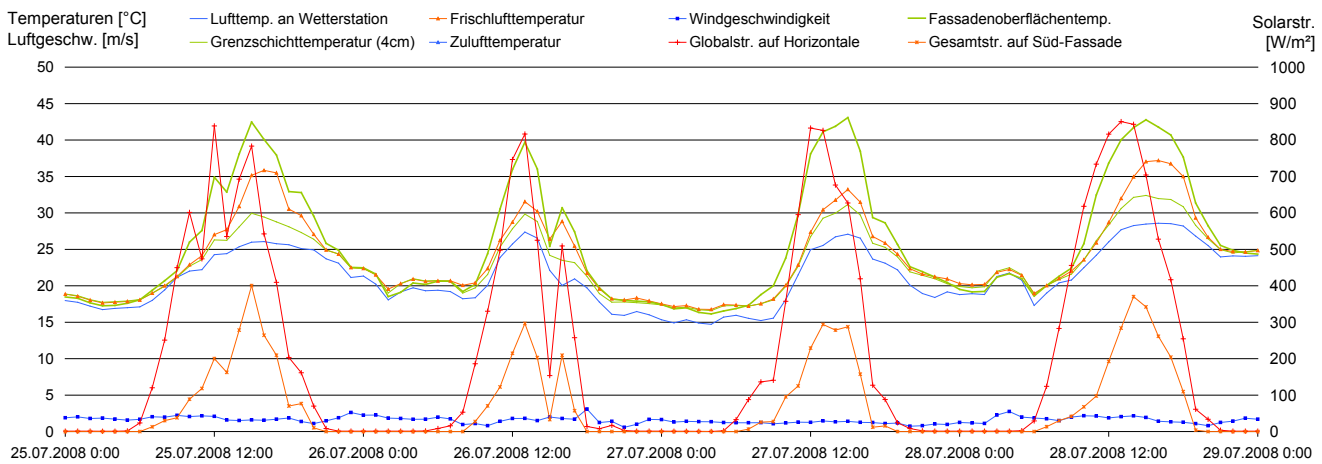


Abb. 157: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Globalstrahlungsintensitäten zwischen 800 und 850 W/m² und Windgeschwindigkeiten von 1 bis 2 m/s erwärmen sich die Polycarbonat-Platten der Süd-West-Fassade auf bis zu 43 °C. Die Grenzschichttemperatur (gemessen 4 cm vor der Fassadenoberfläche) ist 4 K und die Ansaugtemperatur bis zu 9 K höher als die Umgebungstemperatur. Der geringe Unterschied zwischen Ansaug- und Umgebungstemperatur am 26.07.2008 ist auf die Verschattung der Ansaugöffnung durch heruntergefahrne Jalousien zurückzuführen.

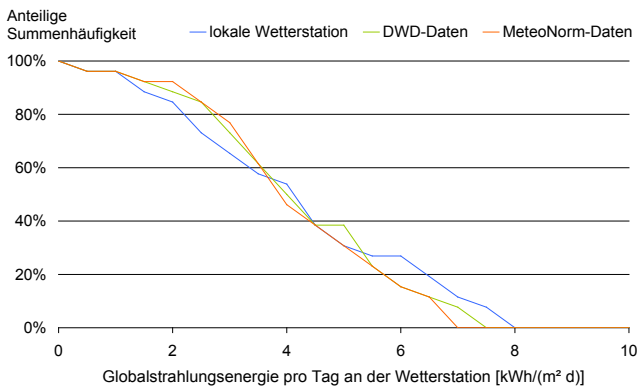


Abb. 158: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solar-energie: An 54 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d). Die DWD- und Meteororm-Daten weichen nur geringfügig von den lokal gemessenen Daten ab.

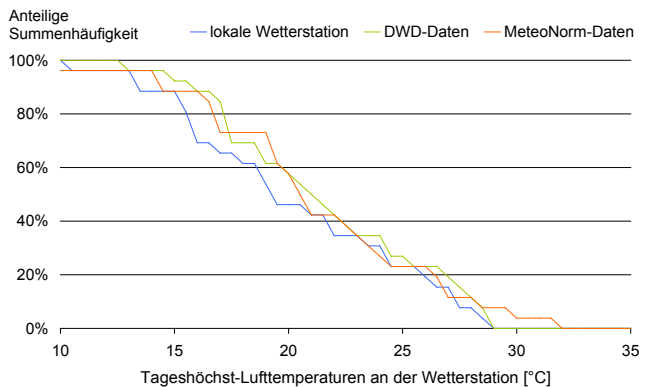


Abb. 159: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An 23 % der Messtage traten an der lokalen Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf. Die DWD- und Meteororm-Daten weichen geringfügig von den lokal gemessenen Daten ab.

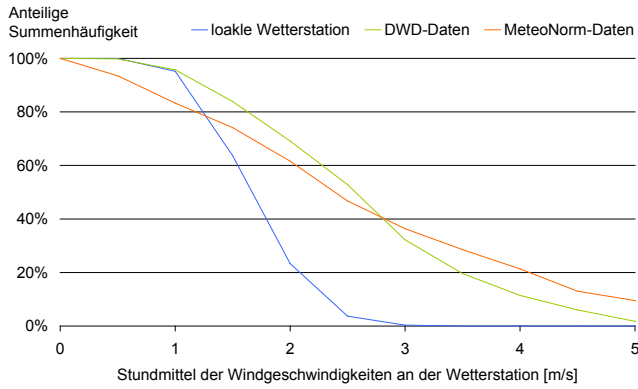


Abb. 160: Kumulierte Häufigkeit der mittleren Windgeschwindigkeiten: An der lokalen Wetterstation wurden während 23 % der Messzeit Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 3 m/s gemessen. Die DWD- und Meteonorm-Daten weisen wesentlich höhere Windgeschwindigkeiten auf.

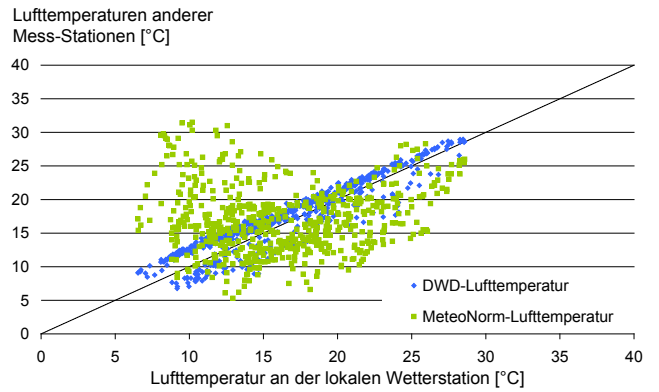


Abb. 161: Streuung der vom DWD und von Meteonorm gelieferten Lufttemperaturen um die lokal gemessenen: Die DWD-Daten streuen mit einer Bandbreite von etwa ± 3 K um die lokal gemessenen Temperaturen. Die Meteonorm-Daten weichen sehr stark ab.

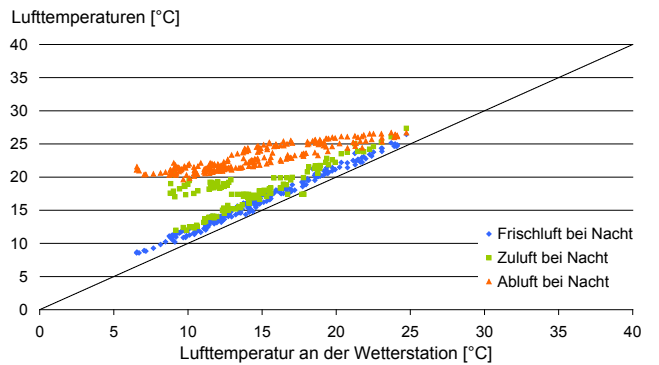
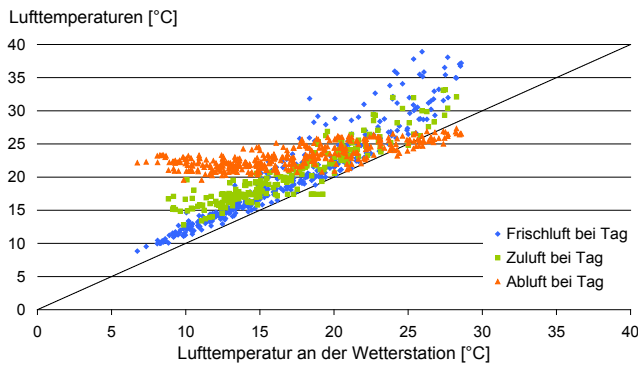


Abb. 162: Lufttemperaturen am untersuchten Raum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Bei starker solarer Einstrahlung erwärmt sich die angesaugte Frischluft an der Fassade bzw. an den Ansauggittern um bis zu 13 K. Beim Durchströmen der Zuluftkanäle bzw. des Lüftungselementes kühlt sie um 3 bis 4 K ab. Nachts (rechtes Diagramm) liegen die Ansaugtemperaturen etwa 1,5 K über den Umgebungstemperaturen. In der Luftzuführung und im Lüftungselement wird die Zuluft um 1 K erwärmt, sodass sie nachts mit einem Temperaturzuwachs von ca. 2,5 K in den Raum einströmt. Die während der Nacht zeitweise außergewöhnlich hohen Zulufttemperaturen bei Umgebungstemperaturen unter 15 °C sind auf das Abschalten der Lüftungsanlage und das damit einhergehende Verschließen der Lüftungselemente zurückzuführen.

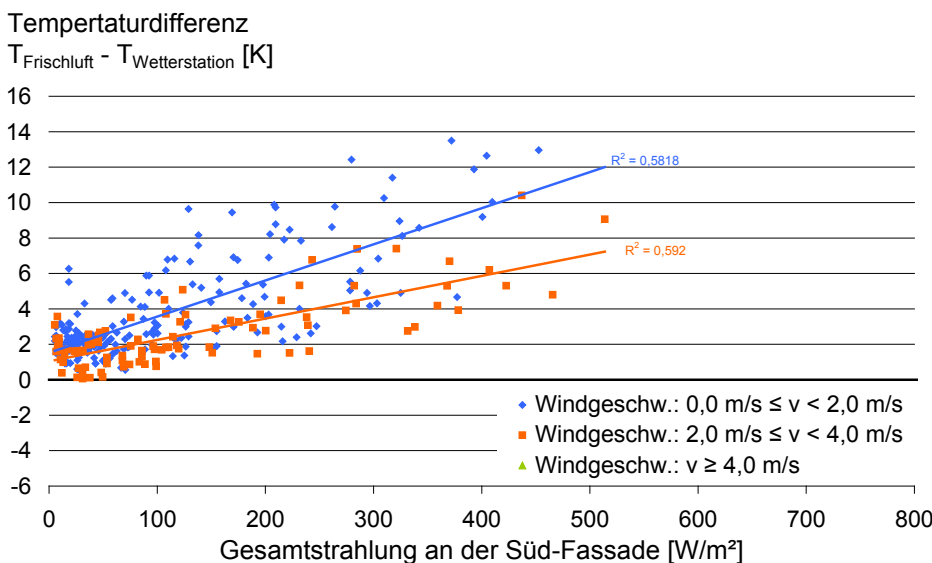


Abb. 163: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen: Es ist eine starke Korrelation zwischen der solaren Einstrahlung an der Fassade und der Erwärmung der angesaugten Luft zu erkennen. Während bei geringer Einstrahlung die Ansaugtemperatur im Mittel 1,5 bis 2 K über der Umgebungstemperatur liegt, erhöht sich der Temperaturunterschied mit steigender Strahlungsintensität auf bis zu 13 K. Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 3 m/s reduzieren den Temperaturzuwachs im Mittel um die Hälfte. Windgeschwindigkeiten über 3 m/s sind im Messzeitraum nicht aufgetreten (vgl. Abb. 160). Die starke Streuung resultiert aus der verminderten Durchströmung bei geöffneten Fenstern und Türen bzw. aus Verschattungseffekten bei heruntergefahrter Jalousie.

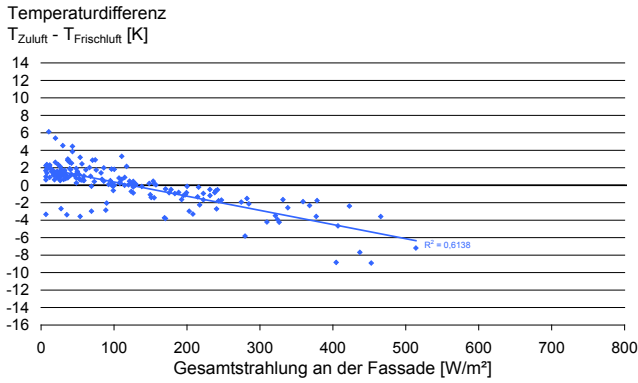


Abb. 164: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen der Fassade: Bei geringer Einstrahlung und niedrigen Ansaugtemperaturen wird die Luft um ca. 1 K erwärmt, bei starker Einstrahlung und dementsprechend hohen Ansaugtemperaturen wird sie um bis zu 4 K abgekühlt. Die vereinzelt auftretenden Messwerte mit noch höherer Abkühlung sind auf mangelnde Durchströmung der Lüftungselemente bei geöffneten Fenstern oder Türen zurückzuführen.

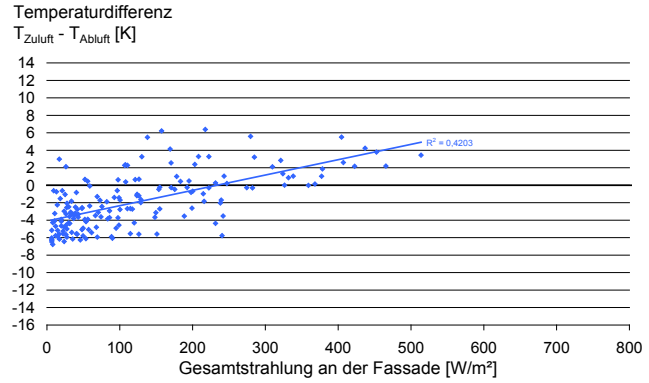


Abb. 165: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: Bei geringer Einstrahlung und kühler Witterung ist die Zuluft im Mittel 4 K kälter, bei starker Einstrahlung und hohen Ansaugtemperaturen ist sie bis zu 6 K wärmer als die Raumluft.

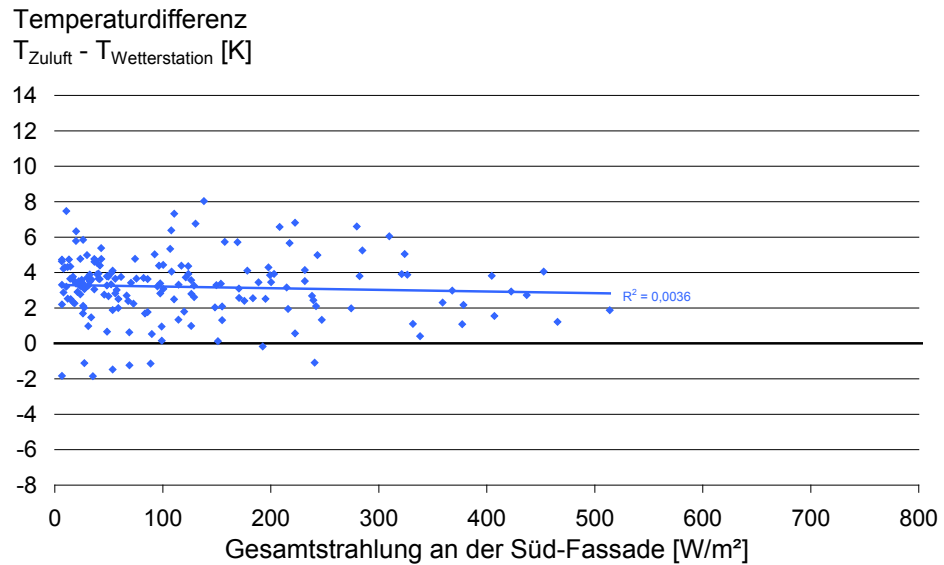


Abb. 166: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Die Zuluft ist im Mittel, unabhängig von der solaren Einstrahlung an der Fassade, etwa 3 K wärmer als die Umgebungsluft. Die starke Streuung der Messwerte resultiert aus der West-Orientierung der Ansauggitter (dadurch ist die Beeinflussung der Ansaug- bzw. Zulufttemperaturen bei gleicher Strahlungsintensität vormittags kleiner als nachmittags), der Verschattung des Ansaubereichs bei heruntergefahrenen Jalousie und verringerter Durchströmung der Zuluftelemente bei geöffneten Fenstern oder Türen.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 158 zeigt, traten an 14 der 26 Messtage hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungslufttemperaturen stiegen an sechs Messtagen über 25 °C, blieben aber stets unter 30 °C.

Abweichungen der Wetterdaten

Die zum Vergleich herangezogenen Daten vom Deutschen Wetterdienst stammen von folgenden Stationen:

- Temperaturdaten: Remscheid
- Winddaten: Essen (Distanz zum Messobjekt: 33 km)
- Strahlungsdaten: Bochum (Distanz zum Messobjekt: 33 km)

Der Vergleich der lokalen Wetterdaten mit den Daten vom DWD bzw. aus Meteororm zeigt gute Übereinstimmung bzgl. der solaren Energieeinträge und

Lufttemperaturen. Die am Gebäude gemessenen Windgeschwindigkeiten sind jedoch signifikant niedriger als an der DWD-Wetterstation Essen bzw. im Meteonorm-Datensatz.

Die Ursache hierfür liegt in der Gelände-Topographie: Das Gebäude steht an einem Nord-Ost-Hang zu einem schmalen Tal. Durch die umliegenden Berge ist der Gebäudestandort insbesondere gegen die vorherrschenden westlichen Winde geschützt. Bäume in unmittelbarer Nähe zum Gebäude bilden einen zusätzlichen Windschutz.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

Bei Strahlungsintensitäten an der Fassade von 300 bis 400 W/m² und Windgeschwindigkeiten zwischen 1 und 2 m/s erwärmt sich die Oberfläche der hellgrünen, transluzenten Polycarbonat-Stegplatten auf 40 bis 43 °C. Wegen der geringen thermischen Speicherkapazität des Fassadenmaterials korreliert der zeitliche Verlauf der Oberflächentemperaturen direkt mit dem Verlauf der solaren Einstrahlung an der Fassade (vgl. Abb. 157). Die Fassadengrenzschicht erwärmt sich unter den o.g. Bedingungen um maximal 4,5 K. Die vergleichsweise hohen Ansaugtemperaturen sind auf den hohen Absorptionsgrad der dunklen Ansauggitter und die geringe Durchströmung bei geöffneten Fenstern und Türen zurückzuführen. Die starke Streuung der Messwerte resultiert vor allem aus der unterschiedlichen Besonnung der west-orientierten Ansauggitter am Vor- und Nachmittag sowie der variierenden Durchströmung.

Fassadendurchtritt

Auf dem langen Weg der Zuluft durch die Fassade und das schalldämmende Lüftungselement sind starke Temperaturänderungen zu beobachten. So liegt die Zulufttemperatur an sonnigen Nachmittagen bis zu 4 K unter der Ansaugtemperatur. Neben der Bauform des Lüftungselementes trägt auch der langwellige Strahlungsaustausch des Lüftungselementes mit der großen kühlen Heizfläche zur Abkühlung der Zuluft (bzw. Erwärmung im Heizbetrieb) bei. Außerdem verstärkt die geringe Durchströmung bei geöffneten Fenstern und Türen die Ausbildung von Temperaturdifferenzen zwischen Ansaug- und Zuluftöffnung.

Die Anordnung der Ansauggitter in den west-orientierten Fensterlaibungen, die erst ab ca. 14:30 Uhr (Sommerzeit) direkt besonnt werden, führt bis 14:00 Uhr (Sommerzeit) zu Ansaugtemperaturen auf dem Niveau der Grenzschichttemperatur. Erst danach steigen die Ansaugtemperaturen in Folge direkter Besonnung der dunklen Fensterlaibungen bzw. der gleichfarbigen Lüftungsgitter deutlich über die Grenzschichttemperaturen der transluzenten Polycarbonat-Stegplatten an (vgl. Abb. 157). Die höchsten Ansaugtemperaturen treten an klaren Tagen jedoch erst zwischen 16 und 18 Uhr (Sommerzeit), d.h. am bzw. nach dem Ende der Arbeitszeit, auf (vgl. 28.7.2008 in Abb. 157).

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die Zuluft ist im Mittel ca. 3 K wärmer als die Umgebungsluft. Die Messwerte streuen jedoch sehr stark in einem Temperaturbereich von ca. ±3 K um diesen Mittelwert (vgl. Abb. 166). Eine Korrelation zur solaren Einstrahlung an der Fassade zeichnet sich nicht ab. Einerseits heben Kühleffekte in der Luftzuführung den strahlungsbedingten Temperaturzuwachs an der Fassade auf. Andererseits führen die asymmetrische Strahlungsverteilung über den Tag (durch die



Abb. 167: Luftansaugung und Zuluftelement im Rohbau. (Quelle: enob.info)



Abb. 168: Luftansaugung und durch Heizfläche verdecktes Lüftungselement im eingebauten Zustand.

Westorientierung der Ansaugöffnungen), die zeitweise Verschattung des Ansaugbereiches bei heruntergefahrener Jalousie, Windeinflüsse sowie die reduzierte Durchströmung der Zuluftführung bei geöffneten Fenstern und/oder Türen zur starken Streuung der Messwerte und somit zu einer Unschärfe in der Analyse.

¹⁾ Diese Zeitspanne ist für die Bewertung des thermischen Raumkomforts bzw. für die Leistungsfähigkeit der Nutzer ausschlaggebend, weil die Büros außerhalb der Arbeitszeit nicht genutzt werden.

In der Kernarbeitszeit¹⁾ (von 7 bis 16 Uhr) führt die Westorientierung der Ansaugöffnungen bei hohen Strahlungsintensitäten (ab 350 W/m², gemessen an der Süd-Fassade) nur zu einer geringen Erwärmung der Zuluft gegenüber der Umgebung von unter 3 K (vgl. Abb. 169). Nach 16 Uhr liegen die Zulufttemperaturen bei direkter Besonnung der Ansauggitter zeitweise bis zu 8 K über der Umgebungstemperatur. Die damit verbundenen Wärmeeinträge (vor allem in die angeblasene Heizfläche) werden durch die Nachtlüftung wieder abgeführt.

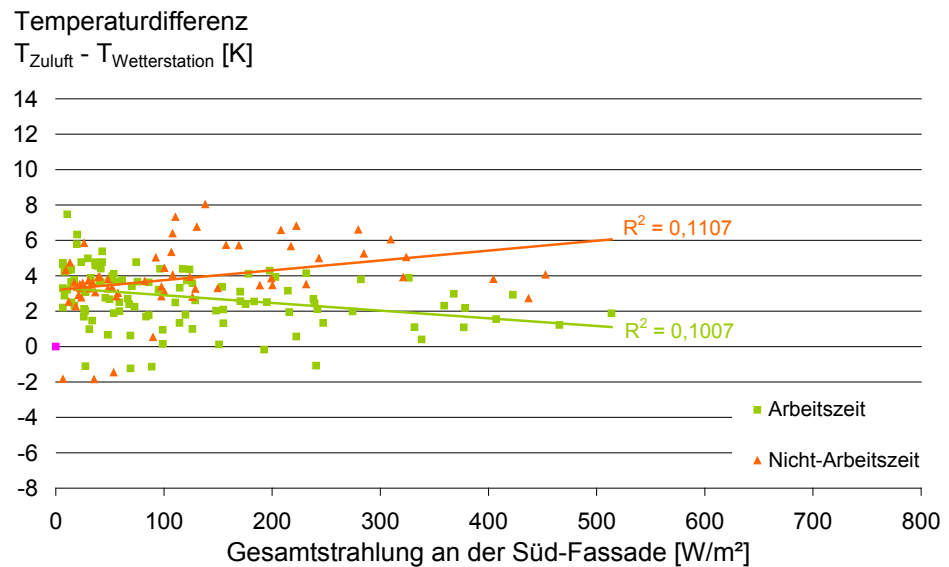


Abb. 169: Temperaturunterschied zwischen der Umgebung und der Zuluft, differenziert nach Arbeitszeit (7:00 bis 16:00 Uhr) und der Zeit, in der der Raum nicht genutzt wird.

3.5.6.6 KfW-Bank, Bürogebäude, Frankfurt a.M.

Der Auswertung liegen Messdaten aus dem Zeitraum vom 20.06.2008 bis zum 11.07.2008 zu Grunde.

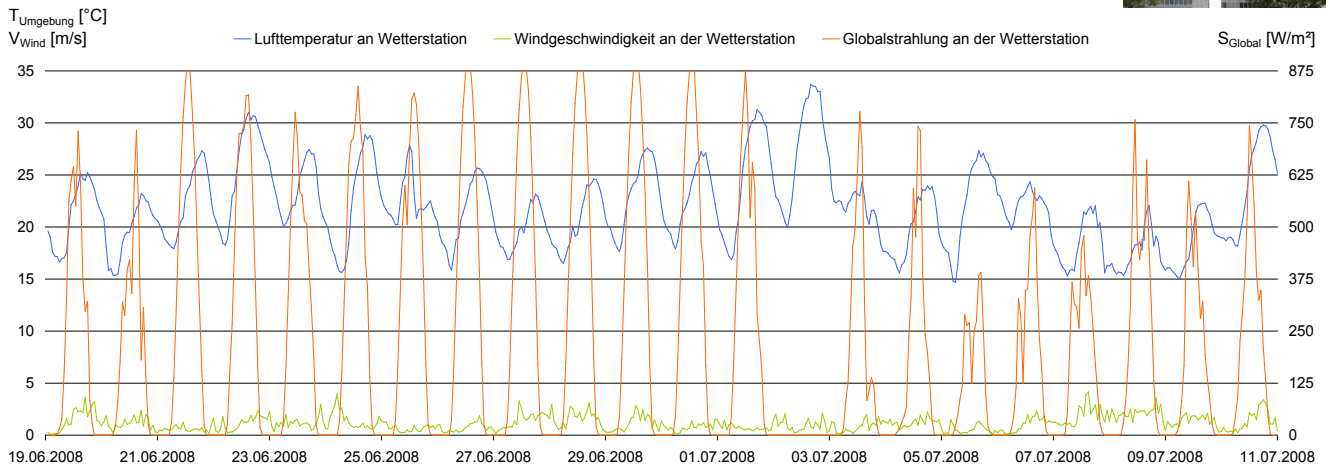


Abb. 170: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen, Windgeschwindigkeiten und Globalstrahlung im Messzeitraum.

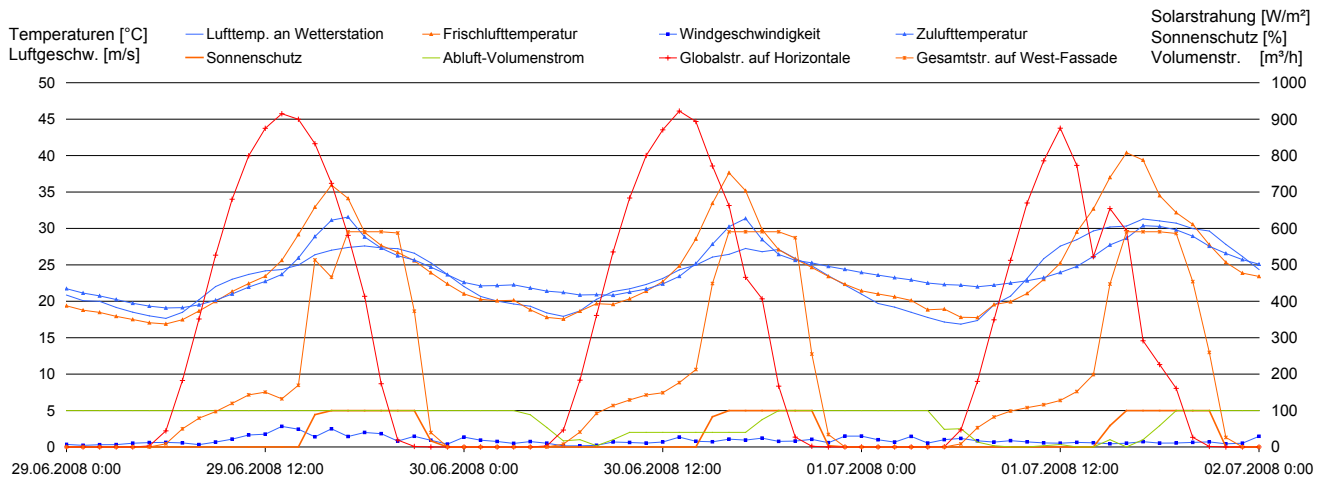


Abb. 171: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Gesamtstrahlungsintensitäten an der Fassade von über 590 W/m² (der Messbereich des Strahlungssensors endet bei 590 W/m²) führen zu Ansaugtemperaturen von 35 bis 40 °C und Zulufttemperaturen zwischen 30 und 31 °C. Die Sonnenschutznutzung korrespondiert direkt mit der Einstrahlung an der Fassade. Der starke Anstieg der Gesamtstrahlung ab 14:00 Uhr resultiert aus der West-Ausrichtung der untersuchten Fassade. Die Nachtlüftung ist nicht temperaturgeführt, so ist sie am Sonntag, den 29.06.2008, auch bei Umgebungstemperaturen über 30 °C eingeschaltet.

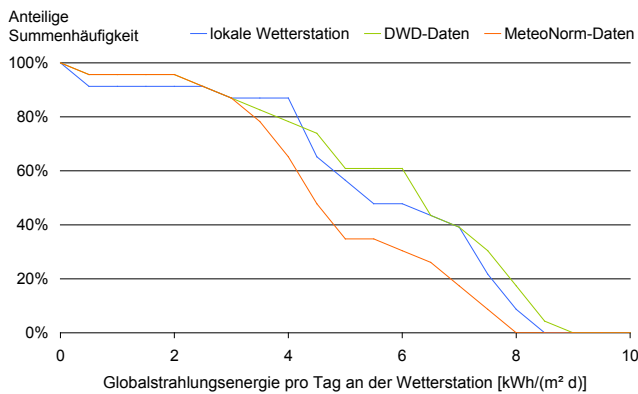


Abb. 172: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarenergie: An 87 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d). Die DWD-Daten sind ähnlich. Die Meteorolog-Norm-Daten zeigen, dass die solaren Energieeinträge im Messzeitraum etwas über dem mehrjährigen Durchschnitt lagen.

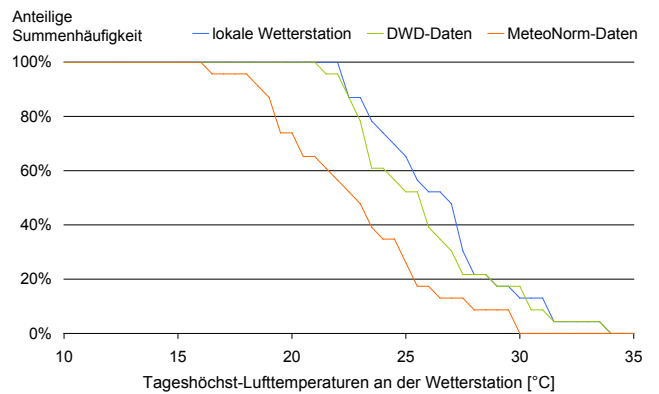


Abb. 173: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An 65 % der Messtage traten an der lokalen Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf. Während die DWD-Daten nur geringfügig abweichen, zeigen die Meteorolog-Norm-Daten, dass die Temperaturen über dem mehrjährigen Mittel lagen.

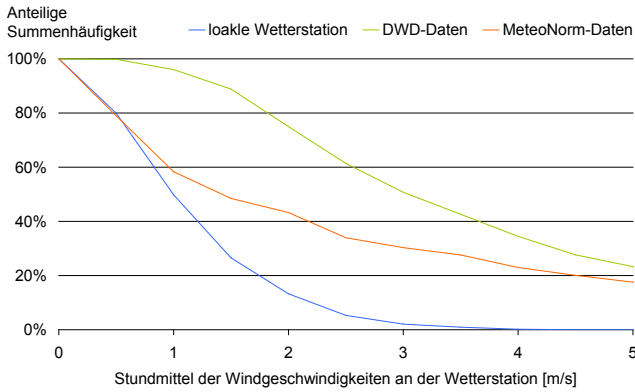


Abb. 174: Kumulierte Häufigkeit der mittleren Windgeschwindigkeiten: An der lokalen Wetterstation wurden während 13 % der Messzeit Windgeschwindigkeiten über 2 m/s gemessen. Die Vergleichsdaten vom DWD und von Meteonorm weichen, auch untereinander, stark ab.

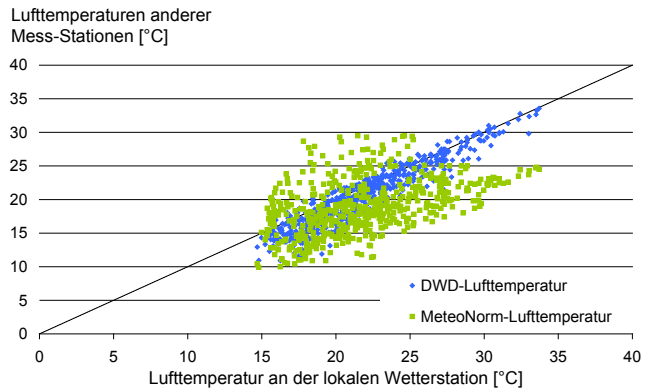


Abb. 175: Streuung der vom DWD und von Meteonorm gelieferten Lufttemperaturen um die lokal gemessenen: Die DWD-Daten streuen mit einer Bandbreite von +1 bis -4 K um die lokal gemessenen Temperaturen. Die Meteonorm-Temperaturwerte sind hauptsächlich noch niedriger.

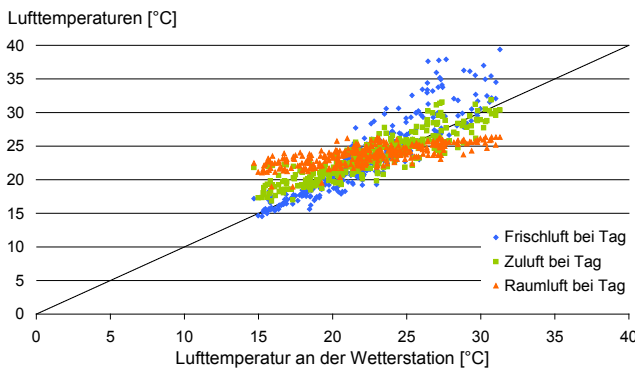


Abb. 176: Lufttemperaturen am untersuchten Raum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Bei starker solarer Einstrahlung erwärmt sich die Luft im Ansaugbereich der Lüftungselemente auf bis zu 40 °C bzw. 10 K über Umgebungstemperatur, die Zulufttemperaturen bleiben stets unter 32 °C. Dies ist auf Einflüsse aus der aktiven Raumkühlung zurückzuführen. Mittels Kühldecken werden die Raumtemperaturen auf ca. 26 °C begrenzt. Nachts liegen die Ansaugtemperaturen etwa 1 K unter den Lufttemperaturen an der Wetterstation. Die Zulufttemperaturen sind nachts bei kühler Witterung etwa 2 K höher als die Ansaugtemperaturen und bei warmer Witterung etwa 2 K niedriger.

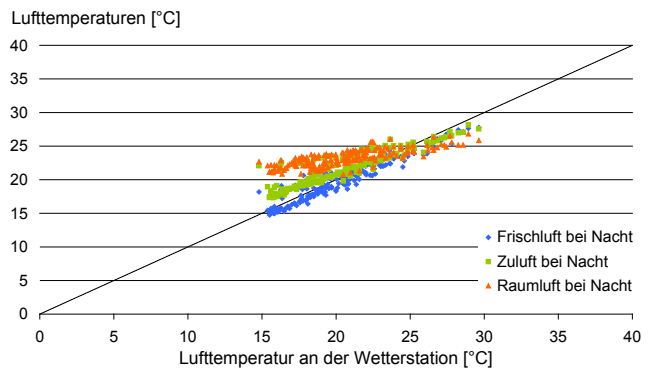
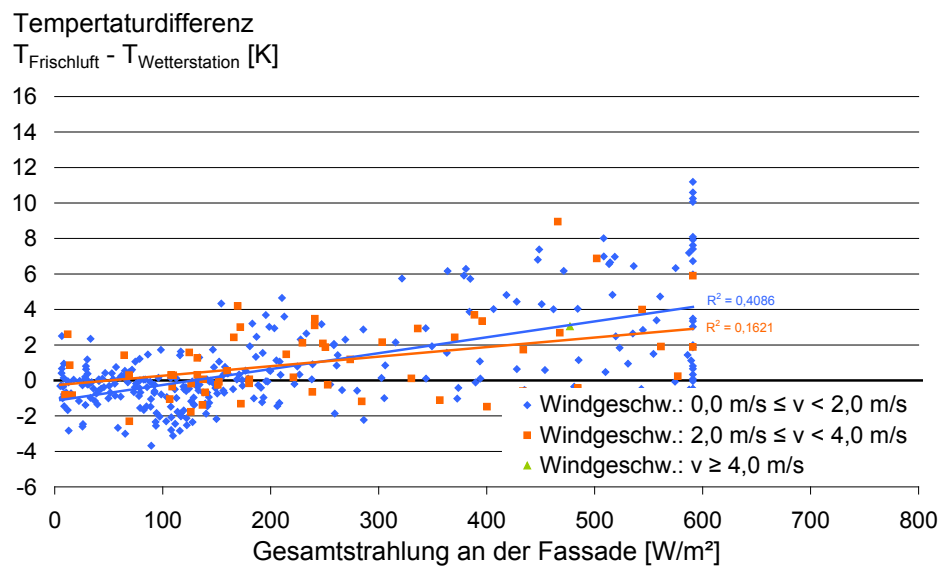


Abb. 177: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen: Es ist eine Korrelation zwischen der solaren Einstrahlung an der Fassade und der thermischen Beeinflussung der angesaugten Luft zu erkennen: Bei geringer Einstrahlung und niedrigen Windgeschwindigkeiten ist die angesaugte Luft bis zu 4 K kühler als die Luft an der Wetterstation. Bei höheren Windgeschwindigkeiten ist der Temperaturunterschied nur etwa halb so groß. Bei starker Einstrahlung kehrt sich das Prinzip um. Dann führen Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s im Mittel zu 1 K geringeren Ansaugtemperaturen.



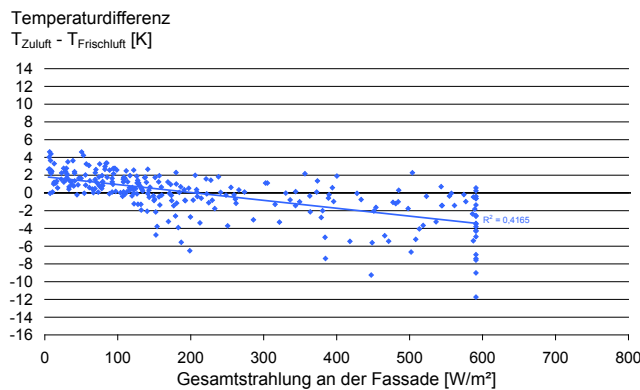


Abb. 178: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen des Lüftungselementes: Es ist eine starke thermische Beeinflussung der Luft erkennbar. Bei geringer Einstrahlung und niedrigen Ansaugtemperaturen wird die Luft um bis zu 4 K erwärmt; bei hohen Strahlungsintensitäten und Umgebungstemperaturen wird sie im Mittel um 4 K abgekühlt.

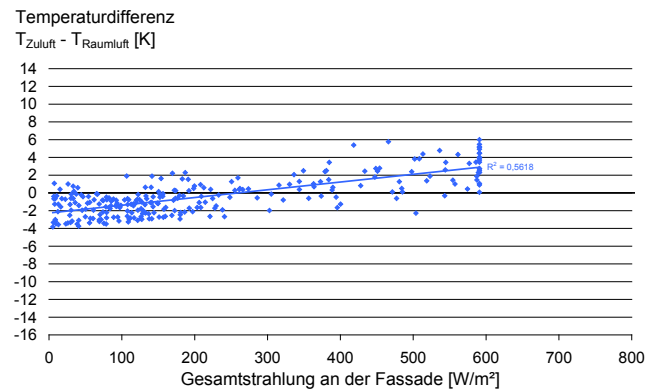


Abb. 179: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: In Folge der starken thermischen Beeinflussung der Zuluft im Lüftungselement (vgl. Abb. 178) treten zwischen Zu- und Raumluft geringe Temperaturunterschiede auf. Bei geringer Einstrahlung ist die Zuluft im Mittel 2 K kühler, bei starker Einstrahlung und hohen Ansaugtemperaturen 3 K wärmer als die Raumluft.

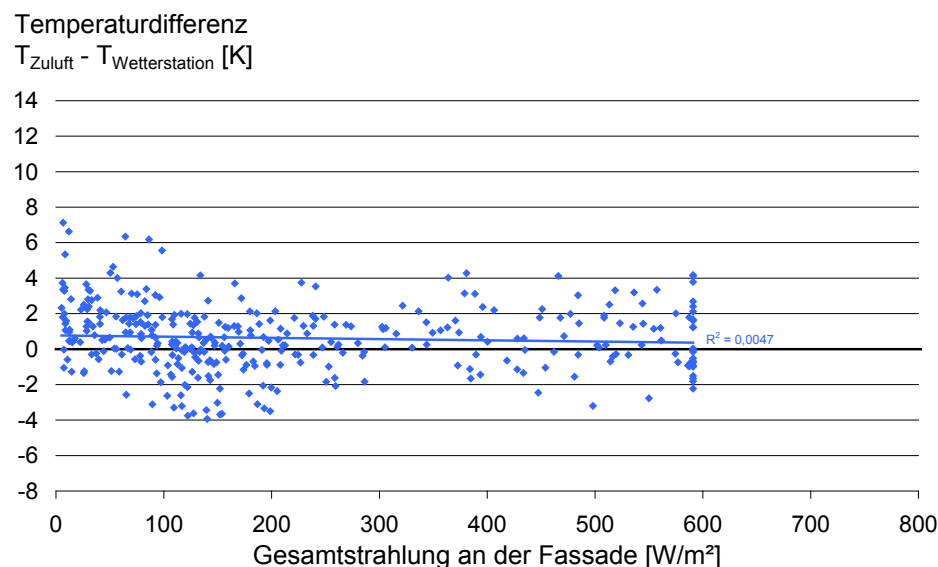


Abb. 180: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Im Mittel ist die Zuluft 0,5 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Eine Korrelation zur solaren Einstrahlung an der Fassade ist nicht erkennbar.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Vorbemerkung

Alle vier untersuchten Büroräume liegen auf der Westseite des Gebäudes im 5. OG. Weil die Messwerte dementsprechend nur geringe Abweichungen aufweisen, werden im Folgenden exemplarisch die Messergebnisse eines Raumes ausgewertet.

Witterung

Wie Abb. 172 zeigt, traten an 20 der 23 Messtage hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungslufttemperaturen stiegen an 15 Messtagen über 25 °C und an dreien über 30 °C.

Abweichungen der Wetterdaten

Die zum Vergleich herangezogenen Daten vom Deutschen Wetterdienst stammen von folgenden Stationen:

- Temperaturdaten: Frankfurt a.M.
- Winddaten: Frankfurt a.M.
- Strahlungsdaten: Geisenheim (Distanz: ca. 52 km)



Abb. 181: Haupthaus der KfW-Bank in Frankfurt. Der Dachbereich, auf dem die Wetterstation aufgestellt ist, wird von einer Glasbalustrade gesäumt. (Foto: Uni Karlsruhe)

An der lokalen Wetterstation wurden geringfügig niedrigere Globalstrahlungseinträge gemessen als an der DWD-Station Geisenheim (vgl. Abb. 172). Die auf dem Dach der KfW-Bank gemessenen Tageshöchsttemperaturen sind meist etwas höher als an der DWD-Station Frankfurt (vgl. Abb. 173).

Die Relation zu den Meteorolog-Norm-Daten zeigt, dass die Temperaturen im Messzeitraum deutlich über dem 20-jährigen Mittel lagen.

Die auf dem höchst gelegenen Dach gemessenen Windgeschwindigkeiten sind wesentlich geringer als die der DWD- bzw. Meteorolog-Norm-Daten (vgl. Abb. 174).

Ursache hierfür ist neben der erhöhten Bodenrauigkeit auf dem Frankfurter Stadtgebiet eine ca. 5 m hohe Glasbalustrade, die den Dachbereich umschließt und eine direkte Windanströmung der Wetterstation behindert. Die Windverschattung durch die Glasbalustrade begünstigt insbesondere bei starker solarer Einstrahlung und geringen Windgeschwindigkeiten die Ausbildung eines Warmluftbereiches im Umfeld der Wetterstation und verursacht so einen Teil der Temperaturunterschiede zur DWD-Station.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

Weil an den beweglichen Fassadentafeln kein Temperatur-Profil-Sensor montiert werden konnte, werden im Folgenden die Ansaugtemperaturen zur Charakterisierung der Fassade verwendet.

Die Erwärmung der angesaugten Luft gegenüber der Umgebungsluft nimmt mit steigender solarer Einstrahlung an der Fassade zu. Bei geringen Strahlungsintensitäten und niedrigen Windgeschwindigkeiten ist die fassadenseitig angesaugte Luft im Mittel 1 K kühler als die Umgebungsluft (vgl. Abb. 177).

Verursacht wird dies durch die nächtliche Auskühlung der Fassade, in deren Folge sich eine kalte Grenzschicht ausbildet. Bei höheren Windgeschwindigkeiten wird der Aufbau der Grenzschicht gestört, folglich gleichen sich dann Ansaug- und Umgebungstemperatur an.

Bei Gesamtstrahlungsintensitäten um 100 W/m^2 unterschreiten die Ansaug- die Umgebungstemperaturen um bis zu 4 K (vgl. Abb. 177). Dieser Effekt tritt vormittags auf, wenn der Dachbereich um die Wetterstation infolge direkter Sonneneinstrahlung bereits erwärmt ist, die West-Fassade aber noch verschattet ist.

Hohe Strahlungsintensitäten erwärmen die Fassade stark. In Folge dessen sind die Ansaugtemperaturen bis zu 8 K höher als die Umgebungstemperaturen.

Windgeschwindigkeiten über 2 m/s reduzieren die mittlere Differenz aus Ansaug- und Umgebungstemperaturen um bis zu 1 K.

Die starke Streuung der Messwerte deutet auf unterschiedlich starke Durchströmung des Lüftungselementes (z.B. auf Grund geöffneter oder geschlossener Fenster und Bürotüren) hin. Möglicherweise bildet sich auch bei geringer Windanströmung hinter den herabgefahrenen Sonnenschutzpaneelen ein Wärmestau aus¹⁾.

Fassadendurchtritt

Die Außenluft strömt durch motorisch verschließbare, passive Lüftungselemente oberhalb der Fenster in den Raum. Dabei wird die Lufttemperatur im Mittel bei geringer solarer Einstrahlung um 2 K erhöht und bei starker Einstrahlung um 4 K gesenkt (vgl. Abb. 178). Ursache hierfür ist trotz eines vergleichsweise kurzen Luftwegs im Lüftungselement der starke Wärmeaustausch mit dem durch Kühldecken aktiv gekühlten Raum. Raumwärme bzw. -kälte wird dem Lüftungselement durch einen Aluminium-Fensterrahmen und durch die angrenzenden Deckenpaneele aus Blech zugeleitet.

¹⁾ Für eine detaillierte Untersuchung reicht die Menge und Qualität der zur Verfügung stehenden Daten nicht aus (u.a. beeinflusst die Glasbalustrade die an der Wetterstation gemessenen Winddaten).

Bedingt durch die späte Besonnung der West-Fassade und durch die Kühlung im Lüftungselement bleiben die Zulufttemperaturen bis etwa 15:00 Uhr (Sommerzeit) unter 26 °C. Gegen 18:00 Uhr (Sommerzeit) treten Höchsttemperaturen zwischen 30 und 32 °C auf (vgl. Abb. 171).

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die Unterschiede zwischen der auf dem Dach gemessenen Umgebungstemperatur und der Zulufttemperatur streuen im Messzeitraum stark um einen Mittelwert von 0,5 K (vgl. Abb. 180). Eine Korrelation zur solaren Einstrahlung an der Fassade ist nicht erkennbar.

Die starke Streuung der Messwerte ist auf eine Kombination folgender Effekte zurückzuführen:

- Die variierende Leistung der Kühldecke führt im Lüftungselement zu unterschiedlich starken Kühleffekten.
- Der Dachbereich um die Wetterstation wird bei klarem Himmel bereits kurz nach Sonnenaufgang direkt besonnt und erwärmt sich daher schneller als die bis 15:00 Uhr (Sommerzeit) verschattete West-Fassade.
Gegen Abend kehren sich mit dem Absinken der Sonne die Strahlungsverhältnisse um: Durch den flacheren Einfallswinkel nimmt die Strahlungsintensität an der Fassade zu, während sie an der horizontalen Dachebene abnimmt; ab 17:00 Uhr ist die Einstrahlung auf die West-Fassade deutlich stärker als auf die Dachfläche.
- Bei geöffneten Fenstern und/oder Türen schwächt sich die Durchströmung des Lüftungselementes ab, sodass die thermischen Einflüsse aus dem (gekühlten) Raum am Temperatursensor dominant werden.
- Die Glasbalustrade um den Dachbereich führt zu einer Windverschattung und begünstigt damit bei geringen Windgeschwindigkeiten (< 0,6 m/s) die Ausbildung eines Warmluftbereiches um die Wetterstation. Bei hohen Windgeschwindigkeiten (> 2 m/s) tritt der Effekt nicht auf. Dadurch verstärken variierende Windgeschwindigkeiten die Streuung der Messdaten.



3.5.6.7 SIC, Mehrzweckgebäude, Freiburg

Die Messkampagne dauerte vom 26.07.2008 bis zum 10.10.2008. Dabei wurden bis zum 25.08.2008 Untersuchungen an der Süd-Ost-Fassade und anschließend an der Nord-West-Fassade durchgeführt.

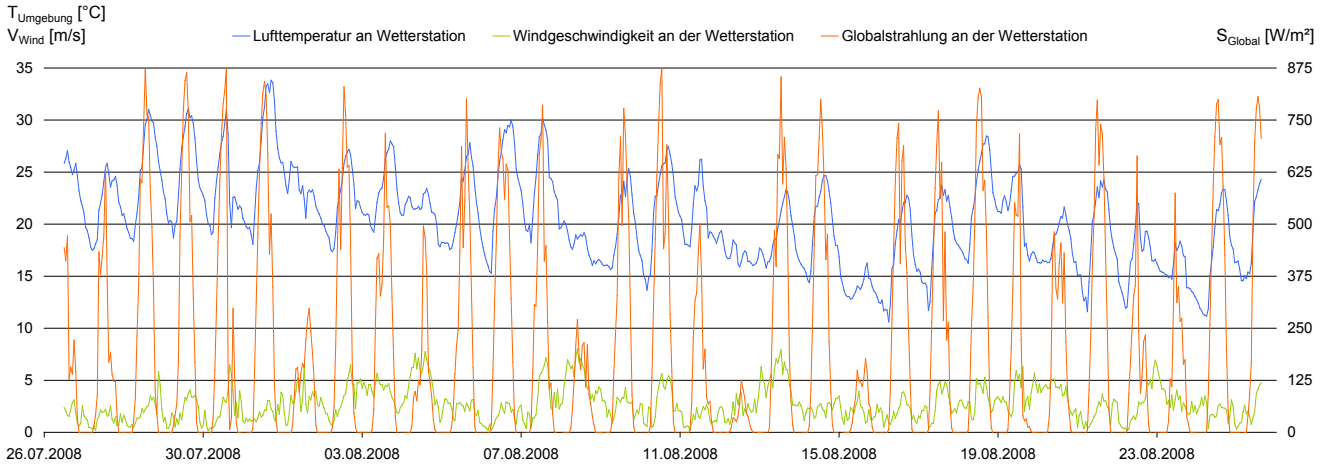


Abb. 182: Zeitlicher Verlauf relevanter Wetterdaten während der Untersuchungen an der Süd-Ost-Seite des SIC.

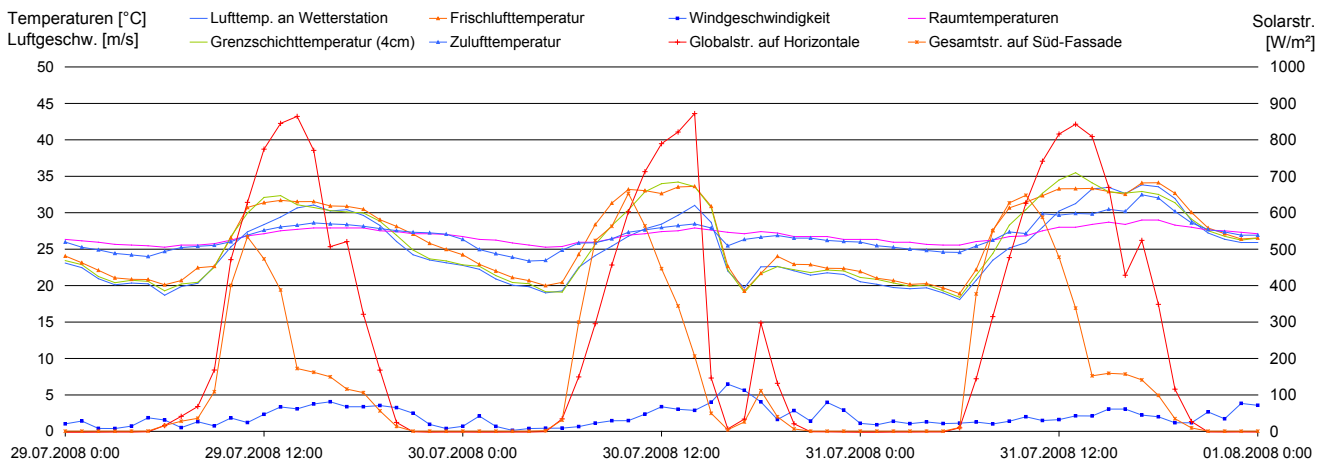


Abb. 183: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen an der Süd-Ost-Fassade während einer Schönwetterphase: Bei Gesamtstrahlungsintensitäten um 650 W/m^2 und Windgeschwindigkeiten von $1,5$ bis 2 m/s erwärmt sich die Fassadengrenzschicht bis $13:00$ Uhr auf maximal $35 \text{ }^\circ\text{C}$. Ab $14:00$ Uhr (entspricht $15:00$ Uhr Sommerzeit), wenn die Fassade nicht mehr direkt besonnt wird, nähert sich die Grenzschichttemperatur der Umgebungstemperatur an. Die Ansaugbereiche erwärmen sich vormittags, bei wenig Wind und direkter Besonnung der vorgelagerten Jalousiekästen, schneller als die Grenzschicht an der noch kühlen Fassade. Dabei treten Temperaturunterschiede bis zu 3 K auf. Ab ca. 10 Uhr flacht der Temperaturanstieg im Ansaugbereich signifikant ab, während die Grenzschichttemperatur bis 13 Uhr weiter ansteigt und dabei die Ansaugtemperatur zeitweise um 1 bis 2 K übersteigt.

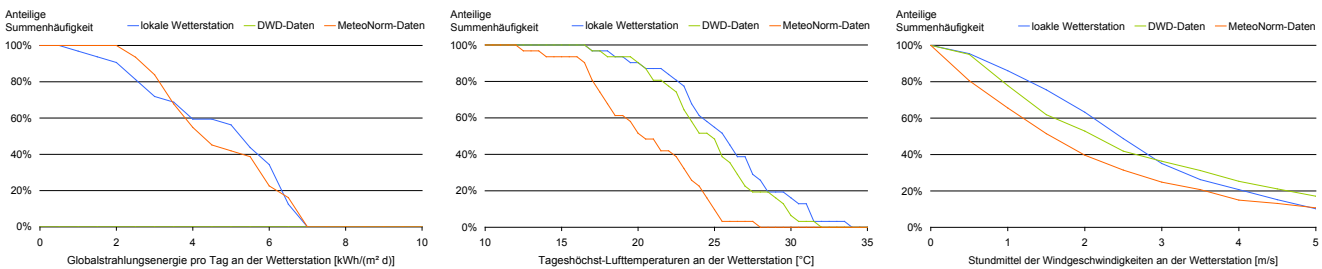


Abb. 184: Kumulierte Wetterdaten der Messung an der Süd-Ost-Fassade: Der solare Energieeintrag überschritt an 18% der Messtage $4 \text{ kWh/(m}^2 \cdot \text{d)}$. (Der DWD konnte auf Grund eines Sensordefekts keine Vergleichswerte liefern). Die Tageshöchsttemperaturen überstiegen an 55% der Messtage $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Dabei wurden am SIC etwas höhere Umgebungstemperaturen als an der DWD-Station gemessen. Die von Meteonorm gelieferten Temperaturen sind markant niedriger als die gemessenen. Die lokalen Windgeschwindigkeiten überschritten während 63% der Messzeit 2 m/s . Sie weichen geringfügig von denen des DWD ab. Die Meteonorm-Daten zeigen, dass die Windgeschwindigkeiten etwas über dem mehrjährigen Mittel lagen.

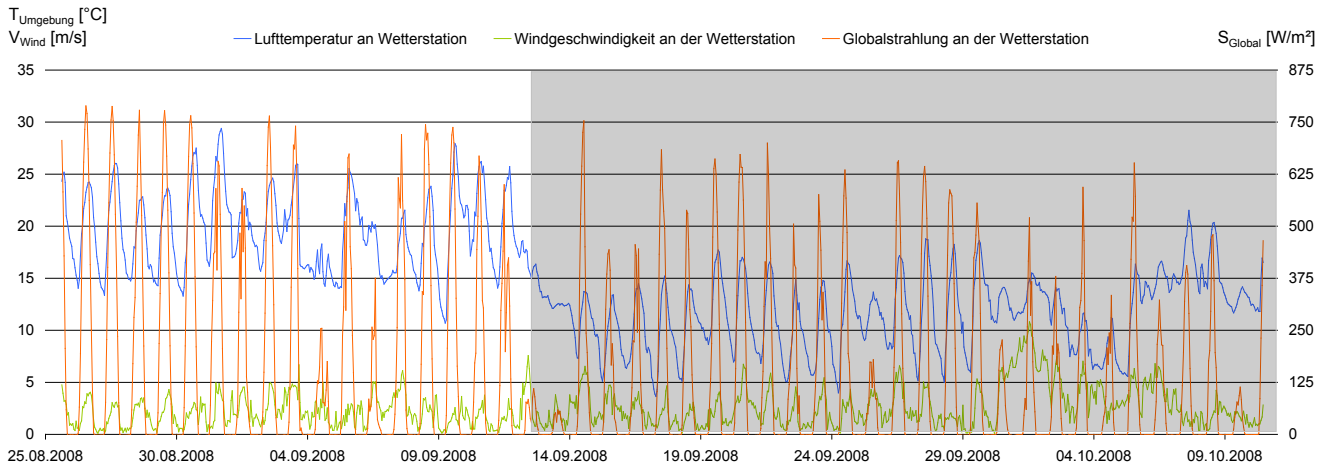


Abb. 185: Zeitlicher Verlauf relevanter Wetterdaten während der Untersuchungen an der Nord-West-Fassade des SIC. In den Auswertungen werden vornehmlich die Messwerte bis einschließlich des 12.09.2008 berücksichtigt, weil der Heizbetrieb in der anschließenden kalten Witterungsphase (grau hinterlegter Bereich) die Analysen verfälschen würde.

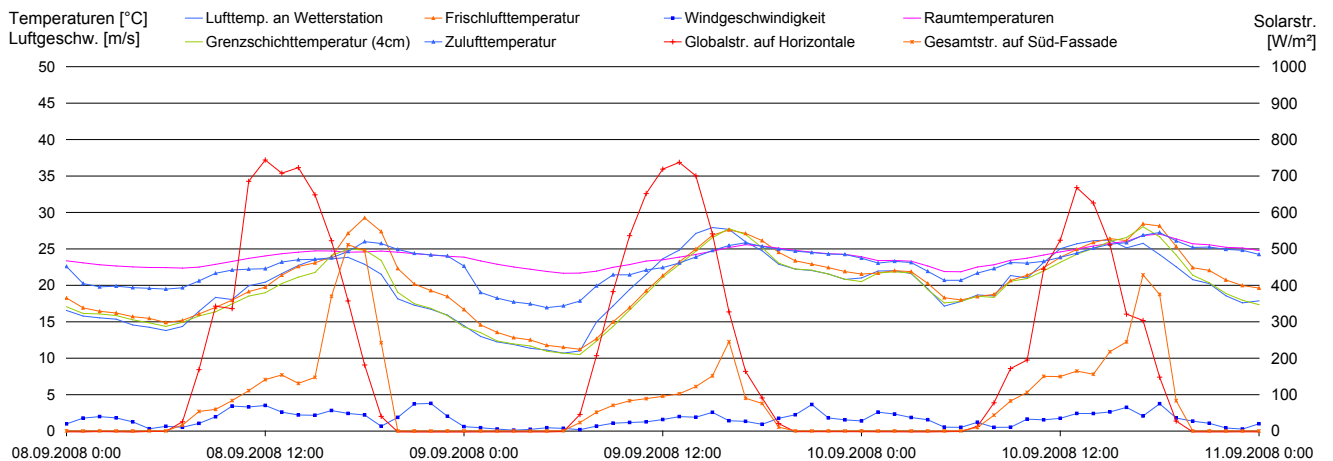


Abb. 186: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen an der Nord-West-Fassade während einer Schönwetterphase: Bis die Fassade ab etwa 15:00 Uhr (entspricht 16:00 Uhr Sommerzeit) direkt besonnt wird, bleiben die Grenzschichttemperaturen 1,5 bis 2,5 K unter den am Fraunhofer ISE gemessenen Umgebungstemperaturen. Der Ansaugbereich ist dann maximal 1,5 K wärmer als die Grenzschicht. Gegen 17:00 Uhr (entspricht 18:00 Uhr Sommerzeit), wenn die solare Einstrahlung an der Fassade bei 400 bis 500 W/m² ihr Maximum erreicht, treten mit 28 °C (bei Windgeschwindigkeiten um 2,5 m/s) auch die höchsten Grenzschichttemperaturen auf. Die Grenzschicht ist unter diesen Bedingungen maximal 2,5 K wärmer als die Umgebungsluft. Die Temperaturen im Ansaugbereich entsprechen bei direkter Windanströmung denen der Grenzschicht; bei geringen Luftgeschwindigkeiten übersteigen sie diese um bis zu 4 K.

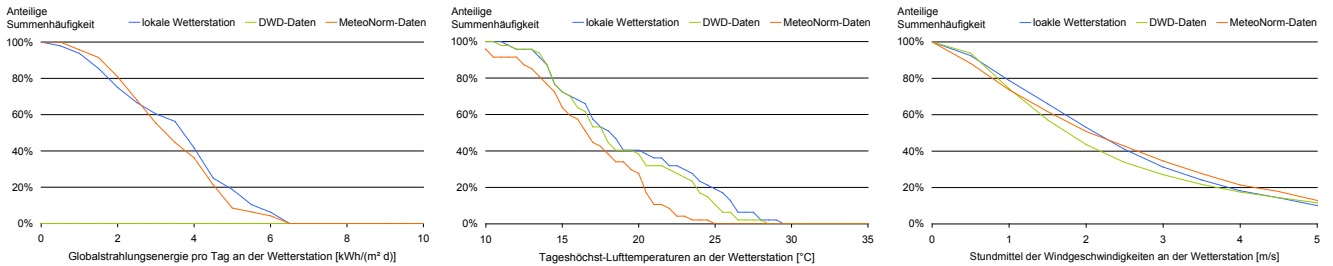


Abb. 187: Kumulierte Wetterdaten der Messung an der Nord-West-Fassade: Der solare Energieeintrag überschritt an 40 % der Messstage 4 kWh/(m²·d). (Der DWD konnte auf Grund des Sensordefekts auch für diesen Messzeitraum keine Vergleichswerte liefern). Die Tageshöchsttemperaturen überstiegen an 19 % der Messtage 25 °C. Dabei wurden am SIC wieder geringfügig höhere Temperaturen als an der DWD-Station gemessen. Gegenüber den Meteoronorm-Daten zeigen sich deutliche Abweichungen bei den Tageshöchsttemperaturen über 20 °C. Die lokalen Windgeschwindigkeiten überschritten während 53 % der Messzeit 2 m/s. Dabei gibt es keine nennenswerten Abweichungen zu den Vergleichsdaten.

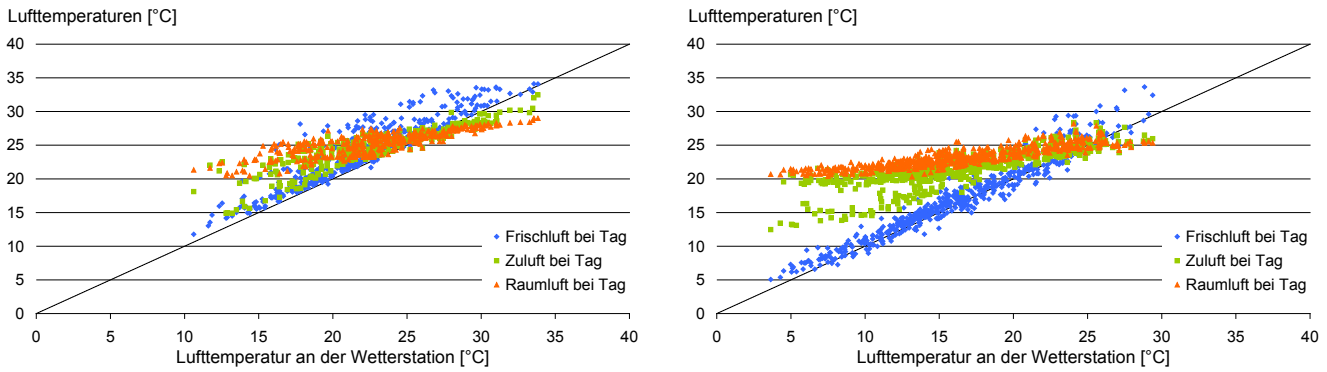


Abb. 188: Lufttemperaturen am Büro auf der Süd-Ost- (links) bzw. auf der Nord-West-Seite (rechts) in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation **bei Tag**: Die Ansaugtemperaturen an der zum Hof gerichteten Süd-Ost-Fassade sind höher als an der Nord-West-Fassade. Die Zulufttemperaturen auf der Süd-Ost-Seite entsprechen bei Umgebungstemperaturen unter 20 °C weitgehend den Ansaugtemperaturen. In den schallgedämmten Lüftungselementen auf der Nord-West-Seite erwärmt sich die Luft unter gleichen Außenbedingungen um 4 bis 7 K. (Für beide Mess-Stellen gilt: Zulufttemperaturen über 19 °C sind bei Umgebungstemperaturen unter 20 °C auf mangelnde Durchströmung der Lüftungselemente zurückzuführen. Auch die vermeintliche Kühlung der Zuluft bei Umgebungstemperaturen über 25 °C basiert auf diesem Effekt. Hier wird hauptsächlich die Temperatur der durch kapazitive Effekte gekühlten Raumluft erfasst.)

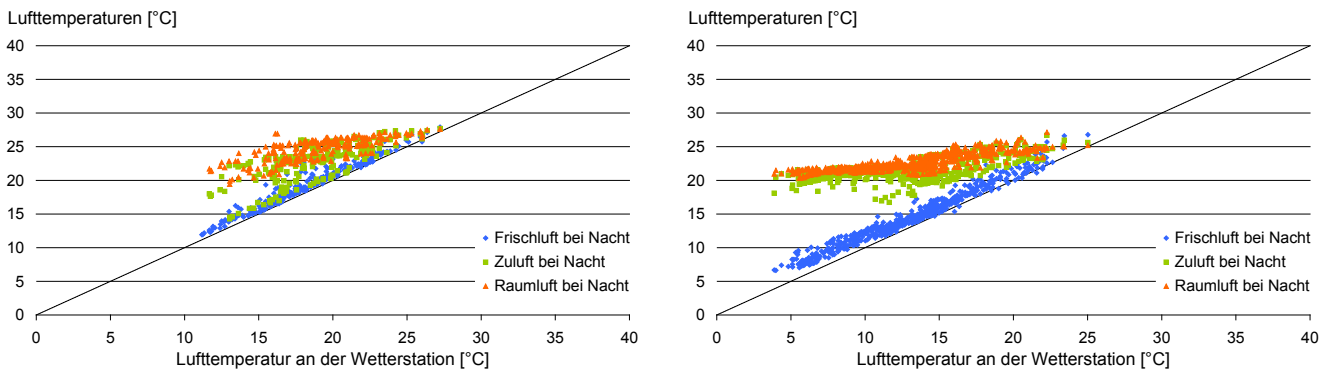


Abb. 189: Lufttemperaturen am Büro auf der Süd-Ost- (links) bzw. auf der Nord-West-Seite (rechts) in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation **bei Nacht**: Die Ansaugtemperaturen sind an beiden Mess-Stellen ähnlich. Die geringfügig größere Streubreite an der Nord-West-Fassade resultiert aus etwas größeren Wärmeverlusten am schallgedämmten Lüftungselement bei abgeschalteter Lüftung (Informationen zur Änderung des U-Wertes eines Lüftungselementes in Abhängigkeit der Durchströmung sind in Abs. 4.3.1 unter „Abbildung eines durchströmten Lüftungselementes“ zu finden) und stärkerer Windanströmung. Die Zulufttemperaturen verhalten sich an beiden Mess-Stellen ähnlich wie am Tage. Die spärliche Datenlage von der Nord-West-Seite resultiert aus der nur einmal im Messzeitraum betriebenen Nachtlüftung.

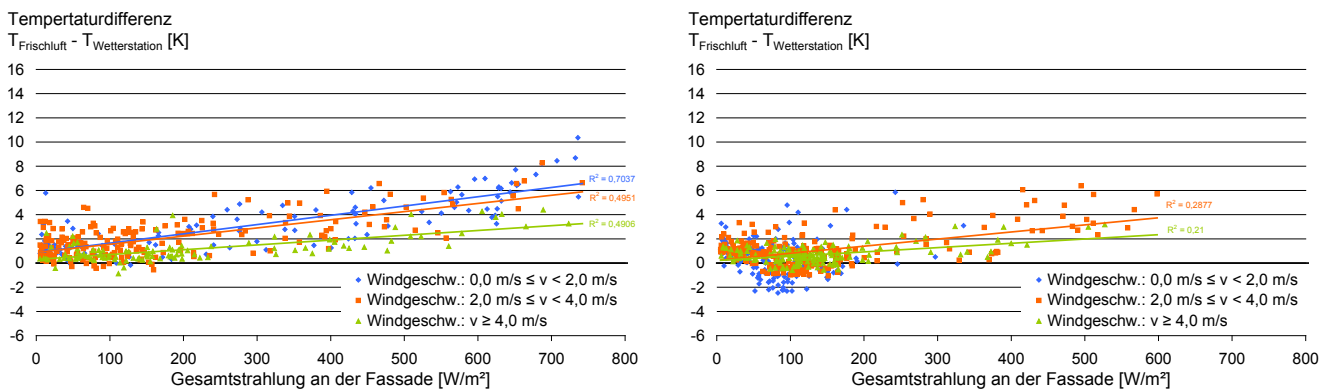


Abb. 190: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen an der Süd-Ost- (links) und Nord-West-Fassade (rechts): An der Süd-Ost-Fassade erwärmen sich die Ansaugbereiche bei vergleichbarer solarer Einstrahlung geringfügig stärker als an der Nord-West-Seite. Auch die Windeinflüsse sind daher dort geringfügig stärker ausgeprägt. An der Nord-West-Fassade waren die Ansaugtemperaturen bei Solarstrahlungsintensitäten um 100 W/m² und Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s oft bis zu 2,5 K niedriger als die Umgebungstemperaturen. Auf Grund der geografischen Ausrichtung treten an der Süd-Ost-Fassade wesentlich höhere Strahlungsintensitäten (bis zu 740 W/m²) als an der Nord-West-Fassade (maximal 600 W/m²) auf. (Für die Nord-West-Fassade ist keine Regressionsgerade für Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s dargestellt, weil die Anzahl von Messwerten bei hohen Strahlungsintensitäten für eine statistische Auswertung zu gering ist.)

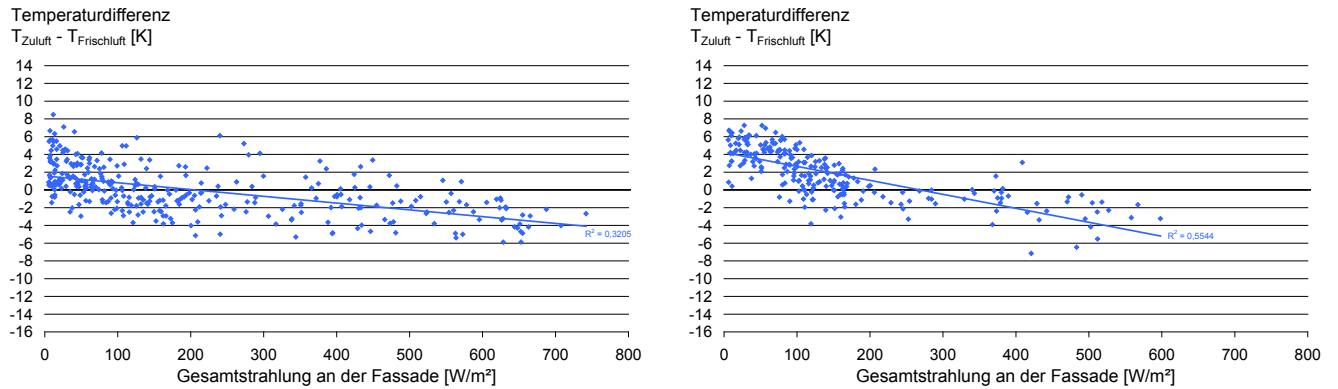


Abb. 191: Änderung der Lufttemperatur beim Durchströmen der Süd-Ost- (links) und Nord-West-Fassade (rechts): Auf der Süd-Ost-Seite erwärmt sich die Luft im Lüftungselement bei geringer Einstrahlung im Mittel um 1,5 K. Bei 600 W/m² wird sie durchschnittlich um 3 K gekühlt. Im schallgedämmten Lüftungselement auf der Nord-West-Seite sind wesentlich größere Temperaturänderungen zu beobachten. Hier wird die Zuluft bei geringer Einstrahlung im Mittel um 4 K erwärmt und bei 600 W/m² um 5 K abgekühlt. (Im Diagramm für die Nord-West-Seite sind nur Messpunkte aus der Schönwetter-Periode bis zum 12.09.2008 dargestellt.)

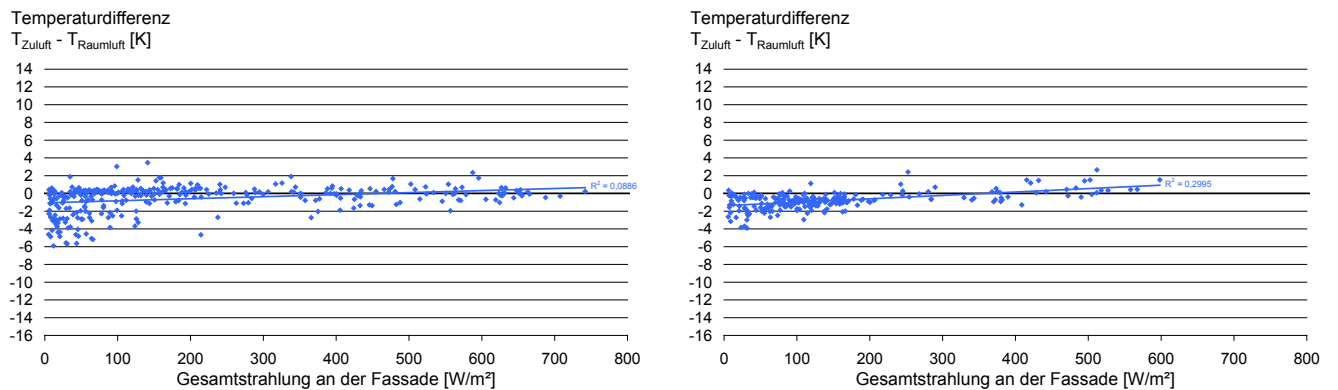


Abb. 192: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft an der Süd-Ost- (links) und Nord-West-Fassade (rechts): Der mittlere Temperaturunterschied der Zuluft gegenüber der Raumluft ist in beiden Räumen ähnlich. Die stärkere Streuung der Messpunkte an der Süd-Ost-Fassade ist vor allem auf die geringere thermische Beeinflussung der Zuluft im Lüftungselement zurückzuführen.

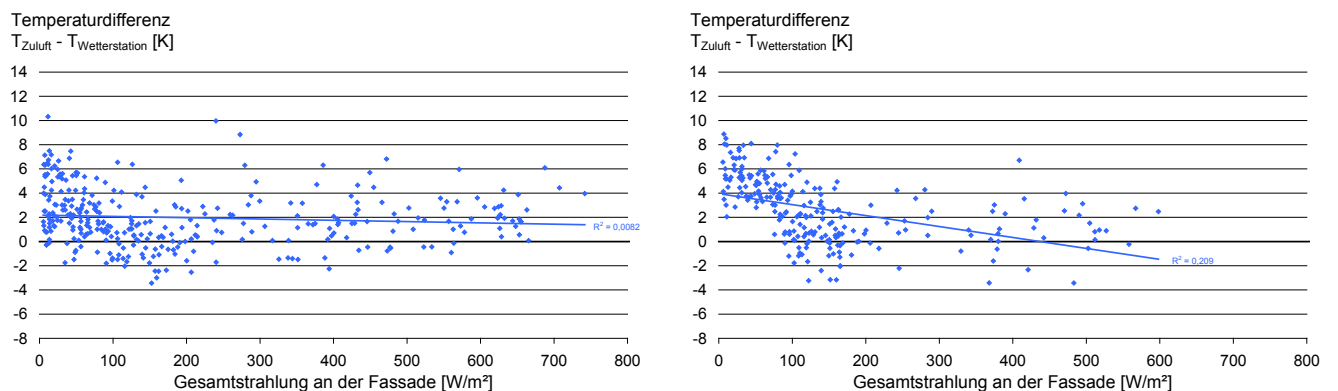


Abb. 193: Temperaturunterschied zwischen der Zuluft an der Süd-Ost- (links) bzw. der Nord-West-Fassade (rechts) und der Luft an der Wetterstation: An der Süd-Ost-Fassade sind die Zulufttemperaturen im Mittel, nahezu unabhängig von der solaren Einstrahlung, ca. 2 K wärmer als die Umgebungsluft. An der Nord-West-Fassade korreliert der mittlere Temperaturunterschied mit der solaren Einstrahlung. Bei geringer Einstrahlung ist die Zuluft 4 K wärmer, bei Strahlungsleistungen von 600 W/m² 1,5 K kühler als die Umgebungsluft. An beiden Fassaden treten bei Strahlungsleistungen zwischen 100 und 200 W/m² Zulufttemperaturen bis zu 4 K unter den Umgebungstemperaturen auf, wobei der Effekt an der Nord-West-Fassade deutlich stärker ausgeprägt ist.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Während der Messung an der Süd-Ost-Fassade traten an 18 der 31 Messtage hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungstemperaturen stiegen an 17 Messtagen über 25 °C und an 5 über 30 °C. Die Schönwetterphase dauerte im 2. Messzeitraum noch 18 Tage an, danach wurde die Witterung wesentlich kühler. Insgesamt wurden während der Untersuchungen an der Nord-West-Fassade an 19 der 47 Messtage solare Wärmeeinträge von über 4 kWh/(m²·d) gemessen. Die Umgebungstemperaturen überschritten an 9 Tagen 25 °C, blieben aber stets unter 30 °C.

Abweichungen der Wetterdaten

Die zum Vergleich herangezogenen Daten vom Deutschen Wetterdienst stammen von folgenden Stationen:

- Temperaturdaten: Freiburg
- Winddaten: Freiburg
- Strahlungsdaten: auf Grund eines Sensordefekts standen keine Strahlungsdaten für die Region Freiburg zur Verfügung.

Die solaren Energieeinträge entsprachen in beiden Messzeiträumen etwa den Klima-Daten aus Meteororm. Die Umgebungstemperaturen wichen insbesondere im ersten Messzeitraum stark von den Meteororm-Daten ab. Dabei waren die am SIC gemessenen Tageshöchsttemperaturen etwas höher als die an der DWD-Station. Ab dem Ende der Schönwetterphase am 12.09.2008 lagen die Temperaturen etwa auf dem Meteororm-Temperaturniveau.

Die Windgeschwindigkeiten lagen im ersten Messzeitraum etwas über den Meteororm-Daten, im zweiten gab es keine nennenswerten Unterschiede. Die Abweichungen zwischen DWD- und lokaler Wetterstation sind in beiden Messzeiträumen vernachlässigbar.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

Der Temperaturzuwachs der angesaugten Luft gegenüber der Umgebungsluft nimmt mit steigender solarer Einstrahlung an beiden Fassaden stark zu.

Bei geringer Einstrahlung entspricht die Ansaugtemperatur an der frei windangeströmten Nord-West-Fassade der Umgebungstemperatur. Auf der zum Hof orientierten Süd-Ost-Seite tritt dies erst bei Windgeschwindigkeiten über 4 m/s auf. Geringere Windgeschwindigkeiten führen zu einer mittleren Temperaturerhöhung von mindestens 1 K (vgl. Abb. 190).

Bei hoher solarer Einstrahlung (600 W/m²) und Windgeschwindigkeiten von 2 bis 4 m/s treten im Ansaugbereich auf der Süd-Ost-Fassade mittlere Temperaturzuwächse von 5 K, an der gegenüberliegenden Gebäudeseite von 4 K auf. Höhere Windgeschwindigkeiten (gemessen an der Wetterstation) reduzieren die Temperaturzuwächse an der Süd-Ost-Seite um 2,5 K und an der Nord-West-Seite um 1,8 K (vgl. Abb. 190). Dabei korreliert der etwas größere Einfluss hoher Windgeschwindigkeiten auf der der Süd-Ost-Seite mit dem etwas größeren Erwärmungspotential aus solarer Einstrahlung (6,9 kWh/(m²·d) an der Süd-Ost-Fassade gegenüber 6,1 kWh/(m²·d) an der Nord-West-Fassade).

Die größeren Energieeinträge an der Süd-Ost-Fassade resultieren aus den längeren Einstrahlungsdauern (erst um 15:30 Uhr (Sommerzeit) wechselt die direkte Besonnung von der Süd-Ost- zur Nord-West-Seite) bei gleichzeitig

größeren Strahlungsintensitäten (bis zu 740 W/m^2 gegenüber maximal 600 W/m^2 an der Nord-West-Fassade).

An der Nord-West-Fassade unterschreiten die Ansaugtemperaturen die Umgebungstemperaturen bei Einstrahlungsintensitäten unter 200 W/m^2 und niedrigen Windgeschwindigkeiten oft bis zu 2,5 K. Dieser Effekt tritt wie bei der KfW-Bank vormittags auf, wenn das Umfeld der Wetterstation in Folge solarer Einstrahlung bereits erwärmt ist, die Nord-West-Fassade aber noch im Schatten liegt.

Höhere Windgeschwindigkeiten stören die Ausbildung einer thermischen Grenzschicht an der über Nacht ausgekühlten Fassade bzw. die Ausbildung eines Warmluftbereiches um die Wetterstation.

Fassadendurchtritt

Die Zuluft strömt auf beiden Gebäudeseiten durch passive Lüftungselemente oberhalb der Fenster in die Büros. Auf der dem ruhigen Hof zugewandten Süd-Ost-Seite sind einfache, auf der straßenzugewandten Nord-West-Seite schalldämmende Lüftungselemente eingebaut. Entsprechend den Luftweglängen zeigen sich unterschiedlich starke Temperaturänderungen in den Lüftungselementen (vgl. Abb. 191): Bei geringer solarer Einstrahlung wird die Zuluft im schalldämmenden Element im Mittel um 4 K erwärmt, während bei gleichen Bedingungen im einfachen Element lediglich eine Erwärmung um 2 K auftritt. Bei Gesamtstrahlungsintensitäten von 600 W/m^2 an der Fassade wird die Zuluft beim Durchströmen des schalldämmenden Elementes im Mittel um 5 K und im einfachen um 3 K abgekühlt.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die Temperaturunterschiede zwischen Umgebungs- und Zuluft streuen am einfachen Lüftungselement auf der Süd-Ost-Seite nahezu unabhängig von der solaren Einstrahlung an der Fassade um einen Mittelwert von ca. +2 K (vgl. Abb. 193). Die Kühlung der Zuluft unter die Umgebungstemperatur ist auf Einflüsse aus dem per Nachtlüftung gekühlten Raum zurückzuführen. Besonders große Temperaturabfälle sind auf mangelnde Durchströmung des Lüftungselementes (z.B. bei geöffneten Bürotüren) zurückzuführen.

An der Nord-West-Seite suggeriert ein stark abfallender Verlauf der Regressionsgeraden starke Kühleffekte im Lüftungselement (vgl. Abb. 193). Die Steigung der Regressionsgeraden ist jedoch maßgeblich durch die große Anzahl von Messwerten bei Strahlungsintensitäten unter 200 W/m^2 geprägt. Die geringe Anzahl von Messwerten bei höheren Strahlungsintensitäten sowie die nicht sichergestellte Durchströmung des Lüftungselementes verhindern eine quantitative Interpretation der Messergebnisse. Es ist zu vermuten, dass hier mit zunehmender Einstrahlung ähnliche Kühleffekte wie in anderen schalldämmten Lüftungselementen auftreten.



3.5.6.8 Imtech, Bürogebäude, Hamburg

In diesem Abschnitt werden von der Firma Imtech zur Verfügung gestellte Messdaten aus dem Zeitraum vom 11.09.2006 bis zum 18.09.2006 ausgewertet.

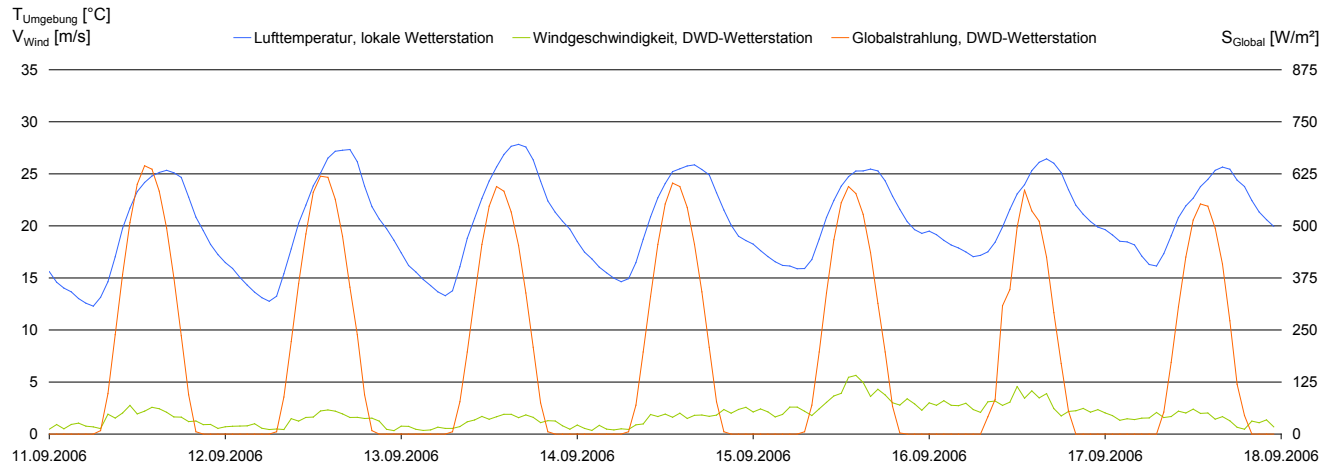


Abb. 194: Zeitlicher Verlauf der lokal gemessenen Lufttemperaturen und Windgeschwindigkeiten sowie der an der DWD-Station Hamburg erfassten Globalstrahlung. Lokal gemessene Globalstrahlungsdaten stehen nicht zur Verfügung.

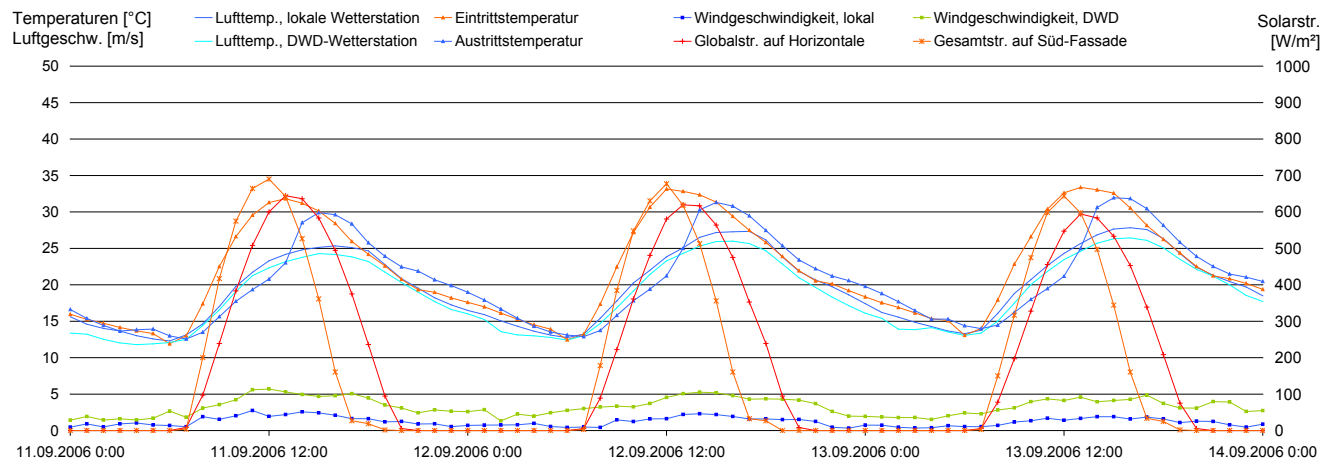


Abb. 195: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Globalstrahlungsintensitäten von 600 bis 650 W/m², Windgeschwindigkeiten um 2 m/s und Umgebungstemperaturen um 27 °C beträgt die Lufttemperatur nach Durchströmen der Fassade 33 °C (Eintrittstemperatur ins Brüstungsgerät). Auffällig sind der schnelle Anstieg und das langsame Abklingen der Eintrittstemperaturen.

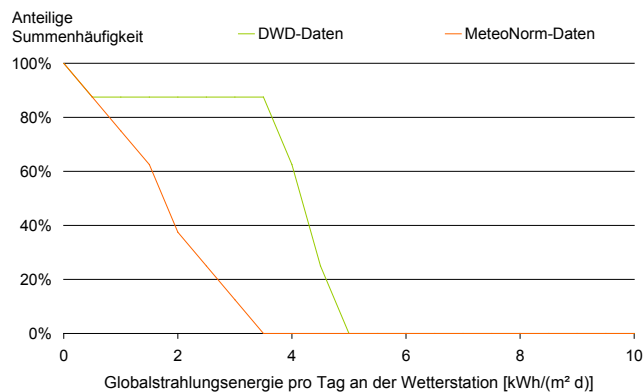


Abb. 196: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solar-energie: An 63 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d). Die Meteonorm-Daten zeigen wesentlich geringere Energieeinträge. Lokal gemessene Einstrahlungsdaten liegen nicht vor.

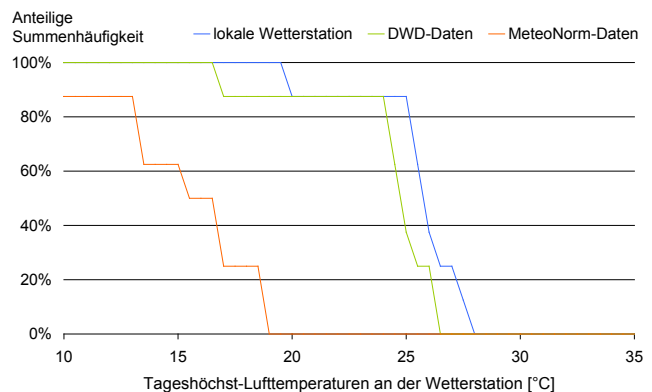


Abb. 197: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: Die lokal gemessenen Umgebungstemperaturen sind etwa 1 K höher als an der DWD-Station und 8 bis 10 K höher als die Durchschnittstemperaturen aus der Meteonorm-Software.

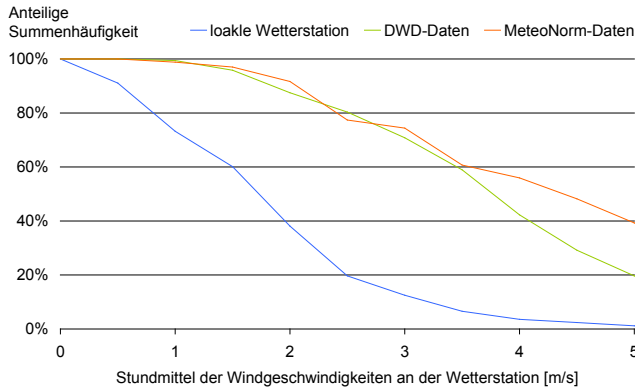


Abb. 198: Kumulierte Häufigkeit der mittleren Windgeschwindigkeiten: Die DWD- und Meteonorm-Daten zeigen bis ca. 3,5 m/s eine ähnliche Häufigkeitsverteilung. Darüber hinaus treten in den Meteonorm-Daten öfter höhere Windgeschwindigkeiten auf. Die lokal gemessenen Windgeschwindigkeiten sind etwa 50 % niedriger als die der DWD-Station.

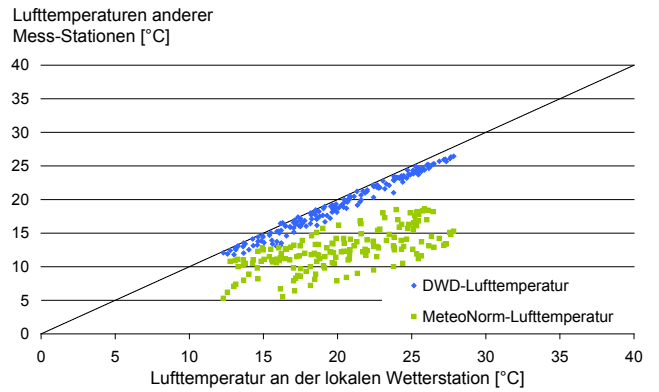


Abb. 199: Streuung der vom DWD und von Meteonorm gelieferten Lufttemperaturen um die lokal gemessenen: Die DWD-Temperaturen streuen in einem Bereich von +2 bis -3 K um die lokal gemessenen. Die Meteonorm-Daten zeigen eine deutlich kühlere Witterung.

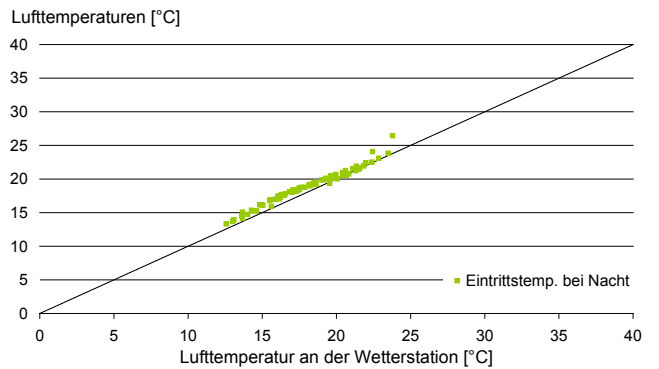
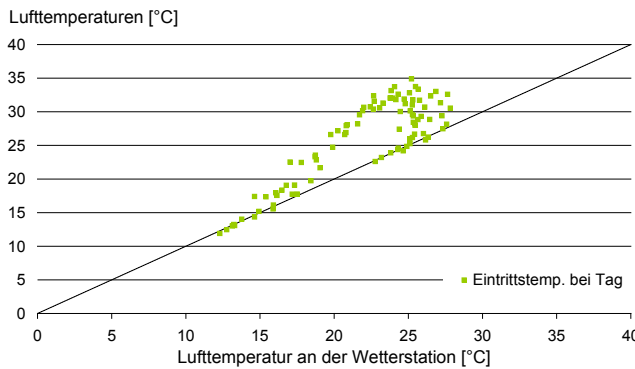


Abb. 200: Lufttemperaturen nach dem Durchströmen der Fassade in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Bei hohen Umgebungstemperaturen und hohen Strahlungsintensitäten ist die einströmende Luft bis zu 10 K wärmer als die Umgebungsluft. Die Temperaturen auf Umgebungsniveau treten abends, ab 18:00 Uhr auf, wenn die Fassade nicht mehr besonnt wird. Nachts liegt der Temperaturzuwachs bei etwa 1,5 K.

Tempertaturdifferenz

$$T_{\text{Eintritt}} - T_{\text{Wetterstation}} \text{ [K]}$$

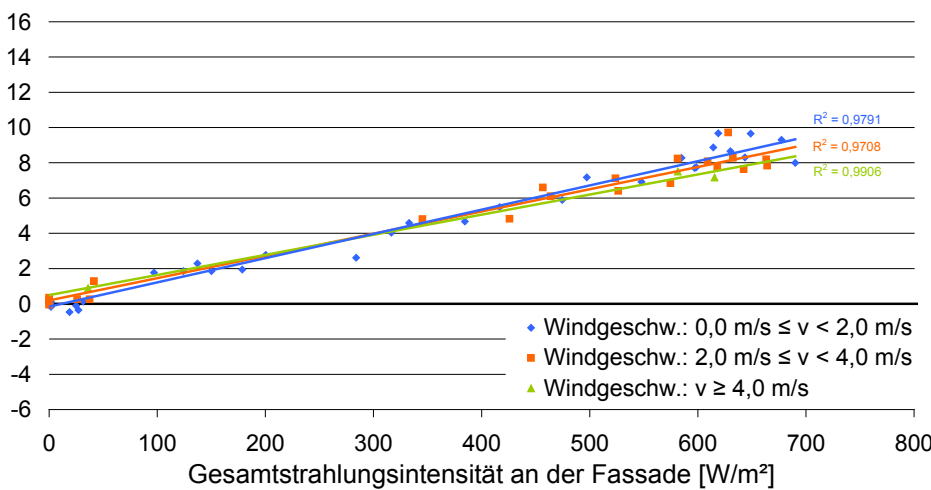


Abb. 201: Wind- und Strahlungseinflüsse auf die Eintrittstemperaturen: Es ist eine klare Korrelation zwischen der Erwärmung der Zuluft und der Gesamtstrahlung an der Fassade erkennbar. Bei 600 W/m² ist die Zuluft im Mittel 8 K wärmer als die Umgebungsluft. Windeinflüsse sind nicht feststellbar. Die geringe Anzahl von Datenpunkten resultiert aus der Einschränkung auf Betriebszeiten des ins Brüstungsgerät eingebauten Ventilators. (Nur in diesen Zeiten findet eine Durchströmung statt.)

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 196 zeigt, traten an 5 der 8 Messtage hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungstemperaturen stiegen an 7 Messtagen über 25 °C, blieben aber stets unter 30 °C.

Abweichungen der Wetterdaten

Die zum Vergleich herangezogenen Daten vom Deutschen Wetterdienst stammen von folgenden Stationen:

- Temperaturdaten: Hamburg
- Winddaten: Hamburg
- Strahlungsdaten: Hamburg

Der Vergleich der gemessenen Wetterdaten mit den Meteonorm-Daten zeigt, dass im Untersuchungszeitraum für die Jahreszeit außergewöhnlich hohe Temperaturen herrschten. Auch der solare Energieeintrag war wesentlich höher als im mehrjährigen Mittel.

Die an der DWD-Station gemessenen Windgeschwindigkeiten weichen nur geringfügig von den Meteonorm-Daten ab. Die lokal gemessenen Windgeschwindigkeiten sind jedoch signifikant niedriger.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

Der schnelle Anstieg der Eintrittstemperaturen bei Besonnung der Fassade und das langsamere Absinken deuten auf eine Beeinflussung durch thermische Speichereffekte an der Fassade hin (vgl. Abb. 195). Ähnlich dem Verwaltungsgebäude der Fa. Athmer wird auch hier die Luft aus der Fassadengrenzschicht an einer dunklen, thermisch schweren Fassade, angesaugt.

Eine detaillierte Auswertung ist auf Grund fehlender Messdaten von der Fassade nicht möglich.

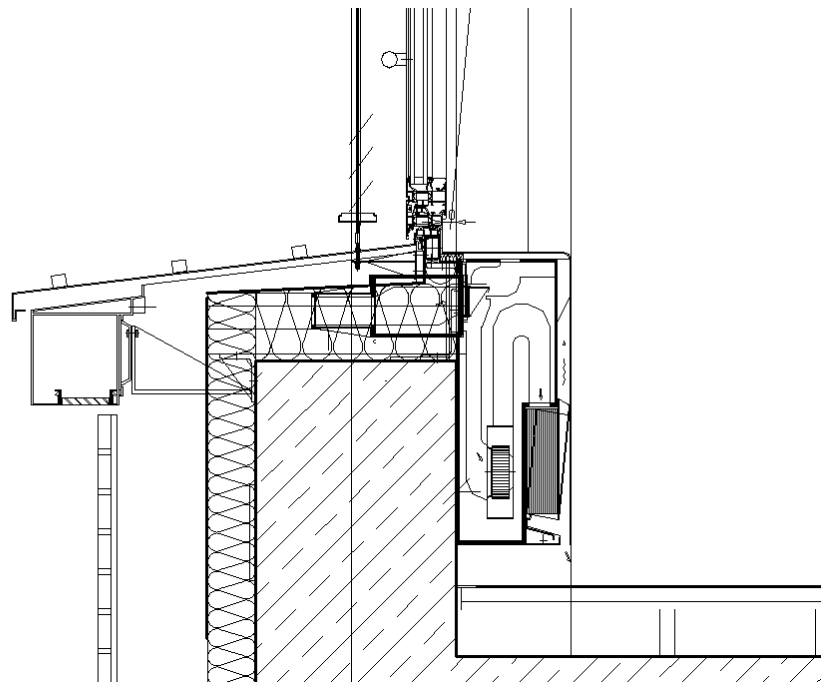


Abb. 202: Ansaug-Situation am Bürogebäude der Firma Imtech. (Quelle: Imtech)

Fassadendurchtritt

Hierzu ist auf Grund fehlender Ansaugtemperatur-Messwerte keine Analyse möglich.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die Eintrittstemperaturen korrelieren mit den solaren Strahlungsintensitäten. Bei geringer solarer Einstrahlung sind sie bis zu 2 K wärmer als die Umgebungsluft. Bei einer Globalstrahlungsleistung um 600 W/m^2 beträgt der Temperaturzuwachs ca. 8 K. Windeinflüsse lassen sich bei der geringen Anzahl von Messwerten nicht differenzieren.

PCM-Zuluftkühlung:

Eine Analyse zur Wirksamkeit der PCM-Zuluftkühlung in den Brüstungsgeräten ist in [44] zu finden.

3.5.7 Zusammenfassung

Abschließend werden die Ergebnisse der Feldmessungen verglichen und Einflussfaktoren identifiziert.

Abweichungen der Wetterdaten

Strahlungsdaten

Die Summe der pro Tag auf eine horizontale Mess-Fläche eingestrahlte Solar-energie weicht in einem großen Umkreis (hier: bis zu 50 km) nur geringfügig ab (hier: bis zu 6 %). Sie ist außerdem unabhängig von den mikroklimatischen Bedingungen am Gebäudestandort.

Die etwas größere Abweichung beim TRI-Haus ist auf die morgendliche Verschattung der Wetterstation durch Gebäudeteile und die etwas größere Messgenauigkeit des dort eingesetzten Strahlungssensors zurückzuführen.

Umgebungstemperaturen

Die mittleren Lufttemperaturen an den Messobjekten sind i.d.R. etwa 1 K höher als an den DWD-Stationen. Die größeren Abweichungen bei der KfW-Bank bzw. beim TRI-Haus sind auf die durch Glasbalustraden begünstigte Ausbildung von Warmluftbereichen um die Wetterstation zurückzuführen. Die große Abweichung beim REB-Gebäude wird insbesondere durch hohe nächtliche Lufttemperaturen (bis zu 6,2 K über der Umgebungstemperatur an der DWD-Station) verursacht, wenn nach strahlungsreichen und windschwachen Tagen südlicher Wind die über dem nahegelegenen Stadtgebiet erwärmte Luft in Richtung des REB-Gebäudes führt.

Wind

Die Abweichungen zwischen den lokal und den an der DWD-Station gemessenen Windgeschwindigkeiten hängen hauptsächlich von der Bodenrauigkeit in der Umgebung des Messobjekts ab: In freien, ebenen Lagen, wie z.B. beim SIC, sind die Unterschiede gering. Im Windschatten von Bergen (Athmer, REB) treten auch in freien Lagen deutlich geringere Windgeschwindigkeiten auf. Dichte (APO23) und hohe (Imtech) umliegende Bebauung führen zu einer starken Reduktion der Windgeschwindigkeiten (in den genannten Beispielen um ca. 50 %).

Die besonders starke Abweichung bei der KfW-Bank ist auf die Windverschattung der Wetterstation durch eine Dachbalustrade zurückzuführen. Maßgebliche Einflüsse aus der Entfernung zur DWD-Station sind nicht zu beobachten.

Tab. 3: Zusammenstellung der Abweichungen zwischen lokalen und DWD-Messwerten.

Objekt	Lage	Solarstrahlung			Umgebungstemperaturen		Wind		
		Entfernung zum DWD-Messort [km]	mittlere Abweichung zur DWD-Messung [kWh/d]	mittlere Abweichung [%]	Entfernung zum DWD-Messort [km]	mittlere Abweichung [K]	Entfernung zum DWD-Messort [km]	mittlere Abweichung zur DWD-Messung [m/s]	mittlere Abweichung zur DWD-Messung [%]
Athmer	Talsole	55	-143	-3,0	nahe Messobjekt ¹⁾	0,7	17	-2,0	-61
Haspel	Stadtrandlage	25	-249	-6,7	nahe Messobjekt ¹⁾	0,9	24	-0,9	-33
APO23	dichte Bebauung	52	107	3,5	nahe Messobjekt ¹⁾	0,9	12	-1,4	-46
TRI-Haus	Stadtrandlage	52	-338	-10,4	nahe Messobjekt ¹⁾	1,7	11	---	---
REB	Nord-Ost-Hang	33	18	0,4	nahe Messobjekt ¹⁾	2,2	33	-1,0	-36
SIC, SO-Seite	freie Ebene	---	---	---	nahe Messobjekt ¹⁾	1,2	nahe Messobjekt ¹⁾	0,1	5
SIC, NW-Seite	freie Ebene	---	---	---	nahe Messobjekt ¹⁾	1,4	nahe Messobjekt ¹⁾	0,0	0
KfW	Stadtrandlage	52	-352	-6,1	nahe Messobjekt ¹⁾	1,7	nahe Messobjekt ¹⁾	-2,3	-68
Imtech	Stadtrandlage	nahe Messobjekt ¹⁾	---	---	nahe Messobjekt ¹⁾	1,0	nahe Messobjekt ¹⁾	-2,1	-53

¹⁾ DWD-Station ist der Stadt, in der sich das Messobjekt befindet, zugeordnet.

Fassadenoberfläche und Fassadengrenzschicht

An den verschattet angeordneten Lüftungseinlässen der KfW-Bank und des SIC zeigen sich bei hohen Strahlungsintensitäten die geringsten Temperaturunterschiede zwischen Ansaug- und Umgebungstemperatur.

Die größten Temperaturzuwächse treten bei APO23, REB und Imtech auf. Bei APO23 sind sie vor allem auf die Erwärmung der angesaugten Luft in einem Hohlraum zwischen Wandkonstruktion und einem besonnten Lochblech zurückzuführen. Die am Lochblech absorbierte Solarenergie erwärmt an der Außenseite die Fassadengrenzschicht (und damit die von dort angesaugte Frischluft) und auf der Innenseite den windentkoppelten Hohlraum, in dem sich die Wärme staut¹⁾. Durch die Löcher des Lochblechs einfallende Solarstrahlung generiert darüber hinaus einen zusätzlichen Wärmeeintrag.

Beim REB-Gebäude führt die starke Absorption von Solarstrahlung an den dunkel gefärbten Fensterlaibungen bzw. Ansauggittern zur lokalen Erwärmung der Fassadengrenzschicht bzw. der angesaugten Luft in den eingezogenen Fensterbereichen. Durch die West-Orientierung der Ansauggitter wird dies jedoch erst ab dem Nachmittag, gegen Ende der Arbeitszeit, relevant.

Am Imtech-Gebäude verursacht die Absorption von Solarstrahlung an der dunklen Ziegelfassade bereits ab dem Vormittag erhöhte Grenzschicht- bzw. Ansaugtemperaturen.

1) Die wärmegeämmte Wandkonstruktion verhindert eine Ableitung der Wärme in den angrenzenden Büroraum. Die Wärme wird also hauptsächlich mit dem Zuluftstrom aus dem Hohlraum abtransportiert.

Werden (insbesondere dunkle) Fassaden auf Grund fehlender oder flacher Nachbarbebauung bzw. fehlender Vegetation frei windangeströmt, hängt die solare Erwärmung der Grenzschicht stark von der Windgeschwindigkeit ab. Die Windrichtung ist von untergeordneter Bedeutung.

Bei geringen Windgeschwindigkeiten baut sich an solar erhitzten Fassadenoberflächen eine warme, mit der Höhe an Stärke zunehmende Grenzschicht auf. Hohe Windgeschwindigkeiten stören durch den Abtransport der warmen, fassadennahen Luft und durch die Kühlung der Fassadenoberfläche die Grenzschichtausbildung, wodurch auch die Temperatur der fassadenseitig angesaugten Frischluft sinkt. Besonders deutlich zeigen sich solche Windeinflüsse am REB- und am Athmer-Gebäude (vgl. Abb. 203 in Kombination mit Abb. 204). Beim Universitätsgebäude „Haspel“, bei dem die Frischluft 5 cm vor der Fassadenebene angesaugt wird, wären gemäß Abb. 17 geringere Ansaugtemperaturen zu erwarten. Offensichtlich sind hier die Strahlungseinflüsse an dem vergleichsweise großen Ansauggitter dominant.

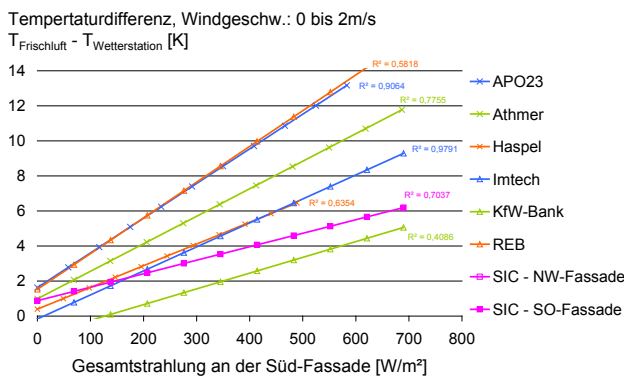


Abb. 203: Einfluss der Solarstrahlung auf die mittleren Ansaugtemperaturen bei Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s (gemessen an der lokalen Wetterstation). (Von der Süd-Ost-Fassade des SIC liegen zu wenige Messwerte für eine Mittelwertbildung vor.)

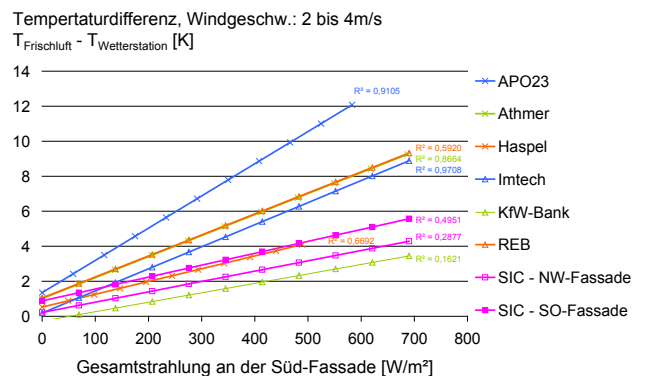


Abb. 204: Wie Abb. 203, jedoch bei Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s.

Besonders schwach ist der Effekt an windverschatteten Fassaden (Imtech, APO23) ausgeprägt.

Bei verschatteten Ansaugöffnungen (KfW-Bank, SIC) zeigen sich ebenfalls geringe Windeinflüsse, jedoch liegen hier die Ansaugtemperaturen generell auf einem niedrigeren Niveau. Durch die fehlende solare Erwärmung weisen die Ansauggitter¹⁾ dort in etwa die Grenzschichttemperatur auf. Eine verstärkte Windanströmung hat dementsprechend einen kleineren Kühleffekt als an besonnten Ansauggittern.

¹⁾ Die von den Ansauggittern absorbierte solare Wärme überträgt sich auf die hindurchströmende Frischluft, insbesondere bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und feingliedrigen Gitteröffnungen.

Der auffällig geringe Windeinfluss auf die hohen Ansaugtemperaturen bei APO23 ist neben der windverschatteten Lage in einer dicht bebauten Umgebung vor allem durch die Luftansaugung aus einem besonnten Hohlraum zu erklären (Details: s.o.).

Fassadendurchtritt

Bei geringer solarer Einstrahlung (und niedrigen Außentemperaturen) wird die Zuluft beim Durchströmen der Fassade in allen Gebäuden erwärmt. Bei hoher Einstrahlung (und hohen Umgebungstemperaturen) wird sie hingegen stets gekühlt. Die Änderungen in Richtung der Raumtemperaturen resultieren aus Wärmeaustauschprozessen zwischen dem Lüftungselement und dem angeschlossenen Raum (bzw. angrenzenden thermischen Speichermassen, z.B. beim Einbau in eine massive Wand). Die Größe des Effekts hängt dabei stark von der Konstruktion des Lüftungselementes ab: Mit zunehmender Länge des inneren Luftwegs vergrößert sich auch die Wärmeaustauschfläche. Bei guter thermischer Ankopplung an den Raum begünstigt also ein langer Luftweg die Angleichung der Zuluft- an die Raumtemperatur.

So sind die größten Temperaturänderungen an schalldämmenden Lüftungselementen zu beobachten, die zur Schallabsorption lange innere Luftwege aufweisen (REB, Nord-West-Fassade des SIC, APO23). Am Lüftungselement mit dem kürzesten Luftweg (Athmer) zeigt sich dem entsprechend auch die geringste Temperaturbeeinflussung. Am SIC lassen sich die Einflüsse aus der Länge des Zuluftweges besonders gut erkennen: Bei gleicher Ansaugkonstruktion wird die Zuluft bei hohen Strahlungsintensitäten im schalldämmenden Lüftungselement (auf der Nord-West-Seite) im Mittel um bis 2,5 K stärker gekühlt als im Lüftungselement mit kurzem inneren Luftweg (auf der gegenüberliegenden Süd-Ost-Seite); bei geringen Strahlungsintensitäten ist im schalldämmenden Lüftungselement eine im Mittel bis zu 2,6 K stärkere Erwärmung zu beobachten (vgl. Abb. 191).

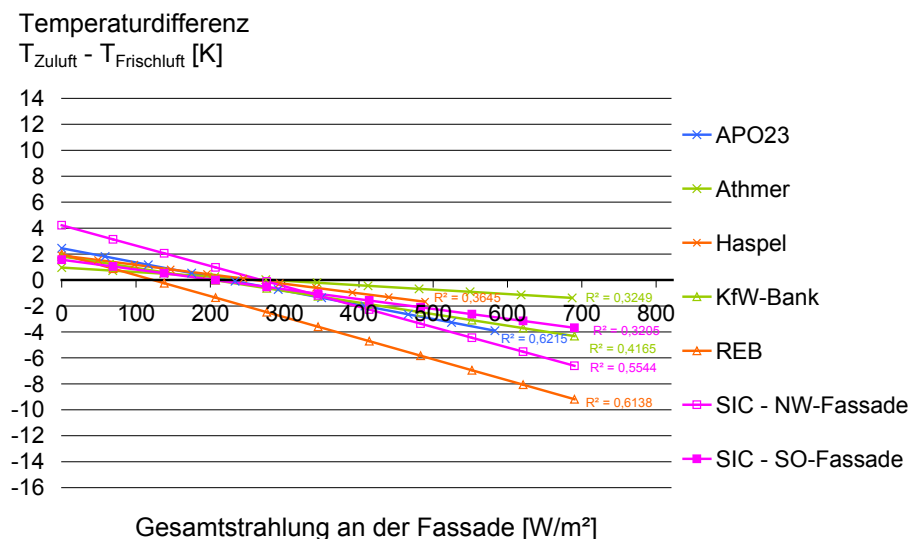


Abb. 205: Mittlere Temperaturänderungen der Zuluft beim Durchströmen der Lüftungselemente als Funktion der solaren Einstrahlung. Von der Imtech-Messung ist kein Graph dargestellt, weil keine Ansaugtemperaturen zur Verfügung stehen.

Die ungewöhnlich starke Zuluftkühlung im REB-Gebäude ist auf einen langen Luftweg in Kombination mit kapazitiven Effekten eines raumhohen Heizkörpers zurückzuführen, der ca. 10 cm vor der raumseitigen Zuluftöffnung montiert ist. Durch langwelligigen Strahlungsaustausch mit der im Sommer kühlen Heizfläche wird das Lüftungselement – und in ihm die zugeführte Luft – gekühlt. Im Winter erwärmt die Heizfläche die kalte Zuluft und beugt so Zuglufterscheinungen durch Kaltluftabfall vor.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die Unterschiede zwischen der Umgebungs- und Zulufttemperatur sind im Wesentlichen auf die folgenden drei Einflussfaktoren zurückzuführen:

- **Absorptionsgrad der Fassade:** Bei den Gebäuden mit dunkler Fassade (Imtech, Athmer) ist eine signifikante Korrelation zwischen der Erwärmung der Zuluft und der solaren Einstrahlung an der Fassade vorhanden (vgl. Abb. 206). Das mit einer hellen Fassade ausgerüstete APO23 zeigt auf Grund der o.g. Wärmestau-Problematik in der Außenluftansaugung ein ähnliches Verhalten. Bei den restlichen Gebäude mit heller Fassade (Hassel, REB, SIC) ist keine Korrelation zwischen der Zulufttemperatur und der solaren Einstrahlung erkennbar.
- **Gestaltung der Ansaugöffnung:** Bei den Gebäuden mit besonnten und in die Fassadenebene integrierten Ansauggittern (APO23, Athmer, Imtech) korrelieren die Zulufttemperaturen unabhängig vom Reflexionsgrad der Fassade stark mit der solaren Einstrahlung. Die Gebäude mit verschatteten Ansaugöffnungen (SIC, KfW-Bank) zeigen eine solche Korrelation nicht.
Am REB-Gebäude liegt eine Mischform vor: Durch die Integration der Ansauggitter in die nach Westen orientierten Fensterlaibungen
 - tritt eine direkte Besonnung erst ab 14 Uhr (Sommerzeit), also kurz vor Ende der Arbeitszeit, auf (die dann auf Grund der dunklen Farbe der Ansauggitter zu einer starken Erhöhung der Ansaugtemperaturen führt) und
 - bei heruntergefahrenen Jalousien wird das Ansauggitter weitgehend mit verschattet (saugt dann aber an den Jalousielamellen erwärmte Luft an)

Zusätzlich führt der radiative Wärmeaustausch mit einer im Sommer kühlen Heizfläche zu Kühleffekten im Lüftungselement.

- **Luftführung im Lüftungselement:** Wie im vorausgehenden Abs. „Fassadendurchtritt“ gezeigt, begünstigen lange innere Luftwege stärkere Temperatur Anpassungen an die thermischen Bedingungen im Raum.

Sonderfälle:

- **Hassel:** Hier kompensieren Solarstrahlungseinflüsse die Vorteile, die laut [36] aus der Verlagerung der Frischluftansaugung um 5 cm aus der Fassadenebene heraus zu erwarten wären (vgl. Abb. 17). Die aus der freien Lagerung (vgl. Abb. 87) des Lüftungselementes resultierende gute thermische Ankoppelung an den Raum, führt zu einer moderaten Angleichung der Zuluft- an die Raumtemperaturen. Dabei ist zu beachten, dass der Kühleffekt bei hohen Außentemperaturen ohne die Abwärme des eingebauten Gebläsemotors um 1 bis 1,2 K größer wäre.

- **KfW-Bank:** Auf Grund von Einflüssen aus der aktiven Raumkühlung liegt hier die Zulufttemperatur unabhängig von der solaren Einstrahlung im Mittel nur 0,6 K über der Umgebungstemperatur.

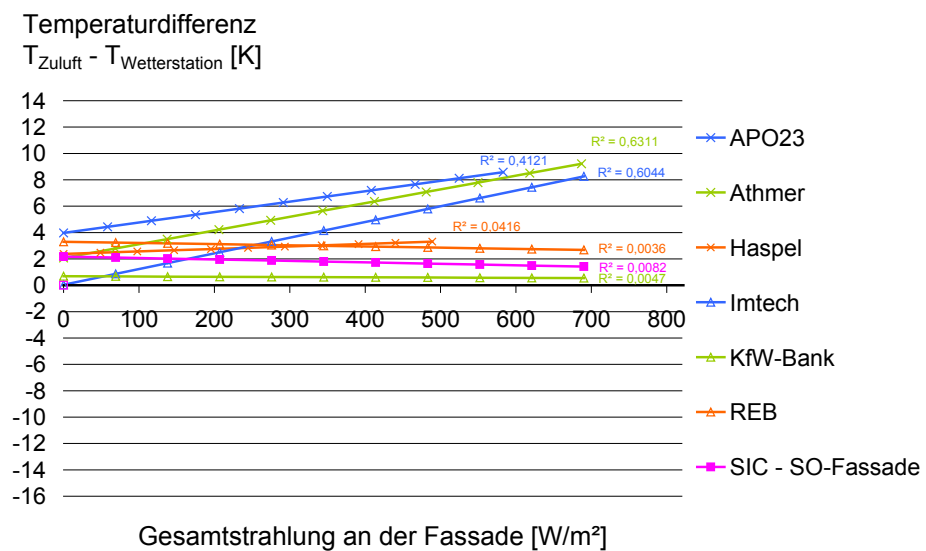
Hinweis zur Wärmebilanzierung:

Eine Angleichung der Zuluft- an die Raumtemperaturen im Lüftungselement kann zur Erhöhung des Komfortempfindens der Nutzer beitragen. Die Wärmelast des angeschlossenen Raumes ändert sich jedoch nur, wenn die Wärmeabgabe (oder -aufnahme) des Lüftungselementes eine angrenzende thermische Speichermaße (z.B. bei Einbau in eine massive Wand) aktiviert. Resultiert die Temperaturänderung des Zuluftstroms aus einem Wärmeaustausch mit dem Büroraum, so wird die ausgetauschte Energie dem Raum über die geänderte Zulufttemperatur wieder zugeführt.

(Lediglich die Art des Wärmeeintrags kann sich leicht unterscheiden, weil von den Oberflächen der Lüftungselemente ein Teil der Energie in Form von Wärmestrahlung an die Raumumschließungsflächen abgeführt wird. Ohne den Wärmeaustausch im Lüftungselement würde die Energie ausschließlich konvektiv eingetragen, was einen stärkeren Einfluss auf die Raumlufttemperaturen hätte.)

Abb. 206: Mittlerer Temperaturunterschied zwischen der Zuluft und der Umgebung: Der sehr geringe Temperaturzuwachs bei der KfW-Bank von lediglich 0,6 K ist vor allem auf Einflüsse aus der aktiven Raumkühlung zurückzuführen.

Der Graph von der SIC-Nord-West-Fassade ist nicht dargestellt, weil der überproportional große Anteil von Messwerten bei geringer Solarstrahlung und die teilweise fehlende Durchströmung bei hohen Strahlungsintensitäten einen nicht vorhandenen Kühleffekt suggerieren würden.



3.6 Experimentelle Untersuchungen an einem Messraum

Zur messtechnischen Untersuchung süd-orientierter Büroräume wurde Anfang 2007 ein Mess- und Versuchsraum auf dem Campus Haspel der Universität Wuppertal errichtet. (Eine detaillierte Beschreibung der Umgebung ist in Abs. 3.5.2.2 zu finden.) Mit diesem, nach dem zugehörigen Lehrstuhl „BTGA-Box“ genannten, „Labor“ lassen sich verschiedene Lüftungs- und Fassadenkonfigurationen untersuchen. Die Steuerung der technischen Anlagen kann hier ohne Rücksicht auf Nutzer frei variiert werden. Auf Grund baulicher Auflagen konnte der Messraum nicht exakt nach Süden ausgerichtet werden. Seine Ausrichtung weicht um 15° nach Westen ab.



Abb. 207: BTGA-Box auf dem Campus Haspel (Bild: Bing Maps)



Abb. 208: Messraum "BTGA-Box" mit unterschiedlichen Brüstungskonfigurationen

3.6.1 Konstruktion und Ausstattung

Struktur

Das Innere des auf einer Beton-Fertigteilegarage basierenden „Messgebäudes“ gliedert sich in ein 5,15 m langes und 2,93 m breites „Messbüro“ und einen 1 m tiefen Vorraum gleicher Breite.

Im Vorraum sind, thermisch getrennt vom Messraum, Wärme emittierende Geräte wie die Lüftungsanlage oder der Mess-PC untergebracht.

Das Gebäude steht auf einem 70 cm hohen Sockel aus EPS-Wärmedämmung.

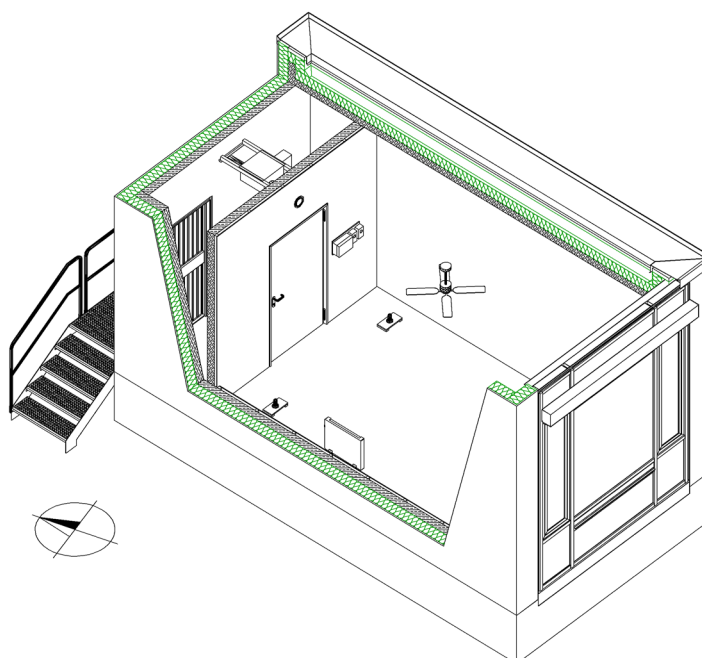


Abb. 209: Das "Messgebäude" "BTGA-Box" basiert auf einer Fertigteile-Garage. Es gliedert sich in einen 15 m^2 großen Mess-Raum und einen 3 m^2 großen Vorraum zur Unterbringung von Anlagen- und Messtechnik.

Fassade

Die Süd-Fassade des Messraums besteht aus einer Bürogebäude-typischen Pfosten-Riegel-Konstruktion. Der Brüstungsbereich ist mit grauen Vakuum-Dämm-Paneelen vom Typ Schüco Vacutherm ($U\text{-Wert} = 0,23 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$) ausgekleidet. Zur Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Fassadenfarben auf die Zulufttemperaturen lassen sich farbige Faserzementplatten hinterlüftet vor den Vakuum-Paneelen in spezielle Halterungen einsetzen.

Die drei Fenster sind mit einer Sonnenschutz-Doppel-Verglasung ausgerüstet ($U = 1,1 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, $g = 42 \%$, Lichttransmissionsgrad = 66 %). Die beiden seitlichen Fensterelemente lassen sich elektrisch kippen und manuell schwenken, die große mittlere Scheibe ist fest eingebaut.

Über und unter der Mittelscheibe sind Lüftungsgeräte vom Typ Aeromat VT angeordnet, mit denen unterschiedliche Zuluftkonfigurationen getestet werden können.

Die Pfosten-Riegel-Fassade lässt sich vollflächig mit einer elektrisch angetriebenen Jalousie verschatten. Weil der hervorstehende Sensorarm des Profilsensors während der Messungen am oberen Lüftungselement den Einsatz der Jalousie verhinderte, wurde auch bei allen weiteren Messungen zu Gunsten vergleichbarer Ergebnisse auf den Jalousieeinsatz verzichtet.

„Innere“ trennende Bauteile

Zur Nachbildung der adiabaten Verhältnisse an den inneren Raumumschließungsflächen eines Mittelbüros sind Decke, Boden und die Seitenwände außenseitig stark wärmedämmend ($U_{\text{AW}} = 0,15 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$, $U_{\text{Decke}} = 0,10 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$, $U_{\text{Boden}} = 0,05 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$). Weil zudem die Temperaturdifferenzen zwischen dem Gebäudeinneren und der Umgebung während der sommerlichen Messungen gering sind, werden die adiabaten Verhältnisse realer Mittelbüros sehr gut angenähert.

Zur Abbildung der geringen Wärmekapazitäten der in Bürogebäuden üblichen Trennwände, sind die hohen Wärmekapazitäten der tragenden Wandschalen der BTGA-Box abgeschirmt. Dazu sind die Betonwände innenseitig mit aufgedoppelten Rigipswänden mit hinterliegenden EPS-Platten verkleidet.

Die Betondecke soll, wie in einem passiv gekühlten Büro wünschenswert, als thermischer Speicher zur Verfügung stehen. Um eine gute Ankopplung an die Raumtemperaturen zu gewährleisten, ist die Decke nicht verputzt, sondern als weiß gestrichener Sichtbeton ausgeführt.

Der Fußboden besteht oberhalb der Beton-Bodenplatte aus einer 1 cm dicken Zementestrichschicht, auf die ein dunkelgrauer PVC-Belag vollflächig verklebt ist.

Lüftung

Die Lüftungsanlage ist so konzipiert, dass ein Büroraum mit Anschluss an eine zentrale Abluftanlage und fassadenintegrierten Nachströmöffnungen nachgebildet wird. Die Außenluft wird an der Süd-Fassade, in Abhängigkeit der gerade durchgeführten Untersuchung durch das obere oder untere Lüftungselement, angesaugt. Die Lüftungselemente vom Typ Aeromat VT wurden dabei als passive Zuluftelemente betrieben, d.h. die eingebauten Ventilatoren waren stets ausgeschaltet.

Die Lüftungselemente kragen raumseitig ca. 14 cm aus den Aluminium-Profilen der Haltekonstruktion aus und werden in diesem Bereich von Raumluft um-

spült. Dadurch sind die Lüftungselemente sowohl konvektiv als auch radiativ gut an die thermischen Bedingungen im Messraum angekoppelt. In Kombination mit dem langen inneren Luftweg der schalldämmenden Lüftungselemente kommt es, insbesondere bei geringen Volumenströmen, zu einer starken Angleichung der Zulufttemperatur an die Raumtemperatur.



Abb. 210: Einbausituation der Lüftungselemente im Messraum: Die fassadenseitige Außenluftansaugung erfolgt in der Fassadenebene; raumseitig begünstigt das Auskragen der Zuluftelemente den Wärmeaustausch mit dem Raum.



Abb. 211: Geöffnetes Lüftungselement: Die Luft strömt links in einen vorgelagerten, zum Raum hin ungedämmten Blechkanal ein und verlässt diesen nach einer Wegstrecke von ca. 1,50 m am Auslass auf der rechten Seite.

Die Abluft wird mittig auf der Messraumrückseite durch ein 2,4 m über dem Boden angeordnetes Tellerventil abgesaugt und über die im Vorraum eingebaute Lüftungsanlage aus dem Gebäude abtransportiert.

Die Lüftungsanlage ist dreistufig (Taglüftung, Nachtlüftung, Aus) ausgelegt, die Steuerung ist entsprechend den in Abs. 3.6.3 beschriebenen Strategien automatisiert.



Abb. 212: Im Vorraum der BTGA-Box installierte Abluftanlage.



Abb. 213: Tellerventil im Messraum mit Ablufttemperatur-Sensor.

Heizung

Für die Beheizung des Messraums in den Übergangszeiten bzw. während kalter Witterungsperioden diente ein elektrisch betriebener Ölradiator vom Typ kaz Duracraft DW-215E. Dieser verhinderte das Auskühlen der thermischen Speichermassen, sodass sie sich bereits am Anfang einer Schönwetterperiode in einem quasi eingeschwungenen Zustand befanden und mit den Messungen direkt begonnen werden konnte.

Deckenventilator

Im Juni 2009 wurde für spätere Untersuchungen ein Deckenventilator mittig in den Messraum eingebaut. Für die hier dargestellten Untersuchungen hat er keine Funktion.

PCM-Box

Angeregt durch die Messung in einem Therapie-Raum im TRI-Haus (vgl. Abs. 3.5.2.4), bei dem die Zuluft durch PCM-Platten¹⁾ im Zuluftweg gekühlt werden sollte, und durch Fremduntersuchungen eines ähnlichen Systems im Imtech-Haus [43], wurde der Messraum zeitweise mit einem Latentwärmespeicher für die Zuluftkühlung ausgerüstet.

Dazu wurde an das untere Lüftungselement ein mit bis zu 15 PCM-Platten bestückbarer Holzkasten, die „PCM-Box“, angeschlossen. Die Luft strömt aus dem Lüftungselement von oben in die PCM-Box ein, zirkuliert zwischen den PCM-Platten (sofern diese eingebaut sind) und verlässt die PCM-Box durch einen bodennahen, 2 cm hohen Schlitz an der Vorderseite. (Eine Konstruktionszeichnung der PCM-Box ist in Anhang 8.6 zu finden.)

Anders als bei den Brüstungskästen im TRI-Haus (Einleitung der Frischluft auf halber Brüstungshöhe und Ausleitung der gekühlten Zuluft auf der Oberseite) kann hier die Ausbildung strömungstechnischer Totbereiche im unteren Teil der Konstruktion ausgeschlossen werden.

Die PCM-Platten vom Typ Dörken DELTA-COOL24 bestehen aus einem flachen Aluminium-Gehäuse (455 x 305 x 10 mm), in dem sich pulverförmiges PCM befindet. Der Schmelzbereich liegt zwischen 22 und 28 °C, die Speicherkapazität beträgt 165 kJ/Platte. Ihr Achsabstand in der PCM-Box beträgt 3 cm.

¹⁾ Phase-Change-Material (PCM): Phasenwechselmaterialien binden thermische Energie in definierten Temperaturbereichen durch einen Phasenübergang (meist fest nach flüssig). Die dabei latent, d.h. ohne fühlbare Materialerwärmung, absorbierte Schmelzenergie übersteigt die massen-spezifische Wärmekapazität um ein Vielfaches. Bei der Abkühlung des Materials (unter die Kristallisationstemperatur) kristallisieren die flüssigen PCMs aus und die Schmelzenergie wird wieder freigesetzt. Dieser Phasenwechselzyklus kann quasi beliebig oft wiederholt werden.

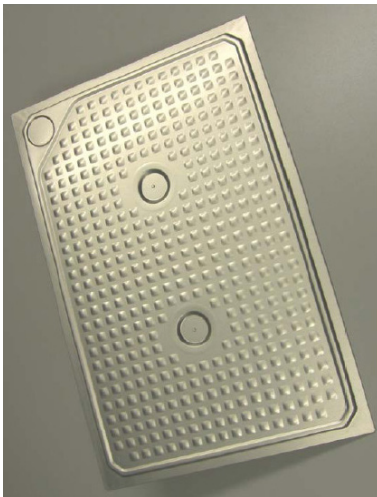


Abb. 214: PCM-Platte vom Typ DELTA COOL24. (Foto: Firma Dörken)

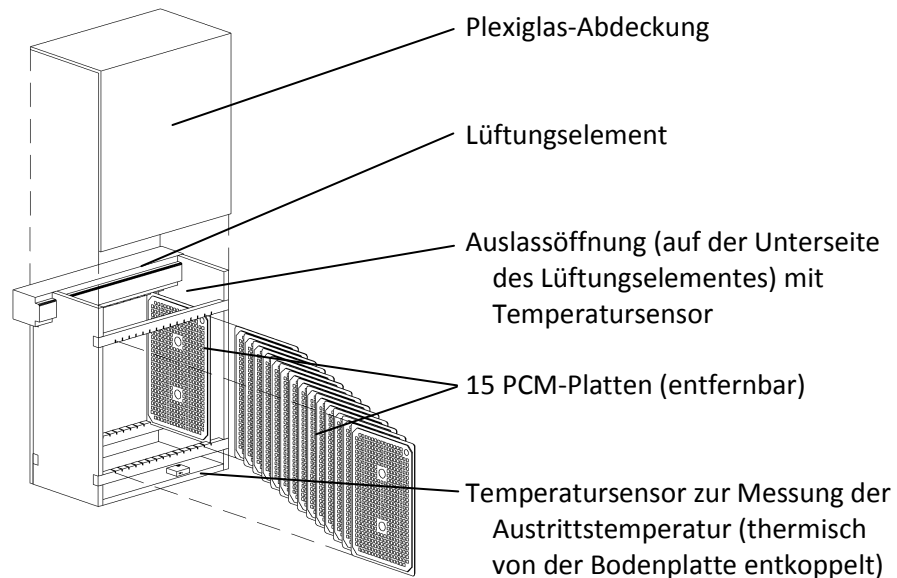


Abb. 215: Explosionszeichnung der PCM-Box

Vorteil einer solchen Zuluftkühlung gegenüber dem Einbau von (mikroverkapseltem) PCM in Decken und Wänden ist die deutlich höhere Wirksamkeit: Die direkte Anströmung der Latentwärmespeicher bewirkt einen hohen konvektiven Wärmeübergang und damit eine hohe Kühlleistung am Tage, sowie eine zuverlässige Rückkühlung während des Nachtlüftungsbetriebs (sofern die Lufteintrittstemperatur unterhalb der Kristallisationstemperatur des PCMs liegt).

Die folgende Schnittzeichnung zeigt, wie die zuvor beschriebenen Komponenten in der BTGA-Box angeordnet sind.

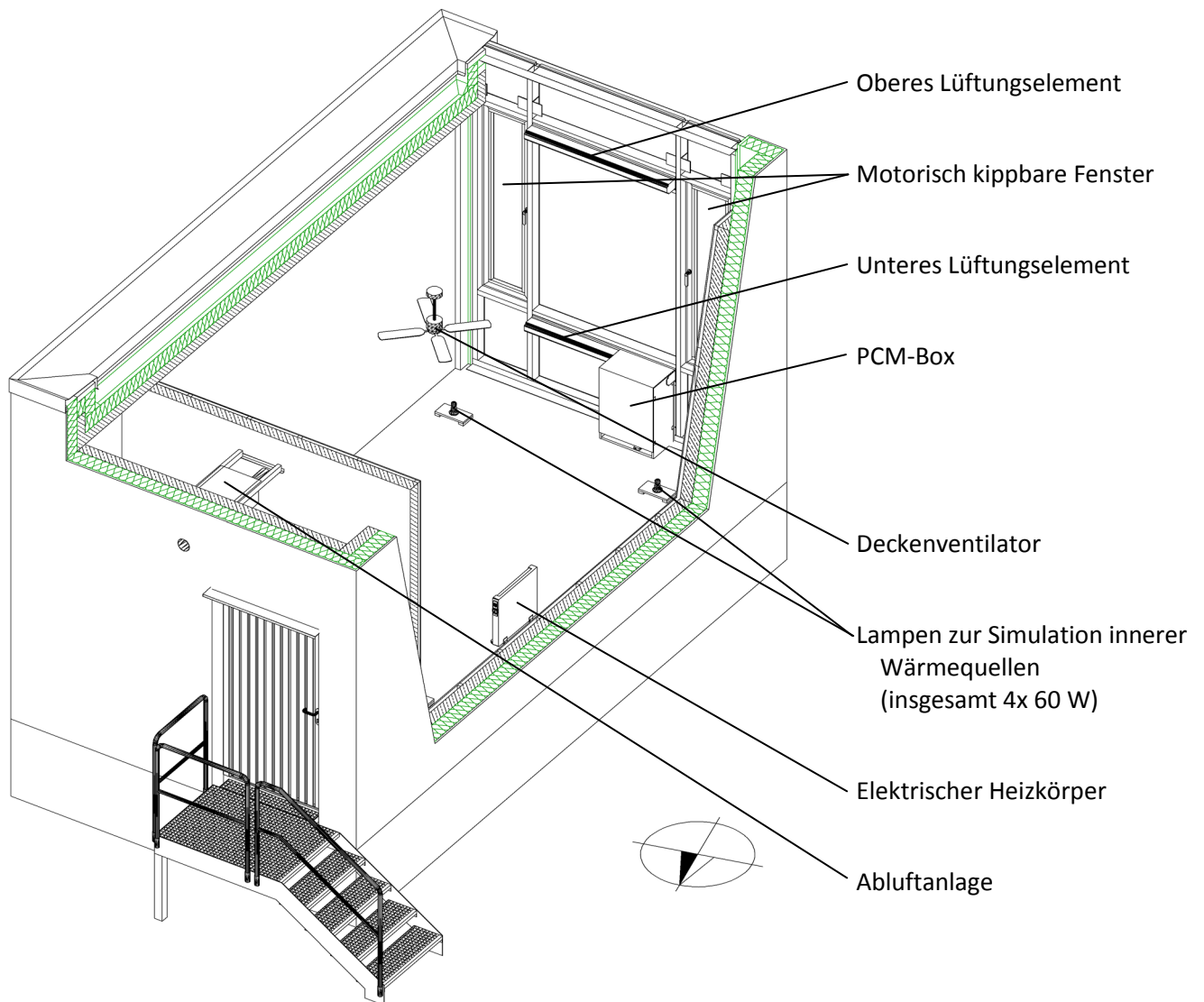


Abb. 216: Isometrie des Messgebäudes "BTGA-Box"

3.6.2 Messtechnik

Das messtechnische Konzept der BTGA-Box ist eng an das der Feldmessungen (vgl. Abs. 3.4) angelehnt. Weil im Messraum nicht auf Nutzer, kurze Auf- und Abbaueiten oder die Unversehrtheit der Fassade Rücksicht genommen werden muss, kam hier ein verlässlich arbeitendes kabelgebundenes Mess-System zum Einsatz. Zur Reduktion von Messfehlern wurden auch hier die Sensoren und Messstrecken im Vorfeld kalibriert.

Am Messraum konzentrieren sich die Untersuchungen ausschließlich auf die Süd-Fassade. Dafür ist im oberen Bereich ein Pyranometer (CMP6 von Kipp & Zonen) zur Erfassung der Gesamtstrahlung an der Fassade angebracht. Vor dem jeweils genutzten¹⁾ Lüftungselement misst ein Grenzsicht-Sensor, wie bei den Feldmessungen, die Lufttemperaturen im Abstand von 4, 11,5 und 22 cm zur Fassade. Dessen Messköpfe (PT1000) sind zur Minimierung solarer Strahlungseinflüsse mit Doppelhülsen ummantelt. Zur Erfassung von Auftriebsströmungen misst ein Hitzdrahtanemometer die vertikalen Strömungsgeschwindigkeiten 15 cm vor der Fassadenoberfläche.

¹⁾ Je nach Untersuchungsziel wurde entweder das obere oder das untere Lüftungselement als Zuluftöffnung genutzt – nie beide parallel. So lassen sich die Einflüsse eindeutig zuordnen.



Abb. 217: Sensor an der Süd-Fassade der BTGA-Box zur Messung von Auftriebsströmungen und eines Temperaturprofils. Zum Schutz vor Strahlungseinflüssen sind die Temperatursensoren mit Doppelhülsen ummantelt.



Abb. 218: Wetterstation am Campus Haspel auf dem Dach eines viergeschossigen Universitätsgebäudes. Links: Diffusstrahlungs-, Lufttemperatur-, Luftfeuchte- und Regensensor; rechts: Globalstrahlungs-, Windgeschwindigkeits- und –richtungs-Sensor.

Im Ein- und Auslass des Lüftungselementes ermitteln Temperatursensoren vom Typ PT1000 die Temperaturänderung der hindurch strömenden Luft. Die Raumlufttemperatur wird mit einem strahlungsgeschützten Messkopf (PT1000) in der Raummitte, ca. 90 cm über dem Boden erfasst. Die Ablufttemperaturen misst ein PT1000-Sensor im Abluftkanal, kurz hinter dem Tellerventil. Für die Messung der Umgebungstemperatur²⁾ ist auf der Nordseite der BTGA-Box, ca. 25 cm von der Fassadenoberfläche entfernt, ein strahlungsgeschützter Außensensor (PT1000) installiert. Die Messdaten werden zentral in einem Logger vom Typ Squirrel 2020 in fünfsekündigen Intervallen erfasst und auf Minutenwerte gemittelt gespeichert.

Das Wettergeschehen (Lufttemperatur, Windgeschwindigkeit und –richtung, Niederschlag, sowie Global- und Diffusstrahlung) dokumentiert eine Wetterstation auf dem Dach eines vierstöckigen Nachbargebäudes. Weil die Wetterstation auf Grund ihrer exponierten Lage das Mikroklima in der unmittelbaren Umgebung des Messraums nicht abbildet, werden ihre Daten auch zur Identifizierung mikroklimatischer Einflüsse genutzt.

²⁾ Die an der Nord-Seite des Messraums gemessene Lufttemperatur wird als Referenz für die Erwärmungseffekte an der Süd-Fassade verwendet.

3.6.3 Anlagensteuerung

Im Gegensatz zu den Feldmessungen können die Betriebsparameter der technischen Anlagen im Messraum frei variiert werden. Die Steuerung der Lüftungsanlage und der elektrisch kippbaren Fenster erfolgt über den auch zur Erfassung und Speicherung von Messdaten eingesetzten Squirrel 2020-Logger.

Die zur Simulation innerer Wärmequellen eingesetzten 60 W-Glühlampen werden in Abhängigkeit des Wochentags mittels einer Funk-Zeitschaltuhr vom Typ Brennenstuhl HBT 100 F geschaltet.



Abb. 219: Zeitschaltuhr „Brennenstuhl HBT 100 F“ zur wochentagsabhängigen Steuerung der inneren Wärmequellen.



Abb. 220: Daten-Logger und Steuereinheit vom Typ Squirrel 2020 zur Erfassung der Messdaten und Steuerung der Anlagen im Messraum „BTGA-Box“.

Im Folgenden sind die Steuerungsparameter der technischen Anlagen im Einzelnen erläutert:

Lüftungsanlage:

Basierend auf den Anforderungen an eine energieeffiziente Lüftungssteuerung für Bürogebäude wurde folgendes Steuerungsprofil entwickelt:

Während der angenommenen Arbeitszeit (täglich¹⁾ zwischen 8:00 und 18:00 Uhr) sichert die Lüftungsanlage im Taglüftungsbetrieb (mit 40 m³/h, entspricht einem 0,9-fachen stündlichen Luftwechsel) die Raumluftqualität.

In dem für die Nachtlüftung vorgesehenen Zeitraum (täglich zwischen 18:00 und 8:00 Uhr) wird die Nachtlüftung (mit 147 m³/h, entspricht 3,4-fachen stündlichen Luftwechsel) nur betrieben, wenn die Temperaturdifferenz zwischen der Raumluft und der Umgebung²⁾ (gemessen 25 cm vor der Nordfassade) mindestens 2 K beträgt.

Bei geringeren Temperaturdifferenzen ist der Energieaufwand für den Betrieb des Abluftventilators gemessen an der zu erwartenden Kühlwirkung unwirtschaftlich hoch.

Außerdem wird die Nachtlüftung bei Unterschreitung einer Raummindesttemperatur von 20 °C abgeschaltet. Tiefere Temperaturen würden die Nutzer am nächsten Morgen als unangenehm kalt empfinden.

Steuerung: Logger (Squirrel 2020)

Betriebsweise:

Tagbetrieb: täglich zwischen 8:00 und 18:00 Uhr,
Volumenstrom: kontinuierlich ca. 40 m³/h.

¹⁾ eine Differenzierung zwischen Arbeitstagen und Wochenenden war mit der Logger-Steuerung nicht möglich.

²⁾ Energetisch günstiger wäre es, die Ansaug- statt der Umgebungstemperatur als Bezugsgröße zu verwenden. Weil die dafür erforderliche Einzelraumregelung sehr aufwändig und daher in Bürogebäuden unüblich ist, wurde auch bei den vorliegenden Untersuchungen die Umgebungstemperatur als Referenztemperatur gewählt.

- Nachtbetrieb: täglich zwischen 18:00 und 8:00 Uhr,
 Kühlbetrieb: wird aktiviert, wenn die Raumtemperatur mindestens 10 Minuten lang über 22 °C liegt und die Differenz zwischen Innen- und Außentemperatur größer als 3 K ist.
 Volumenstrom: ca. 147 m³/h
 Abschaltung: wird ausgelöst, wenn die Raumtemperatur mindestens 10 Minuten unter 20 °C liegt oder die Differenz zwischen Innen- und Außentemperatur unter 2 K sinkt.

Kipp-Fenster

Es wird ein Nutzerverhalten in stilisierter Form nachgebildet. Dabei wird angenommen, dass die Nutzer die Fenster zu Beginn der Arbeitszeit und in der Mittagspause öffnen. Die Fenster werden in diesen Zeiten automatisiert gekippt. (Ein Aufschwenken würde das Nutzerverhalten besser abbilden, ließ sich aber technisch nicht realisieren und hätte durch den unbeaufsichtigten Automatik-Betrieb auch das Einbruchrisiko stark erhöht.)

Eine Unterscheidung zwischen Arbeitstagen und Wochenende ist mit der Loggersteuerung nicht möglich.

- Steuerung: Logger (Squirrel 2020)
 Betriebsweise: täglich: 8:00 bis 8:30 Uhr: Kippstellung
 täglich: 12:00 bis 13:00 Uhr: Kippstellung
 Restliche Zeit: geschlossen



Abb. 221: Durch automatisiertes Kippen der seitlichen Fenster wird ein stilisiertes Nutzerverhalten abgebildet.



Abb. 222: Eine von vier 60 W-Glühlampen zur Simulation innerer Wärmequellen im Messraum.

Simulierte innere Wärmequellen

Zur Simulation innerer Wärmequellen sind vier 60 W-Glühlampen im Messraum verteilt. Sie erzeugen wochentags in Anlehnung an DIN 4108-2 [54] einen Wärmeeintrag von 144 Wh/(m²-d). Unter der Annahme, dass das simulierte Büro nur in der Woche genutzt wird, waren die Lampen an den Wochenenden ganztägig abgeschaltet.

- Steuerung: Funk-Zeitschaltuhr (Brennenstuhl HBT 100 F)
 Betriebsweise: Montag bis Freitag: 8:00 bis 17:00 Uhr eingeschaltet.
 Samstag & Sonntag: kontinuierlich ausgeschaltet.

Heizung

Nach Problemen mit der Regelung über den eingebauten Thermostaten im Sommer 2008 wurde die Regelung im August 2008 auf den Squirrel 2020 Datenlogger transferiert. Unabhängig von der Ansteuerung durch den Logger stand die Heizung ab da nur in länger andauernden kalten Witterungsphasen zur Verfügung.

- Steuerung: manuelles Ein- und Ausschalten am Heizkörper
 Regelung per Logger (Squirrel 2020)
 Betriebsweise: Die Heizung wird manuell am Gerät eingeschaltet, wenn ohne Heizbetrieb dauerhaft Raumtemperaturen unter 20 °C zu erwarten sind. Dann regelt der Logger den Heizbetrieb nach folgenden Schaltkriterien:
 Aktivierung: Raumtemperatur < 19,5 °C für 1 Min
 Abschaltung: Raumtemperatur > 20,5 °C für 1 Min
 Heizleistung: etwa 600 W



Abb. 223: Ein elektrischer Heizkörper verhindert bei kalter Witterung ein zu starkes Auskühlen der thermischen Speicher.

3.6.4 Mess-Konfigurationen (und Messbedingungen)

Am Testraum wurden die Einflüsse verschiedener Lüftungs- und Fassadenkonfigurationen auf die Ansaug- und Zulufttemperaturen gemessen. Abhängig von der Witterung dauerten die Untersuchungen jeweils vier bis acht Wochen.

Folgende Gestaltungs- und Konstruktionsoptionen wurden dabei untersucht:

- Anordnung der Zuluftöffnung in besonnten und verschatteten Fassadenbereichen,
- Einfluss der Farbe bzw. des Absorptionsgrades opaker Fassadenteile,
- Potential zur Kühlung der Zuluft mittels Latentwärmespeichern.

Dabei kamen folgende Mess- und Fassadenkonfigurationen zum Einsatz:

Oberes Lüftungsgerät

Diese Messung liefert Daten für den Vergleich zwischen der Außenluftzuführung durch das obere und das untere Lüftungselement.

Zuluftführung:	Durch oberes Lüftungselement
PCM-Einsatz:	Nicht vorhanden
Fassadenfarbe:	Grau – RAL 9006, Reflexionsgrad ¹⁾ : 52 % (Farbe der Vakuum-Isolier-Paneele)
Besonderheit:	Das Lüftungselement wird ab einem Sonnenhöhenwinkel von 18° teilweise und ab 41° gänzlich von einem Jalousiekasten verschattet. Weil bei niedrigen Sonnenständen der Schatten eines Universitätsgebäudes (morgens bis 9:30 Uhr MESZ) bzw. der eines Berges (abends ab 19 Uhr MESZ) auf die Süd-Fassade fallen, ist das Lüftungselement im Sommer fast durchgehend verschattet.

¹⁾ Die von der RAL-Farbe abgeleiteten Reflexionsgrade beziehen sich stets auf das optische Spektrum; die Reflexionsgrade im Infrarot-Spektrum konnten nicht ermittelt werden.



Abb. 224: Fassadenkonfiguration während der Messung am oberen Lüftungselement.



Abb. 225: Pyranometer und Profil-Sensor bei der Messung am oberen Lüftungselement.

Unteres Lüftungsgerät

Die Daten aus dieser Messung dienen dem Vergleich der Zuluftführung durch das obere Lüftungselement und als Referenz für die nachfolgenden Varianten.

Zuluftführung:	Durch unteres Lüftungselement
PCM-Einsatz:	Nicht vorhanden
Fassadenfarbe:	Grau – RAL 9006, Reflexionsgrad: 52 % (Farbe der Vakuum-Isolier-Paneele)



Abb. 226: Fassadenkonfiguration bei der Messung am unteren Lüftungselement.



Abb. 227: Fassendensensor am unteren Lüftungselement.



Abb. 228: PCM-Box, ausgerüstet mit 15 PCM-Platten.

Unteres Lüftungsgerät + PCM / + leere PCM-Box

Während dieser Messkampagnen wurde die Wirksamkeit von Latentwärmespeichern zur Kühlung der Zuluft untersucht. Dazu war, bei ansonsten unveränderter Raum- und Fassadenkonfiguration, die PCM-Box an das untere Lüftungselement angeschlossen. Durch Abdichten der Nahtstellen zwischen PCM-Box und Zuluftelement war sichergestellt, dass der gesamte Zuluftstrom die PCM-Box vor Eintritt in den Raum durchströmt.

Mit dieser Zuluftkonfiguration wurden zwei Messreihen durchgeführt:

1. Unteres Lüftungsgerät + PCM

Hier wurde die Kühlwirkung der mit 15 PCM-Platten vom Typ Dörken DELTA-COOL24 bestückten PCM-Box untersucht. Die thermische Speicherkapazität ist vom Hersteller mit 165 kJ/Platte und der Schmelzbereich mit 22 bis 28 °C angegeben [74]. Der lichte Abstand zwischen den Platten betrug 1,1 cm.

2. Unteres Lüftungsgerät + leere PCM-Box

Zur Bestimmung des Anteils der PCM-Box-Konstruktion an der Kühlung wurde im Anschluss die Wirkung der leeren PCM-Box auf die Zulufttemperaturen untersucht. Dazu wurden alle PCM-Platten aus der PCM-Box entfernt, der Messaufbau aber ansonsten nicht verändert.

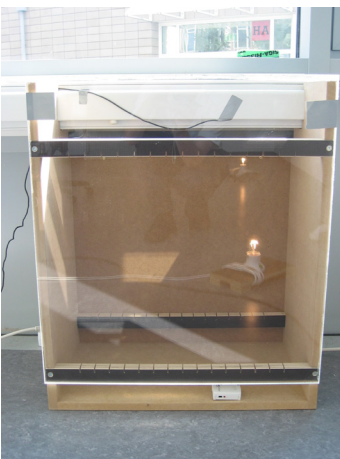


Abb. 229: Leere PCM-Box während einer Vergleichsmessung.

Anders als bei der Messung in den Praxisräumen des TRI-Hauses, bei der das Kühlsystem auf Grund mangelnder Durchströmung der thermischen Speicher versagte (vgl. Abs. 3.5.6.4), war hier die Anströmung der PCM-Platten sichergestellt.

Bei den Untersuchungen zu „Unteres Lüftungsgesetz + PCM / + leere PCM-Box“ kam folgende Fassadenkonfiguration zum Einsatz:

Zuluftführung:	Durch unteres Lüftungselement
PCM-Einsatz:	Zeitweise: PCM-Box, bestückt mit 15 PCM-Platten Wärmekapazität: 165 kJ/Platte Schmelzbereich: 22 – 28 °C Zeitweise: leere PCM-Box
Fassadenfarbe:	Grau – RAL 9006, Reflexionsgrad: 52 % (Farbe der Vakuum-Isolier-Paneele)

Unteres Lüftungsgesetz + schwarze Fassadenverkleidung

Um zu untersuchen, wie sich eine verstärkte Absorption von Solarstrahlung an einer dunklen Fassadenoberfläche auf die Ansaug- und Zulufttemperaturen auswirkt, wurde der Brüstungsbereich mit schwarzen Faserzementplatten verkleidet.

Zur Vermeidung erhöhter Transmissions-Wärmelasten für den Messraum und um Beschädigungen der Vakuum-Dämm-Paneele durch Wärmestaus vorzubeugen, waren die Faserzementplatten mit einer nach oben und unten offenen Hinterlüftung montiert.

Zuluftführung:	Durch unteres Lüftungselement
PCM-Einsatz:	Nicht vorhanden
Fassadenfarbe:	Schwarz – RAL 7024, Reflexionsgrad: 8 % (schwarze Faserzementplatte)

Unteres Lüftungsgesetz + schwarze Fassadenverkleidung + PCM

Aufbauend auf die Untersuchung „Unteres Lüftungselement + PCM“ sollte hier bei erhöhten Ansaugtemperaturen die Leistungsgrenze des PCM-Kühlsystems ausgelotet werden.

Zuluftführung:	Durch unteres Lüftungselement
PCM-Einsatz:	PCM-Box, bestückt mit 15 PCM-Platten
Fassadenfarbe:	Schwarz – RAL 7024, Reflexionsgrad: 8 % (schwarze Faserzementplatte)

Unteres Lüftungsgesetz + weiße Fassadenverkleidung

Zur besseren Einordnung des Einflusses der Fassadenfarbe bzw. des Absorptionsgrades wurden für diese Untersuchung die schwarzen Faserzementplatten gegen weiße ausgetauscht.

Zuluftführung:	durch unteres Lüftungselement
PCM-Einsatz:	nicht vorhanden
Fassadenfarbe:	weiß – RAL 9003, Reflexionsgrad: 85 % (weiße Faserzementplatte)



Abb. 230: BTGA-Box mit einer Brüstungsverkleidung aus schwarzen Faserzementplatten.



Abb. 231: BTGA-Box mit weißen Faserzementplatten im Brüstungsbereich.

3.6.5 Typologie der Messkonfigurationen

Im Folgenden sind die Raumkonfigurationen für die Untersuchungen am Messraum tabellarisch zusammengestellt.

Tab. 4: Tabellarische Zusammenstellung der untersuchten Raum-Konfigurationen.

	oberes Lüftungselement	Unteres Lüftungselement	Unteres Lüftungselement + schwarze Faserzementplatten	Unteres Lüftungselement + weiße Faserzementplatten	Unteres Lüftungselement + PCM	Unteres Lüftungselement + leere PCM-Box	Unteres Lüftungselement + schwarze Faserzementplatten + PCM	Unteres Lüftungselement + schwarze Faserzementplatten + leere PCM-Box
Messzeitraum								
von	18.06.2008	30.07.2008	21.04.2009	09.09.2009	11.07.2008	30.07.2008	01.07.2009	27.08.2008
bis	07.07.2008	27.08.2008	01.07.2009	13.11.2009	30.07.2008	27.08.2008	08.09.2009	24.09.2008
Dauer (Tage)	19	28	71	65	19	28	69	28
Lüftung								
Zuluft	oberes Lüftungselement	unteres Lüftungselement	unteres Lüftungselement	unteres Lüftungselement	unteres Lüftungselement	unteres Lüftungselement	unteres Lüftungselement	unteres Lüftungselement
Abluft	Tellerventil auf Raumrückseite							
Zuluftkühlung								
PCM-Box	---	---	---	---	15x DeltaCOOL 24	leer	15x DeltaCOOL 24	leer
Besonderheiten	---	---	---	---	---	---	Aluminium-Folien-Bespannung der Acrylglas Abdeckung	Aluminium-Folien-Bespannung der Acrylglas Abdeckung
Fassade								
Fassadenverkleidung	---	---	schwarze Faserzementplatte	weiße Faserzementplatte	---	---	schwarze Faserzementplatte	schwarze Faserzementplatte
Fassadenfarbe	RAL 9006	RAL 9006	RAL 7024	RAL 9003	RAL 9006	RAL 9006	RAL 9004	RAL 9004
Reflektionsgrad	52%	52%	8%	85%	52%	52%	8%	8%
Raum								
Fensterbank	---	---	x	x	---	---	x	---

3.6.6 Darstellung und Analyse der Messergebnisse

Im Folgenden werden zuerst die Ergebnisse der Messkampagnen ohne PCM-Box und anschließend mit eingebauter PCM-Box in grafischer Form präsentiert. Die gezeigten Diagramme basieren auf Stundenmittelwerten, wobei der Zeitstempel das Ende des jeweiligen Mittelungsbereichs repräsentiert. Abschließend erfolgt eine Analyse hinsichtlich der Einflüsse aus

- Lage des Lüftungselementes,
- Absorptionsgrad der Fassade und
- Wirksamkeit der Latentwärmespeicher für die Kühlung der Zuluft.

3.6.6.1 Diagramm-Erläuterungen

Nomenklatur der Temperatursensorik in den Auswerte-Grafiken:

Wetterstation: Wetterstation auf dem Dach eines Nachbargebäudes.

Grenzschicht: Lufttemperatur in der Fassadengrenzschicht, 4 cm vor dem Ansauggitter des benutzten Lüftungselementes.

Frischlufte: Temperatur der angesaugten Luft unmittelbar nach Eintritt in das Lüftungselement.

Zuluft: Temperatur der Zuluft am raumseitigen Auslass des Lüftungselementes.

Abluft: Temperatur der Abluft unmittelbar hinter dem Tellerventil.

Hinweis: Auf Grund der geringen Fassadengröße waren die Grenzschichteffekte nur schwach ausgeprägt bzw. wurden bereits bei sehr geringen Windgeschwindigkeiten gestört. Dementsprechend liefern die Temperatur- und Strömungsdaten des Grenzschichtensensors kaum verwertbare Informationen.

Diagramm-Erläuterungen für die Messungen ohne PCM-Box:

Witterung:

Zunächst vermittelt der zeitliche Temperatur- und Strahlungsverlauf einen Eindruck der Witterung im gesamten Untersuchungszeitraum (1. Diagramm). Detaillierte Verläufe relevanter Messgrößen sind der nachgestellten Ausschnittsvergrößerung zu entnehmen (2. Diagramm, exemplarisch in Abb. 232 dargestellt). Basis der zeitlichen Verläufe ist wie bei den Feldmessungen die Normal- bzw. Winterzeit. Zur Bewertung der Witterung sind anschließend die kumulierten Häufigkeiten der pro Tag eingestrahltene Solarenergie und der Tageshöchst-Lufttemperatur an der Wetterstation dargestellt (3. und 4. Diagramm).

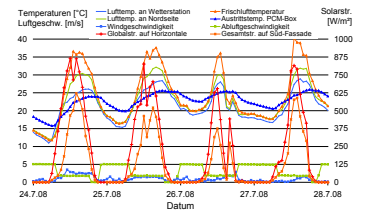


Abb. 232: Beispiel-Diagramm: Ausschnittsvergrößerung aus zeitlichem Witterungsverlauf.

Umgebungstemperatur-Einflüsse:

Die beiden folgenden Diagramme (5. und 6. Diagramm) zeigen – getrennt nach Tag- und Nachtlüftung – Korrelationen zwischen äußeren und inneren Lufttemperaturen (vgl. Abb. 233). Dazu sind die unmittelbar am Einlass des Lüftungselementes gemessenen Temperaturen (im Diagramm als „Frischlufftemperaturen“ bezeichnet) sowie die Zu- und Ablufttemperaturen den jeweiligen Lufttemperaturen an der Wetterstation zugeordnet.

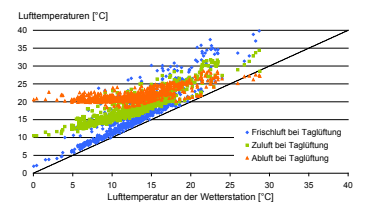


Abb. 233: Beispiel-Diagramm: Messwerte auf der Diagonalen entsprechen den Umgebungstemperaturen, Messwerte oberhalb der Diagonalen zeigen wärmere, Messwerte unterhalb kühlere Temperaturen.

Weil diese Darstellung keine Rückschlüsse auf die, für die Ausbildung mikroklimatischer Effekte relevante, solare Einstrahlung zulässt, sind in den nachfolgenden Diagrammen die Temperaturdaten auf die Gesamtstrahlung an der Fassade bezogen.

Windeinflüsse:

Das 7. Diagramm zeigt Strahlungs- und Windeinflüsse auf die Temperaturen im Einlassbereich des Zuluftes (im Diagramm wieder als „Frischlufftemperaturen“ bezeichnet). Es wird die Temperaturdifferenz dieser Mess-Stelle zur Umgebung (Lufttemperatur an der Nordseite der BTGA-Box) in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung dargestellt.

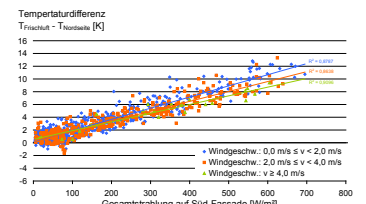


Abb. 234: Beispiel-Diagramm: Dargestellt sind die Messwerte und die Regressionsgeraden, zugehörige Windgeschwindigkeiten sind durch Farben klassifiziert.

Zur Identifizierung von Windeinflüssen werden die Messwerte an Hand der zugehörigen Windgeschwindigkeit in 3 Klassen (0 bis 2 m/s, 2 bis 4 m/s, über 4 m/s) eingeteilt (vgl. Abb. 235).

Lüftungselement-Einflüsse:

Die beiden nachfolgenden, nebeneinander platzierten Grafiken (8. und 9. Diagramm) zeigen die Temperaturänderung der Zuluft beim Durchströmen des Lüftungselementes und die dafür ursächliche Temperaturdifferenz zur Raumluft.

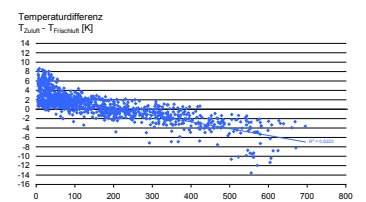


Abb. 235: Beispiel-Diagramm: Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung und deren Regressionsgerade.

Die im linken Diagramm dargestellte Temperaturänderung der zuströmenden Luft ergibt sich aus der Differenz der Ein- und Auslasstemperatur des Lüftungselementes (vgl. Abb. 235).

Ursächlich für den zu Grunde liegenden Wärmeaustauschprozess ist das im rechten Diagramm dargestellte Gefälle zwischen Raum- und Zulufttemperatur¹⁾.

Begünstigt wird der Wärmeaustausch dabei durch die bauartbedingt hohe Wärmeleitfähigkeit des Blechgehäuses des Lüftungselementes und dessen guter thermischer Ankoppelung an den Raum (vgl. Abs. 3.6.1).

¹⁾ Physikalische wäre die Ansaugtemperatur geeigneter aber durch die Wahl der Zulufttemperatur als Referenz kann eine potentielle Zugluftgefahr bei großen Temperaturdifferenzen zur Raumluft erkannt werden.

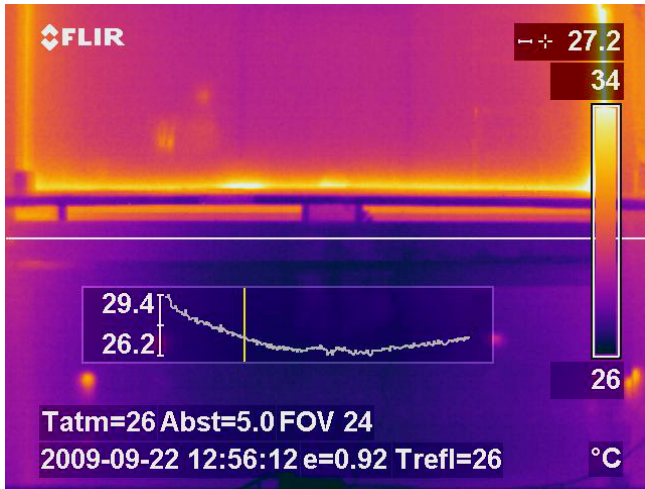


Abb. 236: Thermographie-Bild des unteren Lüftungselements an einem strahlungsreichen Tag. Es zeigt sich ein Temperaturgefälle im Verlauf des durchströmten Blechkanals: Die warme Frischluft wird links in den Kanal eingeleitet und strömt darin etwa 1,50 m zum Auslass auf der rechten Gehäuseseite. Dabei kühlt sie um etwa 3 K ab.

Abb. 237: Foto der in der Infrarot-Aufnahme dargestellten Situation.

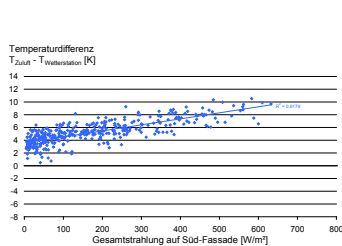


Abb. 238: Beispiel-Diagramm: Der Gesamtstrahlung an der Fassade ist die Differenz aus Zuluft- und Umgebungstemperatur (an der Wetterstation) zugeordnet.

Kumulation der Einflüsse:

Die Temperaturdifferenz zwischen der Zuluft im Messraum und der Luft an der Wetterstation spiegelt die Summe der Einflüsse aus dem Mikroklima, der Fassadengestaltung und dem Lüftungselement wieder (10. Diagramm). Ergeben sich hier große Temperaturunterschiede, so sind bei der Simulation der Raumtemperaturen und bei der Auslegung einer Raumkühlung entsprechende Temperaturaufschläge der Zuluft gegenüber der Umgebungsluft zu berücksichtigen.

Diagramm-Erläuterungen für die Messungen mit PCM-Box:

Hier wird weitgehend die zuvor beschriebene Diagramm-Systematik verwendet. Bei der Ausschnittsvergrößerung (2. Diagramm) und der Darstellung der Windeinflüsse (7. Diagramm) gibt es folgende Anpassungen:

Ausschnittsvergrößerung:

Die Ausschnittsvergrößerung wird um ein weiteres Diagramm ergänzt, das für den gleichen Zeitraum relevante Messgrößen der PCM-Kühlung zeigt.

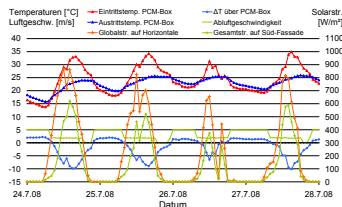


Abb. 239: Beispiel-Diagramm mit Messdaten zur Charakterisierung der Kühlleistung.

PCM-Kühlung / Windeinflüsse:

Auf eine erneute Darstellung der Windeinflüsse wird hier verzichtet, weil diese bereits bei den Messungen ohne PCM-Box diskutiert werden und bei Einsatz der gleichen Fassadenkonfigurationen keine signifikanten Abweichungen aufgetreten sind.

Stattdessen sind an dieser Stelle zwei Diagramme zur Untersuchung der Wirksamkeit von PCMs für die Zuluftkühlung eingefügt. Das linke Diagramm stellt die Austrittstemperaturen der PCM-Box in Abhängigkeit der Eintrittstemperaturen dar. Weil Austrittstemperaturen unter 26 °C¹⁾ wünschenswert sind, ist diese „Grenztemperatur“ durch eine grüne Linie markiert. Im rechten Diagramm sind die Kühlleistungen bezogen auf die Eintrittstemperaturen aufgetragen.

¹⁾ Laut der Technischen Regeln für Arbeitsstätten ASR A3.5 [7] soll die Temperatur in Arbeitsräumen 26 °C nicht übersteigen.

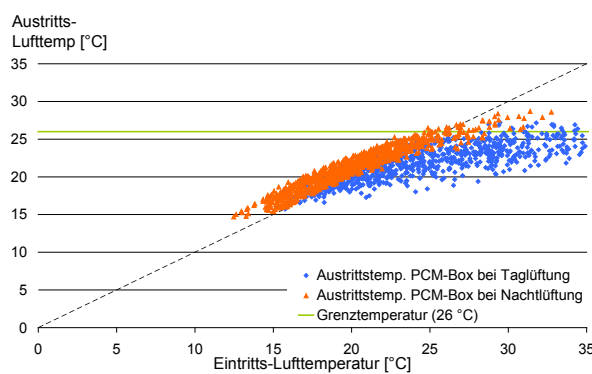


Abb. 240: Beispiel-Diagramm: Austrittstemperaturen an der PCM-Box in Relation zu den Eintrittstemperaturen.

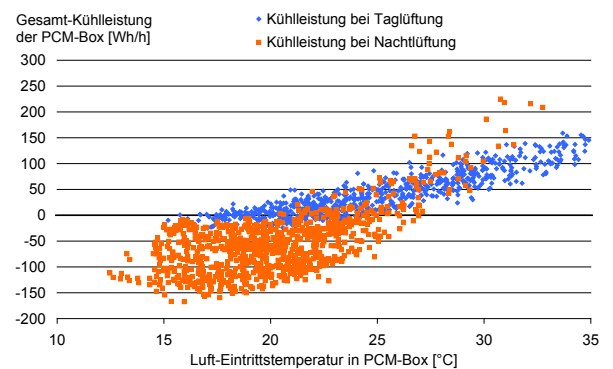


Abb. 241: Beispiel-Diagramm: Kühlleistung der PCM-Box in Relation zu den Eintrittstemperaturen.



3.6.6.2 Oberes Lüftungsgerät

Vom 18.06.2008 bis zum 07.07.2008 wurde die Luftzuführung durch das obere Lüftungselement untersucht.

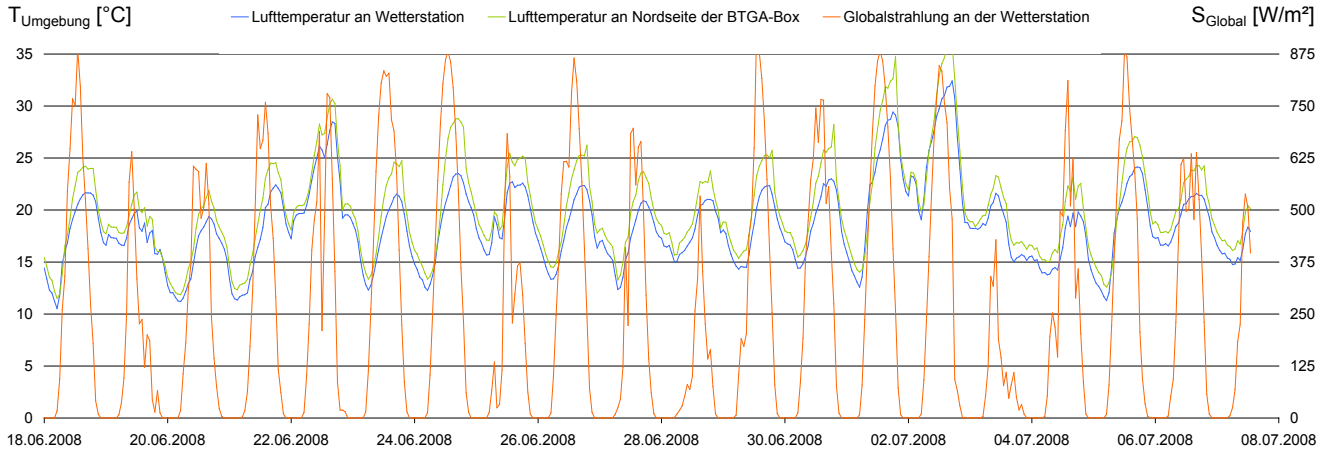


Abb. 242: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Untersuchungszeitraum.

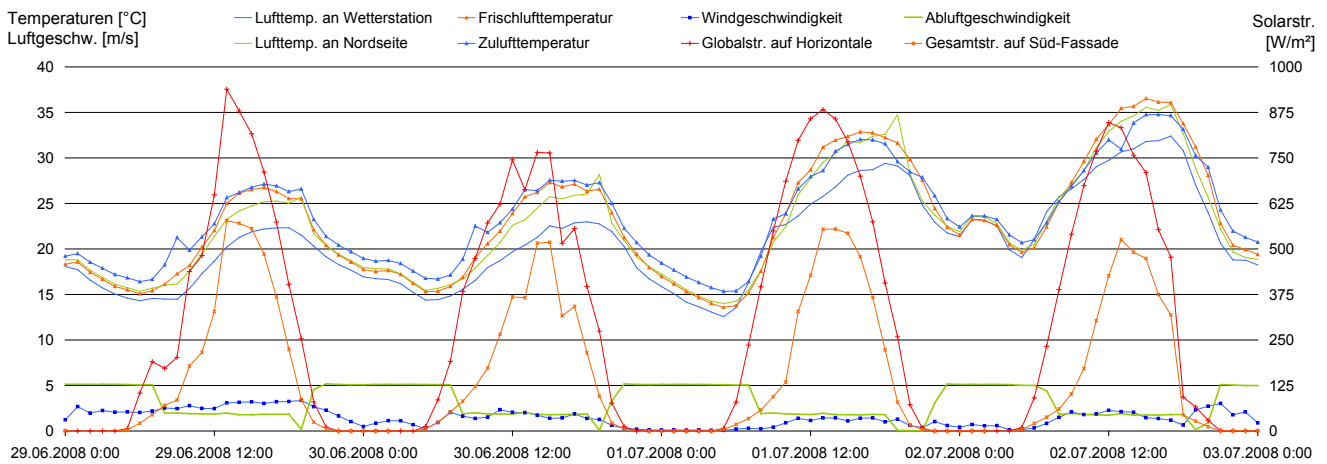


Abb. 243: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei starker solarer Einstrahlung und Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 2,5 m/s stellt sich an der Nordseite der BTGA-Box ein etwa 3,5 K höheres Temperaturniveau ein als an der Wetterstation.

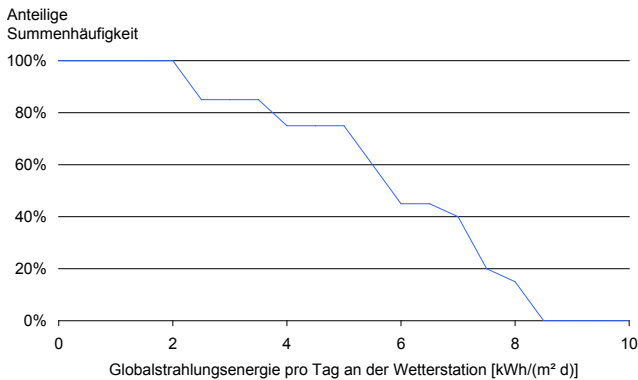


Abb. 244: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarenergie: An 75 % der Messtage überschreitet der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d).

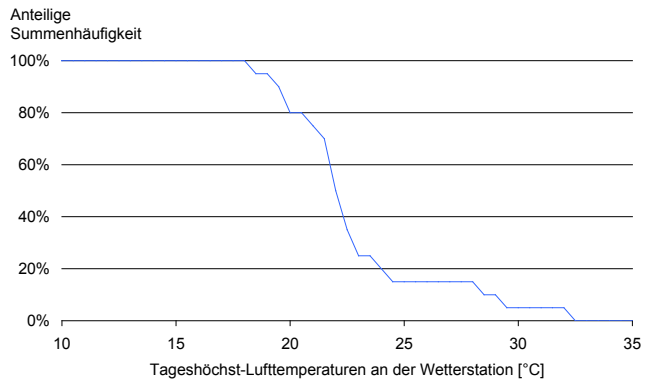


Abb. 245: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An nur 15 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf.

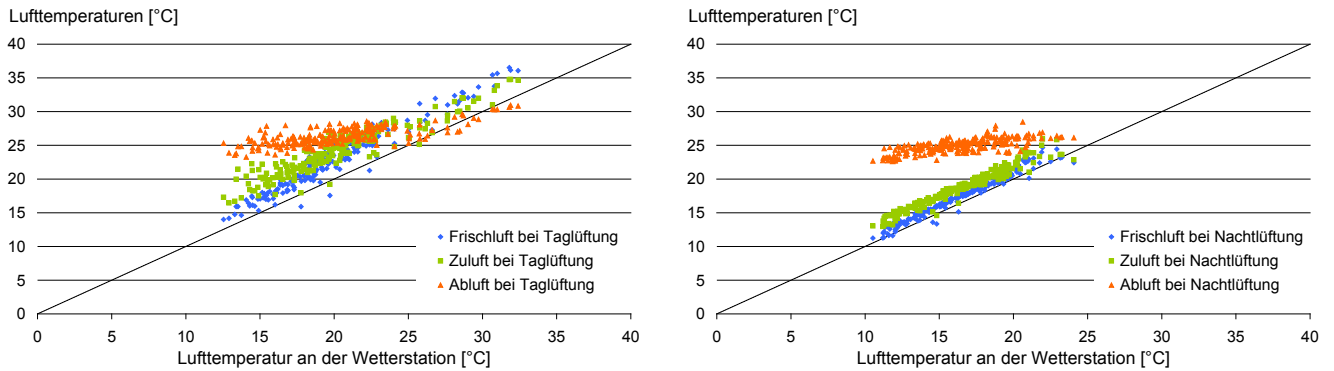


Abb. 246: Lufttemperaturen am Messraum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Während der Taglüftungsphasen (linkes Diagramm) liegen die Ansaugtemperaturen bei sommerlichen Umgebungstemperaturen ($T_{\text{Wetterstation}} > 25 \text{ }^\circ\text{C}$) zwischen 2,5 und 4,5 K über den Lufttemperaturen an der Wetterstation. Die Zulufttemperaturen sind dann tendenziell etwas niedriger als die Ansaugtemperaturen. Während des Nachtlüftungsbetriebs (rechtes Diagramm) ist die Frischluft ca. 1 K und die Zuluft 2 bis 3 K wärmer als die Luft an der Wetterstation.

Temperaturdifferenz

$T_{\text{Frischluft}} - T_{\text{Nordseite}} \text{ [K]}$

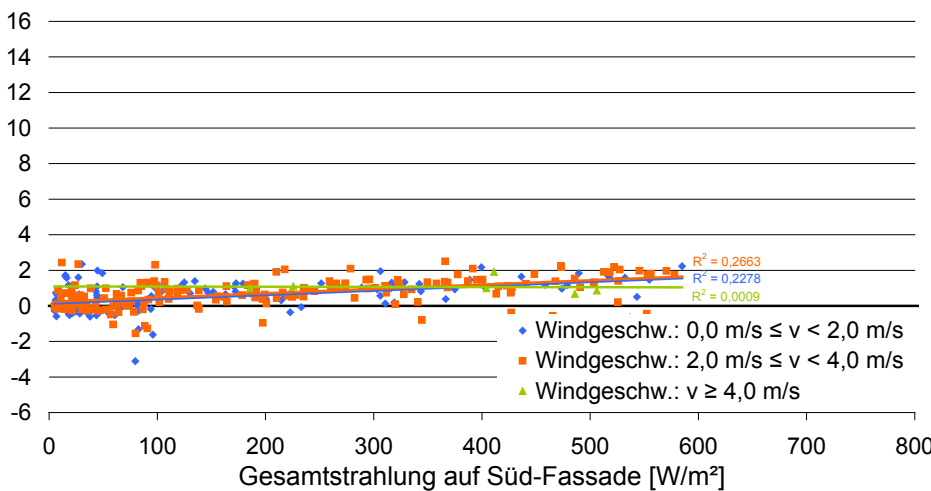


Abb. 247: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen: Die Ansaugtemperaturen erhöhen sich gegenüber den Umgebungstemperaturen mit zunehmender solarer Einstrahlung nur geringfügig. Bei Windgeschwindigkeiten unter 4 m/s steigt der mittlere Temperaturunterschied von 0,2 auf 1,8 K. Dabei sind keine Unterschiede zwischen den beiden Windgeschwindigkeitsklassen zu erkennen. Bei (selten auftretenden) höheren Windgeschwindigkeiten ist die Grenzschichtausbildung an der kleinen Test-Fassade so stark gestört, dass keine Strahlungseinflüsse mehr zu beobachten sind.

Temperaturdifferenz

$T_{\text{Zuluft}} - T_{\text{Frischluft}} \text{ [K]}$

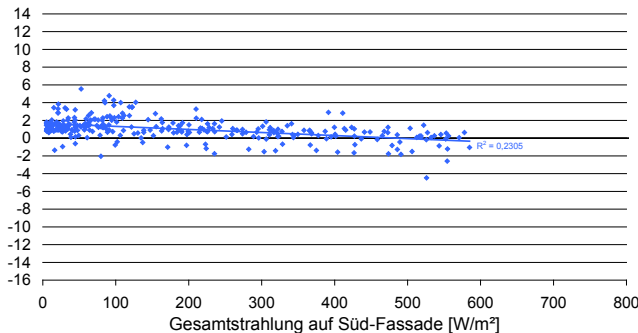


Abb. 248: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen des oberen Lüftungselementes: Bei geringer solarer Einstrahlung tritt ein mittlerer Temperaturzuwachs von 2 K auf, der sich mit zunehmender Einstrahlung reduziert. Ab 480 W/m^2 bildet sich im Mittel ein leichter Kühleffekt aus.

Temperaturdifferenz

$T_{\text{Zuluft}} - T_{\text{Raumluft}} \text{ [K]}$

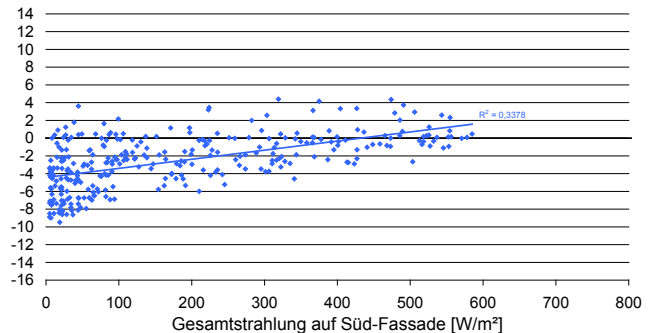


Abb. 249: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: Bei geringer solarer Einstrahlung liegen die Zulufttemperaturen im Mittel 4 K unter den Raumtemperaturen. Mit zunehmender Strahlungsintensität nähern sich die mittleren Zulufttemperaturen den Raumtemperaturen an und überschreiten diese bei ca. 430 W/m^2 . Die Streuung der Messwerte resultiert aus den unterschiedlichen Umgebungstemperaturen bei denen eine bestimmte Einstrahlung gemessen wurde.

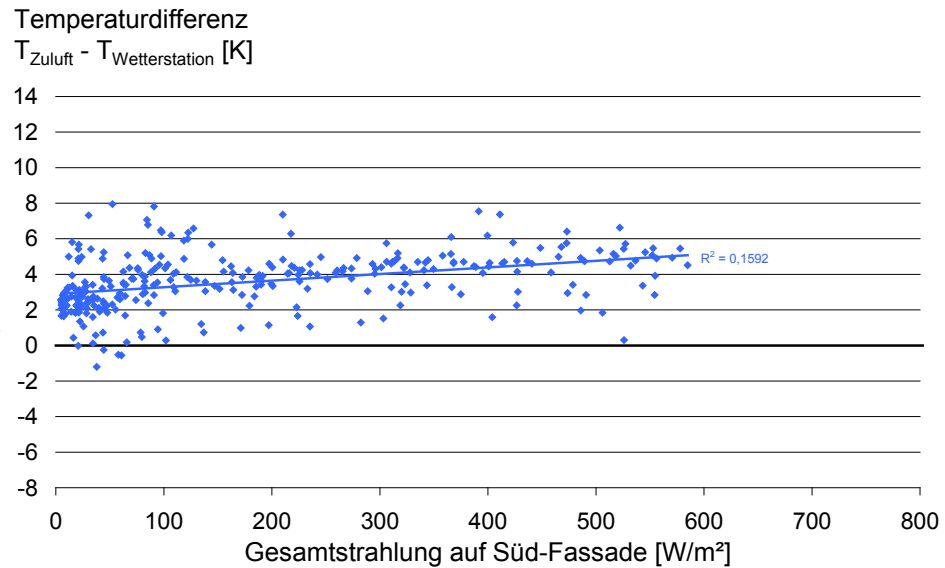


Abb. 250: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Die Zulufttemperaturen sind, abhängig von der Solarstrahlungsintensität, zwischen 3 und 5 K höher als die Lufttemperaturen an der Wetterstation. Die Solarstrahlungseinflüsse sind bei der Luftansaugung durch das obere Lüftungselement vergleichsweise gering ausgeprägt.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 244 zeigt, traten im Messzeitraum häufig sehr hohe solare Wärmeinträge auf. Die Umgebungslufttemperaturen stiegen jedoch nur an 3 Mess-tagen (= 15 % des Messzeitraums) über 25 °C und nur an einem (= 5 % des Messzeitraums) über 30 °C.

Mikroklima

Bei Globalstrahlungsintensitäten zwischen 850 und 900 W/m² und Windgeschwindigkeiten um 2 m/s erwärmt sich die Luft an der Nordseite der BTGA-Box 3 bis 4 K stärker als die an der Wetterstation (vgl. Abb. 243). Nachts bleibt es im Umfeld der BTGA-Box gegenüber der Wetterstation 1 bis 1,5 K wärmer. Ursache für die starke Erwärmung am Tage ist die windgeschützte Lage und die starke Absorption solarer Strahlung in der unmittelbaren Umgebung an Autos, Bodenpflasterung und Gebäuden.

Nachts führen die windgeschützte Lage und die deutlich größeren thermischen Speichermassen zu den leicht erhöhten Umgebungstemperaturen. In klaren Nächten (z.B. in der Nacht vom 01.07.2008 auf den 02.07.2008) verstärkt sich dieser Temperaturunterschied noch: Dann strahlt vom Warmdach, auf dem die Wetterstation installiert ist, die wenige in der Dachkonstruktion gespeicherte Wärme sehr schnell zum Himmel ab. In Folge dessen kühlt der Dachbereich, insbesondere bei geringen Windgeschwindigkeiten, stark aus. Das Umfeld der BTGA-Box hingegen weist viele vertikale Wände auf, die vergleichsweise wenig Wärme zum Himmel abstrahlen; ihre Wärme wird vornehmlich konvektiv an die Umgebungsluft übertragen.

Fassadengrenzschicht

Die Temperatur der im Verschattungsbereich des Jalousiekastens angesaugten Luft wird von der solaren Einstrahlung an der Fassade nur in geringem Maße beeinflusst: Bei hohen Gesamtstrahlungsintensitäten von bis zu 600 W/m² (an den voll besonnten Fassadenbereichen) und Windgeschwindigkeiten unter 4 m/s (gemessen an der Wetterstation) bildet sich eine schwache Fassadengrenzschicht aus, in Folge derer sich die Ansaugtemperatur gegenüber der Lufttemperatur an der Nord-Seite der BTGA-Box im Mittel um 1,8 K erhöht (vgl. Abb. 247).

Weil Wind hauptsächlich strahlungs-induzierte Temperaturänderungen abbaut (sofern wie hier kapazitive oder Transmissions-Effekte vernachlässigbar sind), sind die am verschatteten Ansauggitter beobachteten Windeinflüsse nur sehr gering ausgeprägt. Bei Windgeschwindigkeiten über 4 m/s sind keine Grenzschichteffekte mehr erkennbar.

Fassadendurchtritt

Beim Durchströmen des Lüftungselementes ändert sich die Lufttemperatur vergleichsweise wenig (vgl. Abb. 248). Bei geringer solarer Einstrahlung und kalter Witterung wird die Luft im Lüftungselement im Mittel um ca. 2 K erwärmt. Mit zunehmender Einstrahlung schwächt sich der Heizeffekt ab, bis sich ab etwa 480 W/m² im Mittel ein leichter Kühleffekt ausbildet.

Ursache für die Temperaturveränderungen ist der Wärmeaustausch zwischen der Luft im Lüftungselement und dem Messbüro (vgl. Korrelation der Heiz- und Kühleffekte in Abb. 248 mit den Temperaturdifferenzen zwischen Zu- und Raumluft in Abb. 249). Ist die Raumtemperatur höher als die Ansaugtemperatur, kommt es im Lüftungselement zu einer Erwärmung; ist sie niedriger, zu einer Kühlung der Zuluft. Begünstigt wird diese „Vortemperierung“ durch den langen inneren Luftweg des Lüftungselementes und dessen guter Ankopplung an die thermischen Bedingungen im Raum.

Durch die Verschattung des Lüftungselementes liegen die Ansaugtemperaturen bei Strahlungsintensitäten von 600 W/m² im Mittel nur 2 K über den Raumtemperaturen. Dementsprechend ist auch der Kühleffekt wesentlich kleiner als bei den nachfolgenden Untersuchungen am voll besonnten unteren Lüftungselement.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die Zulufttemperaturen lagen im Messzeitraum im Mittel 3 K (bei geringer Solarstrahlung) bis 5 K (bei starker Solarstrahlung) über den Lufttemperaturen an der Wetterstation. Dabei setzt sich der Temperaturanstieg bei geringer Einstrahlung aus mikroklimatischen Effekten (+1 K) und der Vorwärmung im Lüftungselement (+2 K) zusammen. Bei starker solarer Einstrahlung bewirkt das wärmere Mikroklima (+3 K) und die Erwärmung der Luft an der besonnten Fassade (+2 K) den Temperaturanstieg. Der Einfluss der Solarstrahlung auf die Zulufttemperaturen ist somit bei der Luftführung durch das obere Lüftungselement sehr gering.

Ursache hierfür, sowie für die geringe Streubreite der Messwerte von ca. 3 K, ist die Verschattung des Lüftungselementes bei hohen und somit strahlungsintensiven Sonnenständen.



3.6.6.3 Unteres Lüftungsgerät

In der Zeit vom 30.07.2008 bis zum 27.08.2008 wurde die Luftführung durch das untere Lüftungselement untersucht.

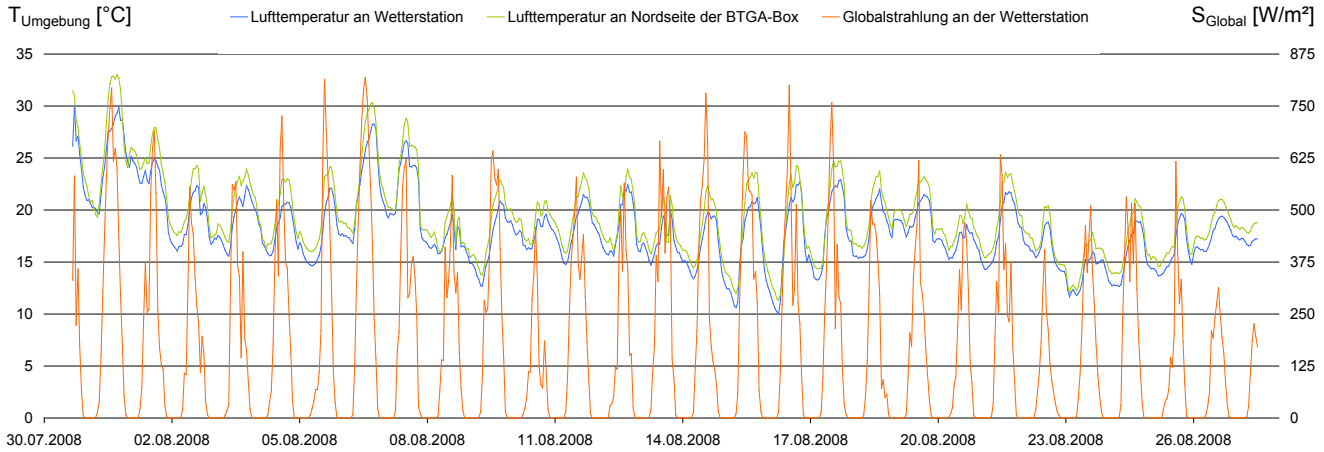


Abb. 251: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Untersuchungszeitraum.

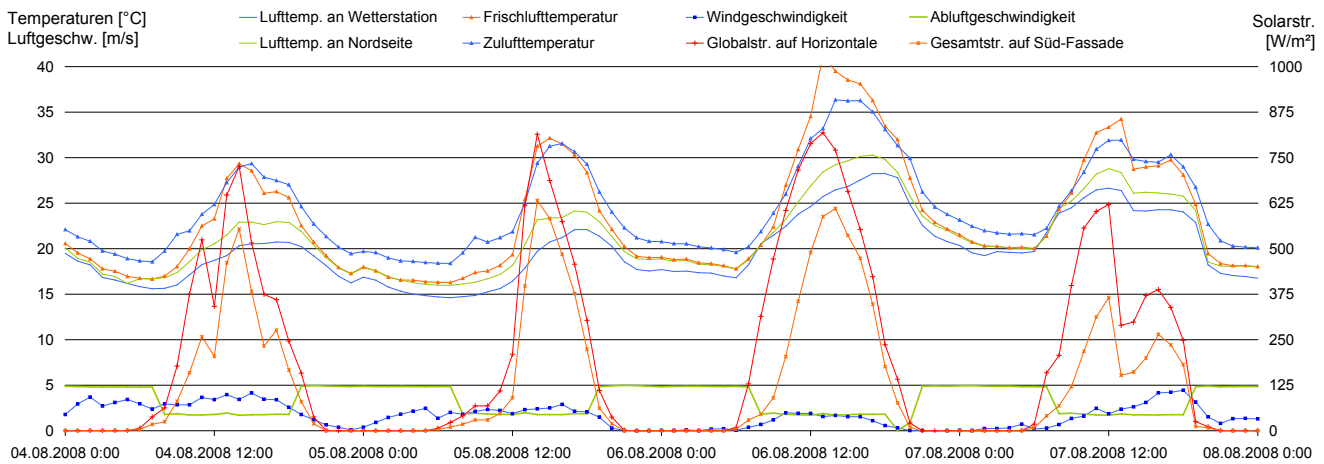


Abb. 252: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Globalstrahlungsleistungen um 800 W/m^2 und Windgeschwindigkeiten zwischen $1,5$ und $2,5 \text{ m/s}$ stellt sich an der Nordseite der BTGA-Box ein etwa 2 bis 3 K höheres Temperaturniveau ein als an der Wetterstation. Höhere Windgeschwindigkeiten führen dabei zu einem tendenziell größeren Temperaturunterschied.

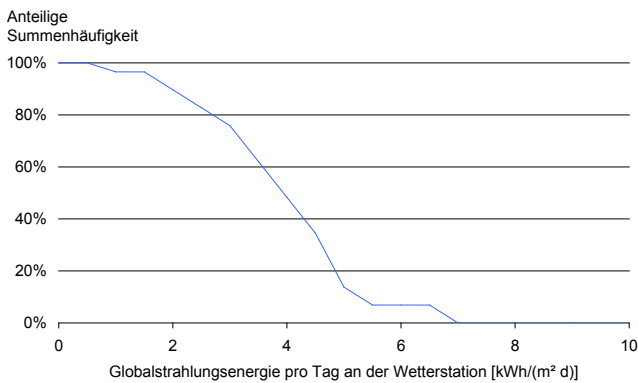


Abb. 253: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarenergie: An 48 % der Messtage überschreitet der solare Energieeintrag $4 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{-d})$.

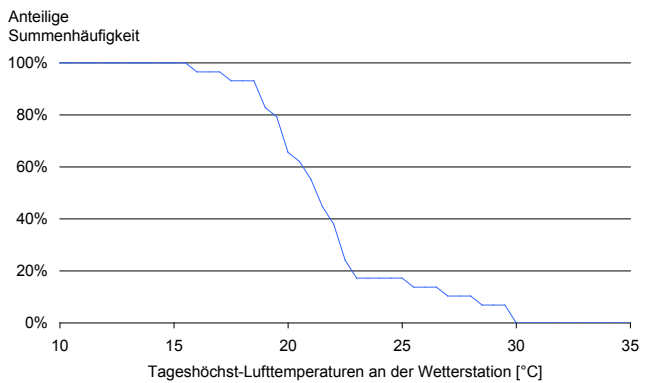


Abb. 254: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An nur 17 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf.

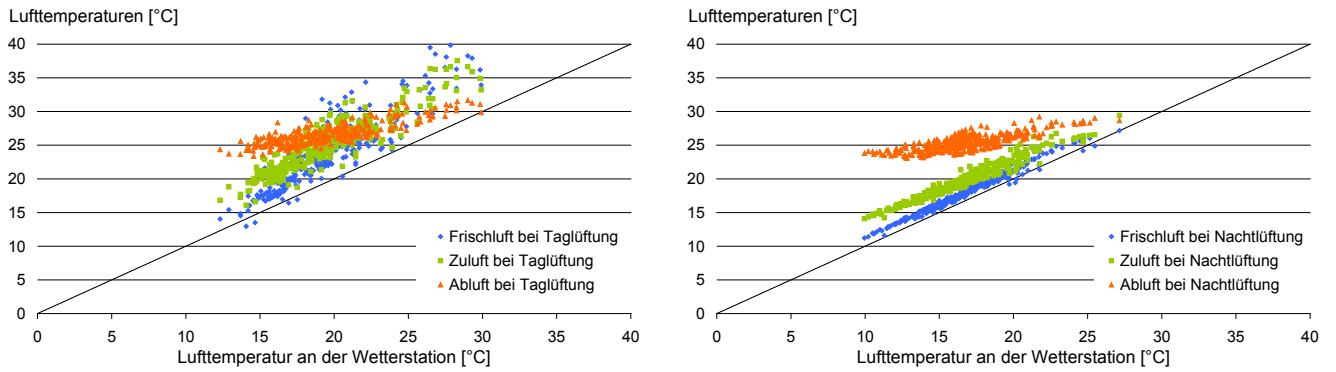


Abb. 255: Lufttemperaturen am Messraum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Während der Taglüftungsphasen sind die Ansaugtemperaturen bei sommerlichen Umgebungstemperaturen ($T_{\text{Wetterstation}} > 25 \text{ }^\circ\text{C}$) in Folge solarer Strahlungseinflüsse bis zu 14 K höher als die Lufttemperaturen an der Wetterstation. Die Zuluft weist dann gegenüber der Wetterstation eine 4 bis 10 K höhere Temperatur auf. Während der Nachtlüftungsphasen reduzieren sich auf Grund fehlender solarer Energieeinträge die Temperaturunterschiede und die Streuung der Messwerte.

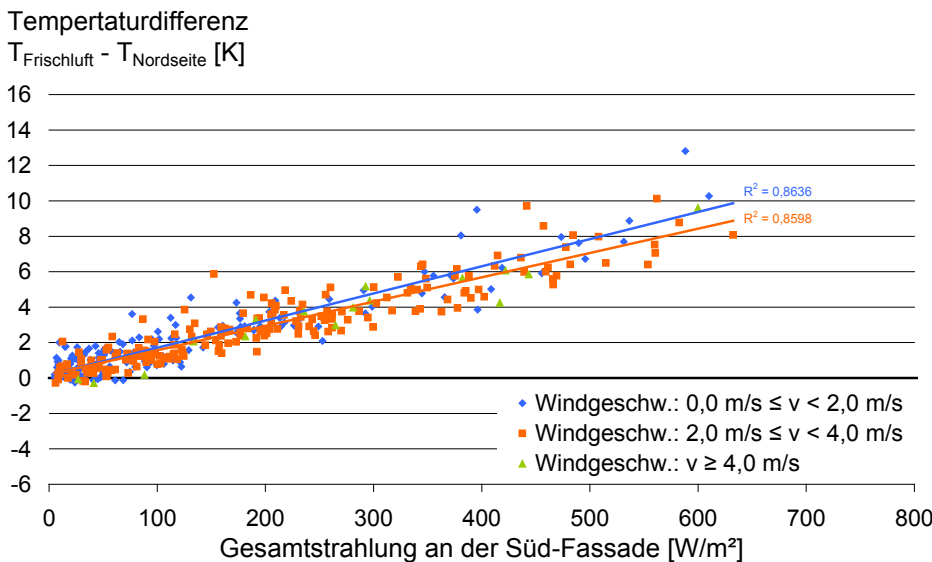


Abb. 256: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen: Es ist eine deutliche Korrelation zwischen der solaren Einstrahlung auf die Fassade und der Erwärmung der angesaugten Luft erkennbar. Bei geringer Einstrahlung liegen die Ansaugtemperaturen etwa auf dem Temperaturniveau der Umgebung, mit zunehmender Einstrahlung steigt der mittlere Temperaturunterschied auf bis zu 10 K. Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s (gemessen an der Wetterstation) reduzieren die mittlere Ansaugtemperatur um maximal 1 K. (Hinweis: Nur 2 % der Messdaten wurden bei Windgeschwindigkeiten $\geq 4 \text{ m/s}$ erhoben. Sie haben somit keine statistische Relevanz und werden daher bei den Analysen nicht berücksichtigt.)

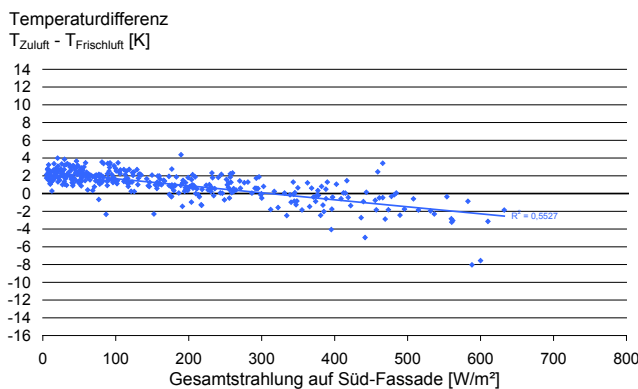


Abb. 257: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen des unteren Lüftungselementes: Es zeigt sich hier eine deutlich stärkere Beeinflussung als am oberen Lüftungselement (vgl. Abb. 248). Bei geringer Einstrahlung wird die Luft im Mittel wieder um 2 K erwärmt, bei Strahlungsintensitäten um 650 W aber im Mittel um 3 K gekühlt.

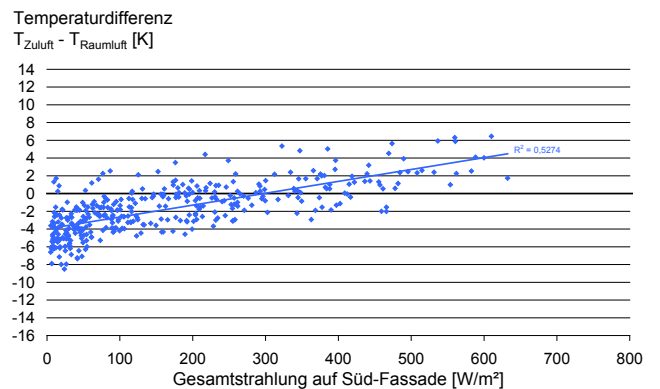
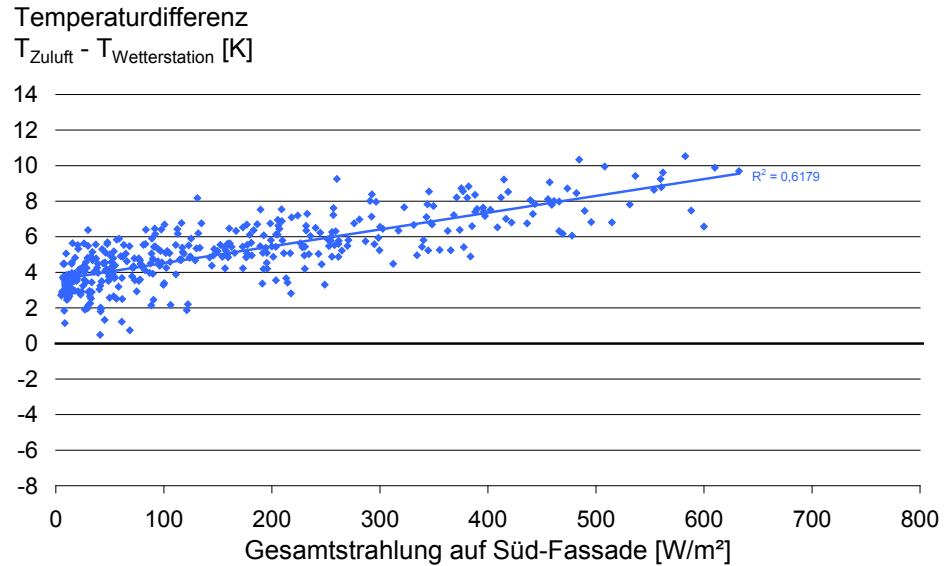


Abb. 258: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: Bei geringer solarer Einstrahlung ist die Zuluft, wie beim Einsatz des oberen Lüftungselementes, etwa 4 K kälter als die Raumluft. Mit zunehmender solarer Einstrahlung reduziert sich diese Temperaturdifferenz. Ab einer Strahlungsintensität von 300 W/m² ist die Zuluft wärmer als die Raumluft, bei 650 W/m² im Mittel um 4,5 K.

Abb. 259: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Die Zulufttemperaturen liegen, abhängig von der Solarstrahlungsintensität, zwischen 3 und 9,5 K über den Lufttemperaturen an der Wetterstation. Der Solarstrahlungseinfluss ist somit am unteren Lüftungselement deutlich größer als am oberen. (Vgl. dazu Abb. 240)



Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 253 zeigt, traten im Messzeitraum oft hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Lufttemperaturen an der Wetterstation stiegen jedoch nur an 5 Mess-tagen (= 17 % des Messzeitraums) über 25 °C und blieben stets unter 30 °C.

Mikroklima

Bei Globalstrahlungsintensitäten um 800 W/m² und Windgeschwindigkeiten zwischen 1,5 und 2,5 m/s ist die Lufttemperatur im Bereich der BTGA-Box 2 bis 3 K höher als an der Wetterstation (vgl. Abb. 252). Nachts bleibt es im Umfeld der BTGA-Box gegenüber der Wetterstation um 1 bis 1,5 K wärmer. Die Ursachen für das höhere Temperaturniveau werden in Abs. 3.6.6.2 erläutert.

Fassadengrenzschicht

Die Temperatur der oberhalb der Brüstung, durch das besonnte Lüftungselement, angesaugten Luft ist stark von der solaren Einstrahlung geprägt: Eine Gesamtstrahlung an der Fassade von 650 W/m² führt bei Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s gegenüber der Nord-Seite der BTGA-Box zu einer mittleren Temperaturerhöhung von 10,1 K (vgl. Abb. 256). Bei Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s reduziert sie sich um 1 K auf 9,1 K.

Die hohen Ansaugtemperaturen resultieren zum einen aus der Erwärmung der fassadennahen Luft an der aufgeheizten Fassadenoberfläche. Zum anderen wird die Luft beim Durchströmen des erhitzten Ansauggitters bzw. bei der geräteinternen Zuleitung zum zentralen Lüftungskanal, direkt hinter dem besonnten Lamellenblech, weiter erwärmt. Begünstigt wird die Erwärmung zusätzlich durch die geringen Strömungsgeschwindigkeiten im Taglüftungsbetrieb und die langen Luftwege in dem 1,50 m breiten Lüftungselement.

Weil im Messzeitraum zu selten hohe Solarstrahlungsintensitäten zusammen mit hohen Windgeschwindigkeiten ($v_{\text{Wind}} > 4 \text{ m/s}$) aufgetreten sind, lassen sich die Anteile der Grenzschichterwärmung und der Erwärmung im Lüftungselement nicht differenzieren.¹⁾

Fassadendurchtritt

Bei geringer solarer Einstrahlung und kalter Witterung wird die Luft im unteren (wie im oberen) Lüftungselement um 2 K erwärmt (vgl. Abb. 257). Mit zunehmender Einstrahlung auf die Fassade schwächt sich der Heizeffekt ab, bis sich ab ca. 310 W/m^2 ein Kühleffekt ausbildet. Dieser führt bei Solarstrahlungsintensitäten um 650 W/m^2 zu einer mittleren Temperaturreduktion von ca. 3 K. Ursache für die Temperaturänderungen ist der Wärmeaustausch des Lüftungselementes mit dem Mess-Büro (Details: s. Abs. 3.6.6.2). Der gegenüber dem oberen Lüftungselement verstärkte Kühleffekt ist auf die höheren Ansaugtemperaturen und den damit verbundenen größeren Unterschied zur Raumtemperatur zurückzuführen (vgl. Abb. 249 und Abb. 258).

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Tagsüber liegen die Zulufttemperaturen im Mittel zwischen 3 K (bei geringen Solarstrahlungsintensitäten) und 9,5 K (bei hohen Strahlungsintensitäten) über den Lufttemperaturen an der Wetterstation. Dabei setzt sich der Temperaturanstieg bei geringer Einstrahlung aus mikroklimatischen Effekten (+1 K) und der Vorwärmung im Lüftungselement (+2 K) zusammen. Bei starker solarer Einstrahlung bewirkt das wärmere Mikroklima (+2 K) und die Erwärmung der Luft an der besonnten Fassade bzw. im besonnten Lüftungselement den Temperaturanstieg. Der starke solare Einfluss auf die Zulufttemperaturen resultiert hier maßgeblich aus der direkten Besonnung des Lüftungselementes – und ist daher signifikant stärker ausgeprägt als am oberen, verschatteten Zuluftselement.

¹⁾ Zur Identifizierung von Grenzschichteffekten sind Messdaten ohne Grenzschichteinflüsse erforderlich. Wie Abb. 247 zeigt, ist dies an der Test-Fassade erst ab Windgeschwindigkeiten von 4 m/s gegeben. Weil so hohe Windgeschwindigkeiten nur in 2 % der Messzeit aufgetreten sind und somit keine statistische Relevanz haben, ist eine Analyse der Grenzschichteffekte hier nicht möglich.



3.6.6.4 Unteres Lüftungsgerät + schwarze Faserzementplatten

Vom 21.04.2009 bis zum 30.06.2009 wurden die Auswirkungen eines dunklen, d.h. stärker Solarstrahlung absorbierenden, Brüstungsbereiches untersucht.

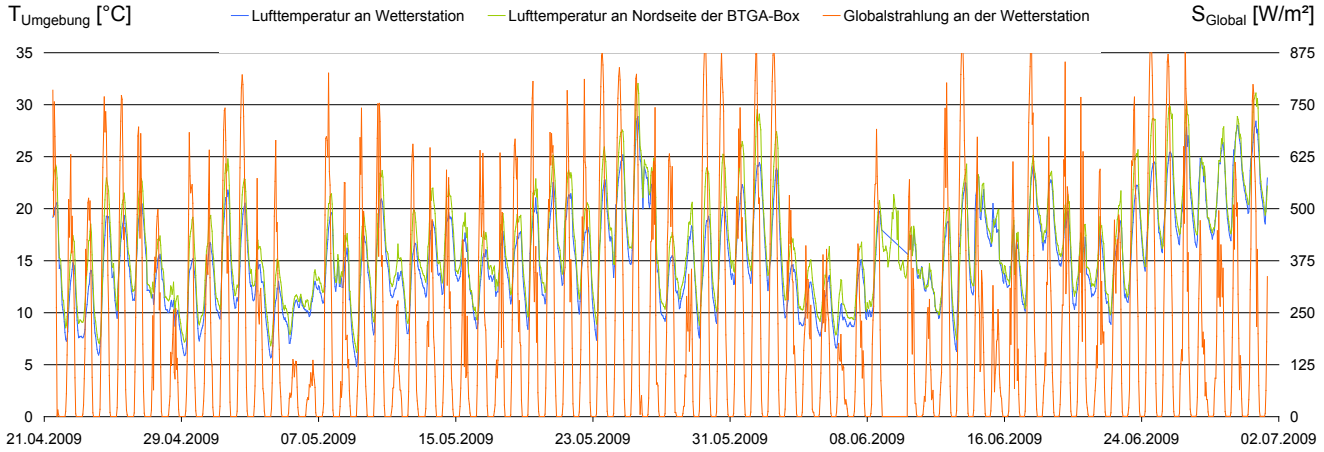


Abb. 260: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Untersuchungszeitraum.

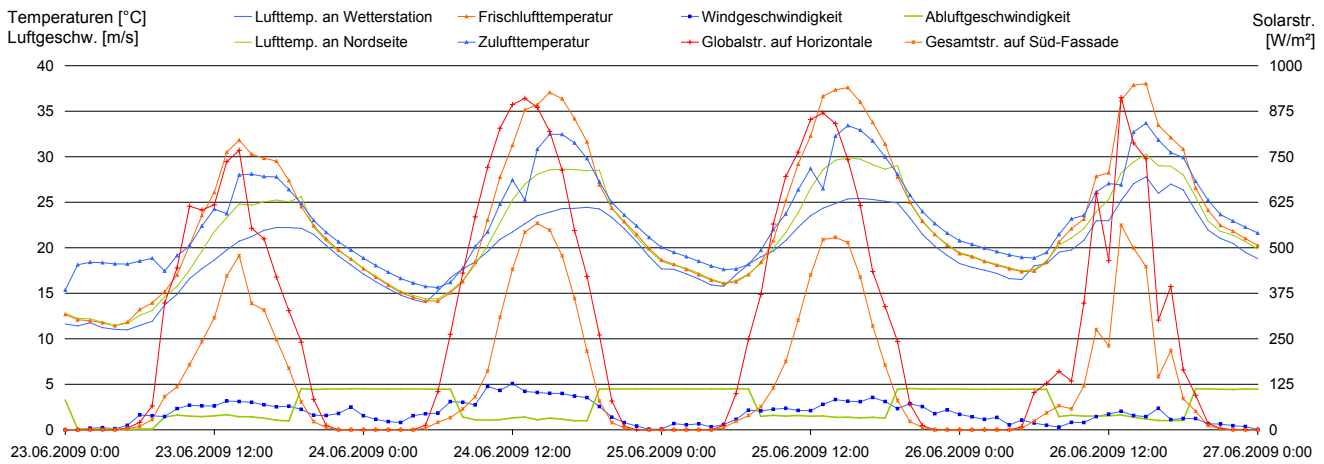


Abb. 261: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Globalstrahlungsleistungen von 850 bis 900 W/m² und Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 5 m/s liegen die Lufttemperaturen auf der Nordseite der BTGA-Box 3 K bis 4,5 K über denen an der Wetterstation. Die Nachttemperaturen zeigen, dass im Umfeld der BTGA-Box am Tage mehr thermische Energie gespeichert als nachts abgegeben wird. So sinken in der ersten Nacht die Temperaturen am Messraum und an der Wetterstation auf ein ähnliches Niveau; in der letzten Nacht bleibt es am Messraum etwa 1 K wärmer. (Hinweis: Die „Einbrüche“ der Zulufttemperaturen zwischen 12 und 13 Uhr sind auf die reduzierte Durchströmung des Lüftungselementes bei geöffneten Fenstern zurückzuführen.)

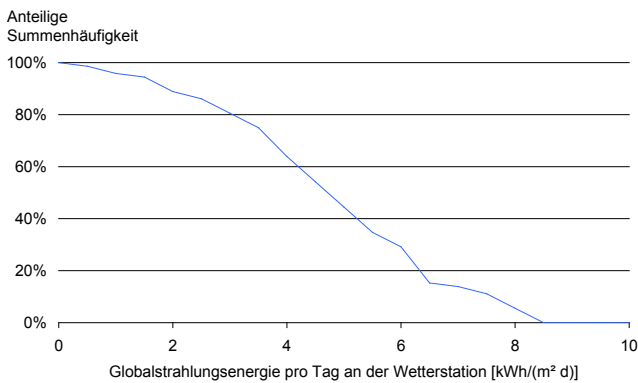


Abb. 262: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solar-energie: An 64 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d).

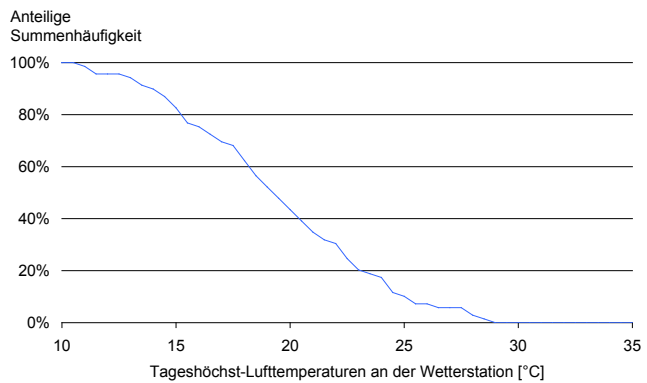


Abb. 263: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An nur 10 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf.

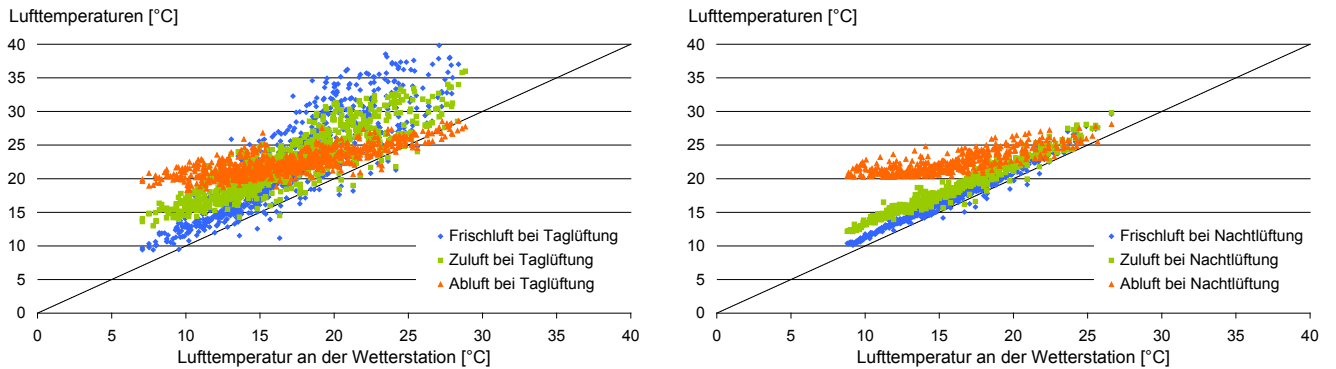


Abb. 264: Lufttemperaturen am Messraum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Der Vergleich der Messwerte bei Tag- und Nachtlüftung zeigt einen großen Einfluss solarer Einstrahlung: So treten tagsüber bereits bei Umgebungstemperaturen um 20 °C Ansaugtemperaturen von über 35 °C auf. Die etwa 5 K kühleren Zulufttemperaturen sind auf Kühleffekte im Lüftungselement zurückzuführen. Nachts ist auf Grund des wärmeren Mikroklimas am Messraum die angesaugte Luft bis zu 1,5 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Die Zuluft wird nachts im Lüftungselement, abhängig von der Temperaturdifferenz zur Raumluft, um bis zu 2,5 K erwärmt, sodass die Zulufttemperatur bis zu 4 K über der Wetterstationstemperatur liegt.

Temperaturdifferenz

$$T_{\text{Frischlufte}} - T_{\text{Nordseite}} \text{ [K]}$$

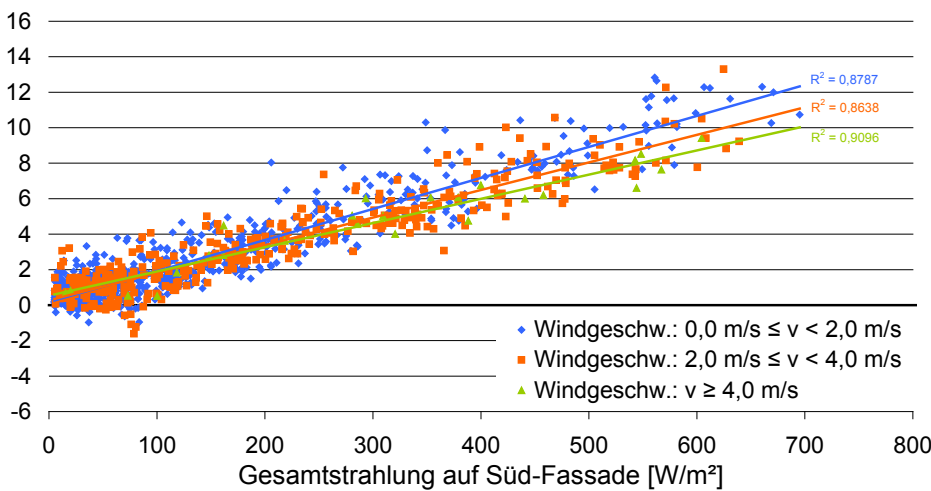


Abb. 265: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen: Es zeigt sich ein starker Zusammenhang zwischen der solaren Strahlungsleistung an der Fassade und der Erwärmung der angesaugten Luft. Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s mindern den mittleren Temperaturanstieg um bis zu 1,4 K, Windgeschwindigkeiten über 4 m/s um bis 2,9 K.

Temperaturdifferenz

$$T_{\text{Zuluft}} - T_{\text{Frischlufte}} \text{ [K]}$$

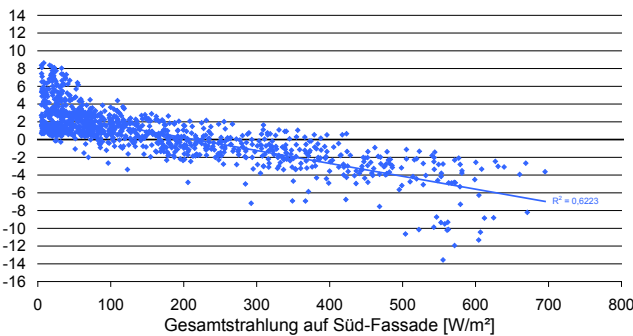


Abb. 266: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen des unteren Lüftungselementes: Mit zunehmender Gesamtstrahlung zeigt sich ein wachsender Kühleffekt. Dieser führt bei Strahlungsintensitäten um 700 W/m² zu einer mittleren Temperaturreduktion von 7 K. Der Kühleffekt resultiert, genau wie der Heizeffekt bei geringer Einstrahlung, aus dem Wärmeaustausch zwischen dem Lüftungselement und dem Messraum.

Temperaturdifferenz

$$T_{\text{Zuluft}} - T_{\text{Raumluft}} \text{ [K]}$$

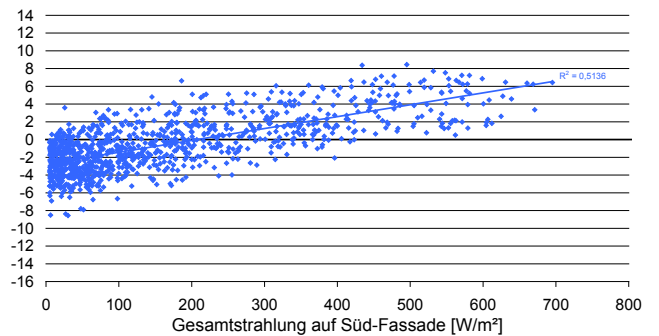


Abb. 267: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: Mit steigender solarer Strahlungsintensität an der Fassade nimmt die Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft signifikant zu. Bei 700 W/m² ist die Zuluft im Mittel 6,5 K wärmer als die Raumluft. Dieses Temperaturgefälle führt in Kombination mit den guten Wärmeleiteigenschaften des Lüftungselementes zu der in Abb. 266 erkennbaren Zuluftkühlung.

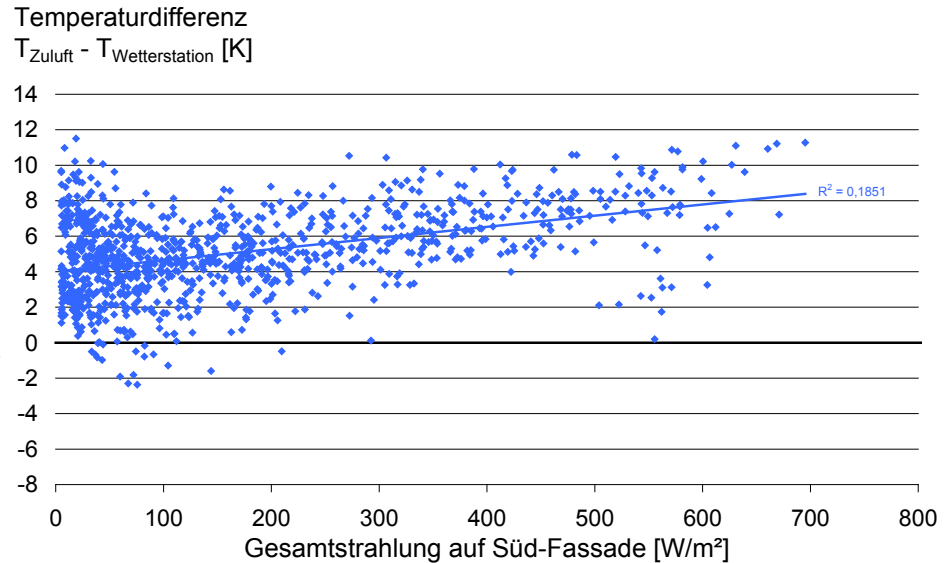


Abb. 268: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Die dunklen Fassadentafeln führen mit steigender solarer Einstrahlung zu einer starken Erwärmung der Zuluft. Bei Strahlungsintensitäten an der Fassade von 700 W/m^2 beträgt der Temperaturzuwachs im Mittel $8,4 \text{ K}$, punktuell sogar bis zu 11 K .

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 260 zeigt, traten im Messzeitraum häufig hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungslufttemperaturen stiegen jedoch nur an 7 Messtagen über $25 \text{ }^\circ\text{C}$ und blieben stets unter $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Mikroklima

An Tagen mit hoher solarer Einstrahlung überstiegen die Lufttemperaturen an der Nordseite der BTGA-Box jene an der Wetterstation um bis zu 5 K (vgl. Abb. 261). Dieser Temperaturunterschied resultiert aus der windgeschützten Lage der BTGA-Box und aus der starken Absorption von Solarstrahlung in ihrer unmittelbaren Umgebung.

Der Verlauf der nächtlichen Temperaturen in Abb. 261 zeigt, wie die Speicherung thermischer Energie im Laufe einer Schönwetter-Periode das Mikroklima im Umfeld des Messraums allmählich erwärmt: In der Nacht vom 23.06. auf den 24.06.2009 sinken die Temperaturen an der Wetterstation und an der BTGA-Box auf das gleiche Niveau ab. In der folgenden Nacht bleibt es an der BTGA-Box etwa $0,5 \text{ K}$ und in der darauffolgenden Nacht ca. 1 K wärmer als an der Wetterstation.

Fassadengrenzschicht

Abb. 265 zeigt eine starke Korrelation zwischen der solarer Einstrahlung auf die Fassade und der Erwärmung der angesaugten Luft. Bei einer Strahlungsintensität von 650 W/m^2 und geringen Windgeschwindigkeiten ($v_{\text{Wind}} < 2 \text{ m/s}$) ist die Ansaugtemperatur an der Süd-Fassade im Mittel $11,6 \text{ K}$ höher als die Lufttemperatur an der Nord-Fassade. Bei Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s reduziert sich der Temperaturanstieg um $1,2 \text{ K}$ auf $10,4 \text{ K}$; bei Windgeschwindigkeiten über 4 m/s um $2,2 \text{ K}$ auf $9,4 \text{ K}$. Prozentual verringert sich der Zuwachs der Ansaugtemperaturen gegenüber den Umgebungstemperaturen bei Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s um 10% ($-1,2 \text{ K}$ bezogen auf $11,6 \text{ K}$) und bei Windgeschwindigkeiten über 4 m/s um 19% ($-2,2 \text{ K}$ bezogen auf $11,6 \text{ K}$).

Unter der Annahme, dass sich die thermische Grenzschicht bei Windgeschwindigkeiten¹⁾ unter 2 m/s nahezu ungestört ausbildet und bei Windgeschwindigkeiten über 4 m/s fast vollständig abbaut²⁾, folgt, dass an der Testfassade nur etwa ein Fünftel des Temperaturzuwachses auf die Grenzschichterwärmung zurückzuführen ist.

Zum größten Temperaturanstieg kommt es folglich beim Durchströmen des besonnten Lamellenblechs bzw. bei der anschließenden geräteinternen Luftführung (in einem flachen Kanal, dessen Vorderseite das besonnte Lamellenblech bildet und dessen Rückseite aus schwarzem Dämmstoff besteht) zum inneren zentralen Luftkanal. Begünstigt wird die Erwärmung zusätzlich durch die geringen Strömungsgeschwindigkeiten im Taglüftungsbetrieb und die langen Luftwege in dem 1,50 m breiten Lüftungselement.

Die geringe Kühlwirkung des Windes auf das besonnte Ansauggitter ist auf den Einbau des Lüftungselementes in der Fassadenebene und die windgeschützte Lage der BTGA-Box zurückzuführen (vgl. hierzu auch Abs. 3.6.6.6 - „Mikroklima“).

Die im Vergleich zur vorhergehenden Untersuchung (Abs. „3.6.6.3 - Unteres Lüftungselement“) bis zu 1,5 K höheren Ansaugtemperaturen (11,6 K gegenüber 10,1 K bei 650 W/m² und Windgeschwindigkeiten < 2 m/s) resultieren aus der stärkeren Absorption von Solarstrahlung an den schwarzen Faserzementplatten.

Fassadendurchtritt

Die vergleichsweise starke Temperaturzunahme bei geringer solarer Einstrahlung wird durch große Unterschiede zwischen der Ansaug- und der Raumtemperatur beim Heizbetrieb in kühlen Witterungsphasen hervorgerufen.

Die ausgeprägten Kühleffekte bei hohen Strahlungsintensitäten (bei 650 W/m² wird die Zuluft im Mittel um 6,3 K gekühlt) leiten sich aus den erhöhten Grenzschichttemperaturen (bei geringen Windgeschwindigkeiten) und den in Folge der kühlen Witterung niedrigen Raumtemperaturen ab.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Im Taglüftungsbetrieb liegt die Ansaugtemperatur im Mittel zwischen 1 und 15 K (Mittelwert = 3,3 K) und die mittlere Zulufttemperatur zwischen 4 K (bei geringer Solarstrahlung) und 8 K (bei starker Solarstrahlung) (Mittelwert = 5,1 K) über der Lufttemperatur an der Wetterstation. Die starke Streuung der Messwerte resultiert aus der Überlagerung von Wind- und Mikroklimaeinflüssen an beiden Mess-Stellen.

Im Nachtlüftungsbetrieb sind die Zulufttemperaturen zwischen 1 K (bei warmer Witterung) und 2,5 K (bei kalter Witterung) höher als die Umgebungstemperaturen an der Wetterstation.

¹⁾ Gemessen an der Wetterstation; an der windverschatteten BTGA-Box sind die Windgeschwindigkeiten niedriger.

²⁾ Gemäß Abb. 247 ist davon auszugehen, dass sich bei Windgeschwindigkeiten ab 4 m/s (gemessen an der Wetterstation), trotz der windgeschützten Lage, keine thermische Grenzschicht mehr an der kleinen Fassade des Messraums ausbildet. Dementsprechend ist dann auch keine Beeinflussung der Ansaugtemperaturen durch Grenzschichteffekte mehr zu erwarten.



3.6.6.5 Unteres Lüftungsgerät + weiße Faserzementplatten

Vom 09.09.2009 bis zum 13.11.2009 wurde untersucht, wie die Lufttemperaturen am unteren Lüftungselement durch einen weiß verkleideten Brüstungsbereich beeinflusst werden.

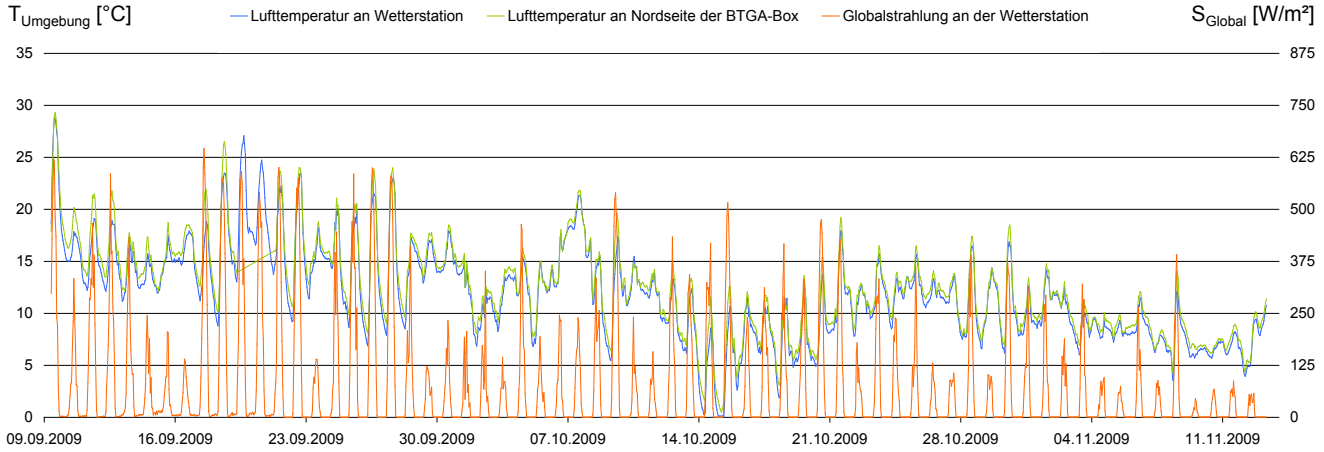


Abb. 269: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Untersuchungszeitraum.

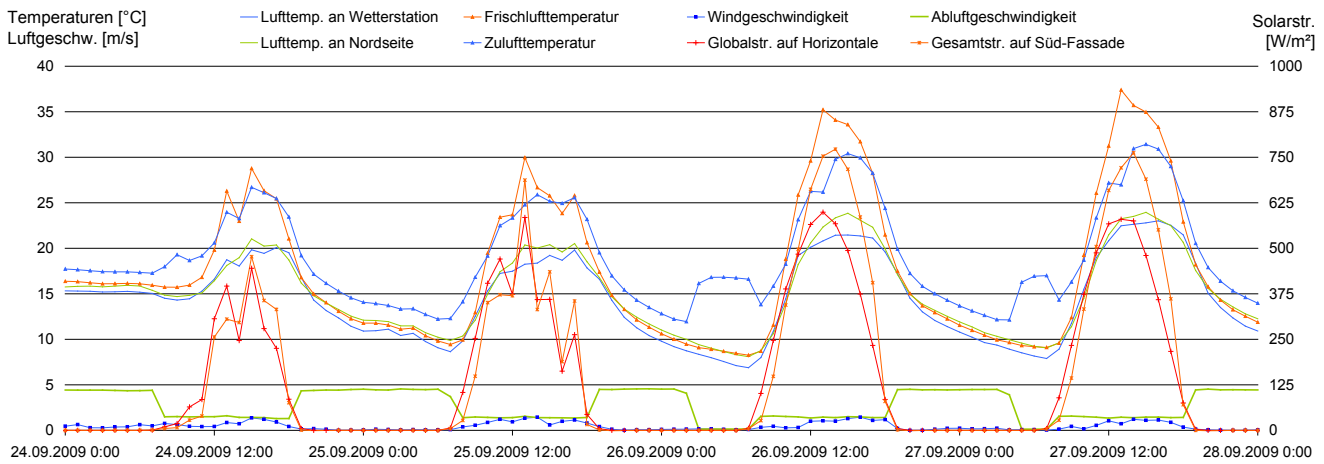


Abb. 270: Zeitlicher Verlauf relevanter Messgrößen während einer Schönwetterphase: Bei Globalstrahlungsleistungen um 600 W/m^2 und Windgeschwindigkeiten zwischen 1 und $1,5 \text{ m/s}$ liegen die Lufttemperaturen auf der Nordseite der BTGA-Box 1 bis $2,5 \text{ K}$ über denen an der Wetterstation. Nachts ist es im Bereich der BTGA-Box bei sehr geringen Windgeschwindigkeiten 1 bis $1,5 \text{ K}$ wärmer. Die starken Zulufttemperaturanstiege nach Abschaltung der Nachtlüftung (am 26.09. zwischen 2:00 und 8:00 sowie am 27.09. zwischen 4:00 und 8:00 Uhr) sind auf die fehlende Durchströmung des Lüftungselementes und Wärmeeinträge aus dem Raum zurückzuführen.

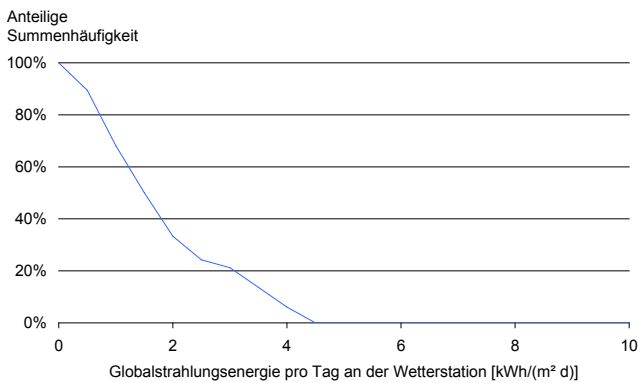


Abb. 271: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahlteten Solar-energie: An 6 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag $4 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$.

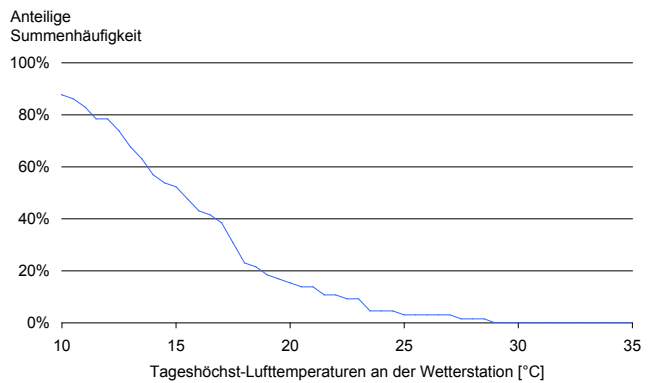


Abb. 272: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An nur 3 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf.

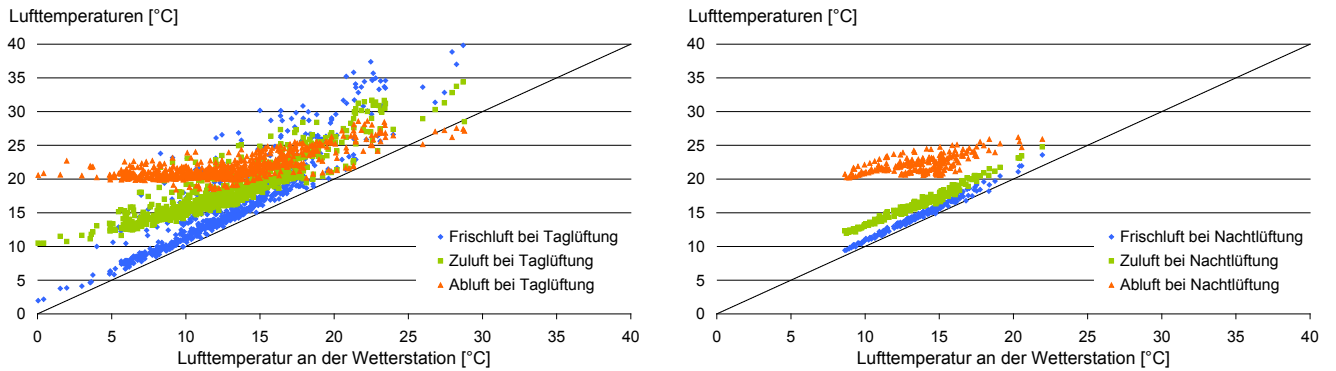


Abb. 273: Lufttemperaturen am Messraum in Relation zur Lufttemperatur an der Wetterstation: Während der Taglüftungsphasen ist die an der Messraumfassade angesaugte Luft bis zu 14 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Nach einer Abkühlung im Lüftungselement strömt sie mit einer gegenüber der Wetterstation bis zu 9 K höheren Temperatur in den Raum. In den Nachtlüftungsphasen liegen die Ansaugtemperaturen auf Grund des wärmeren Mikroklimas an der BTGA-Box 1 bis 1,5 K über den Umgebungstemperaturen an der Wetterstation. Im Lüftungselement wird die Zuluft, abhängig von der Differenz zur Raumtemperatur, weiter erwärmt, sodass sich am raumseitigen Auslass gegenüber der Wetterstationstemperatur ein Temperaturzuwachs von 2 bis 3 K ergibt.

Temperaturdifferenz

$$T_{\text{Frischlufte}} - T_{\text{Nordseite}} \text{ [K]}$$

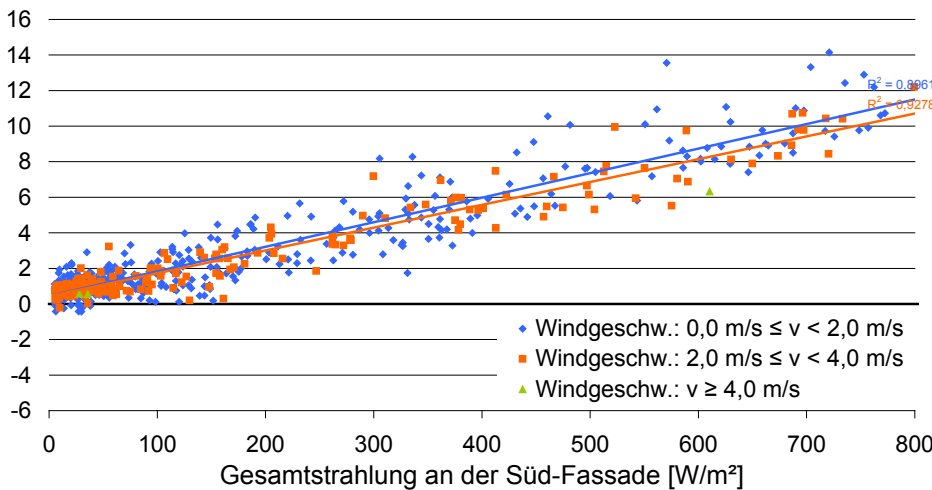


Abb. 274: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Ansaugtemperaturen: Es zeigt sich eine starke Korrelation zwischen der solaren Einstrahlung auf die Fassade und der Erwärmung der angesaugten Luft. Während bei geringen Strahlungsintensitäten die Ansaugtemperaturen ca. 1 K über den Umgebungstemperaturen liegen, übersteigen sie diese bei 800 W/m² um bis zu 11 K. Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s reduzieren den Temperaturzuwachs um 1 K. Windgeschwindigkeiten über 4 m/s sind im Messzeitraum zu selten aufgetreten, um ihre Auswirkungen beurteilen zu können.

Temperaturdifferenz

$$T_{\text{Zuluft}} - T_{\text{Frischlufte}} \text{ [K]}$$

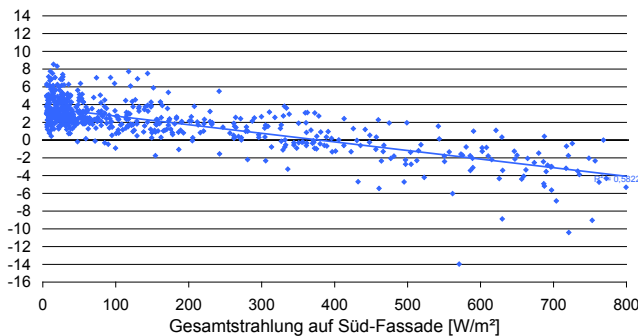


Abb. 275: Temperaturänderung der Luft beim Durchströmen des unteren Lüftungselementes: Mit zunehmender Gesamtstrahlung zeigt sich ein wachsender Kühleffekt. Dieser führt bei einer Strahlungsintensität von 800 W/m² zu einer mittleren Temperaturreduktion von 4 K.

Temperaturdifferenz

$$T_{\text{Zuluft}} - T_{\text{Raumluft}} \text{ [K]}$$

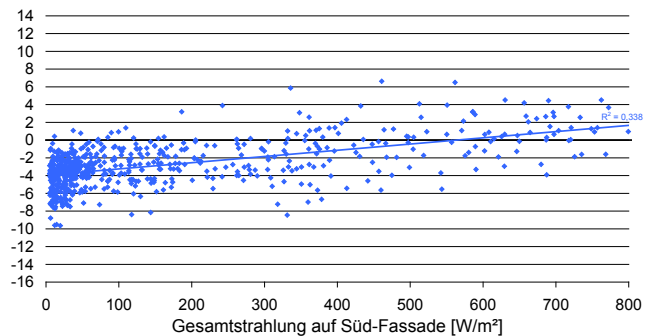
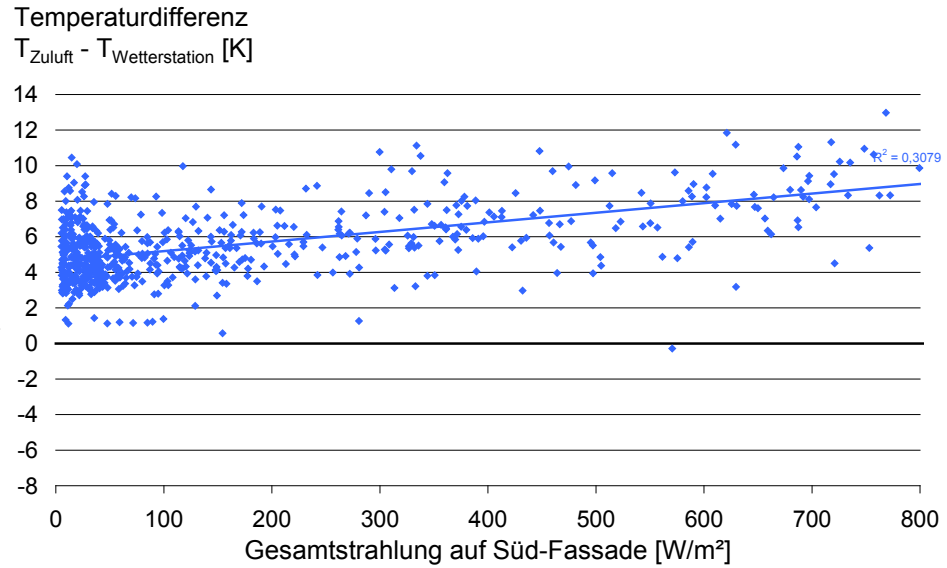


Abb. 276: Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft: Mit steigender solarer Strahlungsintensität an der Fassade werden die Temperaturdifferenzen zwischen Zu- und Raumluft größer. Bei 800 W/m² ist die Zuluft im Mittel 1,8 K wärmer als die Raumluft.

Abb. 277: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Auch beim Einsatz der weißen Fassadentafeln sind die Zulufttemperaturen bei hohen Strahlungsintensitäten deutlich höher als die Umgebungstemperaturen. Der Temperaturunterschied zur Wetterstation beträgt bei Strahlungsintensitäten um 800 W/m² ca. 9 K.



Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 271 zeigt, traten im Messzeitraum sehr selten hohe solare Wärmeinträge auf. Auch die Lufttemperaturen an der Wetterstation überstiegen nur an zwei Messtagen 25 °C und blieben stets unter 30 °C.

Mikroklima

Bei Globalstrahlungsintensitäten um 600 W/m² und Windgeschwindigkeiten zwischen 1 und 1,5 m/s war die Lufttemperatur im Bereich der BTGA-Box etwa 1 bis 2,5 K höher als an der Wetterstation (vgl. Abb. 270). Nachts blieb es im Umfeld der BTGA-Box gegenüber der Wetterstation 1 bis 1,5 K wärmer. Die Ursachen für die Temperaturunterschiede werden in Abs. 3.6.6.2 erörtert.

Fassadengrenzschicht

Wie bei den vorhergehenden Messungen am unteren Lüftungselement ist auch hier eine starke Abhängigkeit der Ansaugtemperaturen von der solaren Einstrahlung auf die Fassade zu beobachten. Bei einer Gesamtstrahlungsleistung von 650 W/m² und Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s sind die Ansaugtemperaturen im Mittel 9,4 K höher als die Lufttemperaturen an der Nord-Seite der BTGA-Box (vgl. Abb. 274).

Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s stören die Ausbildung einer thermischen Fassadengrenzschicht und reduzieren so den Temperaturanstieg bei der o.g. Strahlungsintensität im Mittel um 0,6 K auf 8,8 K. Auswirkungen höherer Windgeschwindigkeiten können auf Grund ihres seltenen Auftretens im Messzeitraum nicht beurteilt werden.

Die weiße Brüstungsverkleidung führt zu den niedrigsten Grenzschichttemperaturen aller hier untersuchten Fassadenkonfigurationen (vgl. Abb. 325 und Abb. 326).

Fassadendurchtritt

Es ist eine deutliche Korrelation zwischen der solaren Einstrahlung an der Fassade und den Temperaturänderungen im Lüftungsgerät zu erkennen (vgl. Abb. 275). Bei geringen Strahlungsintensitäten und kalter Witterung wird die Luft im Lüftungselement im Mittel um 3 K erwärmt. Mit zunehmender Strahlungsintensität schwächt sich dieser Heizeffekt ab, bis sich ab etwa 370 W/m^2 ein Kühleffekt einstellt. Dieser reduziert bei 800 W/m^2 an der Fassade die Zulufttemperaturen im Mittel um 4 K. Ursache hierfür ist der in Abs. 3.6.6.2 beschriebene Wärmeaustausch mit dem Messraum.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Im Messzeitraum lag die Zulufttemperatur im Mittel zwischen 4,5 K (bei geringer Solarstrahlung) und 9 K (bei 800 W/m^2 an der Fassade) über den Lufttemperaturen an der Wetterstation (vgl. Abb. 277). Der Temperaturanstieg setzt sich bei geringer Einstrahlung aus mikroklimatischen Effekten (+1 K) und einer vergleichsweise starken Erwärmung im Lüftungselement (+3,5 K) zusammen. Letztere resultiert aus dem großen Gefälle zwischen den niedrigen Ansaugtemperaturen bei der im Messzeitraum vorherrschenden kühlen Witterung und den hohen Raumtemperaturen im beheizten Messbüro.

Bei starker solarer Einstrahlung bewirken das wärmere Mikroklima (+2,5 K) und die Erwärmung der Luft an der besonnten Fassade bzw. im besonnten Lüftungselement (zusammen +6,5 K) den o.g. Temperaturanstieg.



3.6.6.6 Unteres Lüftungsgerät + PCM

Vom 11.07.2008 bis zum 30.07.2008 wurde das Kühlpotential von Latentwärmespeichern im Zuluftweg untersucht. Dazu war an das untere Lüftungselement die mit 15 PCM-Platten bestückte PCM-Box angebaut.

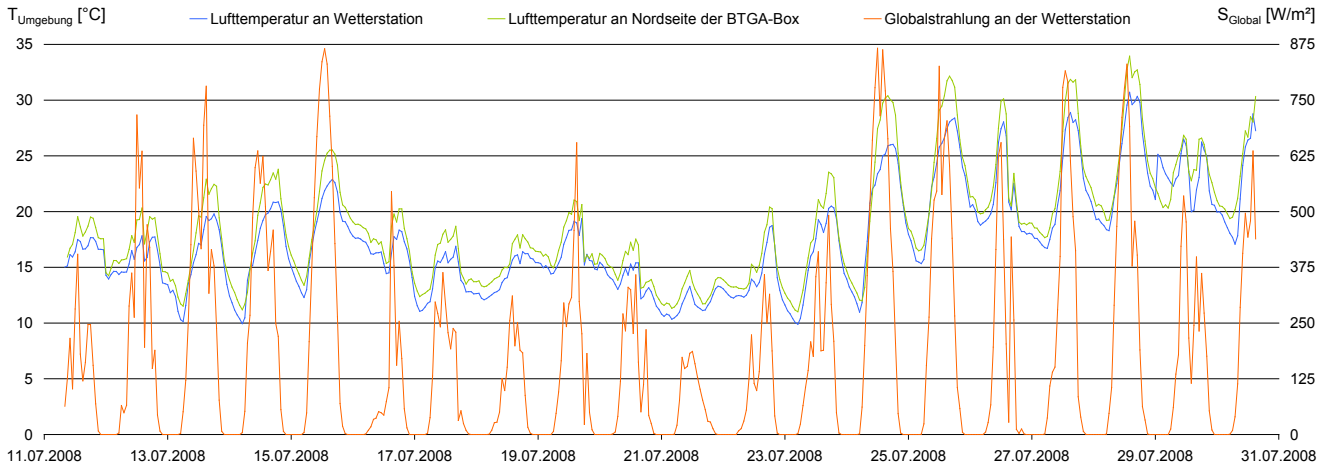


Abb. 278: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Untersuchungszeitraum.

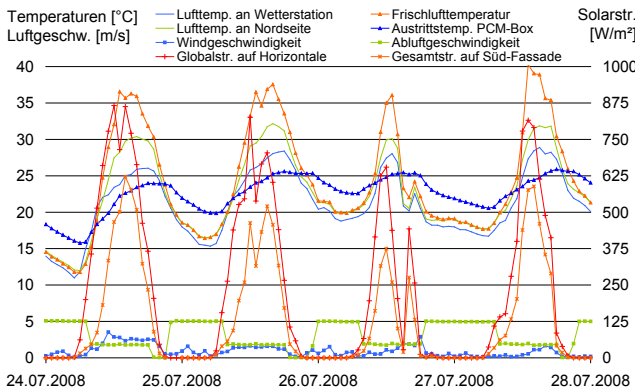


Abb. 279: Bei Außentemperaturen am Messraum über 30 °C und Ansaugtemperaturen zwischen 35 und 39 °C bleiben die Zulufttemperaturen (Austrittstemperaturen der PCM-Box) stets unter 26 °C. Nachts liegen sie ca. 3 K über den Außentemperaturen. (Hinweis: Die mittäglichen „Spitzen“ bei den Ansaugtemperaturen sind auf die reduzierte Durchströmung während der Fensteröffnung zwischen 12:00 und 13:00 Uhr zurückzuführen. Details: s. Abs. 3.6.3 – Fenstersteuerung)

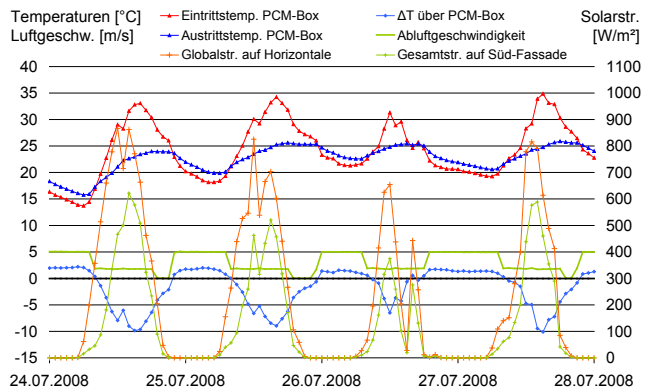


Abb. 280: Am Tage kühlt sich die Zuluft im Lüftungselement um 3 bis 4 K ab und strömt mit maximal 35 °C in die PCM-Box ein. Dort wird sie um bis zu 10 K abgekühlt. Während der Nachtlüftungsphasen geben die PCM-Platten die am Tage eingespeicherte Wärme ab, sodass die Austrittstemperatur dann 1,5 bis 2 K über der Eintrittstemperatur liegt. (Hinweis: Die mittäglichen „Einbrüche“ der Eintrittstemperaturen resultieren aus der reduzierten Durchströmung während der Fensteröffnung.)

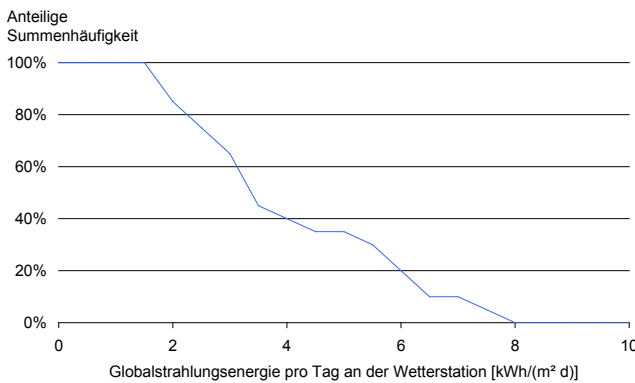


Abb. 281: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarenergie: An 40 % der Messtage überschritt der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d).

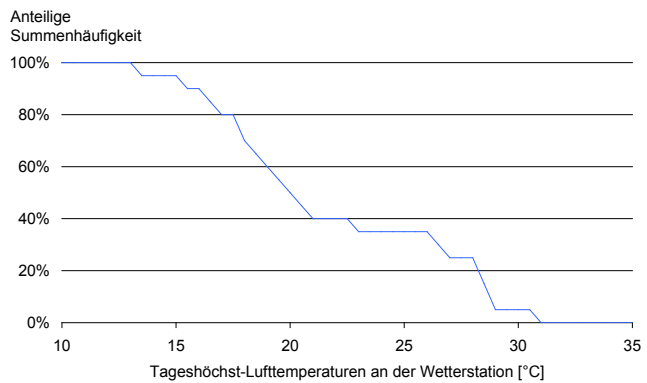


Abb. 282: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An 35 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf.

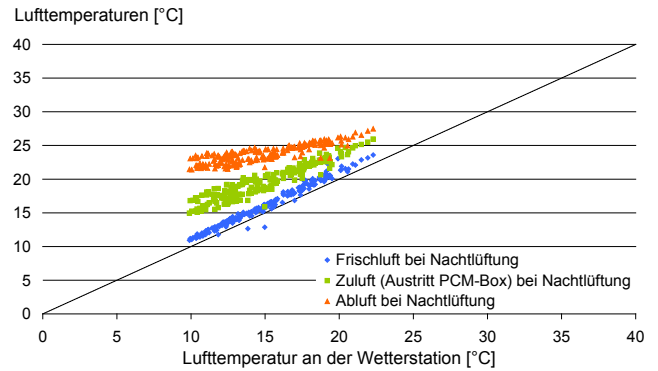
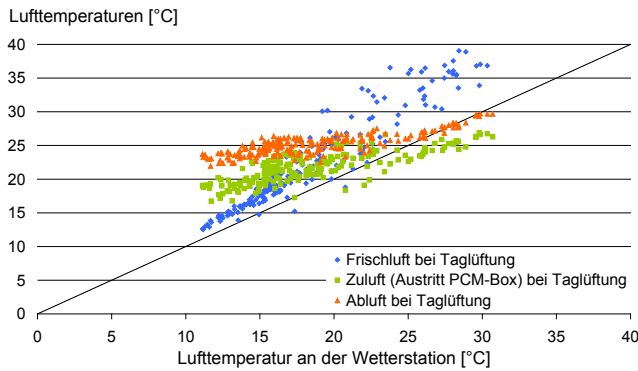


Abb. 283: Am Tage ist insbesondere bei Umgebungstemperaturen über 23 °C eine signifikante Kühlung der Zuluft erkennbar. Luft, die an der Fassade bis zu 13 K über Umgebungstemperatur angesaugt wird, kühlt beim Durchströmen des Lüftungselementes und der PCM-Box um bis zu 16 K ab, sodass sie dem Raum im Mittel 2,3 K unter Umgebungstemperatur zufließt. (Markante Kühleffekte bei Umgebungstemperaturen unter 23 °C gehen auf die starke Auskühlung der PCM-Box in sehr kalten Nächten mit Tiefsttemperaturen um 10 °C zurück.) Nachts führen das ca. 1 K wärmere Mikroklima am Messraum, die Erwärmung im Zuluftelement und die Regeneration der PCM-Speicher zu einer mittleren Erwärmung der Zuluft um 4,5 K.

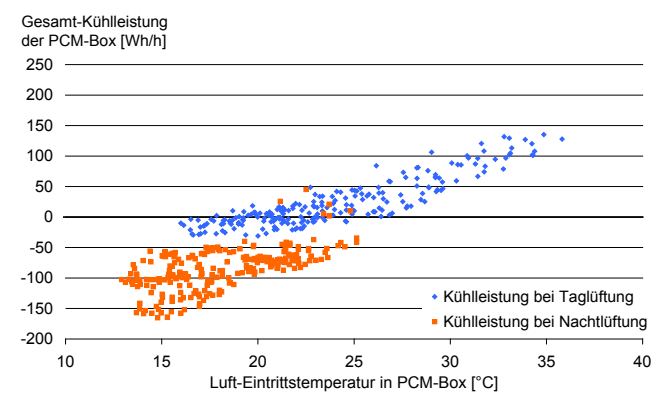
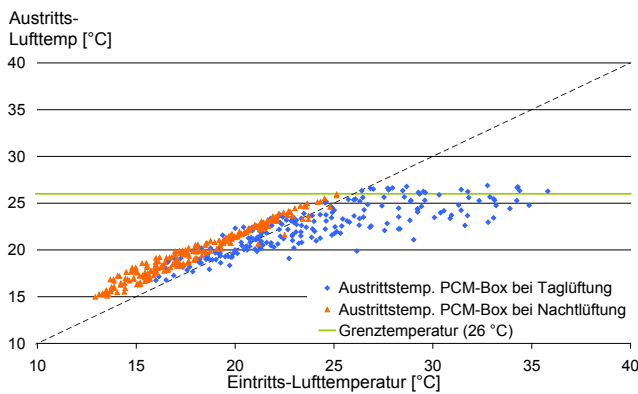


Abb. 284: Ab Eintrittstemperaturen von 21 °C sind signifikante Kühleffekte zu beobachten. Mit steigenden Eintrittstemperaturen nehmen auch die Kühleffekte zu und begrenzen die Austrittstemperaturen im Taglüftungsbetrieb auf 27 °C. Bei der Entladung der thermischen Speicher während der Nachtlüftung wird der erhöhte Volumenstrom im Mittel um 1,7 K erwärmt.

Abb. 285: Während der Taglüftung wird eine maximale Kühlleistung von 135 Wh/h erreicht. Bei der Regeneration der PCM-Speicher in den Nachtlüftungsphasen treten auf Grund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten und des damit verbesserten konvektiven Wärmeübergangs Wärmeübertragungsleistungen von bis zu 165 Wh/h auf.

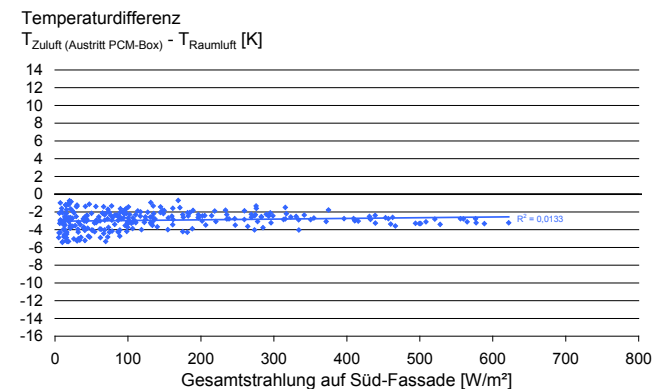
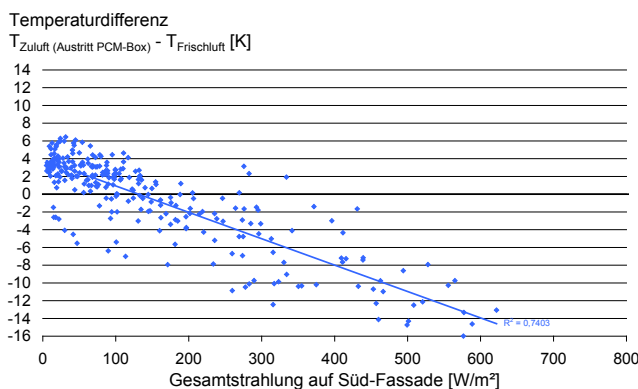
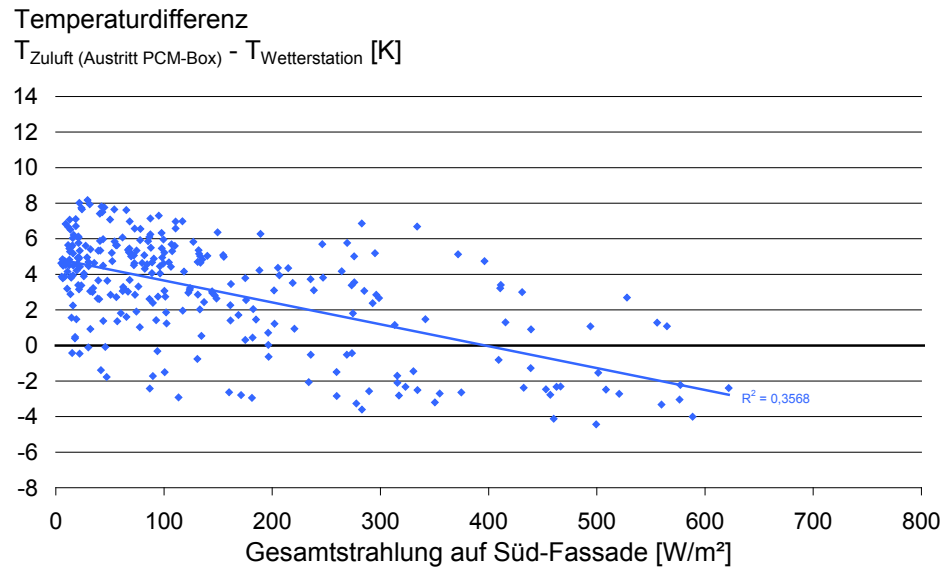


Abb. 286: Bei starker solarer Einstrahlung und hohen Umgebungstemperaturen wird die Zuluft zwischen der Außen-Ansaugung und dem raumseitigen Luftaustritt (Ausströmöffnung der PCM-Box) um bis zu 16 K abgekühlt. Diese Temperaturreduktion resultiert neben der Kühlung an den PCM-Platten auch aus der Vorkühlung im Lüftungselement (vgl. Messungen ohne PCM-Box) und aus kapazitiven Effekten der Holzbox bzw. des darunter liegenden Bodens (vgl. Messungen mit leerer PCM-Box).

Abb. 287: Unabhängig von der Solarstrahlungsintensität liegen die Austrittstemperaturen der PCM-Box im Mittel etwa 3 K unter der jeweiligen Raumlufttemperatur.

Abb. 288: Temperaturunterschied zwischen Zuluft und Wetterstation: Mit zunehmender Solarstrahlungsintensität steigen die Umgebungstemperaturen oft in oder über den Schmelzbereich der PCMs. Dann wird die Zuluft unter das Außentemperaturniveau gekühlt. Bei geringer Strahlungsintensität und kalter Witterung führen die Kristallisation der PCMs und Wärmeeinträge aus dem Raum zur Erwärmung der Zuluft. Die starke Streuung der Messwerte resultiert aus den unterschiedlichen Umgebungstemperaturen, bei denen eine Strahlungsintensität auftritt, den Ladungszuständen der PCM-Speicher und der Temperatur der PCM-Box-Konstruktion bzw. des darunter liegenden Bodens.



Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 281 zeigt, traten im Messzeitraum häufig hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungstemperaturen stiegen an einem Drittel der Messtage über 25 °C. Das Wetter war somit, insbesondere in der zweiten Hälfte des Messzeitraums, sommerlich.

Mikroklima

An Tagen mit hohen solaren Wärmeeinträgen lagen die Tageshöchsttemperaturen im Umfeld der BTGA-Box 3 bis 4 K über denen an der Wetterstation. Die nächtlichen Tiefsttemperaturen waren im Mittel ca. 1 K höher als an der Wetterstation.

Kühlung mittels PCM-Box

In kalten Nächten kühlen die PCM-Box-Konstruktion und der angrenzende Beton-Boden so stark aus, dass es vereinzelt auch bei Eintrittstemperaturen (in die PCM-Box) unter 20 °C zu einer Kühlung der Zuluft kommt. Überschreiten die Eintrittstemperaturen 23,5 °C wird die Kühlwirkung durch den Phasenübergang in den PCM-Elementen erzielt (Schmelzbereich lt. Hersteller: 22 bis 28 °C).

Die Messung zeigt, dass sowohl der (durch die Anströmung der PCM-Speicher verbesserte) konvektive Wärmeübergang als auch die thermische Speicherkapazität ausreichen, um die Zuluft bis zu 10 K abzukühlen und die Zulufttemperaturen im gesamten Messzeitraum auf 27 °C zu begrenzen. Im Mittel lag die Zulufttemperatur 3 K unter der Raumlufttemperatur.

Dass die höchsten Austrittstemperaturen 1 K unterhalb der Schmelzbereichobergrenze der PCMs liegen, zeigt eine Leistungsreserve des Kühlsystems. Um diese auszuloten wurde der Versuch bei gesteigerten Anforderungen (erhöhte Ansaugtemperaturen durch stärkere Erwärmung der Fassadengrenzschicht an einer dunkeln, mehr Strahlungswärme absorbierenden, Fassadenverkleidung) wiederholt (vgl. Abs. 3.6.6.8).

Die höchste im Messzeitraum beobachtete Kühlleistung beträgt 134 Wh/h. Dabei wurde der Taglüftungsvolumenstrom von 40 m³/h um 10 K abgekühlt. Während der nächtlichen Regenerationsphasen führt der größere Nachtlüftungsvolumenstrom zu einem höheren konvektiven Wärmeübergang an den Oberflächen der PCM-Speicher und in Folge dessen zu höheren Wärmeübertragungsleistungen von bis zu 165 kWh/h.

Die Streuung der in Abb. 284 und Abb. 285 dargestellten Messwerte resultiert aus den variierenden Ladezuständen (d.h. Temperaturen) der thermischen Speicher bei denen eine bestimmte Einströmtemperatur auftritt¹⁾.

Auch an mehreren auf einander folgenden Sommertagen ist keine sukzessive Erhöhung der Austrittstemperaturen zu beobachten. Folglich war die Rückkühlung der Latentwärme-Speicher während der Nachtlüftungsphasen stets ausreichend, um die im Tagesverlauf aufgenommene Wärme abzuführen.

¹⁾ Bei konstantem Volumenstrom und damit gleich bleibender Anströmung der Wärmespeicheroberflächen hängt der Wärmeübergang (und damit der Heiz- oder Kühleffekt) unmittelbar vom Temperaturunterschied zwischen der Luft und dem Wärmespeicher ab.

Fassadendurchtritt

Es zeigt sich eine starke Korrelation zwischen der Temperaturänderung der Luft im Lüftungselement bzw. in der PCM-Box und der solaren Einstrahlung auf die Fassade: Bei geringen Strahlungsintensitäten und niedrigen Ansaugtemperaturen wird die Zuluft durch den Wärmeaustausch mit dem Raum und durch kapazitive Effekte in der PCM-Box im Mittel um bis zu 3,9 K erwärmt. Ab Strahlungsintensitäten von 130 W/m² werden die Kühleffekte dominant. Bei Strahlungsintensitäten um 600 W/m² führen der Wärmeaustausch mit dem Raum und den PCM-Speichern zu einer mittleren Kühlung der Zuluft um 14 K. Die Auslasstemperatur der PCM-Box liegt im Mittel ca. 3 K unter der Raumlufttemperatur, sodass die Zuluft zur Raumkühlung beiträgt.

In den Nachtlüftungsphasen erwärmt sich der Zuluftstrom durch Absorption von Raumwärme und durch den Wärmeartrag aus den Latentwärmespeichern im Mittel um 3,4 K.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Bei kühler Witterung und geringer solarer Einstrahlung ist die an der Fassade angesaugte Luft etwa 1,5 bis 2 K wärmer als die Luft an der Wetterstation (vgl. Abb. 283). Im Lüftungselement bzw. in der PCM-Box wird sie um weitere 2 bis 3 K erwärmt und ist bei Eintritt in den Raum im Mittel 3,9 K wärmer als die Luft an der Wetterstation.

Mit zunehmender solarer Strahlungsintensität steigen die Ansaugtemperaturen wesentlich über die Umgebungstemperaturen an (vgl. Abb. 279). Die Zuluft wird dann im Lüftungselement und in der PCM-Box auf unter 27 °C abgekühlt. Dadurch liegen die Zulufttemperaturen an warmen Sommertagen bis zu 4 K unter den Umgebungstemperaturen der freistehenden Wetterstation.

Die Kühlung funktionierte im gesamten Messzeitraum zuverlässig, sodass sich die Ansaugung an der Fassade erwärmter Luft nicht nachteilig auf die Zulufttemperaturen auswirkte.

Die starke Streuung der in Abb. 288 gezeigten Messdaten resultiert neben den unterschiedlichen mikroklimatischen Randbedingungen an der Wetterstation und der BTGA-Box aus den variierenden Ladezuständen der PCM-Speicher. Tritt eine bestimmte Gesamtstrahlungsleistung am Vormittag, bei weitgehend „leeren“ Speichern und niedrigen Umgebungstemperaturen auf, stellt sich eine andere Kühlwirkung ein als bei der gleichen Strahlungsintensität am Nachmittag, wenn ein Teil der thermischen Speicherkapazität bereits erschöpft ist und die Umgebungstemperaturen wesentlich höher sind.



3.6.6.7 Unteres Lüftungsgerät + leere PCM-Box

Vom 30.07.2008 bis zum 27.08.2008 wurde in einer Vergleichsmessung ohne PCM-Speicher der Einfluss der leeren PCM-Box-Konstruktion auf die Zuluftkühlung untersucht. Abgesehen vom Entfernen der PCM-Platten blieb der Messaufbau gegenüber der vorherigen Messung unverändert.

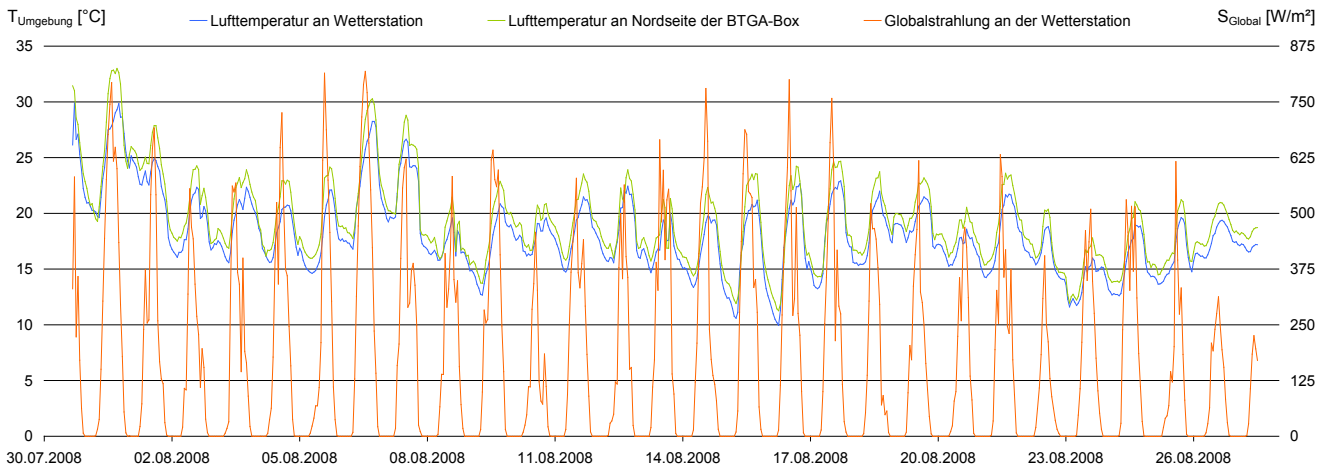


Abb. 289: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Untersuchungszeitraum.

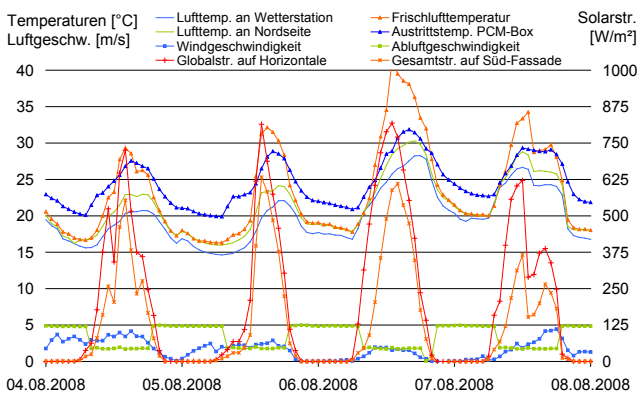


Abb. 290: Bei starker solarer Einstrahlung und Windgeschwindigkeiten zwischen 1,5 und 4 m/s liegen die Lufttemperaturen an der Nordseite der BTGA-Box zwischen 2 und 2,5 K über denen an der Wetterstation.

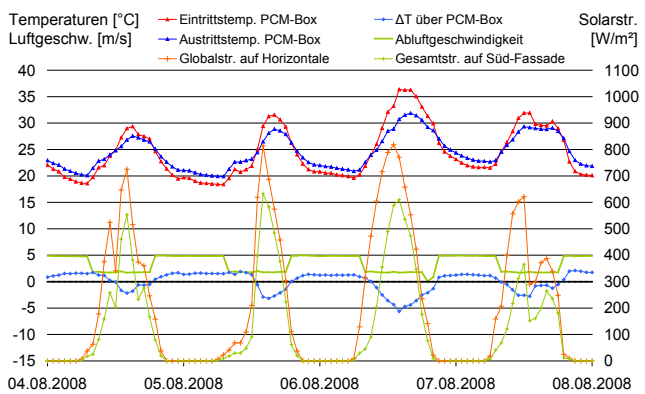


Abb. 291: Auch die leere PCM-Box kühlt die Zuluft. Der Kühleffekt ist jedoch deutlich schwächer ausgeprägt als unter Verwendung der PCM-Platten: Die Temperaturreduktion beträgt maximal 4,5 K und die Austrittstemperaturen überschreiten zeitweise 30 °C.

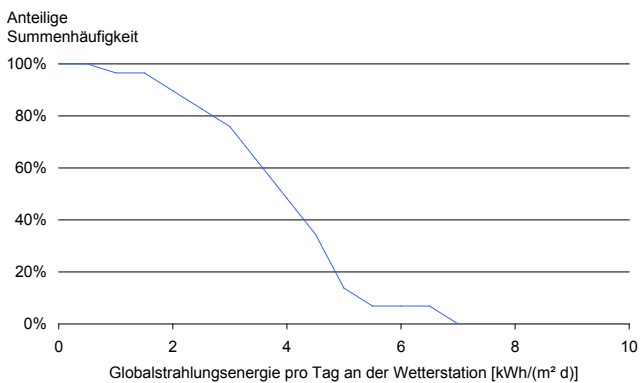


Abb. 292: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarstrahlung: An 48 % der Messtage überschreitet der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d).

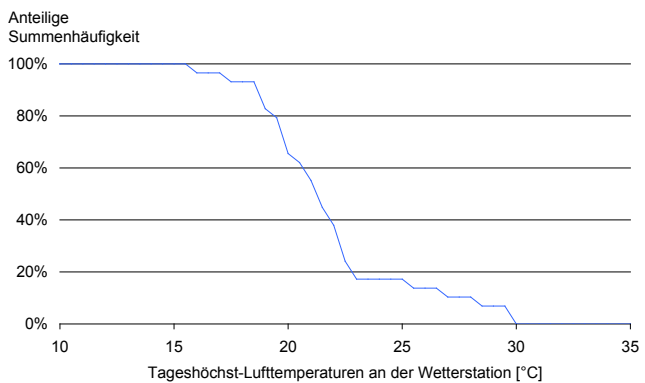


Abb. 293: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An 17 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf.

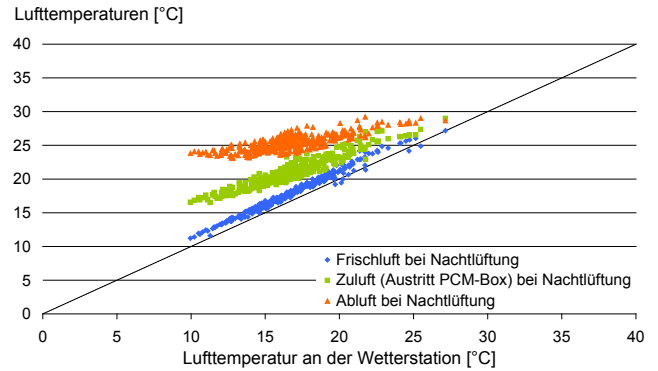
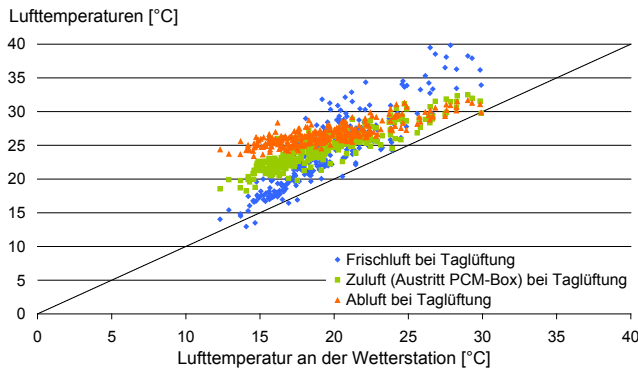


Abb. 294: Bei hohen Ansaugtemperaturen ist tagsüber trotz fehlender PCM-Platten eine Kühlung der Zuluft erkennbar: Die fassadenseitig angesaugte Luft ist z.T. über 10 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Nach dem Durchströmen des Lüftungselementes bzw. der PCM-Box ist die Zuluft am raumseitigen Auslass nur noch 2 bis 4 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Nachts führen die Erwärmung im Lüftungselement und der Wärmeabtrag aus der PCM-Box bzw. dem darunter liegenden Boden zu einer Erwärmung der Zuluft um 3 bis 4 K.

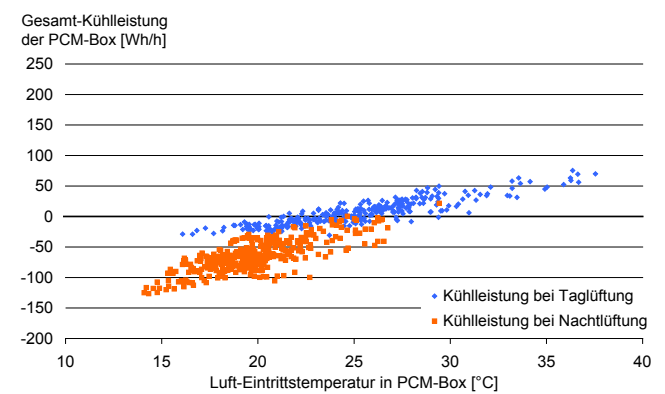
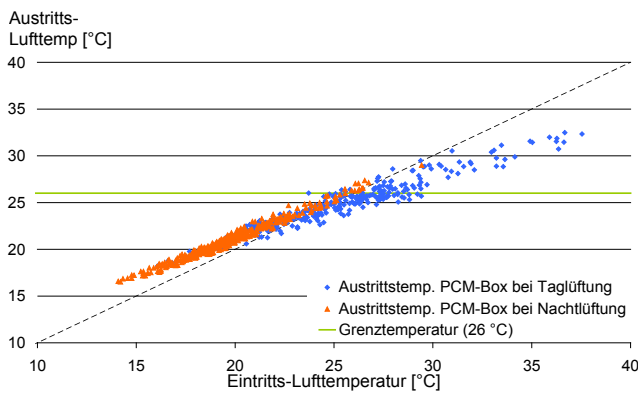


Abb. 295: Tagsüber wird der Zuluftstrom in der leeren PCM-Box bei hohen Eintrittstemperaturen um bis zu 4 K gekühlt. Eine „Begrenzung“ der Austrittstemperaturen, wie bei der Messung mit eingebauten PCM-Platten (vgl. Abb. 284), ist jedoch nicht zu beobachten. Während des Nachtlüftungsbetriebs wird die Zuluft durch Wärmeeinträge aus dem Raum und kapazitive Effekte um bis zu 2 K erwärmt.

Abb. 296: Die in Abb. 295 gezeigten Temperaturänderungen entsprechen Kühlleistungen im Taglüftungsbetrieb von bis zu 120 Wh/h und Heizleistungen im Nachtlüftungsbetrieb von bis zu 65 Wh/h. Die höheren Wärmeübertragungsleistungen während der Nachtlüftung resultieren aus den höheren Strömungsgeschwindigkeiten und den (anfänglich) großen Temperaturunterschieden zwischen der bereits kühlen Außenluft und den noch warmen Speichermassen.

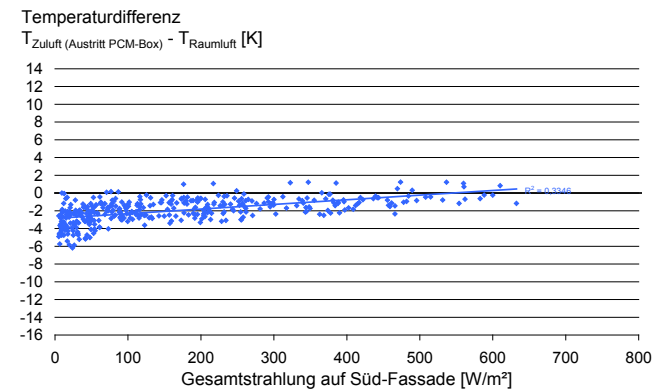
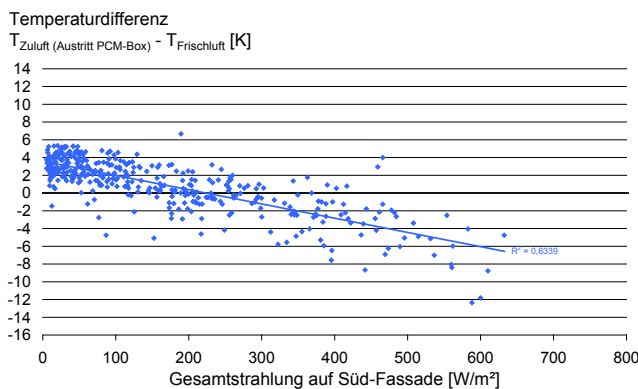


Abb. 297: An sommerlichen Tagen wird die Zuluft beim Durchströmen des Lüftungselementes und der PCM-Box im Mittel um bis zu 6,7 K abgekühlt. Die Stärke des Kühleffektes korreliert dabei mit der solaren Einstrahlung auf die Fassade und der daraus resultierenden Erwärmung der angesaugten Luft.

Abb. 298: Die Kühleffekte im Lüftungselement und der nachgeschalteten PCM-Box sind so groß, dass die mittlere Zulufttemperatur bis zu einer solaren Einstrahlung von 550 W/m² unter der Raumtemperatur bleibt.

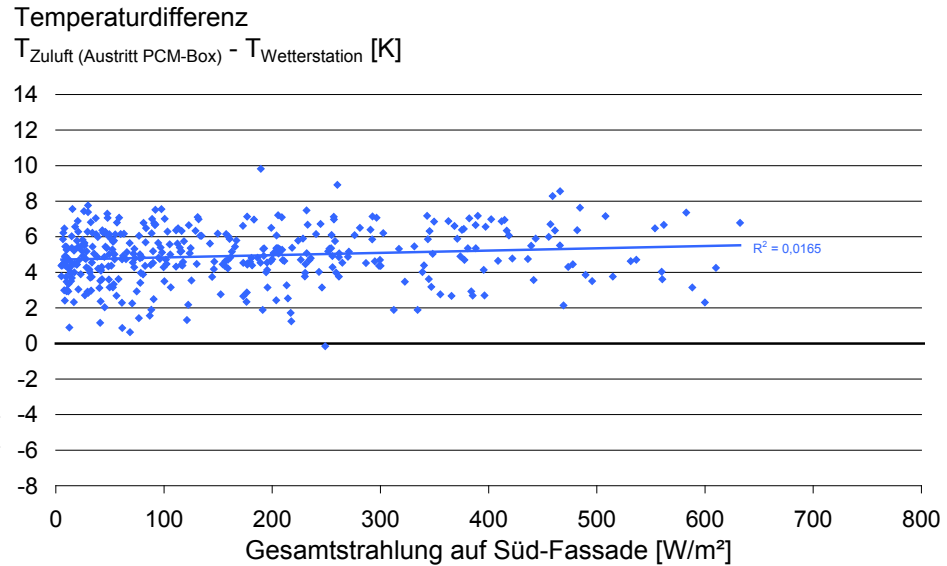


Abb. 299: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Die mittlere Austrittstemperatur der PCM-Box liegen nahezu unabhängig von der solaren Einstrahlung etwa 5 K über der Lufttemperatur an der Wetterstation.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung:

Im Messzeitraum traten häufig hohe solare Wärmeeinträge auf. Die Umgebungstemperaturen stiegen nur an 5 Messtagen über 25 °C und blieben stets unter 30 °C.

Mikroklima

Im Messzeitraum aus Abb. 290 lagen die Umgebungstemperaturen an der BTGA-Box bei hoher solarer Einstrahlung maximal 2,5 K über denen an der Wetterstation. Ursache für diesen vergleichsweise geringen Temperaturunterschied sind wohl die mit 2 bis 4,3 m/s recht hohen Windgeschwindigkeiten. Ein zunächst vermuteter Zusammenhang mit einer verringerten Belegungsdichte der Parkplätze im Umfeld der BTGA-Box¹⁾ bestätigte sich nicht. (Es war vermutet worden, dass an geparkten Autos vermehrt Solarstrahlung absorbiert wird und es so zu einer verstärkten Erwärmung des Mikroklimas kommen würde²⁾. Ein Vergleich der Temperaturunterschiede zwischen Wetterstation und BTGA-Box differenziert nach Werktagen (hohe Belegungsdichte der Parkplätze) und Wochenenden in den Jahren 2007 bis 2009 zeigt jedoch keine signifikanten Unterschiede.)

Kühlung mittels leerer PCM-Box:

Obwohl bei dieser Untersuchung keine PCM-Platten eingesetzt waren, wurde die Luft beim Durchströmen der PCM-Box am Tage um bis zu 4 K gekühlt (entspricht einer Kühlleistung von 65 Wh/h) und während der Nachtlüftungsphasen um bis zu 2 K erwärmt (entspricht einer Heizleistung von 120 Wh/h, vgl. Abb. 295). Dies ist auf die Speicherung von Wärme bzw. Kälte in der Holzkonstruktion der PCM-Box und im angrenzenden Beton-Fußboden unterhalb der PCM-Box zurückzuführen. Der Wärmeaustausch mit dem Boden wird durch eine Ringströmung im Inneren der Holzkonstruktion begünstigt, die zu hohen konvektiven Wärmeübergängen an der Bodenplatte führt (vgl. Abb. 300). Durch Entfernen des Holzbodens aus der PCM-Box ließe sich der Wärmeaustausch und damit die thermische Aktivierung des Beton-Bodens weiter

¹⁾ Durch die Semesterferien und das gute Wetter blieben die meisten Parkplätze ungenutzt.

²⁾ Auf Grund ihrer geringen thermischen Speicherkapazität setzen Autobleche absorbierte Solarstrahlung direkt als Wärme (auf hohem Temperaturniveau) wieder frei. Zusätzlich behindern dicht geparkte Autos die Windströmung. Dass dennoch kein Einfluss auf die Umgebungstemperaturen nachweisbar ist, liegt vermutlich daran, dass

- insbesondere helle und Metallic-Lackierungen nicht mehr Solarstrahlung absorbieren als der (teilweise dunkel) graue Bodenbelag aus Betonsteinen,
- die geringe Dichte der an den bis zu 80 °C heißen Autoblechen erwärmten Luft zu einem schnellen Abströmen in die Höhe führt.

optimieren¹⁾. Die nächtliche Erwärmung der Zuluft ist auf den Austrag der am Tage eingespeicherten Wärme und auf Wärmeeinträge aus dem Raum zurückzuführen.

¹⁾ Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu wahren, wurde der Holzboden in der PCM-Box-Konstruktion belassen.

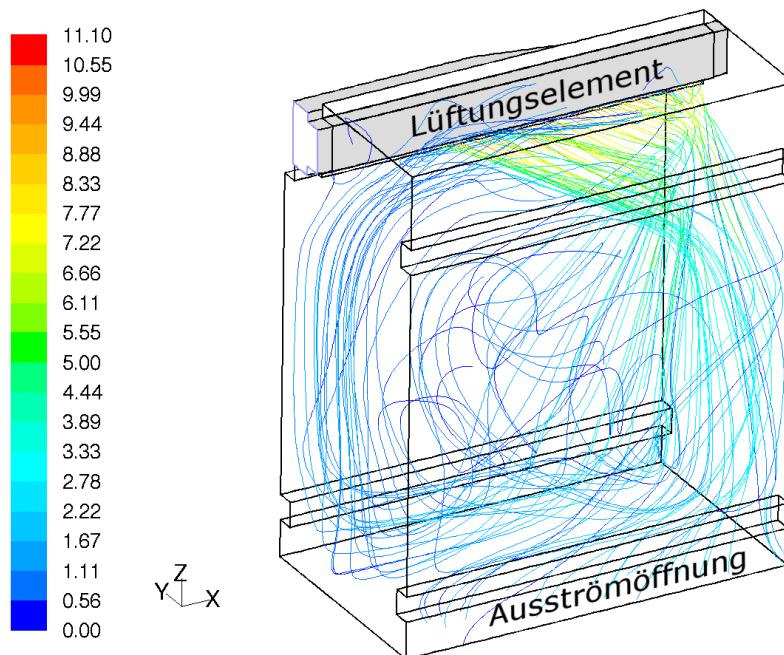


Abb. 300: Simulation der Luftströmungen in der leeren PCM-Box während des Nachtlüftungsbetriebs (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Die Luft strömt nahe der Rückwand mit etwa 9,7 m/s durch einen 40 cm langen und 1,8 cm breiten Schlitz auf der Unterseite des Lüftungselementes oben in die PCM-Box ein. Durch den Impuls der mit einem Eintrittswinkel von ca. 35° einströmenden Luft bildet sich im Inneren der PCM-Box eine Ringströmung aus, die an den inneren Oberflächen zu hohen konvektiven Wärmeübergängen führt. Sind die PCM-Platten eingebaut, ruft der Ringströmungseffekt auch an den nicht direkt angeströmten Platten hohe konvektive Wärmeübergänge hervor.

Fassadendurchtritt:

An sonnigen Tagen reduzieren der Wärmeaustausch mit dem Raum und die kapazitiven Effekte der leeren PCM-Box die Temperatur der Zuluft im Mittel um bis zu 6,5 K (vgl. Abb. 297). Die Zulufttemperatur am Auslass der PCM-Box entspricht dann etwa der Raumlufttemperatur (vgl. Abb. 298). Beim Wärmeeintrag während der Nachtlüftung und an Tagen mit kühler Witterung kehrt sich die Wärmestromrichtung um und die o.g. Effekte führen zu einer Erwärmung der Zuluft um bis zu 5 K. Maßgeblich für die Temperaturänderung der Luft ist dabei der Unterschied zwischen der Ansaug- und Raumtemperatur bzw. zwischen den Eintritts- und Oberflächentemperaturen in der PCM-Box.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die ohne PCM-Speicher erzielten Kühleffekte reichen nicht aus, um die Zuluft auf das Umgebungstemperaturniveau zu kühlen. Die Austrittstemperaturen der leeren PCM-Box lagen tagsüber nahezu unabhängig von der solaren Strahlungsintensität im Mittel ca. 5 K über der Lufttemperatur an der Wetterstation (vgl. Abb. 299).

Gegenüber der Vergleichsmessung ohne PCM-Box (vgl. Abs. 3.6.6.3) ist hier bei hohen Strahlungsintensitäten eine Reduktion der Zulufttemperaturen um bis zu 4,5 K zu beobachten (vgl. Abb. 259).



3.6.6.8 Unteres Lüftungsgerät + schwarze Faserzementplatten + PCM

Vom 01.07.2009 bis 08.09.2009 wurde untersucht, ob die in Abs. 3.6.6.6 festgestellten Leistungsreserven ausreichen, die erhöhten Kühlanforderungen einer dunklen Fassadenoberfläche zu kompensieren.

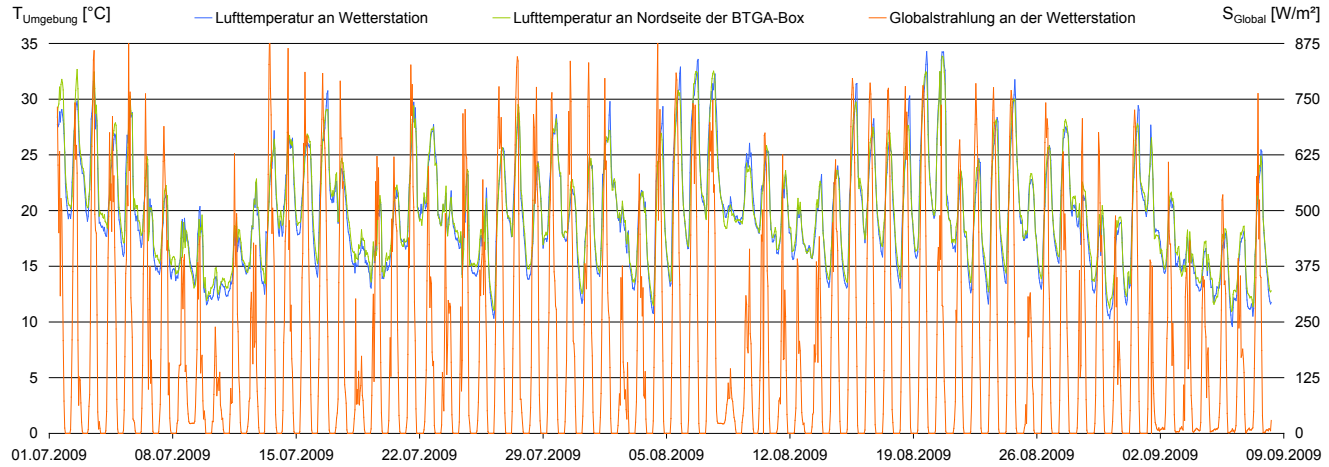


Abb. 301: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Untersuchungszeitraum.

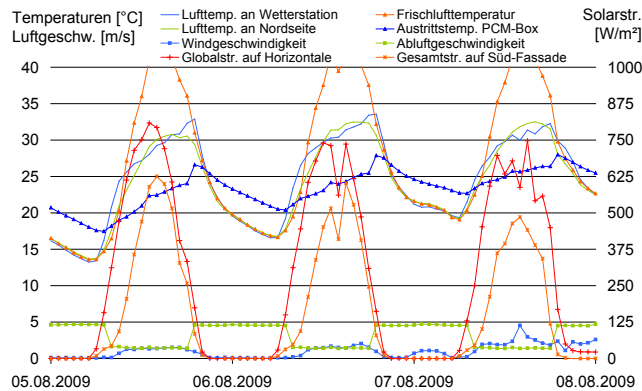


Abb. 302: Bei Globalstrahlungsintensitäten um 600 W/m² und Windgeschwindigkeiten zwischen 1,5 und 2 m/s stellen sich an der Nordseite der BTGA-Box und an der Wetterstation ähnliche Temperaturen ein. Auch nachts treten keine signifikanten Temperaturunterschiede auf.

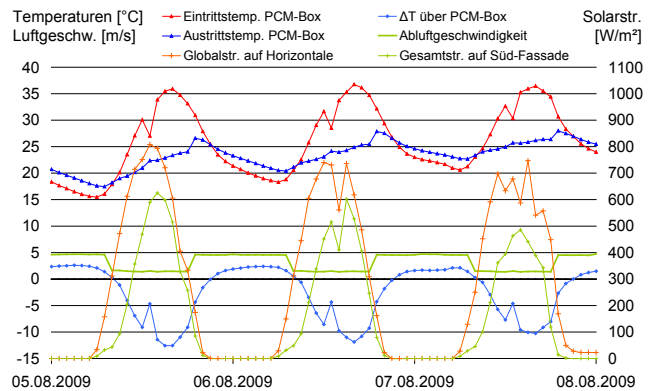


Abb. 303: Die Austrittstemperaturen der PCM-Box bleiben zwischen 8:00 und 18:00 Uhr unter 27 °C. Mit der dann einsetzenden Nachtlüftung steigen sie um bis zu 2,5 K an. (Hinweis: Die mittäglichen „Einbrüche“ der Eintrittstemperaturen resultieren aus der reduzierten Durchströmung während der Fensteröffnung zw. 12:00 und 13:00 Uhr; Details: s. Fenstersteuerung in Abs. 3.6.3.)

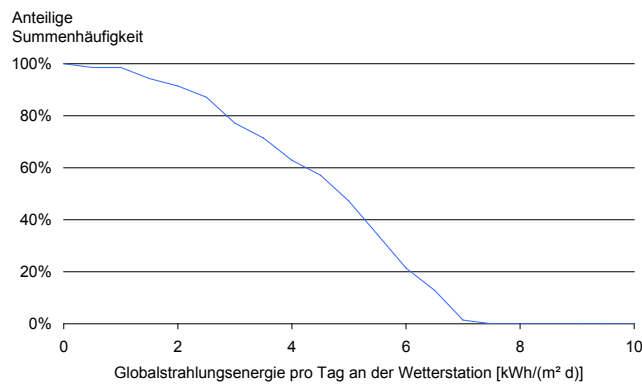


Abb. 304: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarstrahlung: An 63 % der Messtage überschreitet der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d).

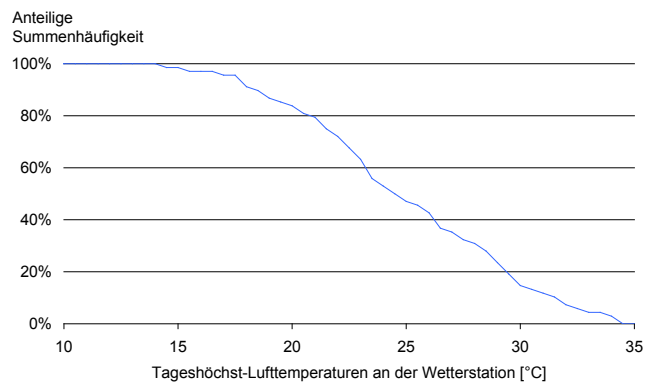


Abb. 305: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An 47 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf.

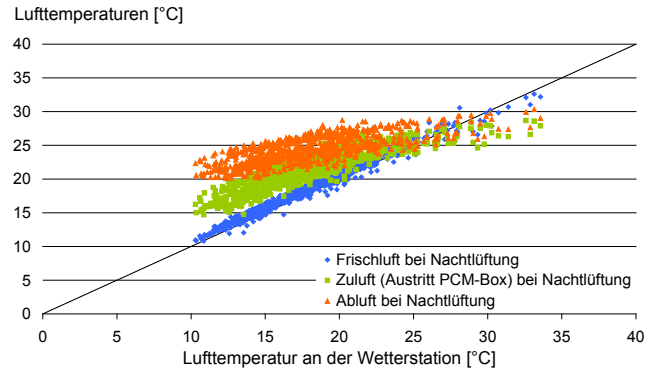
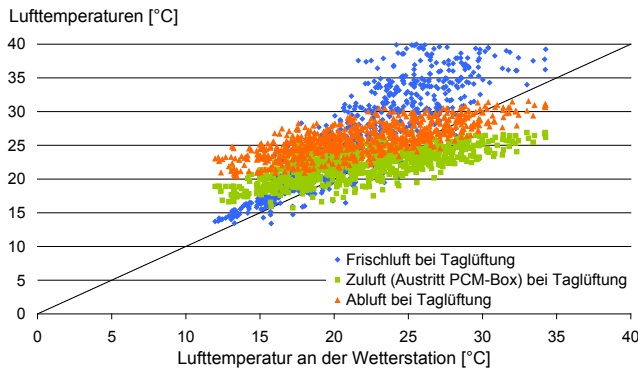


Abb. 306: Am Tage ist eine starke Erwärmung der fassadenseitig angesaugten Luft (Frischluft) und eine signifikante Kühlung der Zuluft erkennbar. Kühleffekte bei Umgebungstemperaturen unterhalb der Kristallisationstemperatur der PCMs sind auf die Speicherung sensibler Wärme in der PCM-Box bzw. im angrenzenden Betonboden zurückzuführen. Sie treten insbesondere im Anschluss an Nachtlüftungsphasen mit besonders niedrigen Ansaugtemperaturen auf. Im Nachtlüftungsbetrieb führen die Wärmeeinträge aus dem Raum und die Rückkühlung der thermischen Speicher zu einer Erwärmung der Zuluft um 2 bis 5 K.

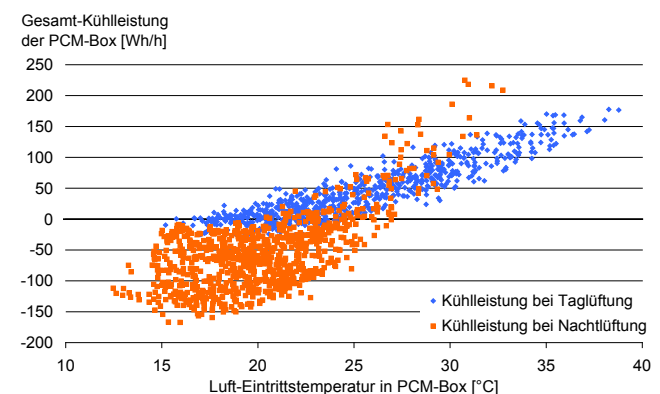
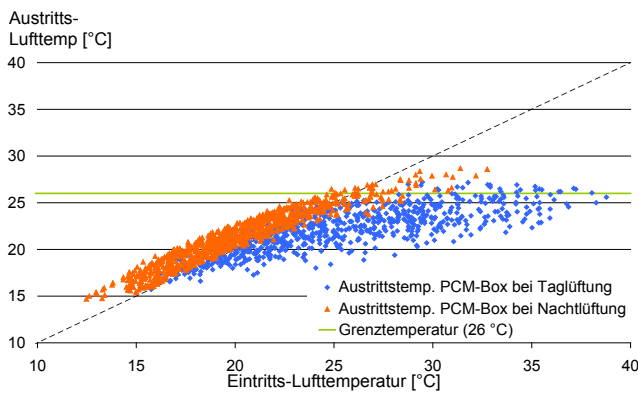


Abb. 307: Obwohl die Eintrittstemperaturen der PCM-Box zeitweise 35 °C überschreiten, liegen die Austrittstemperaturen im Taglüftungsbetrieb im gesamten Messzeitraum bei maximal 27°C. Beim Rückkühlen der thermischen Speicher im Nachtlüftungsbetrieb wird die Zuluft um bis zu 3 K erwärmt. Die vereinzelt auftretenden hohen Auslasstemperaturen im Nachtlüftungsbetrieb von bis zu 28,5 °C sind auf die (verfrühte) Aktivierung der Nachtlüftung bei noch hohen Ansaugtemperaturen zurückzuführen (Schaltkriterium für die Nachtlüftung ist die Außentemperatur an der Nordseite der BTGA-Box, nicht die Ansaugtemperatur).

Abb. 308: In den Taglüftungsphasen liegt die maximale Kühlleistung bei 177 Wh/h. Bei der nächtlichen Entladung der thermischen Speicher wurde, wie bei der Messung mit unverkleideter Fassade, eine maximale „Heizleistung“ von 165 Wh/h gemessen. Zu Beginn der Nachtlüftung treten vereinzelt sehr hohe Kühlleistungen (bis 225 Wh/h) auf, weil die Eintrittstemperaturen da noch über der Kristallisationstemperatur der PCMs liegen und der große Volumenstrom zu einem hohen konvektiven Wärmeübergang an den Latentwärmespeichern führt.

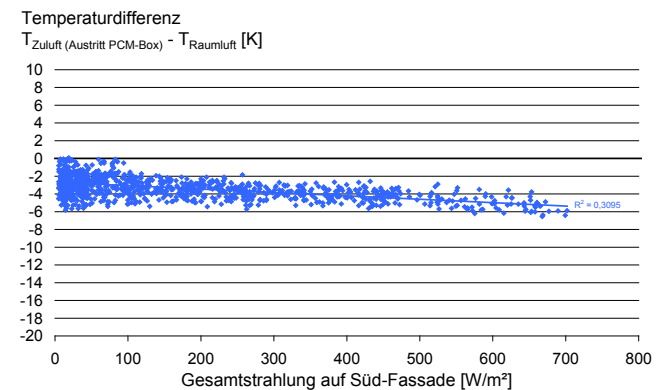
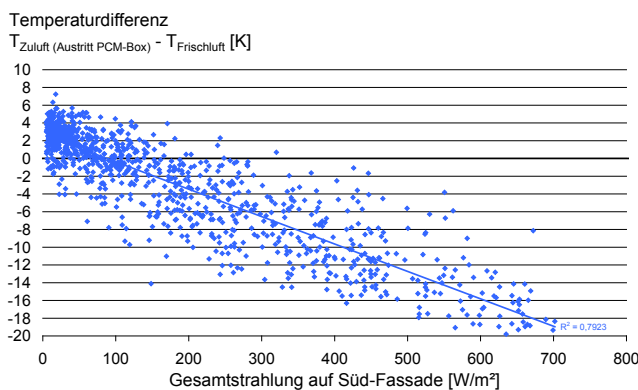
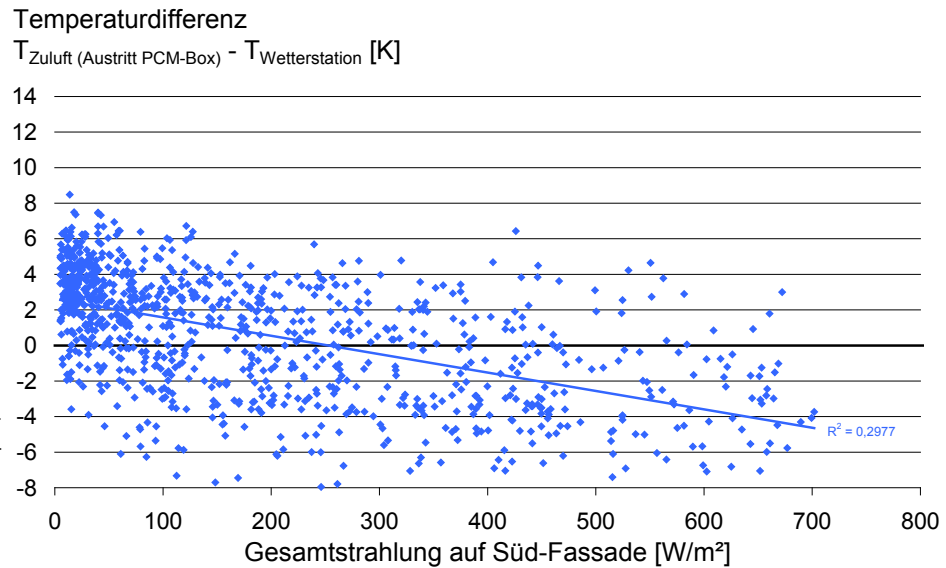


Abb. 309: Der Kühleffekt durch die Latentwärmespeicher korreliert stark mit der Einstrahlung an der Fassade und dem damit verbundenen Anstieg der Ansaugtemperaturen. Bei Strahlungsintensitäten um 700 W/m² wird die Zuluft im Mittel um 19 K gekühlt. An kühlen Tagen mit hohem Bedeckungsgrad wird sie um bis zu 6 K erwärmt.

Abb. 310: Abhängig von der Solarstrahlungsintensität liegen die Austrittstemperaturen der PCM-Box im Mittel zwischen 3 und 5,5 K unter der Raumtemperatur.

Abb. 311: Temperaturunterschied zwischen Zuluft und Wetterstation: Mit zunehmender solarer Strahlungsintensität steigen die Umgebungstemperaturen oft in oder über den Schmelzbereich der PCMs. Dann wird die Zuluft unter das Umgebungstemperaturniveau der Wetterstation gekühlt. Bei geringer Strahlungsintensität und kühler Witterung führen Wärmeeinträge aus dem Raum und Restwärme aus den PCMs zur Erwärmung der Zuluft. Die starke Streuung der Messwerte resultiert aus den unterschiedlichen Umgebungstemperaturen und Ladungszuständen der thermischen Speicher bei denen eine bestimmte Strahlungsintensität auftritt.



Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung

Wie Abb. 304 und Abb. 305 zeigen, fand die Messung in einer lang anhaltenden hochsommerlichen Schönwetter-Phase statt. Die eingestrahlte Solarenergie überschritt an 63 % der Messtage $4 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$.

Die Tageshöchsttemperaturen an der Wetterstation überschritten an etwa der Hälfte der Messtage $25 \text{ }^\circ\text{C}$ und an 15 % der Messtage $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Mikroklima

Im Verlauf des über mehrere Wochen anhaltend warmen und sonnigen Wetters bildete sich auf dem Wuppertaler Stadtgebiet ein starker Wärmeinselleffekt aus. Dabei lagen Anfang August die nächtlichen Tiefsttemperaturen an der lokalen Wetterstation $1,7$ bis $4,2 \text{ K}$ über denen der DWD-Wetterstation im Wuppertaler Umland.

Tagsüber steigen insbesondere bei schwachem Wind die Lufttemperaturen an der lokalen Wetterstation bis zum Ende der direkten Sonneneinstrahlung kontinuierlich an. Sie erreichen ihr Maximum erst gegen 19 Uhr (MEZ) und damit 1 bis 2 Stunden später als die Lufttemperaturen an der DWD-Station¹⁾. Durch den längeren Temperaturanstieg und die geringere nächtliche Auskühlung sind die Tageshöchsttemperaturen auf dem Stadtgebiet 2 bis 6 K höher als an der DWD-Station. Ab 19 Uhr (MEZ), wenn die Wärmeabstrahlung zum klaren Himmel gegenüber der solaren Einstrahlung dominant wird, fällt die Temperatur an der lokalen Wetterstation stark ab. Gegen 21 Uhr (MEZ) hat sie sich an die Umgebungstemperatur der BTGA-Box²⁾ angeglichen. Bis zum Sonnenaufgang am nächsten Morgen weisen dann beide Temperaturen einen nahezu identischen Verlauf auf. Die bei den vorausgegangenen Messungen beobachteten Temperaturunterschiede stellten sich hier nicht ein.

Das umliegende Stadtgebiet hat sich demnach so stark erwärmt, dass es jetzt großflächig den gleichen Einfluss auf die Umgebungstemperaturen ausübt, wie sonst die thermischen Speichermassen in unmittelbarer Umgebung der BTGA-Box.

¹⁾ Die Verdunstung von Wasser an der Vegetation im Umfeld der DWD-Station führt zu Kühlwirkungen und damit zu niedrigeren und vorzeitig sinkenden Temperaturen.

²⁾ Die tiefer gelegene BTGA-Box wird von umliegender Bebauung bzw. einem Berg früher verschattet. Daher fallen die Temperaturen hier bereits 1 bis 2 Stunden früher stark ab.

Kühlung mittels PCM-Box

Die Zulufttemperaturen blieben am Tage, wie bei der Messung mit unverkleideter Fassade (vgl. Abs. 3.6.6.6), auf 27 °C beschränkt (vgl. Abb. 307). Die höheren Ansaugtemperaturen an der dunklen Fassadenoberfläche werden also durch die Kühlung vollständig kompensiert. Die Leistungsgrenze des Kühlsystems wurde somit auch bei dieser Messung nicht erreicht.

Im Taglüftungsbetrieb beträgt die maximale Kühlleistung 159 Wh/h. Dabei wird der Taglüftungs-Volumenstrom von 40 m³/h in der PCM-Box um 12 K abgekühlt. Während der nächtlichen Entladung der thermischen Speicher wurde der erhöhte Nachtlüftungs-Volumenstrom von 147 m³/h um bis zu 3 K erwärmt. Dies entspricht wie bei der Messung mit unverkleideter Fassade einer „Heizleistung“ von bis zu 165 Wh/h.

Während der gesamten Schönwetterperiode wurden die PCM-Speicher durch die Nachtlüftung stets so weit „entladen“, dass die Kühlung am Folgetag uneingeschränkt funktionierte.

Kühleffekte bei Eintrittstemperaturen unterhalb des Schmelzbereichs der PCMs sind auf die starke nächtliche Auskühlung¹⁾ der PCM-Box und des angrenzenden Fußbodens zurückzuführen.

Vereinzelte sind im Nachtlüftungsbetrieb sehr hohe Kühlleistungen²⁾ von bis zu 220 Wh/h zu beobachten (vgl. Abb. 308). Sie treten an strahlungsreichen Tagen zu Beginn des Nachtlüftungsbetriebs auf, wenn die Umgebungstemperatur (gemessen an der Nordseite der BTGA-Box) zwar schon min. 3 K unter der Raumtemperatur liegt (Einschaltkriterium für die Nachtlüftung), die Ansaugtemperaturen aber noch deutlich über der Schmelztemperatur der PCMs liegen. (Warum die Umgebungs- und nicht die Ansaugtemperatur als Schaltkriterium gewählt wurde, ist in Abs. „3.6.3 – Lüftungsanlage“ dargestellt.)

¹⁾ Die nächtlichen Eintrittstemperaturen fielen teilweise unter 15 °C (vgl. Abb. 307).

²⁾ Dabei überschreiten die Auslasstemperaturen (bis zu 28,5°C) geringfügig den Schmelzbereich der PCMs (22 bis 28 °C). Am Ende des Tages, d.h. nachdem schon ein Großteil der PCMs (insbesondere die mit niedrigem Schmelzpunkt) aufgeschmolzen sind, liegt also die Kühlleistungsgrenze bei 220 Wh/h.

Fassadendurchtritt

Die Kombination aus Vorkühlung im Lüftungselement und PCM-Box-Kühlung reduziert die Temperatur der durchströmenden Luft in der Spitze um bis zu 16 K. Darin ist auch die in Abs. 3.6.6.7 bzw. Abs. 3.6.6.9 untersuchte Kühlwirkung der leeren PCM-Box enthalten.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Bei kühler Witterung und geringer solarer Einstrahlung liegen die Ansaugtemperaturen etwa 1,5 bis 2 K über den Umgebungstemperaturen an der Wetterstation (vgl. Abb. 283). Im Lüftungselement wird die Luft durch Absorption von Raumwärme und kapazitive Effekte in der PCM-Box um weitere 2 bis 3 K erwärmt, sodass die Zulufttemperaturen etwa 4 bis 5 K über den an der Wetterstation gemessenen Umgebungstemperaturen liegen (vgl. Abb. 288).

Mit zunehmender solarer Strahlungsintensität steigen die Ansaugtemperaturen wesentlich über die Umgebungstemperaturen an (vgl. Abb. 279). Die Zuluft wird dann im Lüftungselement und anschließend in der PCM-Box auf unter 27 °C abgekühlt. Ab Strahlungsintensitäten von 260 W/m² ist die Zuluft im Mittel kühler als die Luft an der Wetterstation (vgl. Abb. 311).

Die Kühlung funktionierte im gesamten Messzeitraum zuverlässig, sodass sich die erhöhten Ansaugtemperaturen an der dunklen Fassade nicht nachteilig auf die Zulufttemperaturen auswirkten.



3.6.6.9 Unteres Lüftungsgerät + schwarze Faserzementpl. + leere PCM-Box

Vom 27.08.2008 bis zum 24.09.2008 wurde eine Vergleichsmessung mit leerer PCM-Box durchgeführt. Abgesehen von der Entnahme der PCM-Speicher blieb die Situation gegenüber der Messung aus im Abs. 3.6.6.8 unverändert.

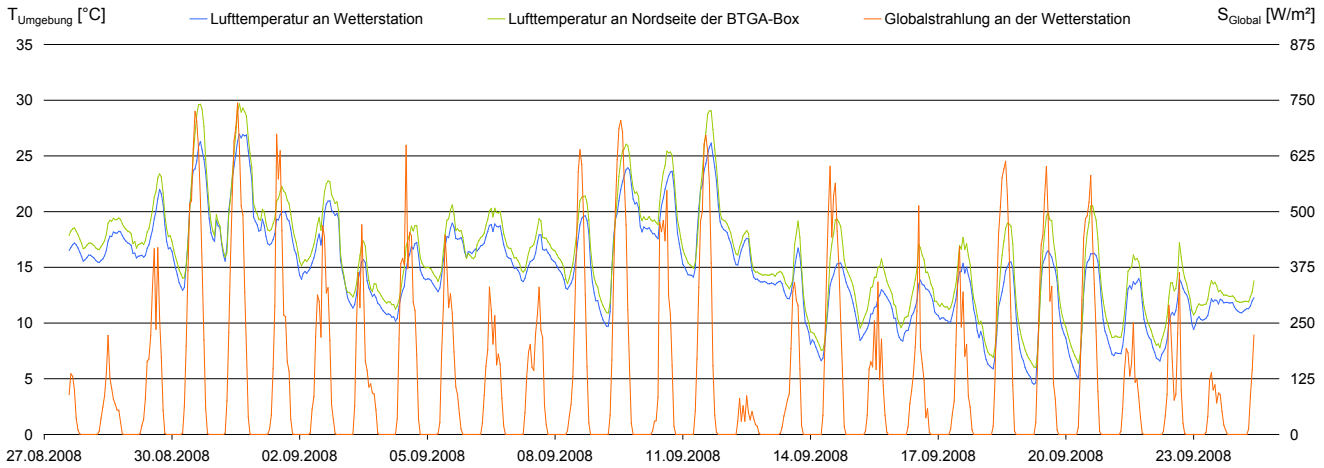


Abb. 312: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen und Globalstrahlung im Untersuchungszeitraum.

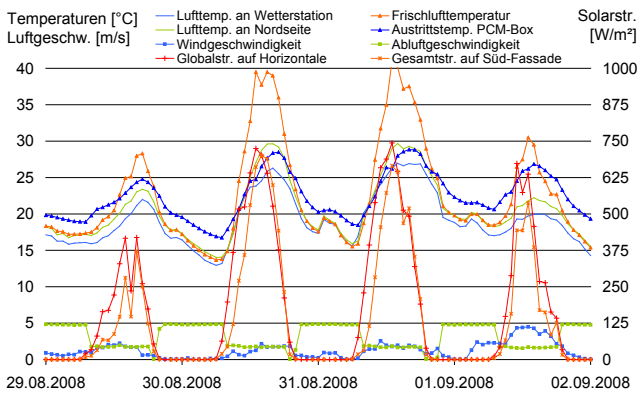


Abb. 313: Bei Globalstrahlungsintensitäten um 700 W/m² und Windgeschwindigkeiten um 1,5 m/s liegen die Lufttemperaturen an der Nordseite der BTGA-Box 2 bis 2,5 K über denen an der Wetterstation. Nachts ist es an der BTGA-Box i.A. 1 bis 1,5 K wärmer als an der Wetterstation. Am 31.8. führt warmer Wind zwischen 0:00 und 1:00 Uhr zu einem Temperaturanstieg von 2 K und damit zur Angleichung der Temperaturen an beiden Messstellen.

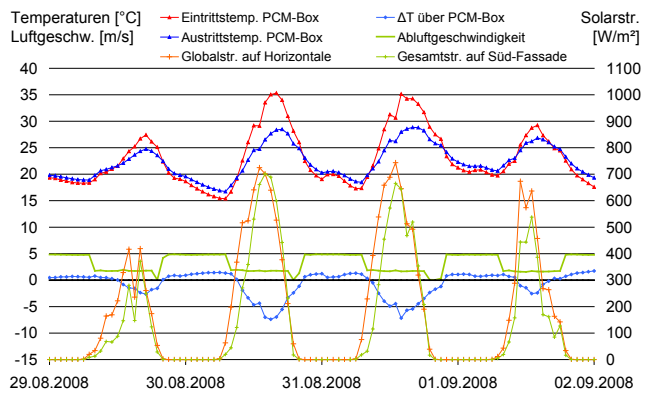


Abb. 314: Auch ohne PCM-Speicher wird die Zuluft in der PCM-Box gekühlt. Dieser Kühleffekt ist jedoch deutlich schwächer ausgeprägt als der bei eingebauten PCM-Platten: Die Temperaturreduktion beträgt maximal 7 K, die Austrittstemperaturen liegen um 29 °C. (Hinweis: Die mittäglichen „Einbrüche“ der Eintrittstemperaturen resultieren aus der reduzierten Durchströmung während der Fensteröffnung zwischen 12:00 und 13:00 Uhr. (Details: s. Abs. 3.6.3 - Fenstersteuerung)

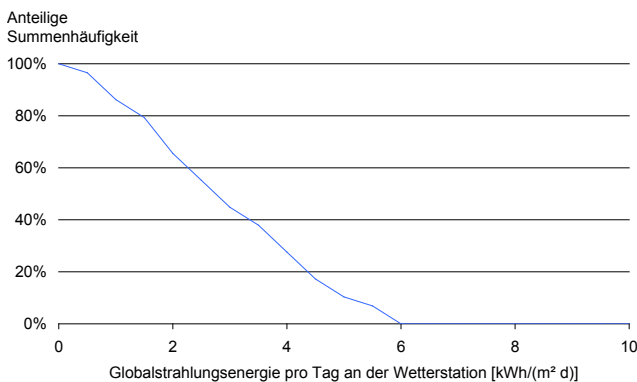


Abb. 315: Kumulierte Häufigkeit der pro Tag eingestrahltener Solarenergie: An 28 % der Messtage überschreitet der solare Energieeintrag 4 kWh/(m²·d).

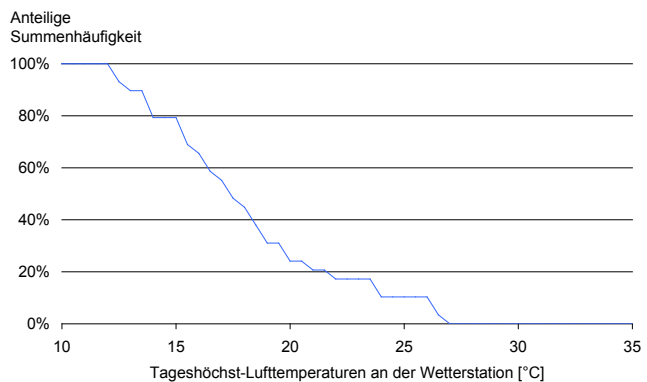


Abb. 316: Kumulierte Häufigkeit der Tageshöchsttemperaturen: An 10 % der Messtage traten an der Wetterstation Tageshöchsttemperaturen über 25 °C auf.

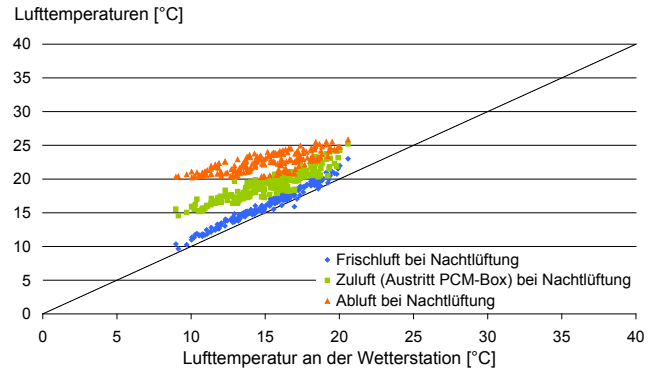
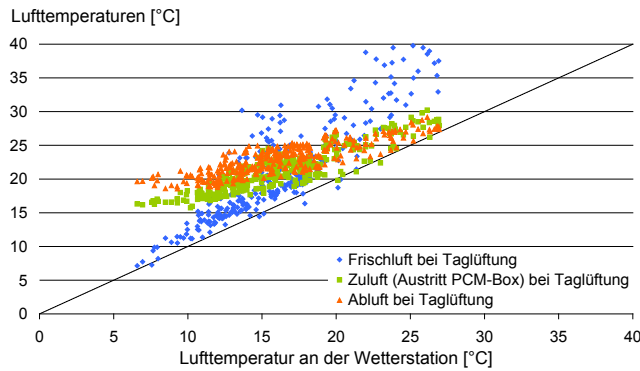


Abb. 317: Am Tage ist trotz fehlender PCM-Platten eine Kühlwirkung erkennbar: Die an der Fassade angesaugte Luft ist bei hohen Strahlungsintensitäten z.T. über 10 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Nach der Abkühlung im Lüftungselement und der leeren PCM-Box liegt die Zulufttemperatur nur noch maximal 4 K über der Umgebungstemperatur an der Wetterstation. In den Nachtlüftungsphasen führen der Wärmeaustausch mit dem Raum und der Wärmeaustrag aus der PCM-Box bzw. des angrenzenden Bodens zur Erwärmung der Zuluft um 2 bis 5 K.

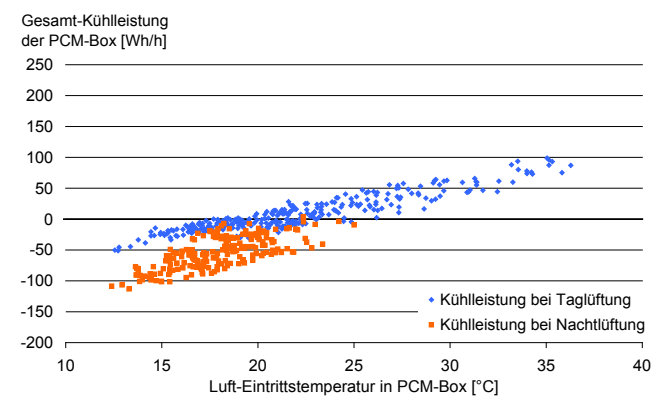
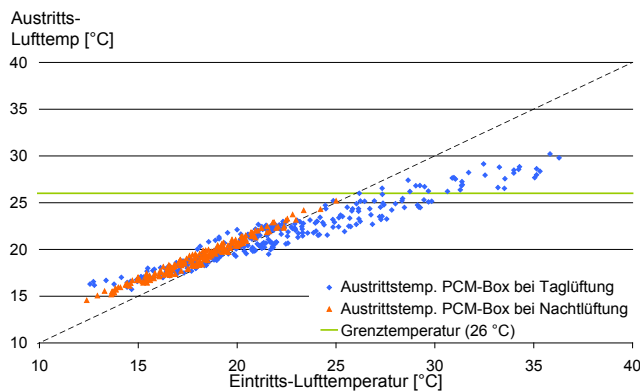


Abb. 318: Abhängig von der Eintrittstemperatur wird die Luft beim Durchströmen der leeren PCM-Box um bis zu 7 K gekühlt. Eine Begrenzung der Austrittstemperatur, wie sie bei den Messungen mit eingebauten PCM-Platten auftrat, ist hier jedoch nicht zu beobachten. Bei Eintrittstemperaturen unter 20 °C kommt es durch Wärmeeinträge aus dem Raum und kapazitive Effekte zu einer Erwärmung der Zuluft von bis zu 3,8 K beim Taglüftungs- und bis zu 2,2 K beim Nachtlüftungsbetrieb.

Abb. 319: An warmen Tagen führen der Wärmeaustausch mit dem Raum und den angekoppelten thermischen Speichermassen zu einer Kühlleistung der leeren PCM-Box von bis zu 90 Wh/h. An kühlen Tagen führen die gleichen Effekte zu einer Heizleistung von bis zu 50 Wh/h. Im Nachtlüftungsbetrieb steigt die Heizleistung durch den 3,5-mal höheren Luftvolumenstrom auf bis zu 110 Wh/h.

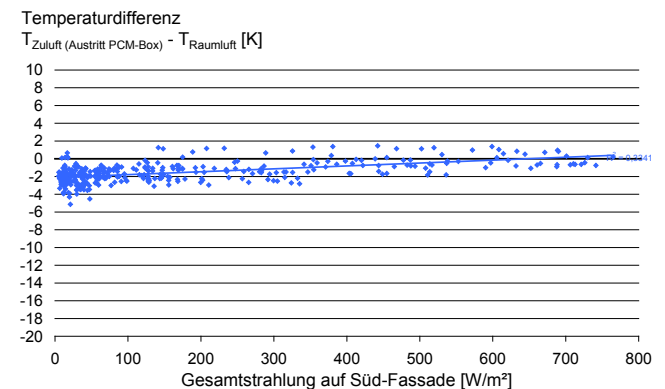
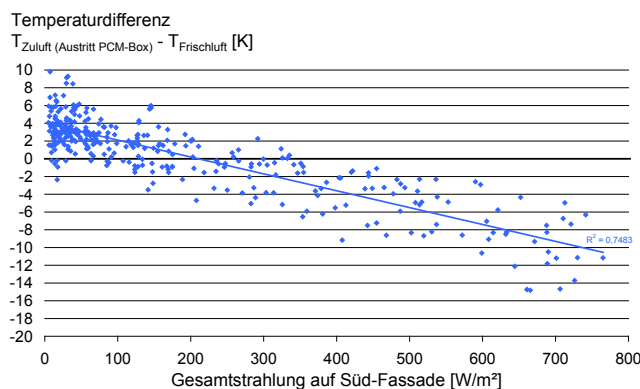


Abb. 320: Die dem Raum zugeführte Luft wird im Lüftungselement durch Wärmeaustausch mit dem Raum und in der PCM-Box durch Speichereffekte im Mittel um bis zu 11 K abgekühlt. Dabei korreliert die Stärke des Kühleffektes mit der solaren Einstrahlung auf die Fassade bzw. mit der daraus resultierenden Erhöhung der Ansaugtemperaturen.

Abb. 321: Trotz fehlender PCM-Platten und dunkler Fassadenverkleidung halten die Kühleffekte im Lüftungselement und der nachgeschalteten PCM-Box die mittlere Zulufttemperatur bis zu einer solaren Einstrahlung von 650 W/m² unter der Raumlufttemperatur.

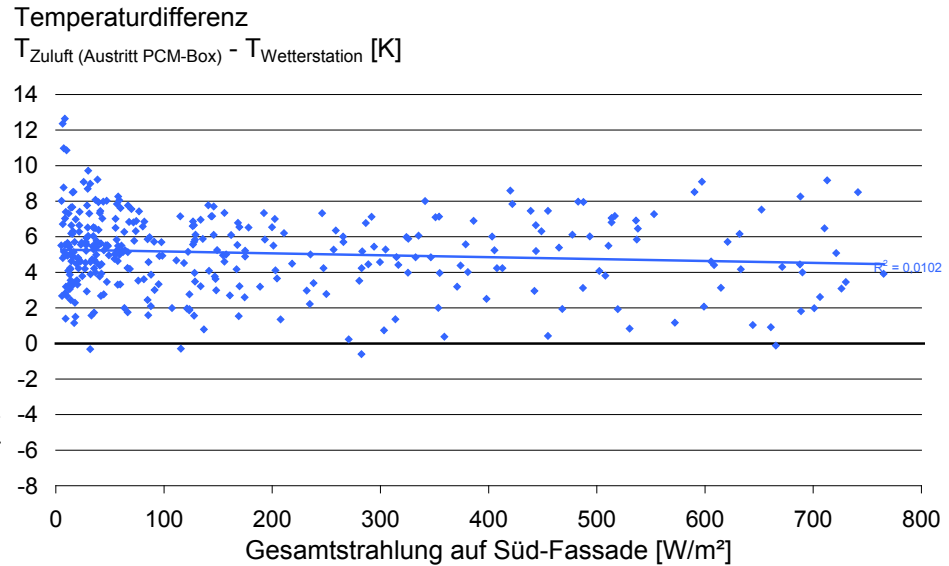


Abb. 322: Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation: Die Austrittstemperaturen der leeren PCM-Box liegen nahezu unabhängig von der solaren Einstrahlung im Mittel etwa 5 K über den Lufttemperaturen an der Wetterstation.

Zusammenfassung der Ergebnisse:

Witterung:

Im Messzeitraum traten nur an 8 der 29 Tage solare Wärmeeinträge über 4 kWh/d auf. Die Umgebungstemperaturen stiegen nur an drei Messtagen über 25 °C und blieben stets unter 30 °C. Das Wetter war somit für die Untersuchung sommerlicher Effekte nur bedingt geeignet.

Mikroklima:

Bei Windgeschwindigkeiten um 1,5 m/s und 700 W/m^2 Globalstrahlung waren die Umgebungstemperaturen an der BTGA-Box zwischen 2 und 2,5 K höher als an der lokalen Wetterstation.

Kühlung mittels leerer PCM-Box:

Die Luft wird trotz fehlender Latentwärmespeicher beim Durchströmen der PCM-Box um bis zu 7 K abgekühlt (vgl. Abb. 318). Dies entspricht einer Kühlleistung von 110 Wh/h. Der geringfügig größere Kühleffekt gegenüber der Vergleichsmessung mit unverkleideter Fassade (vgl. Abs. 3.6.6.7) resultiert aus der stärkeren Erwärmung der Frischluft an der dunklen Fassadenverkleidung und der damit verbundenen größeren Temperaturdifferenz zwischen dem Zuluftstrom und den Oberflächen in der PCM-Box. Auch die höhere Kühl- als Heizleistung im Taglüftungsbetrieb (maximal 90 Wh/h vs. 50 Wh/h, vgl. Abb. 319) ist auf größere Temperaturdifferenzen im Kühlfall zurückzuführen. (Weitere Details zur Kühlwirkung der PCM-Box ohne PCM-Platten sind in Abs. 3.6.6.7 dargestellt.)

Fassadendurchtritt:

Bei geringer solarer Einstrahlung und niedrigen Ansaugtemperaturen wird die Luft beim Durchströmen des Lüftungselementes und der PCM-Box im Mittel um bis zu 4 K erwärmt. Mit zunehmender Einstrahlung reduziert sich die Zulufterwärmung bis sich bei Strahlungsintensitäten um 200 W/m^2 ein Kühleffekt einstellt. Dieser nimmt mit steigender Einstrahlung weiter zu und führt bei

Strahlungsintensitäten von 700 W/m^2 im Mittel zu einer Abkühlung der Zuluft um $10,5 \text{ K}$ (vgl. Abb. 320). Der Vergleich mit der korrespondierenden Messung ohne PCM-Box (vgl. Abs. 3.6.6.4) zeigt, dass dabei etwa ein Drittel ($3,5 \text{ K}$) der Abkühlung auf kapazitive Effekte in der leeren PCM-Box zurückzuführen sind (vgl. dazu Abb. 266).

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Die im Zuluftweg auftretenden Kühleffekte sind nicht groß genug, um die fassadenseitige Erwärmung der angesaugten Luft und das wärmere Mikroklima an der BTGA-Box zu kompensieren. Dadurch liegt die mittlere Zulufttemperatur, nahezu unabhängig von der Solarstrahlungsintensität, etwa 5 K über der Umgebungstemperatur an der Wetterstation.

3.6.7 Zusammenfassung

Mikroklima im Umfeld der BTGA-Box

An Tagen mit hohen solaren Energieeinträgen und Windgeschwindigkeiten ab 3 m/s sind die Lufttemperaturen in der Umgebung der BTGA-Box bis zu 5,6 K höher als an der lokalen Wetterstation (auf dem Dach eines vierstöckigen Nachbargebäudes). Im Mittel liegen die Temperaturunterschiede tagsüber zwischen 1 und 2 K. Ursache hierfür ist die stärkere Absorption von Solarstrahlung sowie eine geringere Auskühlung bei Wind auf Grund der geschützten Lage zwischen hohen Nachbargebäuden. Im Umfeld der BTGA-Box parkende PKWs haben keinen messbaren Einfluss auf die Erwärmung des Mikroklimas (vgl. Abs. 3.6.6.7).

Die exponierte Lage der Wetterstation führt, insbesondere bei hohen Windgeschwindigkeiten, zum raschen Abtransport der an der besonnten Dachhaut erwärmten Luft. In Folge dessen treten bei hohen Windgeschwindigkeiten (abhängig von der Windrichtung¹⁾) die größten Temperaturunterschiede zum Umfeld der BTGA-Box auf.

Nachts kühlt der Dachbereich auf Grund geringer Wärmekapazitäten stark aus. In klaren Nächten bzw. bei hohen Windgeschwindigkeiten beschleunigt die starke Wärmeabstrahlung bzw. die erhöhte konvektive Wärmeabgabe den Auskühlprozess.

Die enge Bebauung im Umfeld der BTGA-Box behindert die Wärmeabstrahlung zum Himmel. So wird viel Wärme konvektiv an den windgeschützten Bereich abgegeben und die Lufttemperatur dort um 1 bis 1,5 K erhöht.

¹⁾ Die starke Streuung der Messwerte in Abb. 323 legt nahe, dass der Wind z.T. auch im Umfeld der BTGA-Box eine signifikante Kühlwirkung hat, deren Entfaltung aber stark von der Windrichtung abhängt. Weil die Windrichtungsdaten der lokalen Wetterstation starken Turbulenzeinflüssen von den Dachkanten unterliegen, kann dieser Zusammenhang hier jedoch nicht untersucht werden.

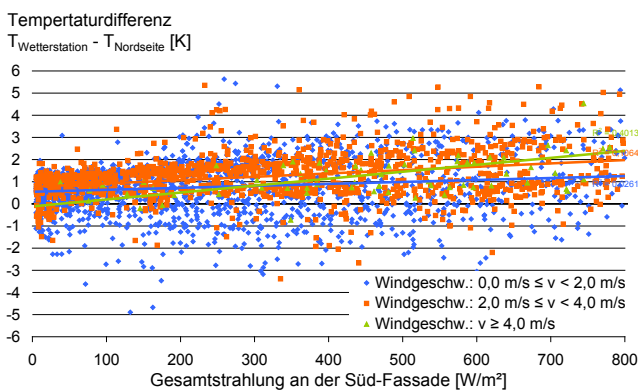


Abb. 323: Wind- und Solarstrahlungseinflüsse auf die Umgebungstemperaturen an der BTGA-Box; dargestellt sind die Messwerte aus den Jahren 2007 bis 2009, jeweils aus den Monaten Juni bis August: Bei geringer solarer Strahlungsintensität liegen die Umgebungstemperaturen am Messraum ca. 0,5 K über denen an der Wetterstation. Hohe Windgeschwindigkeiten ($v_{\text{Wind}} > 4 \text{ m/s}$) führen dann im Mittel zur Angleichung der Temperaturen an beiden Mess-Stellen. Mit zunehmender Einstrahlung erwärmt sich die Umgebung des Messraums, je nach Windgeschwindigkeit, im Mittel um 1 bis 2 K stärker als die Luft an der Wetterstation.

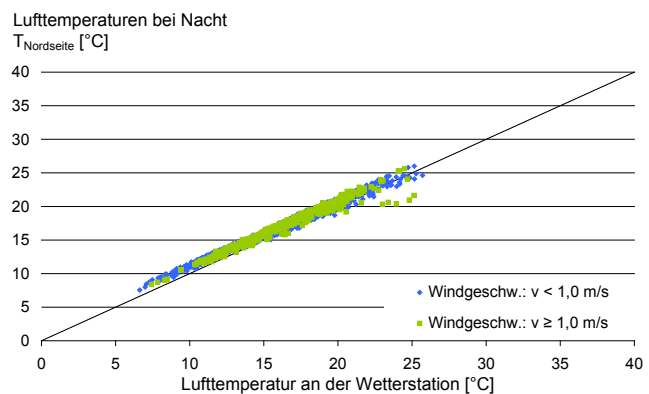


Abb. 324: Nächtliche Umgebungstemperaturen am Messraum in Relation zu den Lufttemperaturen an der Wetterstation: Im Mittel sind die Temperaturen am Messraum 0,8 K höher als an der Wetterstation. Windeinflüsse sind nicht zu erkennen. Die wesentlich kühleren Lufttemperaturen an der BTGA-Box (um 20 °C) bei Umgebungstemperaturen an der Wetterstation von 25 °C sind auf den Durchzug einer Warmfront am 29.07.2008, um 1:00 Uhr zurückzuführen, bei dem die Temperatur an der Wetterstation binnen 1 h um 4 K gestiegen ist. Die Umgebungstemperatur an der BTGA-Box hat sich hier deutlich langsamer angepasst.

Fassadengrenzschicht

Temperaturdifferenz, Windgeschw.: 0 bis 2 m/s
 $T_{\text{Grenzschicht, 4 cm}} - T_{\text{Wetterstation}} \text{ [K]}$

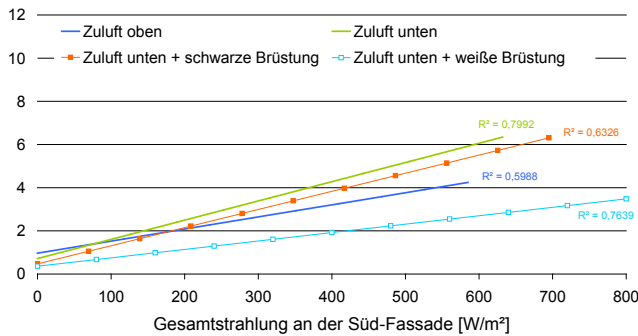


Abb. 325: Einfluss der Solarstrahlung und Fassadenkonfiguration auf die mittlere Grenzschichtwärmerung (gemessen 4 cm vor der Fassadenoberfläche) bei Windgeschwindigkeiten unter 2 m/s (gemessen an der Wetterstation).

Temperaturdifferenz, Windgeschw.: 2 bis 4 m/s
 $T_{\text{Grenzschicht, 4 cm}} - T_{\text{Wetterstation}} \text{ [K]}$

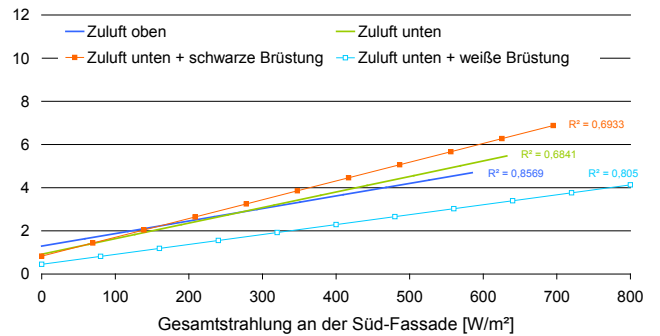


Abb. 326: Wie Abb. 325, jedoch bei Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m/s. Die vermeintlich stärkere Erwärmung der Fassadengrenzschicht ist auf den windbedingten Abtransport warmer Luft aus der Umgebung der Wetterstation zurückzuführen.

Die geringen Unterschiede zwischen den Fassadenkonfigurationen bezüglich der Grenzschichtwärmerung (maximal 3,3 K bei 600 W/m² an der Fassade) sind maßgeblich auf die kleine Fassadenfläche zurückzuführen. Die Messergebnisse sind deshalb nur qualitativ auf größere Fassaden übertragbar.

Erwartungsgemäß ist die Erwärmung der Grenzschicht an den weißen Faserzementplatten am geringsten; an den schwarzen Faserzementplatten erwärmt sie sich etwa doppelt so stark. Die starke Erwärmung an den Vakuumdämmpaneelen (vgl. „Zuluft unten“ in Abb. 325 und Abb. 326) ist auf die Ausbildung von „Warmluftpolstern“ an den zurückgesetzten und bis zu 70 °C warmen Paneeloberflächen zurückzuführen. Solche Effekte konnten sich an der glatten Fassadenstruktur der Faserzementplatten-Verkleidung nicht ausbilden. Die geringeren Grenzschichttemperaturen am oberen Lüftungselement sind auf Windeinflüsse an der nur etwa 10 m² messenden Testfassade zurückzuführen. An einer großen Fassadenfläche würden sich unter gleichen Bedingungen infolge von Auftriebsströmungen höhere Grenzschichttemperaturen einstellen.



Abb. 327: Thermographie-Bild und Foto der Süd-Fassade der BTGA-Box: Bei einer Gesamtstrahlungsintensität von 710 W/m² auf der Fassade, Umgebungstemperaturen von 32 °C und einer mittleren Windgeschwindigkeiten um 1,5 m/s erwärmen sich die Vakuum-Dämm-Paneele im Brüstungsbereich auf 68 °C. Auf Grund der höheren Wärmeleitfähigkeit und der Kühlung durch den Zuluftstrom ist das Lamellenblech am unteren Lüftungselement ca. 20 K kühler. Das verschattete obere Ansauggitter wird durch die Diffusstrahlung lediglich um 5,5 K erwärmt. An der Fensterscheibe führen die vergleichsweise geringe Absorption von Solarstrahlung (ein großer Teil der Direktstrahlung wird auf Grund des Einfallswinkel von 42° reflektiert und wegen des g-Wertes von 42 % führen lediglich 58 % der absorbierten Solarenergie zu einer Erwärmung der Scheibe) und der größere U-Wert zu einer 20 K niedrigeren Oberflächentemperatur als an den Vakuum-Dämm-Paneeelen.

- ¹⁾ Die dunkle Farbe fördert den radiativen Wärmeaustausch mit der Innenseite des Lamellenblechs, sodass die Luft an beiden Kanalseiten erwärmt wird.
- ²⁾ Durch den mit der Entfernung vom zentralen Luftkanal abnehmenden Unterdruck, nimmt auch die Durchströmung des Lamellenblechs zu den Rändern hin ab. Daher wird im Taglüftungsbetrieb (bei dem der Abluftventilator eine vergleichsweise geringe Druckdifferenz aufprägt) nur ein kleiner Anteil der Zuluft an den Rändern des Lüftungselementes angesaugt. Im Nachtlüftungsbetrieb nimmt die Druckdifferenz und damit auch die Durchströmung der Randbereiche stark zu. Ohne solare Energieeinträge hilft dies hier, die Transmissionsverluste des Lüftungselementes (dessen Blechkonstruktion eine hohe Wärmeleitfähigkeit aufweist) durch Erwärmung der Zuluft zu reduzieren (vgl. „Abbildung eines durchströmten Lüftungselementes“ in Abs. 4.3.1).

Fassadendurchführung

Die aus der warmen Fassadengrenzschicht angesaugte Luft erfährt beim Durchströmen des besonnten unteren Lamellenblechs eine starke zusätzliche Temperaturerhöhung. (Diese macht bei starker solarer Einstrahlung ca. 80 % des fassadenseitigen Temperaturzuwachses aus, während der Anteil der Grenzschichtwärmerhöhung (an der kleinen Test-Fassade) bei nur 20 % liegt (vgl. Abs. 3.6.6.4).) Neben dem ursächlichen solaren Energieeintrag tragen vor allem das ungünstige Verhältnis von Absorptions- zu Lochfläche des Lamellenblechs und die geringen Strömungsgeschwindigkeiten zu der starken Temperaturerhöhung bei.

Im Geräteinneren wird die Luft in einem 2 cm breiten Kanal zwischen Lamellenblech und einer schwarzen¹⁾ Schaumstoffdämmung dem zentralen Lüftungskanal zugeführt. Hier erwärmt sich vor allem die in den Randbereichen des Lüftungselementes angesaugte Luft weiter²⁾.

Am oberen, verschatteten Lüftungselement sind nur sehr geringe Temperaturänderungen infolge solarer Einstrahlung zu beobachten.

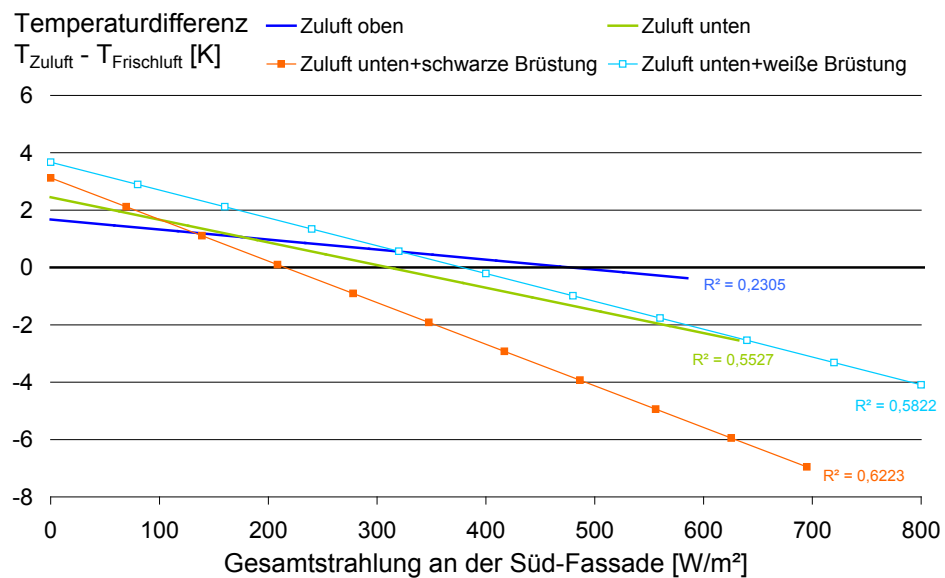


Abb. 328: Mittlere Temperaturänderungen der Zuluft beim Durchströmen des Lüftungselementes als Funktion der solaren Einstrahlung an der Fassade.

Die Temperaturänderungen beim Durchströmen des Lüftungselementes korrelieren mit der Differenz aus Ansaug- und Raumtemperatur. Bei sehr hohen bzw. sehr niedrigen Ansaugtemperaturen führen große Temperaturdifferenzen an den vergleichsweise stark wärmeleitenden und gut an die Raumtemperatur angekoppelten Lüftungselementen zu hohen Wärmeströmen.

Dementsprechend wird die Zuluft im unteren Lüftungselement bei hohen solaren Lasten und schwarzer Fassadenverkleidung am stärksten gekühlt. Im oberen, nur schwach von Solarstrahlung und Grenzschichteffekten beeinflussten Lüftungselement, sind die Temperaturänderungen am kleinsten.

Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten

Ohne PCM-Box ist die Zuluft, trotz Kühleffekten im Lüftungselement, je nach Fassadenkonfiguration und Strahlungsintensität zwischen 3 und 9,5 K wärmer als die Luft an der Wetterstation. Zurückzuführen ist dieser Temperaturunterschied auf das wärmere Mikroklima im Umfeld des Messraums und die Erwärmung der angesaugten Luft an der z.T. über 60 °C warmen Fassadenoberfläche bzw. im besonnten Lüftungselement. Dementsprechend zeigt sich eine starke Korrelation zwischen dem Temperaturzuwachs der Zuluft und der solaren Einstrahlung an der Fassade (vgl. Abb. 329).

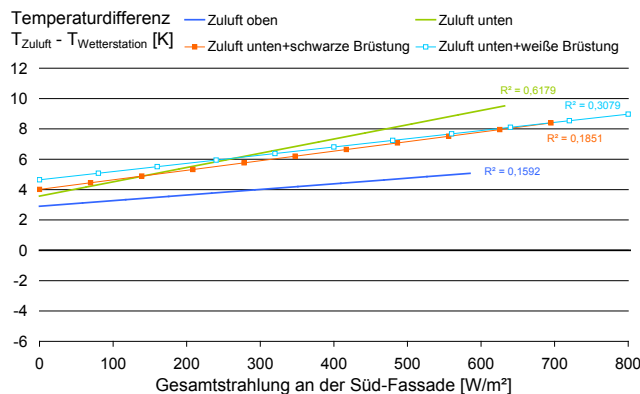


Abb. 329: Mittlerer Temperaturzuwachs der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation **ohne PCM-Box**: Trotz Kühleffekten im Lüftungselement ist die Zuluft im Mittel zwischen 3 und 9,5 K wärmer als die Umgebungsluft.

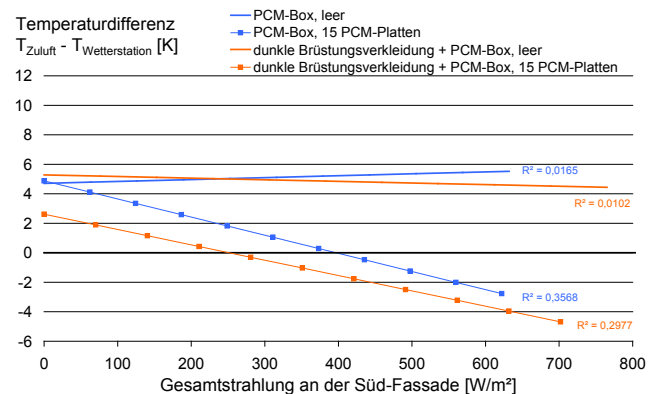


Abb. 330: Mittlerer Temperaturunterschied der Zuluft gegenüber der Luft an der Wetterstation bei **eingebauter PCM-Box**: Ist die PCM-Box mit 15 PCM-Platten bestückt, zeigt sich bei zunehmender Einstrahlung und steigenden Umgebungstemperaturen eine wachsende Kühlwirkung. Bei Einsatz der leeren PCM-Box ist die Zuluft im Mittel ca. 5 K wärmer als die Luft an der Wetterstation.

Kühlung per PCM-Box

Wird die Zuluft durch die leere PCM-Box geleitet stellt sich zur Wetterstation ein nahezu konstanter mittlerer Temperaturunterschied von 5 K ein. Im Taglüftungsbetrieb treten dabei Kühlleistungen bis zu 90 Wh/h auf, im Nachtlüftungsbetrieb Heizleistungen bis zu 110 Wh/h.

Mit dem Einsetzen von 15 PCM-Platten in die PCM-Box verstärkt sich der Kühleffekt signifikant. Jetzt wird der Zuluftstrom im Taglüftungsbetrieb bei Kühlleistungen von bis zu 159 Wh/h um maximal 10 K abgekühlt und so die Zulufttemperatur auf 27 °C begrenzt. Zusammen mit dem Kühleffekt im Lüftungselement wird nicht nur das wärmere Mikroklima an der BTGA-Box und die solare Erwärmung der Frischluft kompensiert sondern die Zuluft noch bis zu 4 K unter die Umgebungstemperatur an der Wetterstation gekühlt.

Bei der nächtlichen Rückkühlung der thermischen Speicher wird der Zuluftstrom bis zu 3 K erwärmt. Dies entspricht einer Heizleistung von 165 Wh/h.

Die leere PCM-Box entzieht der Zuluft bis zu 610 Wh pro Tag an Wärme. Etwa zwei Drittel davon erwärmen die 23 kg schwere PCM-Box-Konstruktion; der Rest wird teilweise im angrenzenden Betonboden gespeichert und teilweise an den Messraum abgegeben.

Mit dem Einbau der PCM-Platten erhöht sich die Wärmekapazität der PCM-Box um ca. 700 Wh. In der Folge steigt die Wärmeabsorption auf bis zu 1.400 Wh/d. Davon wird die Hälfte als latente Wärme in den PCM-Platten gespeichert und ca. 400 Wh/d in Form sensibler Wärme in der PCM-Box-Konstruktion. Der Rest fließt teilweise in die Erwärmung des angrenzenden Betonbodens und teilweise in den Messraum ab.

3.7 Erkenntnisse aus den messtechnischen Untersuchungen

Bei allen Feld- und Testraum-Messungen wurden ohne eine wirkungsvolle Zuluftkühlung stets höhere Zuluft- als Umgebungstemperaturen gemessen. Dabei wiesen die Gebäudestandorte ihrerseits höhere Umgebungstemperaturen auf als die zugehörigen meteorologischen Mess-Stationen.

Die Untersuchungen an der BTGA-Box zeigen, wie eine ungleiche Verteilung thermischer Speichermassen in Kombination mit unterschiedlich starker Windanströmung signifikante Unterschiede im Mikroklima von eng benachbarten Arealen¹⁾ auslösen kann.

Die zuvor dargestellten Temperaturunterschiede lassen sich im Wesentlichen auf die folgenden Einflüsse zurückführen:

(Mikro-) klimatische Einflüsse:

¹⁾ Die Entfernung zwischen Wetterstation und BTGA-Box beträgt nur 76 m, der Höhenunterschied 19 m.

²⁾ Bei trockenadiabatischen Hebungsvorgängen wird der Taupunkt nicht unterschritten, d.h. es findet kein Wasserausfall (in Form von Wolkenbildung) statt. Beim feuchtadiabatischen Aufstieg einer Luftmasse führt die Freisetzung von Kondensationswärme zu einer Verringerung des Temperaturgradienten. Weil bei höheren Temperaturen der Gradient des Sättigungsdampfdrucks größer ist, kondensiert hier bei der Abkühlung gesättigter Luft pro Kelvin mehr Wasser aus bzw. wird mehr Kondensationswärme freigesetzt. So liegt der feuchtadiabatische Temperaturgradient zwischen 4 K/km (in den Tropen) und 9 K/km (an den Polen) [59]. In Mitteleuropa wird meist der für die ICAO-Standardatmosphäre [60] festgelegte Wert von 6,5 K/km (bis in eine Höhe von 11.000 m ü. NN) verwendet.

³⁾ Dunkel lackierte Autokarosseriebleche erwärmen sich unter starker solarer Einstrahlung auf bis zu 80 °C, die Vakuumdämmpaneele der BTGA-Box auf bis zu 70 °C ebenso wie die dunklen Tonkacheln an der Fassade des Verwaltungsgebäudes der Firma Athmer.

- **Höheneffekt:** Beim Aufsteigen dehnt sich Luft wegen des mit der Höhe abnehmenden atmosphärischen Drucks aus. Gemäß dem Energieerhaltungssatz resultiert aus der Volumenzunahme (bei konstantem Energiegehalt, also unter adiabatischen Randbedingungen) eine Reduktion der Temperatur. Für die Erdatmosphäre ergibt sich dabei ein vertikaler, trockenadiabatischer²⁾ Temperaturgradient von 9,76 K/1.000 m_{Höhe} bzw. etwa 1 K/100 m_{Höhe} [59]. Daher sollten ab einer Höhendifferenz von 100 m zwischen Wetterstation und Gebäudestandort die Temperaturen (für eine adiabate Kühlung auch die relativen Luftfeuchten) entsprechend korrigiert werden.
- **Windgeschwindigkeiten:** Die erhöhte Bodenrauigkeit führt in städtischen Umgebungen im Mittel zu geringeren Windgeschwindigkeiten als an meteorologischen Mess-Stellen (in 10 m Höhe über freiem, ebenem Gelände). Die verringerte Windanströmung hat einen reduzierten konvektiven Wärmeübergang und damit einen verringerten Kühleffekt an den Fassaden zur Folge.
- **Wärmeinsel-Effekt:** An Gebäuden, Autos, versiegelten Flächen etc. wird ein großer Teil der solaren Einstrahlung absorbiert. Die damit verbundene Erwärmung der Oberflächen führt zur Freisetzung sensibler Wärme, z.T. auf hohem Temperaturniveau³⁾. Massereiche Strukturen erwärmen sich weniger stark. Sie speichern die Wärme aber bis die Umgebungstemperaturen unter ihre Oberflächentemperaturen absinken und führen so nachts zu erhöhten Umgebungstemperaturen. Zusätzlich verstärken von Menschen verursachte Wärmeeinträge, z.B. aus Heizungs- und Klimaanlage oder dem Verkehr, den Wärmeinselleffekt in Städten. Verringerte Windgeschwindigkeiten und Strömungshindernisse in Form großer Gebäude in Nachströmungsgassen behindern die Abfuhr von Wärme aus dem Stadtgebiet bzw. die Zufuhr kühler Luft aus dem Umland. Der Wärmeinselleffekt ist nicht ausschließlich auf zentrumsnahe Lagen beschränkt: Bei entsprechenden Windverhältnissen kann es auf der Lee-Seite von Städten auch in Randlagen zu spürbaren Temperaturerhöhungen kommen. (Zusätzliche Informationen, wie Städte „ihr Klima“ prägen, sind [64] zu entnehmen.) An meteorologischen Mess-Stationen auf Vegetationsflächen im Umland liegen meist stark abweichende Bedingungen vor: Vegetation absorbiert hier wesentlich weniger Solarenergie, verschattet thermische

Speichermassen (wie Felsen oder den Erdboden) und speichert selber nur wenig Solarenergie in Form sensibler Wärme. Ein Großteil der absorbierten Energie wird an den Blättern bei der Verdunstung¹⁾ von Wasser als latente Wärme wieder freigesetzt, erhöht also nicht die Umgebungstemperaturen. Verschattetes Blattwerk bezieht einen Teil der Verdampfungsenthalpie aus der Umgebung und senkt so durch adiabate Kühlung die Umgebungstemperaturen. Einen kleinen Teil der absorbierten Solarenergie verwenden Pflanzen und Bäume für die Photosynthese und binden dabei Solarenergie in chemischer Form. An Wasserflächen wird bei flachen Sonnenständen ein Großteil der Solarstrahlung reflektiert. Bei hohen Sonnenständen wird zwar viel Strahlungsenergie in Gewässern absorbiert, jedoch führt die hohe spezifische Wärmekapazität (etwa viermal höher als die von Beton) zu einer langsamen Erwärmung. Außerdem wird auch hier durch Verdunstung die Wassertemperatur reguliert und ein Teil der eingestrahnten Wärme in Form von latenter Wärme abgeführt.

¹⁾ Die Verdampfung von 1 l Wasser erfordert bei normalem Luftdruck 2.250 kJ Wärmeenergie [25]; die gleiche Wärmemenge wird bei der Temperaturänderung von 1.866 m³ Luft um 1 K frei bzw. absorbiert.

Einflüsse der Fassadengestaltung auf die Grenzschichttemperaturen:

Trifft Solarstrahlung auf eine opake (Fassaden-) Oberfläche wird ein Teil der Strahlung reflektiert, der Rest absorbiert. Der absorbierte Anteil führt zu einer Erwärmung des (Fassaden-) Materials. Nimmt der Temperaturunterschied zur Umgebung zu, wird mehr Wärme konvektiv an die angrenzende Luftschicht abgegeben²⁾. Im Folgenden wird dargestellt, durch welche Faktoren der Grenzschichtaufbau und die Grenzschichttemperaturen beeinflusst werden:

- **Reflexionsgrad:** An Oberflächen mit hohem Reflexionsgrad steht dem Fassadenmaterial nur wenig Strahlungsenergie für die Erwärmung zur Verfügung. Dadurch verlaufen strahlungsinduzierte Erwärmungsprozesse langsamer und der Temperaturunterschied zur Umgebung bleibt kleiner als bei einem vergleichbaren Material mit höherem Absorptionsgrad.

Der Reflexionsgrad einer Fassadenoberfläche lässt sich an Hand der Farbe, z.B. mit Hilfe einer RAL-Farb-Tafel, abschätzen. (Den RAL-Farben sind Reflexionsgrade im optischen Spektrum zugeordnet; über die Reflexionseigenschaften im ebenfalls energiereichen Infrarot-Spektrum (vgl. Abb. 331) sagen sie jedoch nichts aus.)

²⁾ Bei steigender Temperaturdifferenz zu kühleren Flächen in der Umgebung wird auch mehr Wärme durch langwellige Strahlung (Infrarot-Strahlung) abgeführt. Weil dieser Effekt hier jedoch nicht weiter betrachtet wird, sei er nur am Rand erwähnt.

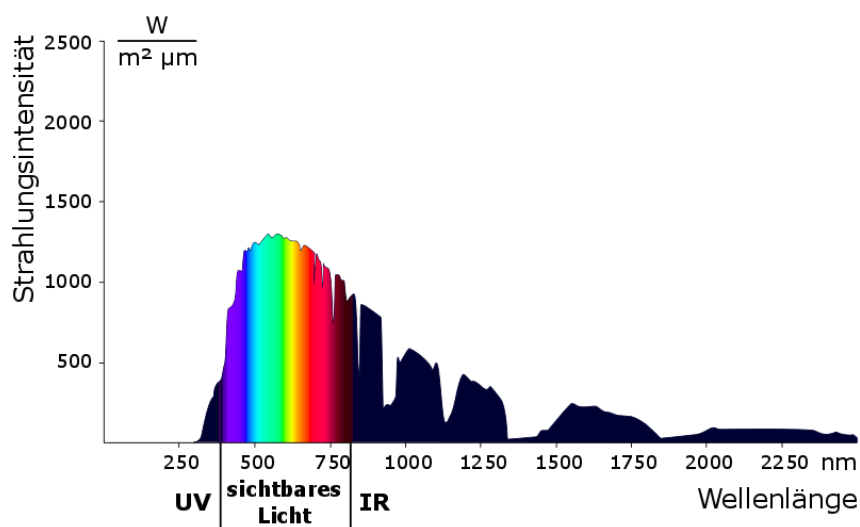


Abb. 331: Spektral aufgelöste Solarstrahlungsintensitäten etwa zum Zenit in Karlsruhe: Die größten Energiemengen werden im sichtbaren und im infraroten Spektralbereich eingestrahlt. UV-Strahlung ist für den solaren Energieeintrag nur von geringer Bedeutung. (Bild: [61])

- 1) An den Versprüngen bilden sich Turbulenzen, die den Wärmeübergang erhöhen. Dadurch wird mehr Wärme in die Grenzschicht übertragen.
- 2) Die Nähe zum Gebäude ist erforderlich, damit im Sommer auch bei Höhenwinkeln zwischen 59° (Sonnenhöchststand in Glücksburg, der nördlichsten Stadt Deutschlands) und 66° (Sonnenhöchststand in Sonthofen, der südlichsten Stadt Deutschlands) die Fassade noch ausreichend verschattet wird.
- **Fassadenstruktur:** Generell gilt: Je glatter eine Fassade ist, umso effektiver kann der Wind den Aufbau thermischer Grenzschichten stören. Vor- und Rücksprünge von Gebäudeteilen (wie z.B. an der Ost-Seite des Imtech-Gebäudes) behindern (je nach Windrichtung) die Windanströmung und begünstigen so die Ausbildung stabiler, mit der Höhe an Stärke zunehmender thermischer Grenzschichten. Kleine Versprünge (um wenige Zentimeter) in der Fassadenebene (wie z.B. an der unverkleideten BTGA-Box-Fassade) fördern ebenfalls die Ausbildung thermischer Grenzschichten¹⁾, jedoch in geringerem Maße als verspringende Gebäudeteile.
 - **Verschattung der Fassade:** Durch nahe am Gebäude²⁾ gepflanzte Laubbäume lässt sich die Fassade niedriger Gebäude im Sommer wirkungsvoll verschatten. (Die damit einhergehende Windverschattung kann sich jedoch bei unzureichender Sonnenverschattung nachteilig auswirken.) Im Winter verlieren die Bäume ihr Laub, sodass dann ein größerer Anteil der Solarstrahlung die Fassade erreicht. Die im Sommer unerwünschten Wärmeeinträge reduzieren im Winter den Heizenergiebedarf.

Einflüsse der Ansaug-Konstruktion

Eine Öffnung zur Ansaugung von Außenluft ist i.d.R. mit einem Ansauggitter gegen das Eindringen von Regenwasser und Insekten geschützt. Weist das Ansauggitter, z.B. in Folge von direkter Besonnung, eine große Temperaturdifferenz zur einströmenden Luft auf, kann es zu einer starken Temperaturänderung im Luftstrom kommen. Unter Berücksichtigung folgender Einflussfaktoren kann dem entgegengewirkt werden:

- 3) An der BTGA-Box wird die Luft beim Durchströmen des besonnenen Lamellenblechs so um bis zu 9,4 K erwärmt. (Vgl. „Fassadengrenzschicht“ in Abs. 3.6.6.4)
- 4) Um die Erwärmung der Fassadengrenzschicht bzw. des Zwischenraums zur Fassade möglichst klein zu halten, sollten Lamellen mit stark reflektierenden Oberflächen verwendet werden.
- **Besonnung der Ansauggitter:** Durch die Absorption von Solarstrahlung kommt es zu einer Erwärmung des Ansauggitters. Ein Großteil dieser Wärme wird konvektiv an die durchströmende Luft übertragen und führt so zu einer starken Erhöhung der Ansaugtemperatur³⁾. Bei der Gestaltung von Ansaugbereichen sollte daher eine direkte Besonnung durch- oder hinterströmter Bauteile (insbesondere Ansauggitter) vermieden werden. Dies kann entweder durch eine dauerhafte Verschattung, z.B. in Form eines vorgehängten Jalousiekastens (wie beim S.I.C.-Gebäude) oder durch eine temporäre Verschattung geschehen. Letztere lässt sich z.B. durch die Anordnung der Ansaugöffnung
 - unterhalb eines Jalousiekastens (wie beider BTGA-Box, ist jedoch nur an Süd-Fassaden sinnvoll),
 - hinter einer außenliegenden Sonnenschutz-Jalousie⁴⁾ (wie beim REB-Gebäude) oder
 - in weniger stark besonnenen Fassadenbereichen (z.B. in Fensterlaibungen wie beim REB-Gebäude)
 realisieren. Zur Vermeidung von Wärmestaus vor den Ansauggittern ist auf eine freie vertikale Durchströmbarkeit der fassadennahen Bereiche zu achten.

- **Reflexionsgrad der Ansauggitter:** Insbesondere direkt besonnte Ansauggitter sollten stark reflektierende Oberflächen aufweisen, um einer starken Erwärmung der Frischluft entgegen zu wirken.
- **Geometrie der Ansauggitter:** Strahlungseinflüsse können durch die Reduktion der Absorptionsfläche verringert werden. Daher sollten kompakte Ansauggitter mit großem Lochflächenanteil gewählt werden. Es ist unter thermischen Gesichtspunkten vorteilhafter große Einströmöffnungen zu wählen und das Eindringen von Insekten durch ein tieferliegendes und somit verschattetes Insektenschutzgitter zu verhindern.
Quadratische oder runde Ansaugöffnungen sind schlitzförmigen vorzuziehen. Auf Grund ihres größeren hydraulischen Durchmessers saugen sie (bei entsprechend groß dimensionierten Durchströmöffnungen) mehr Luft aus fassadenferneren und damit kühleren Regionen an [34].
- **Ansaugenebene:** Das Ansaugen von Frischluft außerhalb der Fassadengrenzschicht bietet insbesondere an dunklen Fassaden das Potential, die Ansaugtemperaturen um mehrere Grad zu senken. Architektonisch lässt sich ein solches Konzept jedoch nur schwer umsetzen. Zudem besteht die Gefahr, bei Besonnung der auskragenden Ansaugrohre so viel Wärme in den Zuluftstrom einzutragen¹⁾, dass der Vorteil aus der Ansaugung kühlerer Luft (über)kompensiert wird.

¹⁾ Ein wirkungsvoller Sonnenschutz lässt sich hier schwer realisieren; möglicherweise könnte eine Wärmedämmung der Ansaugrohre den solaren Wärmeeintrag hinreichend reduzieren.

Einflüsse der Fassadendurchführung

Die Zuluft erfährt beim Durchströmen der Fassade mehr oder weniger starke Temperaturänderungen. I.d.R. wird die dafür benötigte Wärme bzw. Kälte dem Raum entzogen; sie fließt ihm aber in Form eines erwärmten bzw. gekühlten Zuluftstroms wieder zu. Wird das Zuluftelement nicht durchströmt, geht ein Großteil dieser Energie durch Transmission verloren (vgl. dazu auch „Abbildung eines durchströmten Lüftungselementes“ in Abs. 4.3.1). Wie groß die Temperaturänderung der Zuluft im Lüftungselement ist, hängt von folgenden Faktoren ab:

- **Länge des Luftwegs:** Mit der Länge des Luftwegs im Lüftungselement nimmt auch die Wärmeübertragungsfläche und damit das Wärmeaustausch-Potential zu²⁾. Dementsprechend treten die größten Temperaturänderungen in Lüftungselementen auf, die zur Schallabsorption lange innere Luftwege mit mehreren Umlenkungen aufweisen. Quert die Zuluft die Fassade gradlinig in einem Rundrohr, sind keine nennenswerten Temperaturänderungen zu erwarten.
- **Temperaturdifferenz zwischen Frischluft und Raum:** Mit zunehmender Temperaturdifferenz zwischen dem Raum und dem Lüftungselement erhöht sich der Wärmestrom zum Ort der niedrigeren Temperatur. Daraus ergibt sich ein Temperaturänderungspotential für die Zuluft im Lüftungselement. Dessen Nutzbarkeit hängt jedoch vom Wärmeaustausch-Potential des Lüftungselements mit
 - seiner Umgebung und
 - der durchströmenden Luft ab.

²⁾ Neben der Länge des Luftkanals hat auch dessen U/A-Verhältnis (Umfangslänge zu Querschnittsfläche) einen Einfluss: Runde Querschnitte bieten hier weniger Wärmeübertragungsfläche als rechteckige.

- **Thermische Ankoppelung an den Raum:** Freiliegende Oberflächen eines Lüftungselementes tauschen durch Konvektion mit der Raumluft und über langwelligen Strahlungsaustausch mit den umliegenden Raumbooberflächen Wärme aus. Je größer der Anteil freiliegender Flächen am Lüftungselement ist, desto größer ist auch das Potential für eine Angleichung der Zuluft- an die Raumtemperatur.
- **Ankopplung von thermischen Speichermassen:** Insbesondere wenn im Tagesverlauf große Temperaturamplituden auftreten, hat die Ankopplung thermischer Speicher das Potential, die Zulufttemperaturen stark zu dämpfen (d.h. Temperatur- und -abstiege zu verzögern bzw. zu reduzieren und so Temperaturspitzen abzumindern). Der Wärmeaustausch mit einem thermischen Speicher kann durch Wärmeleitung (z.B. bei Einbau des Lüftungselementes in eine thermisch schwere Konstruktion) oder durch Wärmestrahlung (z.B. mit einer vor dem Luftauslass montierten Heizfläche wie beim REB-Gebäude) erfolgen.
- **Wärmeleiteigenschaft des Lüftungselementes:** Wieviel Wärme oder Kälte aus der Umgebung (sowohl fassaden- als auch raumseitig) dem Zuluftstrom zugeführt werden kann, hängt maßgeblich von der Ableitung der Wärme von der Oberfläche ins Geräteinnere ab.

Kühlung mittels Latentwärmespeicher

Bei der Integration von PCMs in Raumbooberflächen ist die Rückkühlung unter die Kristallisationstemperatur auch bei regelmäßiger Nachtlüftung schwer sicherzustellen [62]. Weil Latentwärmespeicher ihre thermische Schwere jedoch ausschließlich aus dem Phasenwechsel beziehen, verlieren sie ohne regelmäßige (nächtliche) Rückkühlung ihre Funktion¹⁾. Dabei erschwert die geringe Wärmeleitfähigkeit der PCM-haltigen Baumaterialien (vornehmlich Putze und Gipskarton-Platten) die (nächtliche) Rückkühlung und begrenzt die Kühlleistung (am Tage).

Die zuvor genannten Probleme entfallen, wenn die Phasenwechselmaterialien in den Zuluftweg integriert werden. Bei dezentralen Lüftungssystemen ist dann an jedes Lüftungselement ein Kasten mit PCM-Platten anzuschließen, ähnlich der PCM-Box im Messraum oder den brüstungsintegrierten Lüftungsgeräten am Imtech-Gebäude. (Details zu den Kühlleistungen der PCM-Box sind den Abschnitten 3.6.6 bis 3.6.9 bzw. der Zusammenfassung in Abs. 3.6.7 unter „Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten“ zu entnehmen.)

Im Folgenden ist dargelegt, worauf bei der Konzeption einer solchen Zuluftkühlung zu achten ist:

- **Permanente Durchströmung der PCM-Speicher:** Die permanente Durchströmung der PCM-Speicher ist für dieses Kühlkonzept essenziell. Sind die Lüftungselemente und PCM-Boxen als passive Nachströmelemente einer Abluftanlage konzipiert, führen geänderte Strömungspfade²⁾ bei geöffneten Fenstern oder Türen (oder sonstigen Leckagen) zu einer reduzierten oder gänzlich fehlenden Durchströmung der PCM-Boxen. Daher sollte ein Ventilator im Zuluftweg die Durchströmung sichern.

¹⁾ Ohne Rückkühlung schmelzen die PCMs zu Beginn einer Hitze- phase (unter Wärmeabsorption) auf, sind dann aber so lange wirkungslos, bis sie bei niedrigeren Raumtemperaturen wieder rekristallisiert sind. Durch die Wärmeabgabe bei der Rekristallisation wird die Raumauskühlung verzögert.

²⁾ Analog zum elektrischen Strom teilen sich parallele Fluidströmungen antiproportional zum Widerstand auf. Weil ein geöffnetes Fenster einen wesentlich kleineren Strömungswiderstand aufweist als ein Lüftungselement mit nachgeschaltetem Latentwärmespeicher, strömt wesentlich mehr Luft durch das Fenster.

- **Aktivierung zusätzlicher thermischer Speicher:** Ist die Durchströmung der Brüstungskästen sichergestellt, führen die hohen konvektiven Wärmeübergänge im Inneren dazu, dass Wärme nicht nur in den PCM-Platten sondern auch im PCM-Kasten selber gespeichert wird. Daher ist es empfehlenswert, für diesen eine thermisch schwere Konstruktion zu wählen.

Auch thermische Speichermassen in angrenzenden Bauteilen können aktiviert werden. Dies ist z.B. relevant, wenn der Brüstungskasten auf einer Massivdecke steht oder an eine massive Brüstung anschließt.

- **Umluftbetrieb:** Zur Steigerung der Kühlleistung lässt sich bei Geräten mit eingebautem Ventilator auch ein Umluftbetrieb implementieren¹⁾. Sind (wie beim Imtech-Haus) mehrere PCM-Boxen in einem Büroraum vorhanden, kann ein Teil der Geräte im Zuluftbetrieb die Raumluftqualität sichern, während die anderen den Raum im Umluftbetrieb kühlen. Ist nur ein Gerät im Raum vorhanden, wäre eine zeitweise Umschaltung möglich.

- **Rückkühlung der thermischen Speicher:** Während der Nachtlüftung sollen i.A. nicht nur die PCM-Platten sondern auch die thermischen Speicher innerhalb der Räume ausgekühlt werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass bei der Rückkühlung der PCM-Speicher freigesetzte Wärme die Zulufttemperatur erhöht und so das Kühlpotential für den Raum senkt.

Ggf. sollten Systeme verwendet werden, bei denen ein eingebauter Ventilator die erwärmte PCM-Kühlluft direkt wieder nach außen abführt (vgl. [63]), während die zentrale Abluftanlage über einen Bypass oder geöffnete Fenster Außenluft ohne vorherigen Kontakt zu den PCM-Speichern in den Raum saugt²⁾.

Nachdem die Ursachen für erhöhte Zulufttemperaturen ausführlich diskutiert wurden, werden im nächsten Kapitel die Auswirkungen auf die Raumlufttemperaturen untersucht.

¹⁾ Weil die Ansaugtemperaturen an der Fassade im Kühlbetrieb i.A. deutlich höher sind als die Raumlufttemperaturen, wird so Wärmekapazität „gespart“ und die Austrittstemperaturen am Gerät gesenkt.

²⁾ Dabei ist darauf zu achten, dass die warme „Abluft“ aus der PCM-Kühlung nicht wieder als Zuluft für die Raumkühlung angesaugt wird.

4 Analyse baukonstruktiver und (mikro-) klimatischer Einflüsse mittels thermischer Gebäudesimulation

In diesem Kapitel werden Einflüsse der Ansaug-Konfiguration, des Mikro-Klimas und der prognostizierten Klima-Erwärmung auf das sommerliche Raumklima mittels dynamischer Gebäudesimulationen untersucht.

4.1 Zielsetzung und Vorgehen

¹⁾ U.a. wurde dabei der durchströmungsabhängige U-Wert des Lüftungselementes oder die Wärmeleitung über die Decke und den Boden zwischen Vor- und Hauptraum bestimmt.

²⁾ Hier wurden u.a. die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten an Boden und Decke in Abhängigkeit der Luftwechselrate sowie die Änderung der Abluftvolumenströme bei geöffneten Fenstern ermittelt.

³⁾ Stunden mit Durchschnittstemperaturen über 26 °C. (Die Grenztemperatur ist in Anlehnung an die Technischen Regeln für Arbeitsstätten ASR A3.5 gewählt, nach der die Temperatur in Arbeitsräumen 26 °C nicht übersteigen soll [7]).

Im Anschluss an die experimentellen Untersuchungen des Abs. 3.6 wird die BTGA-Box in der Simulations-Software TRNSYS abgebildet. Zur Identifizierung physikalischer Prozesse¹⁾ und zur Feinabstimmung der Material- und Simulations²⁾-Parameter wird das Modell sehr präzise an die gemessenen Bedingungen im Testraum angeglichen. Um bei den späteren Analysen unabhängig von den Messdaten der Ansaug- und Zulufttemperaturen zu sein, werden für die thermischen Effekte am und im Lüftungselement Berechnungsverfahren entwickelt.

Nach Abschluss der Adaptions- und Validierungsphase werden im Simulationsmodell die Raumumschließungsflächen, abgesehen von der Süd-Fassade, adiabatisch geschaltet, sodass jetzt statt des freistehenden Messgebäudes ein südorientierter Büroraum innerhalb einer Gebäudestruktur abgebildet wird. Mit diesem Modell werden die Anzahl jährlicher Überhitzungsstunden³⁾ sowie der Heiz- und Kühlenergiebedarf unterschiedlicher Zuluftkonfigurationen und Wetterdatensätze (mit und ohne Berücksichtigung von Stadteffekten bei gegenwärtigen und künftigen Klimabedingungen) für den Standort Wuppertal verglichen. Dabei wird auch stets die Wirksamkeit eines Nachtlüftungsbetriebs untersucht.

4.2 Funktionsweise von thermischen Gebäudesimulationen

⁴⁾ In einer Zone lassen sich Räume gleicher Nutzung, gleicher Konditionierung, gleicher Orientierung etc. zusammenfassen. Weil die Ergebnisausgabe zonenweise erfolgt, sind einzelne Räume, deren Simulationsergebnisse interessieren, als eigene Zonen abzubilden.

⁵⁾ Wird innerhalb einer vorgegebenen Anzahl von Iterationsschritten keine Konvergenz erreicht, so wird ein Konvergenzfehler protokolliert und die Ergebnisse des vorhergehenden Zeitschritts für den aktuellen übernommen.

Zunächst wird das zu simulierende Gebäude in Zonen eingeteilt. Eine Zone bildet dabei einen Gebäudebereich mit ähnlichen thermischen Eigenschaften ab⁴⁾. Die Eingabe der Gebäudedaten in das Simulationsprogramm erfolgt zonenweise.

Für die Berechnung der Wärmeströme generiert das Simulations-Programm aus den Bestandteilen der Zonen, d.h. aus den Spezifikationen der Bauteile und Lufträume, ein Knoten-Widerstands-Netz (vgl. Abb. 332). Die Knoten dienen darin zur Bilanzierung von Energiezu- und Abflüssen. Mittels der (Wärmestrom-) Widerstände werden Wärmeaustauschprozesse zwischen den Knoten abgebildet.

Unter Anwendung eines iterativen Berechnungsverfahrens werden für jeden Zeitschritt der Simulation die Wärmeströme zwischen den Knoten so lange angeglichen, bis ein Gleichgewichtszustand gefunden ist⁵⁾.

Weil bei dieser Berechnungs-Methode jeder Oberfläche sowie dem Luftvolumen einer Zone i.d.R. nur jeweils ein Knoten zugeordnet ist, werden homogene Oberflächentemperaturen und eine ideale Durchmischung der Luft angenommen. Eine hoch aufgelöste Diskretisierung, wie sie bei Strömungssimulationen (vgl. Abs. 5.3) verwendet wird, ist hier nicht vorgesehen.

Konvektive Wärmeübergänge können auf Grund der Vereinfachungen nur durch Formeln (meist in Abhängigkeit der Lage einer Oberfläche und deren Temperaturdifferenz zur Zonenluft) abgeschätzt werden. Anpassungen an die Strömungsverhältnisse in einer gegebenen Raum- bzw. Zonen-Geometrie sind so nur schwer möglich.

Der Vorteil des Knoten-Widerstands-Modells liegt vor allem in der hohen Rechengeschwindigkeit bei meist hinreichender Genauigkeit.

Besonderheiten von TRNSYS

Die Außenluftzu- und -abströmungen in einer Zone bzw. der interzonale Luftwechsel können entweder vom Nutzer in Form von Massenströmen vorgegeben werden oder aus Druck- und Dichteunterschieden in einem angekoppelten Massenstrom-Knoten-Widerstands-Netz berechnet werden¹⁾.

Flächenbauteile wie Wände oder Decken werden bei der Simulationsrechnung durch sog. „Transfer-Funktionen“ abgebildet. Diese berechnen aus den Umgebungsbedingungen und dem Gesamtwärmeleitwiderstand die Oberflächentemperaturen des Bauteils²⁾. Verlangsamte Oberflächentemperaturänderungen infolge hoher Wärmekapazitäten werden durch die Einbeziehung der Oberflächentemperaturen zurückliegender Zeitschritte berücksichtigt. Dieses Berechnungsverfahren arbeitet sehr schnell, kann aber thermisch leichte Bauteile nicht (korrekt) abbilden³⁾. FEM-Berechnungen wären hier besser geeignet.

Die Verteilung der durch Fenster und Öffnungen einfallenden kurzwelligen Solarstrahlung auf die einzelnen Oberflächen der Zone kann in TRNSYS 16 in Ermangelung eines geometrischen Raummodells nicht automatisch berechnet werden. Hier sind vom Nutzer den einzelnen Flächen die jeweiligen Anteile vom Strahlungseintrag zuzuordnen. Reflexionen an den Raumboflächen werden als ideal-diffus angenommen. So wird für die reflektierte kurzwellige Strahlung der gleiche Verteilungsalgorithmus wie für den langwelligen Strahlungsaustausch verwendet. Dieser teilt die diffus emittierte Strahlungsenergie den einzelnen Flächen entsprechend ihres Anteils an der Gesamtoberfläche der Zone zu.

- 1) TRNSYS 16.1 bindet dafür im Zusatz-Modul "TRNFlow" das Mehrzonen-Luftstrom-Modell "COMIS" in der Version 3.1 an.
- 2) Das Bauteil wird dabei als „Blackbox“ behandelt, d.h. die Temperaturverläufe in den einzelnen Bauteilschichten werden nicht berechnet.
- 3) Wenn die zu berücksichtigende Temperatur-Historie kürzer als ein Simulationszeitschritt ist, kann die Wärmekapazität nicht mehr berücksichtigt werden. Das Bauteil muss dann als masselos definiert werden.

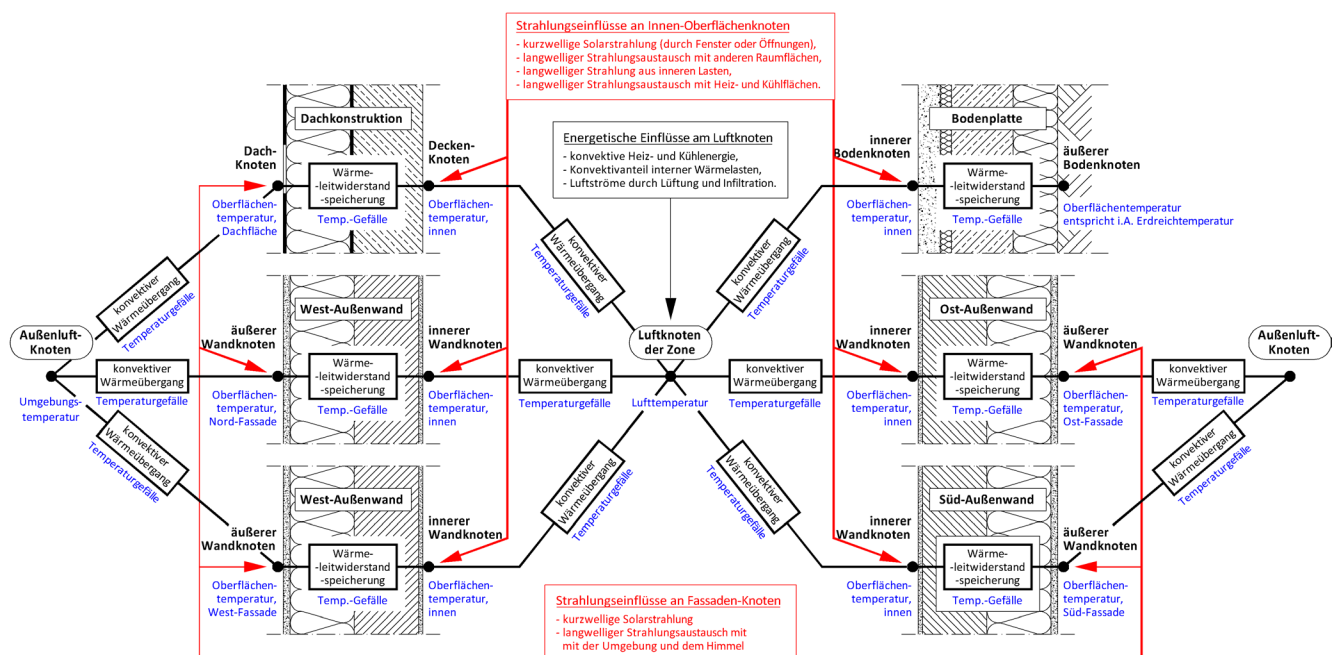


Abb. 332: Knoten-Widerstands-Netz für die Berechnung der konvektiven Wärmeströme in einem 1-Zonen-Modell. Für den Strahlungswärmeaustausch bzw. für druck- und dichteinduzierte Luftzu- und abflüssen werden vergleichbare Netze angekoppelt.

4.3 Simulations-Modell „BTGA-Box“

Um in den Simulationen die technischen Anlagen der BTGA-Box detailliert abbilden zu können, wird die Gebäude- und Anlagensimulationssoftware TRNSYS (Vers. 16.1) verwendet. Die BTGA-Box wird darin zunächst mit Vor- und Messraum als Zweizonen-Modell abgebildet. Das Simulations-Modell wird so mittels Parameter-Variationen sehr exakt an die Mess-Daten aus der BTGA-Box angeglichen. (Details dazu sind in Anhang 8.1 dargestellt.) Dabei werden einerseits Materialeigenschaften und Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt und andererseits verborgene Wärmetauscheffekte (z.B. im Lüftungselement) identifiziert. Nach erfolgreicher Validierung des Simulationsmodells wird der Vorraum abgekoppelt und der Messraum in eine gebäudeintegrierte Zone überführt. Für die Simulationen der Abschnitte 4.4 ff. steht so ein Musterbüro auf Basis eines validierten Raum-Modells zur Verfügung.

Die Simulationen erstrecken sich jeweils über ein Jahr, beginnend am 1. Januar. So befindet sich das Simulationsmodell in den hier besonders interessierenden Sommermonaten im eingeschwungenen Zustand.

Zur detaillierten Abbildung des Regelverhaltens der technischen Anlagen werden die Simulationen mit einer hohen zeitlichen Auflösung von 1 Min/Zeitschritt durchgeführt.

4.3.1 Konstruktion und Bauteile

Nachfolgend sind Details zum strukturellen Aufbau der raumumschließenden Bauteile dargestellt.

Pfosten-Riegel-Fassade

Die sich bzgl. U-Wert und Absorptionsgrad stark unterscheidenden Fassadenkomponenten sind separat abgebildet. So lassen sich Fassaden-Variationen leicht erstellen und die Verschattungswirkung des vorgehängten Jalousiekastens detailliert berücksichtigen. Details der Fassadenkonstruktion sind der folgenden Tabelle zu entnehmen:

Tab. 5: Komponenten der Pfosten-Riegel-Fassade.

Bauteil	U-Wert [W/(m ² ·K)]	Fläche [m ²]	Psi-Wert [W/(m·K)]	Länge [m]
Aluminium-Fassadenprofile	1,6	1,35		
Verglasung (g-Wert = 0,42)	1,1	4,85	0,12	15,26
Fensterrahmen	1,5	0,93	0,027	10,19
Vakuum-Dämm- Paneele	0,23	2,70	0,19	16,96
Lüftungselemente	0,25	0,30	0,19	6,55



Abb. 333: Fassade der BTGA-Box

Mittlerer U-Wert der Pfosten-Riegel-Fassade: 1,6 W/(m²·K)

Sonnenschutz:

Es ist, abgesehen von der Sonnenschutzverglasung ($g = 0,42$), kein Sonnenschutzsystem abgebildet. Dadurch ist einerseits die Vergleichbarkeit zu den Messergebnissen des Testraums gegeben. Andererseits hätten sonst Auswirkungen des Sonnenschutzsystems (z.B. Ansaugtemperaturen hinter einer heruntergefahrenen Jalousie) berücksichtigt werden müssen, die messtechnisch nicht untersucht worden sind. Weil so kein ausreichender Sonnenschutz¹⁾ vorhanden ist, kommt es im Sommer zeitweise zu extrem hohen Raumtemperaturen. Für die folgenden Untersuchungen ist dies von untergeordneter Bedeutung. Hier steht der Vergleich verschiedener Lüftungskonfigurationen und Wetterdaten im Fokus. Dabei sind die Unterschiede und nicht die absoluten Raumtemperaturen von Interesse. Ohne die dämpfende Wirkung eines Sonnenschutzes zeigen sich die Unterschiede zudem deutlicher.

¹⁾ Durch die Sonnenschutzverglasung allein werden die Anforderungen zum sommerlichen Wärmeschutz gemäß DIN 4102-2 um 64 % überschritten. Mit einer zusätzlichen außen angebrachten Jalousie wären die Anforderungen mit $S_{\text{vorh.}}/S_{\text{zul.}} = 0,66$ erfüllt.

Abbildung eines durchströmten Lüftungselementes

Detaillierte Analysen haben gezeigt, dass etwa 90 % des Wärmestroms zwischen Raum und Lüftungselement bzw. dessen angrenzenden, gut wärmeleitenden Aluminium-Profilen in die Temperierung der Zuluft fließt. Dieser „Wärme- bzw. Kälterückgewinnungseffekt“ ist auf Grund der hohen Wärmeleitfähigkeiten in diesem Fassadenbereich so stark ausgeprägt, dass er im Simulationsmodell berücksichtigt wird.

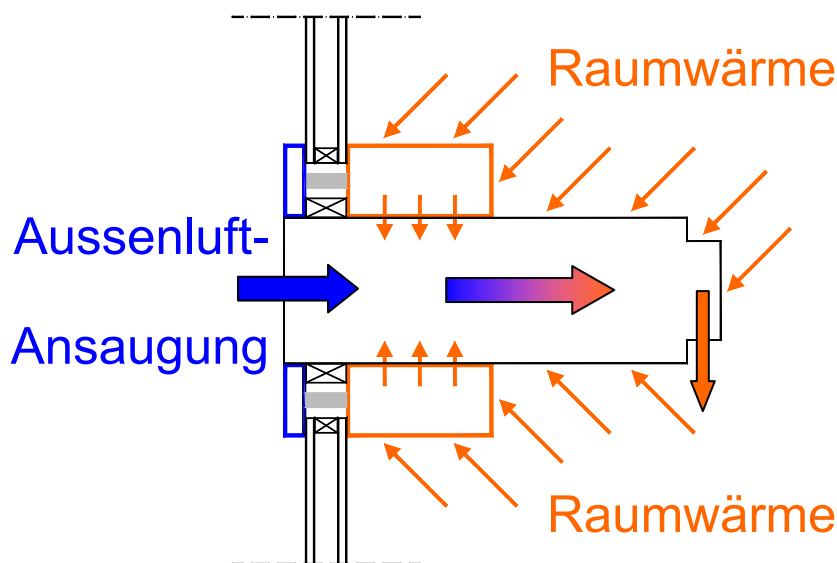


Abb. 334: Beim Durchströmen mit kalter Außenluft kühlt sich das aus Blech gefertigte Lüftungselement schnell ab. Wenn dessen Oberflächentemperatur unter die Raumtemperatur sinkt, wird dem Lüftungselement (und damit dem Zuluftstrom) konvektiv und radiativ Wärme aus dem Raum zugeführt. Verstärkt wird dieser Effekt durch den Wärmeaustausch mit den angrenzenden, stark wärmeleitenden Aluminium-Profilen. (Dadurch vergrößert sich die effektive Wärmetauschoberfläche; die wärmeisolierten Klemmleisten verhindern einen starken Wärmeabfluss nach außen.) Ist die Ansaugtemperatur höher als die Raumtemperatur kehrt, sich der Wärmestrom um.

Das Lüftungselement ist mit den vom Hersteller angegebenen Wärmeleiteigenschaften (für den nicht durchströmten Zustand) in das Raummodell integriert. Weil sich variable Wärmeleitwiderstände in TRNSYS nicht abbilden lassen, wird bei aktiver Lüftung 90 % des Transmissionswärmestroms durch das Lüftungselement²⁾ dem Raum im nachfolgenden Zeitschritt wieder zugeführt³⁾. Die Aufteilung in Konvektiv- und Strahlungsanteil wird dabei von der Absorption im vorausgegangenen Zeitschritt übernommen.

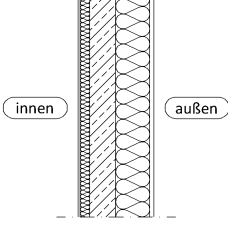
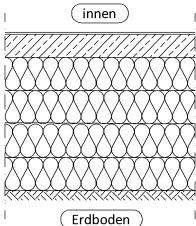
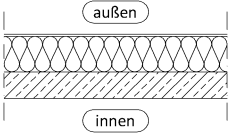
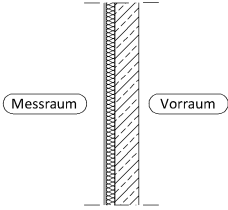
Bei abgeschalteter Lüftungsanlage fließt die Wärme nach außen ab; in der Simulation wird dann die Wärmerückführung im nachfolgenden Zeitschritt gestoppt.

²⁾ Die Wärmeleitung durch die angrenzenden Aluminium-Profile wird durch eine entsprechende Vergrößerung der Lüftungselement-Querschnittsfläche berücksichtigt.

³⁾ Durch die hohe zeitliche Auflösung von 1 Min/Zeitschritt funktioniert das Verfahren mit hinreichender Genauigkeit.

Massive Hüllflächen-Bauteile

Tab. 6: Aufbau der raumschließenden Bauteile der BTGA-Box.

Bauteil	Schematischer Aufbau	Schichtaufbau der Bauteile (Innen → Außen)	U-Wert [W/m ² K]
Außenwand		Gipskartonplatte 1,0 cm EPS-Innendämmung 4,5 cm (WLG 032) Stahlbeton-Fertigteil 12,0 cm EPS-Außendämmung 16,0 cm (WLG 032) Außenputz 1,5 cm	0,15
Bodenplatte		Zement-Estrich, 1,0 cm Stahlbeton-Fertigteil 12,0 cm EPS-Dämmung 70,0 cm (WLG 045)	0,06
Dach		Stahlbeton-Fertigteil 12,0 cm EPS-Gefälledämmung (WLG 035), mittlere Dicke: 16,0 cm	0,21
Innenwand		Gipskartonplatte 1,0 cm EPS-Innendämmung 4,5 cm Stahlbeton-Fertigteil 12,0 cm	0,18
Innentür		Brandschutztür	4,3 cm 1,9
Außentür		Blechtür, Blechdicke	0,2 cm 5,9

4.3.2 Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten

4.3.2.1 Äußere Wärmeübergangskoeffizienten

Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an den Außenseiten der Gebäude-Hülle werden gemäß DIN EN ISO 6946 [72] nach folgender Formel berechnet:

$$\{h_{ce}\}_{\frac{W}{m^2 \cdot K}} = 4 + 4 \cdot \{v_{Wind}\}_{\frac{m}{s}} \quad \text{Gl. 1}$$

Formelzeichen und Einheiten:

h_{ce} : konvektiver Wärmeübergang in W/(m²·K)

v_{Wind} : Windgeschwindigkeit in m/s

4.3.2.2 Innere Wärmeübergangskoeffizienten

Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an den raumseitigen Bauteiloberflächen werden mittels eines TRNSYS-Moduls für natürliche Konvektion (Type 80) näherungsweise nach folgenden Formeln berechnet [73]:

Tab. 7: Formeln für die Berechnung der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an innenliegenden Bauteiloberflächen in $W/(m^2 \cdot K)$.

Bauteil	$T_{\text{Oberfläche}} > T_{\text{Luft}}$	$T_{\text{Oberfläche}} < T_{\text{Luft}}$
Boden:	$2,11 \cdot (T_{\text{Oberfläche}} - T_{\text{Luft}})^{0,31}$	$1,87 \cdot (T_{\text{Oberfläche}} - T_{\text{Luft}})^{0,25}$
Decke:	$1,87 \cdot (T_{\text{Oberfläche}} - T_{\text{Luft}})^{0,25}$	$2,11 \cdot (T_{\text{Oberfläche}} - T_{\text{Luft}})^{0,31}$
Wand:	$1,5 \cdot (T_{\text{Oberfläche}} - T_{\text{Luft}})^{0,25}$	

Treten fremdinduzierte Luftbewegungen in einer Oberflächen-Grenzschicht auf (erzwungene Konvektion), erhöht sich der konvektive Wärmeübergang gegenüber der natürlichen Konvektion. Weil Raumluftbewegungen im Messraum primär durch die Lüftungsanlage induziert werden, werden die nach Tab. 7 berechneten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit des Abluftvolumenstroms mit folgenden, in den Validierungssimulationen gefundenen, Faktoren multipliziert:

- Lüftung abgeschaltet: 1,0
- Taglüftung: 1,25
- Nachtlüftung: 1,8

Diese Faktoren berücksichtigen neben den beim Betrieb der Lüftungsanlage insgesamt erhöhten Luftgeschwindigkeiten im Raum vor allem die verstärkte Anströmung des Bodens im Bereich des Zuluftauslasses.

Weil lokal erhöhte Wärmeübergänge in TRNSYS schlecht abbildbar sind, werden sie mittels der o.g. Faktoren auf alle thermischen Speichermassen im Raum gleichmäßig verteilt.

4.3.3 Berechnung von Ansaug- und Zulufttemperaturen

Die Formeln zur Berechnung der Ansaug- und Zulufttemperaturen werden empirisch aus den Messdaten der BTGA-Box abgeleitet. Wegen der unterschiedlich starken Solarstrahlungseinflüsse werden für das verschattete obere und das besonnte untere Lüftungselement getrennte Formeln entwickelt.

In beiden Fällen wird aus der Umgebungstemperatur in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung auf die Fassade¹⁾ und der Windgeschwindigkeit die Ansaugtemperatur berechnet. Anschließend wird aus dieser, unter Berücksichtigung des Lüftungsvolumenstroms und der Temperaturdifferenz zur Raumluft, die Zulufttemperatur errechnet.

¹⁾ Auch beim verschatteten Lüftungselement dient die Einstrahlung auf die besonnten Fassadenbereiche als Bezugsgröße.

4.3.3.1 Ansaugtemperatur im Taglüftungsbetrieb

Die Messdaten werden an Hand der zugehörigen Windgeschwindigkeiten in drei Klassen unterteilt. Für eine annähernd äquivalente Verteilung der Messwerte auf die drei Klassen bei gleich großen Geschwindigkeitsstufen wird eine Geschwindigkeitsspanne von 1 m/s pro Klasse gewählt.

Für jede Windgeschwindigkeitsklasse wird mittels linearer Regression eine Ausgleichsgerade bestimmt, die den Zusammenhang zwischen solarer Einstrahlung an der Fassade und dem mittleren Temperaturzuwachs der angesaugten Luft gegenüber der Umgebung beschreibt (vgl. Abb. 335). Durch lineare Regression der Geraden-Parameter werden anschließend Ausgleichsgeraden bestimmt, mittels derer die Steigung und der Ordinaten-schnittpunkt der Einstrahlungs-Temperaturzuwachs-Beziehung an die zugehörigen Windgeschwindigkeiten angepasst wird.

Luftansaugung oberhalb der mit schwarzen Faserzementplatten verkleideten Brüstung:

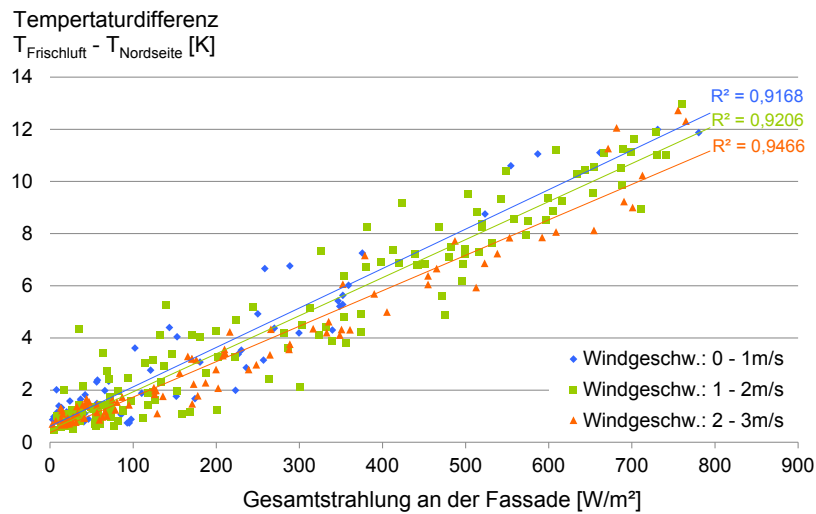


Abb. 335: Korrelation des Temperaturzuwachses an der Ansaugöffnung mit der solaren Einstrahlung für drei Windgeschwindigkeitsklassen.

Formel zur Berechnung der Ansaugtemperatur am besonnten, unteren Lüftungselement:

$$\Delta T_u(S, v_w) = (-0,0008 \cdot v_w + 0,0156) \cdot S - 0,122 \cdot v_w + 0,67 \quad \text{Gl. 2}$$

$$T_{\text{Ansaug}} = T_{\text{Umgeb}} + \Delta T_u \quad \text{Gl. 3}$$

Formelzeichen und Einheiten:

ΔT_u : Differenz aus Ansaug- und Umgebungstemp. in K

S : Gesamtstrahlung an der Fassade in W/m^2

v_w : Windgeschwindigkeit in m/s

T_{Ansaug} : Ansaugtemperatur in $^{\circ}\text{C}$

T_{Umgeb} : Temperatur der Umgebungsluft in $^{\circ}\text{C}$

Luftansaugung oberhalb des Mittelfensters im Verschattungsbereich eines Jalousiekastens:

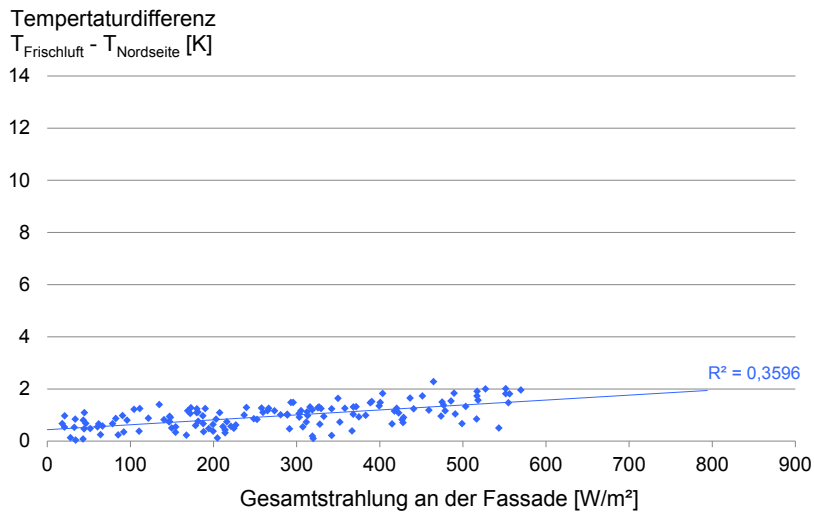


Abb. 336: Korrelation des Temperaturzuwachses an der Ansaugöffnung mit der solaren Einstrahlung. Auf Grund der geringen Temperaturzuwächse und der im Verhältnis dazu starken Streuung lassen sich keine Windeinflüsse differenzieren.

Formel zur Berechnung der Ansaugtemperatur am verschatteten, oberen Lüftungselement:

$$\Delta T(S) = 0,0019 \cdot S + 0,44 \quad \text{Gl. 4}$$

$$T_{\text{Ansaug}} = T_{\text{Umgeb}} + \Delta T \quad \text{Gl. 5}$$

Formelzeichen und Einheiten:

ΔT : Differenz aus Ansaug- und Umgebungstemp. in K

S : Gesamtstrahlung an der Fassade in W/m^2

T_{Ansaug} : Ansaugtemperatur in $^{\circ}\text{C}$

T_{Umgeb} : Temperatur der Umgebungsluft in $^{\circ}\text{C}$

Hinweis: Die Windgeschwindigkeit fließt nicht in die Berechnung ein, weil die Temperaturunterschiede zur Umgebungsluft so gering sind, dass eine Differenzierung nach Windgeschwindigkeiten nicht möglich aber auch nicht nötig ist.

4.3.3.2 Ansaugtemperatur im Nachtlüftungsbetrieb

Die Messdaten von der BTGA-Box zeigen, dass nachts, bei fehlenden Solarstrahlungseinflüssen und großen Lüftungsvolumenströmen, die Ansaugtemperaturen¹⁾ weitgehend den Umgebungstemperaturen entsprechen. Daher gilt im Nachtlüftungsbetrieb für beide Lüftungselemente:

$$T_{\text{Ansaug}} = T_{\text{Umgeb}} \quad \text{Gl. 6}$$

¹⁾ Die wenige Wärme bzw. Kälte, die dem Ansaugbereich durch Wärmeleitung aus dem Büroraum zufließt, führt auf Grund des großen Volumensstroms zu keiner nennenswerten Änderung der Ansaugtemperaturen.

4.3.3.3 Zulufttemperatur am Auslass des Lüftungselementes

Zur Quantifizierung der Auswirkungen auf das Raumklima und den Energiebedarf werden Simulationsergebnisse mit und ohne Berücksichtigung der Fassadeneinflüsse verglichen. Die Zulufttemperaturen werden in den zu Grunde liegenden Simulationen wie folgt berechnet:

Zulufttemperatur unter Berücksichtigung der Fassadeneinflüsse

Zunächst werden jeweils für den Tag-¹⁾ und Nachtlüftungsbetrieb die Temperaturänderungen beim Durchströmen des Lüftungselementes in Beziehung zur Temperaturdifferenz zwischen Ansaug- und Raumtemperatur gesetzt (vgl. Abb. 337 und Abb. 338).

Durch lineare Regression werden zwei Geraden-Gleichungen bestimmt, mit denen sich für den Tag- bzw. Nachtlüftungsvolumenstrom in guter Näherung aus den Raum- und Ansaugtemperaturen die Temperaturänderungen der Zuluft beim Durchströmen des Lüftungselementes errechnen lassen (vgl. Abb. 337 und Abb. 338).

Setzt man die Steigungen²⁾ der beiden Regressionsgeraden in Beziehung zum Volumenstrom, ergeben sich Stützstellen, die sich durch eine Exponentialfunktion beschreiben lassen (vgl. Gl. 7).

1) Zur Vermeidung von Solarstrahlungseinflüssen werden im Taglüftungsbetrieb ausschließlich Messwerte bei sehr niedrigen Solarstrahlungsintensitäten (unter 5 W/m²) berücksichtigt.

2) Die Steigung ist der einzige Funktionsparameter, weil beide Regressionsgeraden durch den Koordinatenursprung laufen (vgl. Abb. 337 und Abb. 338).

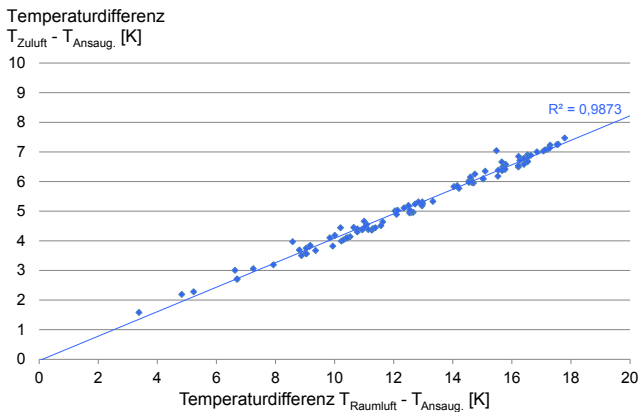


Abb. 337: Änderung der Lufttemperatur beim Durchströmen des Lüftungselementes bei **Taglüftung** und Strahlungsintensitäten unter 5 W/m².

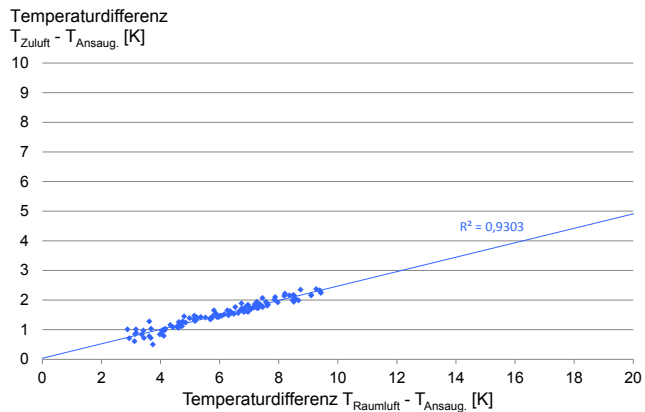


Abb. 338: Änderung der Lufttemperatur beim Durchströmen des Lüftungselementes bei **Nachtlüftung**.

Formel zur Berechnung der Zulufttemperatur:

$$\Delta T(T_{RL}, T_{Ansaug}, V_{LE}) = (T_{RL} - T_{Ansaug}) \cdot e^{-0,2109 \cdot V_{LE}^{0,3834}} \quad \text{Gl. 7}$$

$$T_{Zul} = T_{Ansaug} + \Delta T \quad \text{Gl. 8}$$

Formelzeichen und Einheiten:

ΔT : Temperaturänderung der Luft im Zulufttelement in K

T_{RL} : Temperatur der Raumluft in °C

T_{Ansaug} : Ansaugtemperatur in °C

\dot{V}_{LE} : Volumenstrom des Lüftungselementes in m³/h

T_{Zul} : Zulufttemperatur in °C

Zulufttemperatur ohne Berücksichtigung der Fassadeneinflüsse

In den vereinfachten Simulationen ohne Berücksichtigung der thermischen Prozesse an der Fassade und im Lüftungselement wird die Umgebungstemperatur als Zulufttemperatur verwendet. Es gilt also:

$$T_{\text{Ansaug}} = T_{\text{Umgeb}} \quad \text{Gl. 9}$$

4.3.4 Strahlungsverteilung

In der verwendeten TRNSYS-Version 16.1 ist noch kein geometrisches Raummodell implementiert. Um dennoch die solaren Strahlungseinträge auf die unterschiedlichen Bauteile (mit variierenden Reflexions-, Wärmeleit- und Wärmespeichereigenschaften) differenzieren zu können, wird ein Rechenmodul entwickelt, das den Anteil der durch die Fenster einfallenden Direktstrahlung auf die einzelnen Raumumschließungsflächen berechnet und den entsprechenden Energieeintrag zuweist. Für den weiteren Strahlungsverlauf werden ideal-diffus reflektierende Bauteiloberflächen angenommen, sodass sich die reflektierte Strahlungsenergie flächenanteilig auf die übrigen Raumumschließungsflächen verteilt.

4.3.5 Anlagensteuerung

Im Folgenden sind die Steuerungs- und Regelstrategien sowie die Funktionsparameter der technischen Anlagen dargestellt.

Lüftung:

Volumenströme:

In Anlehnung an die Messergebnisse aus der BTGA-Box sind folgende Abluftvolumenströme angesetzt:

Taglüftung:	40 m ³ /h (bzw. 44 m ³ /h) ¹⁾
Nachtlüftung:	140 m ³ /h
Abgeschaltete Lüftung:	4 m ³ /h (durch Windinduktion)

¹⁾ Bei geöffneten Fenstern vergrößert sich der Abluftvolumenstrom um 10 %. (vgl. „Abluftvolumenstrom“ unter „Fensteröffnung“ auf der nächsten Seite.)

Steuerung:

Die Betriebszustände der Lüftungsanlage werden folgendermaßen gesteuert:

Taglüftung:	täglich zwischen 8:00 und 18:00 Uhr
Nachtlüftung:	täglich zwischen 18:00 und 8:00 Uhr, Einschaltbedingungen: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Raumlufttemp. – Umgebungstemp. > 3 K und ▪ Raumlufttemperatur ≥ 22 °C Ausschaltbedingungen: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Raumlufttemp. – Umgebungstemp. ≤ 2 K oder ▪ Raumlufttemperatur ≤ 20 °C
Keine Lüftung:	von 18:00 bis 8:00 Uhr, wenn die Einschaltbedingungen der Nachtlüftung nicht erfüllt sind.

Zulufttemperaturen:

Für die Berechnung der Zulufttemperaturen wurden die in Abs. 4.3.3 beschriebenen Verfahren eingesetzt.

Fensteröffnung:

Wie bei den experimentellen Untersuchungen an der BTGA-Box ist auch in den Simulationen ein stilisiertes Nutzerverhalten durch zwei Fensteröffnungsphasen pro Tag (zwischen 8:00 und 8:30 Uhr sowie 12:00 und 13:00 Uhr) implementiert. Zur realistischeren Abbildung des Nutzerverhaltens im Winter ist die zeitgesteuerte Fensteröffnung hier jedoch zusätzlich an eine Mindest-Umgebungstemperatur von 15 °C gekoppelt.

Die Bedingungen bei geöffneten Kippfenstern wurden folgendermaßen angenähert:

Abluft-Volumenstrom:

Bei geöffneten Fenstern wird ein um 10 % erhöhter Abluftvolumenstrom angesetzt. Diese bei Messungen gefundene Volumenstromzunahme resultiert aus dem geringeren Strömungswiderstand der geöffneten Fenster.

Fenster-Volumenstrom:

Durch Wind und thermische Dichteunterschiede hervorgerufene Fensterluftwechsel werden mit Formeln aus [71] abgeschätzt.

Zulufttemperatur:

Während der Fensteröffnungszeiten wird die Umgebungstemperatur als Zulufttemperatur angesetzt, weil die Luft dann hauptsächlich durch die Fenster einströmt.

Innere Wärmequellen:

Zur Abbildung innerer Lasten während der Arbeitszeit wird der Büroraum wochentags in der Zeit von 8:00 bis 18:00 Uhr mit einem thermischen Energieeintrag von 240 W (entspricht 16 W/m²) beaufschlagt.

Heizung:

Für die Adaption- und Validierungsphase wird der unter Abs. 3.6.3 dargestellte Heizkörper samt Regelung nachgebildet; für die Ermittlung des Heizenergiebedarfs gewährleistet eine unbegrenzte Heizleistung eine Mindesttemperatur von 21 °C im Raum.

Kühlung

Bei der Ermittlung des Kühlenergiebedarfs begrenzt eine unlimitierte Kühlleistung die Raumtemperatur auf 26 °C.

4.3.6 Validierung

Vor den vergleichenden Simulationen der folgenden Abschnitte wird zunächst das Messgebäude „BTGA-Box“ mit Vor- und Messraum als 2-Zonen-Modell abgebildet. In dieser Form wird das Simulationsmodell sehr präzise an die Messwerte der BTGA-Box angeglichen. Dies dient einerseits der Identifikation physikalischer Effekte und andererseits der Parameter-Optimierung, insbesondere hinsichtlich der konvektiven Wärmeübergänge im Messraum bei unterschiedlichen Lüftungsvolumenströmen.

Die etwas von den Simulationen der folgenden Abschnitte abweichenden Randbedingungen sind in Anhang 8.1 dokumentiert. Ferner zeigen dort Vergleiche gemessener und simulierter Raumtemperaturen die hohe Abbildungs-Genauigkeit des Simulationsmodells.

4.4 Standort- und Fassaden-Einflüsse

Nach Abschluss der Validierung wird das Simulations-Modell der BTGA-Box für die vergleichenden Simulationen so modifiziert, dass es einen gebäudeintegrierten Büroraum¹⁾ abbildet. Dazu werden die Raumumschließungsflächen, abgesehen von der Süd-Fassade, als adiabat angenommen und der Vorraum entfernt.

Für die Ermittlung der **sommerlichen Raumtemperaturen**²⁾ ist die aktive Raumkühlung deaktiviert. Der Nachtlüftungsbetrieb ist je nach Anwendungsfall aktiviert. Ein zu starkes Auskühlen der thermischen Speichermassen in kalten Witterungsphasen wird von der in Abs. 4.3.5 beschriebenen Heizung verhindert.

In den Simulationen zur Ermittlung des **Heiz- und Kühlenergiebedarfs** liegt die Heizgrenztemperatur bei 21 °C und die Kühlgrenztemperatur bei 26 °C; Heiz- und Kühlleistung sind unbeschränkt.

4.4.1 Klimatische Randbedingungen

In der Praxis stehen für die Planung meist keine Wetterdaten vom konkreten Gebäudestandort zur Verfügung. Deshalb wird oft auf Daten nahegelegener Mess-Stationen eines Wetterdienstes oder, wenn auch solche nicht vorliegen, auf Klima-Daten, z.B. aus dem Testreferenzjahr oder von Meteonorm, zurückgegriffen. Um den Einfluss der Wetterdaten zu untersuchen, werden vergleichende Simulationen für den Standort Wuppertal mit Wetterdaten aus folgenden Quellen durchgeführt:

Lokale Wetterdaten (Campus Haspel, Universität Wuppertal):

Die lokalen Wetterdaten stammen von einer Wetterstation³⁾ am Campus Haspel, am Rand der Wuppertaler Innenstadt. Es wird ein Satz zehnteljährlich erfasster und auf Minuten gemittelter Mess-Daten aus dem Jahr 2008 verwendet. Datenlücken (insgesamt acht Tage) sind mit höhenkorrigierten⁴⁾ Daten von der DWD-Station Wuppertal (in 10 Minuten-Intervallen gespeicherte Temperaturdaten) und von einer Wetterstation am ca. 9 km entfernten REB-Verwaltungsgebäude in Remscheid (sekundlich gemessene und auf Minuten gemittelte Wind- und Strahlungsdaten) ergänzt.

Als Umgebungstemperaturen werden Messdaten eines strahlungsgeschützten Außentemperatursensors an der Nord-Seite der BTGA-Box genutzt. Wo dies auf Grund von Umbauarbeiten am Messraum nicht möglich ist, werden Lufttemperaturdaten von der lokalen Wetterstation verwendet.

¹⁾ In der Anpassungs- und Validierungsphase ist die BTGA-Box zunächst als freistehendes Gebäude modelliert worden, um das Simulationsmodell an die Messdaten vom Testraum anpassen können.

²⁾ Um die Temperaturangaben gegenüber den Messungen aus Abs. 3.6 (bei denen keine operativen Temperaturen erfasst wurden) konsistent zu halten, repräsentieren auch bei den Simulationen die Lufttemperaturen die thermischen Bedingungen im Raum. Zwar sind operative Temperaturen zur Beurteilung des thermischen Komforts aussagekräftiger, da hier jedoch der Vergleich und nicht die Bewertung absoluter Raumtemperaturen im Vordergrund steht, ist die Verwendung der Lufttemperaturen vertretbar.

³⁾ Informationen zur Wetterstation sind Abs. 3.6.2 zu entnehmen.

⁴⁾ Weil die DWD-Station (327 m ü. NN) mehr als 100 m höher liegt als die Haspeler Station (164 m ü. NN), ist laut [67] eine Höhenkorrektur der Lufttemperaturen und korrelierend der relativen Luftfeuchten vorzunehmen.

- 1) Die DWD-Station liegt 3,5 km ost-süd-östlich des Campus Haspel auf einer von Wald und Feldern umgebenen Wiese.

Wetterdaten vom Deutschen Wetterdienst

Von der DWD-Station Wuppertal¹⁾ stehen für das Jahr 2008 in 10-Minuten-Intervallen gespeicherte Temperatur- und Luftfeuchte-Daten zur Verfügung. Wind- und Strahlungsdaten werden von der jeweils nächstgelegenen DWD-Station mit entsprechender Messeinrichtung bezogen:

- Winddaten von der ca. 24 km entfernten Station Essen-Bredeney und
- Strahlungsdaten von der ca. 25 km entfernten Station Bochum.

Meteonorm-Daten

Mit Hilfe der Wetterdatenbank-Software Meteonorm 7 werden stündliche Wetterdaten für den Standort Wuppertal generiert. Diese basieren auf mehrjährigen Mittelwerten (Temperatur-Daten: 2000 bis 2009; Strahlungsdaten: 1991 bis 2010). Weil die Meteonorm-Software keinen Messdatensatz einer Wuppertaler Wetterstation beinhaltet, generiert sie synthetische Wetterdaten durch Interpolation der Messdaten umliegender Stationen. Durch die Verwendung ortsfremder Wetterdaten und die mehrjährige Mittelung weicht der Meteonorm-Datensatz stark von den beiden zuvor beschriebenen Messdatensätzen aus dem Jahr 2008 ab.

Testreferenz-Jahr

Der in Abs. 4.4 verwendete Testreferenzjahr-Datensatz repräsentiert das Wetter eines mittleren Jahres aus dem Zeitraum 1988 bis 2007 für die Region Essen, zu der auch Wuppertal gehört. Es handelt sich also um regional gemittelte Klimadaten, nicht um ortsaufgelöste. Auf die meteorologischen Grunddaten wird mittels einer mitgelieferten Software ein Stadteffekt für eine mittlere Lage in einer Stadt der Größe Wuppertals (345.000 Einwohner) aufgebracht. Sensitivitätsanalysen zu den Auswirkungen verschieden ausgeprägter Stadteffekte in unterschiedlich warmen Jahren sind in Abs. 4.5 dargestellt.

Eine ebenfalls mit der Software mögliche Höhenkorrektur ist hier nicht notwendig, weil sich die zugehörige Testreferenzjahr-Mess-Station (Essen-Bredeney, 152 m ü. NN) etwa auf gleicher Höhe wie der Campus Haspel (145 m ü. NN) befindet.

Abb. 339: Meteonorm-Informationen zum Standort Wuppertal

Abb. 340: Spezifikation der Testreferenzjahr-Wetterdaten.

Vergleich der Wetterdaten

Die nachfolgende Tabelle zeigt Kennzahlen der verwendeten Wetterdatensätze.

Tab. 8: Kennwerte der für die Simulationen genutzten Wetterdaten.

Datenquelle	Lufttemperatur		Windgeschwindigkeit		Globalstrahlungsenergie		Diffusstrahlungsenergie	
	Jahresmittel	Abweichung zur lokalen Wetterstation	Jahresmittel	Abweichung zur lokalen Wetterstation	Jahressumme	Abweichung zur lokalen Wetterstation	Jahressumme	Abweichung zur lokalen Wetterstation
	[°C]	[K]	[m/s]	[%]	[kWh/(m ² a)]	[%]	[kWh/(m ² a)]	[%]
lokale Wetterstation ¹⁾	11,6	0,0	1,7	0,0	987	0,0	557	0,0
Testreferenzjahr ²⁾ mit Stadteffekt ³⁾	11,0	-0,6	3,9	135,6	960	-2,7	686	23,2
DWD Wetterstation ⁴⁾	10,1	-1,5	3,1	85,9	1.009	2,2	556	-0,2
MeteoNorm ⁵⁾	9,2	-2,4	3,5	111,2	949	-3,9	580	4,1

¹⁾ Messdaten einer Wetterstation am Campus Haspel der Universität Wuppertal aus dem Jahr 2008.

²⁾ Daten für die Region Essen (der auch Wuppertal zugeordnet ist) aus den Jahren 1988 bis 2007.

³⁾ Adaption auf eine mittlere Stadt-Lage in einer Stadt von der Größe Wuppertals (345.000 Einwohner).

⁴⁾ Wetterdaten aus dem Jahr 2008. Wegen der unterschiedlichen messtechnischen Ausstattung der DWD-Stationen mussten Daten folgender Stationen kombiniert werden: Wuppertal (Temperatur & Luftfeuchte), Essen(Wind) und Bochum (Solarstrahlung).

⁵⁾ Für den Standort Wuppertal stehen lediglich durch Interpolation umliegender Mess-Stationen generierte Daten zur Verfügung. Die Temperaturdaten stammen aus den Jahren 2000 bis 2009, die Strahlungsdaten aus den Jahren 1991 bis 2010.

Eine Darstellung der Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte ist Anhang 8.2 zu entnehmen.

Die nachfolgende Tabelle zeigt eine genauere Charakterisierung der Umgebungstemperaturen:

Tab. 9: Unter- bzw. Überschreitungshäufigkeiten für den Heiz- und Kühlbetrieb interessanter Grenztemperaturen.

Wetterdaten-Satz	$T_{\text{Umgebung}} \leq -5 \text{ °C}$			$T_{\text{Umgebung}} \leq 0 \text{ °C}$			$T_{\text{Umgebung}} \leq 5 \text{ °C}$			$T_{\text{Umgebung}} \leq 10 \text{ °C}$			$T_{\text{Umgebung}} \geq 25 \text{ °C}$			$T_{\text{Umgebung}} \geq 30 \text{ °C}$		
	Anzahl Tage ¹⁾ [d/a]	Anzahl Stunden [h/a]	Grad-stunden [Kh/a]	Anzahl Tage ¹⁾ [d/a]	Anzahl Stunden [h/a]	Grad-stunden [Kh/a]	Anzahl Tage ¹⁾ [d/a]	Anzahl Stunden [h/a]	Grad-stunden [Kh/a]	Anzahl Tage ¹⁾ [d/a]	Anzahl Stunden [h/a]	Grad-stunden [Kh/a]	Anzahl Tage ²⁾ [d/a]	Anzahl Stunden [h/a]	Grad-stunden [Kh/a]	Anzahl Tage ²⁾ [d/a]	Anzahl Stunden [h/a]	Grad-stunden [Kh/a]
lokale Wetterstation Campus Haspel 2008	1	1	0,3	19	185	348	112	1.583	4.276	229	4.036	17.900	40	234	681	11	46	96
Testreferenzjahr mit Stadteffekt	5	32	46	32	406	678	122	1.855	6.114	212	4.148	21.016	27	217	472	6	21	12
DWD-Station Wuppertal 2008	7	46	44	54	481	850	146	2.130	7.307	258	4.663	24.126	22	126	236	1	6	7
MeteoNorm Wuppertal	14	152	340	68	928	2.493	162	2.591	10.910	267	4.789	29.320	14	114	234	1	2	0,3

¹⁾ Anzahl von Tagen, an denen die Tagestiefsttemperaturen den jeweiligen Grenzwert erreichen oder unterschreiten.

²⁾ Anzahl von Tagen, an denen die Tageshöchsttemperaturen den jeweiligen Grenzwert erreichen oder überschreiten.

Es fällt auf, dass die Wetterdatensätze aus meteorologischen Quellen (DWD, Meteonorm) wesentlich niedrigere Umgebungstemperaturen aufweisen als die von der lokalen Wetterstation. Die 1,5 K niedrigere Mittel-Temperatur an der DWD-Station ist teilweise auf den höher gelegenen Aufstellungsort (327 m ü. NN. Die lokale Wetterstation befindet sich auf dem Dach eines 4-geschossigen Gebäudes in 164 m ü. NN) zurückzuführen und teilweise auf die freie Lage in mitten von Wiesen und Feldern, umgeben von Waldgebieten. Mit dem Ansatz aus [65] ergibt sich aus der Höhendifferenz im Jahresmittel ein Temperaturunterschied von 0,9 K.

Die Meteonorm-Daten stammen, wie auch die Testreferenzjahr-Daten, aus Langzeitbeobachtungen. Der Vergleich der gemittelten Klima-Daten mit den Wetterdaten des durchschnittlich warmen Jahres¹⁾ 2008 zeigt, wie gut sich solche Klima-Daten für die Planung eignen.

¹⁾ Laut [66] lag die Jahresmitteltemperatur im Jahr 2008 in der Region Düsseldorf lediglich 0,1 K über dem Durchschnitt der Jahre 1981 – 2010. Auch die Niederschlagsmenge wich nur um 2 % vom langjährigen Mittel ab. Die Sonnenscheindauer lag 12 % unter dem Durchschnitt, ist damit aber im Bereich der üblichen Streuung von +/-20 % um den Mittelwert.

Die Meteoronorm-Daten sind aus weiter entfernten Mess-Stellen für eine fiktive Mess-Station 1 km südlich des Campus Haspel in einer Höhe von 238 m interpoliert. Hier ergibt sich aus der Höhendifferenz zur Haspeler Station rechnerisch ein Temperaturabfall von ca. 0,4 K.

Das Testreferenzjahr zeigt (bei vergleichbarer Stationshöhe) mit der Adaption auf ein mittleres Stadtgebiet eine Abweichung von -0,6 K – genau wie die DWD-Station Wuppertal nach der Höhenkorrektur. (Eine ausführliche Analyse des Stadteffekts für die Testreferenzjahrsdaten befindet sich in Abs. 4.5.)

Die in den meteorologischen Datensätzen angegebenen Windgeschwindigkeiten sind im Mittel etwa doppelt so hoch wie die auf dem Wuppertaler Stadtgebiet Gemessenen.

Die jährlichen Globalstrahlungssummen aller Datensätze sind nahezu identisch; beim Testreferenzjahr weicht jedoch der Diffusstrahlungsanteil stark von den ansonsten sehr ähnlichen Aufteilungen ab. Die monatlichen Globalstrahlungssummen weichen zwischen den Wetterdatensätzen um bis zu 18 % ab (vgl. Anhang 8.2).

4.4.2 Fassaden-Effekte

Unter Verwendung der im Jahr 2008 an der lokalen Station gemessenen Wetterdaten werden folgende Lüftungskonfigurationen verglichen:

- **unteres Lüftungselement:** Voll besonntes Lüftungselement oberhalb einer schwarzen Brüstungsoberfläche (entspricht der Konstellation aus Abs. 3.6.6.4). Die Ansaug- und Zulufttemperaturen werden folgendermaßen berechnet:
 - Ansaugtemperatur im Taglüftungsbetrieb: nach Gl. 3
 - Ansaugtemperatur im Nachtlüftungsbetrieb: nach Gl. 6
 - Zulufttemperaturen ganztägig: nach Gl. 8
- **oberes Lüftungselement:** Verschattetes Lüftungselement oberhalb einer Sonnenschutzverglasung (entspricht der Konstellation aus Abs. 3.6.6.2). Die Ansaug- und Zulufttemperaturen werden folgendermaßen berechnet:
 - Ansaugtemperatur im Taglüftungsbetrieb: nach Gl. 5
 - Ansaugtemperatur im Nachtlüftungsbetrieb: nach Gl. 6
 - Zulufttemperatur ganztägig: nach Gl. 8
- **Zulufttemperatur = Umgebungstemperatur:** Hier wird ohne Berücksichtigung der thermischen Effekte an der Fassade oder im Lüftungselement die Umgebungstemperatur als Zulufttemperatur verwendet.
 - Zulufttemperatur ganztägig: nach Gl. 9

Dieser Ansatz kommt in der Praxis häufig vor und dient als Referenz.

Aus den Simulationen ergeben sich so für den Taglüftungsbetrieb folgende Abweichungen zwischen den Ansaug- und Umgebungstemperaturen:

Tab. 10: Mittlerer Temperaturzuwachs zwischen der Ansaug- und der Umgebungstemperatur.

Ansaug-Konfiguration	$T_{\text{Ansaug, mittel}} - T_{\text{Umgeb., mittel}}$
Unteres Lüftungselement	+ 3,0 K
Oberes Lüftungselement	+ 0,8 K
Zulufttemp. = Umgebungstemp.	0 K

4.4.2.1 Raumtemperaturen

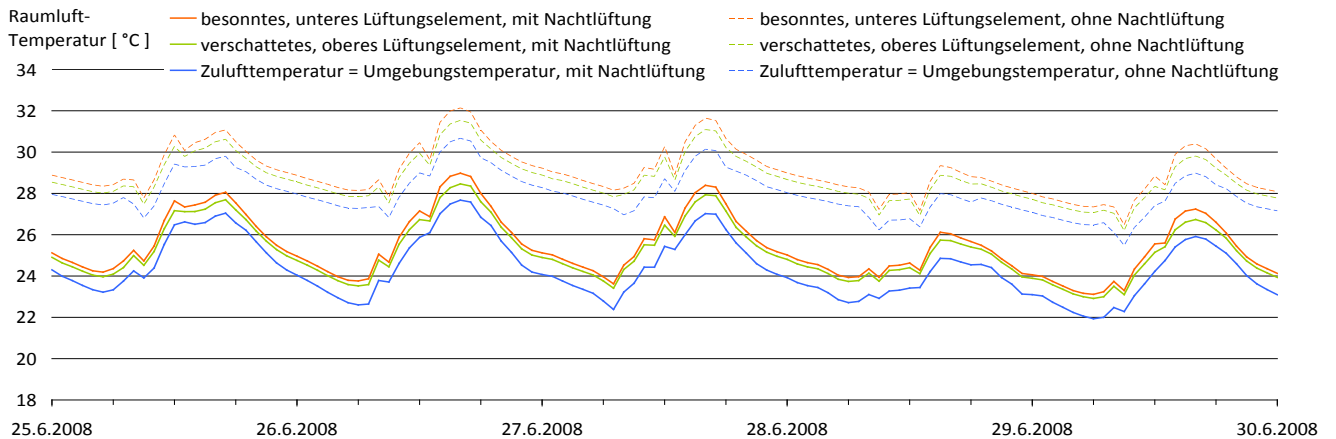


Abb. 341: Zeitliche Verläufe simulierter Raumlufttemperaturen während einer Schönwetterphase: Die unterschiedlichen Ansaug-Konfigurationen rufen signifikante Unterschiede bei den Raumlufttemperaturen hervor: Die Berücksichtigung der solaren Einflüsse an der Fassade führt im Mittel zu etwa 1 K höheren Innentemperaturen. Ohne die täglichen Fensteröffnungen (zwischen 8:00 und 8:30 Uhr bzw. 12:00 und 13:00 Uhr, erkennbar an den „Einbrüchen“ im Temperaturverlauf) wären die Abweichungen sogar noch größer. Durch die stärkere Erwärmung der Zuluft am besonnten unteren Lüftungselement sind die Raumtemperaturen bis zu 0,6 K (im Mittel 0,3 K) höher als bei der Außenluftzuführung durch das verschattete obere Lüftungselement. Ohne Nachtlüftungsbetrieb rufen die 3 Zuluft-Konfigurationen ähnliche Innentemperaturunterschiede hervor, jedoch auf einem ca. 3,5 K höheren Temperaturniveau.

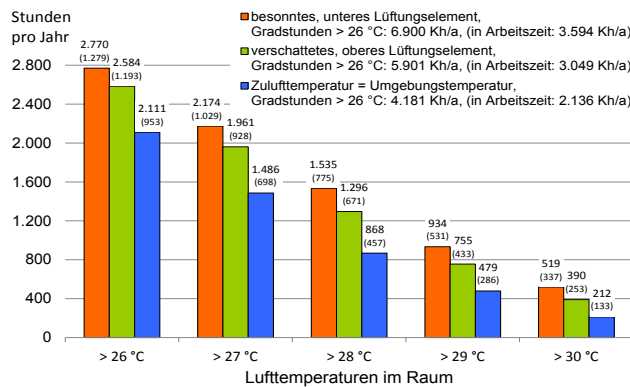


Abb. 342: Anzahl jährlicher Übertemperaturstunden in Abhängigkeit der Ansaug-Konfiguration. (Der Anteil während der Nutzungszeit auftretender Übertemperaturstunden ist in Klammern ergänzt): Unter Verwendung der im Jahr 2008 am Campus Haspel gemessenen Wetterdaten ergeben sich **ohne** Nachtlüftungs-betrieb und ohne ausreichenden Sonnenschutz übermäßig oft sehr hohe Raumtemperaturen.

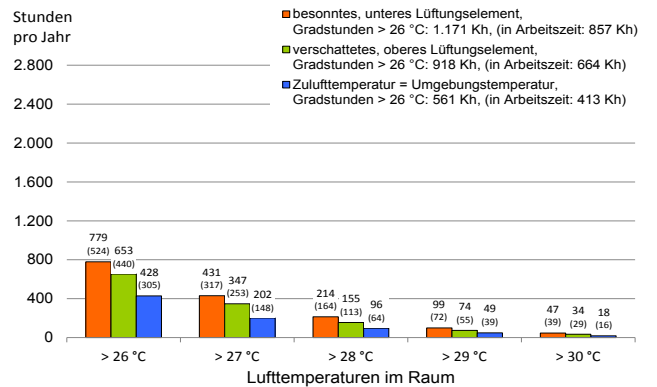


Abb. 343: Wie Abb. 342 jedoch **mit** Nachtlüftungs-betrieb: Bei Ansaugung der Außenluft durch das besonnte Lüftungselement treten ca. 20 % mehr Stunden mit Innentemperaturen über 26 °C auf als bei Verwendung des verschatteten Lüftungselementes bzw. 82 % mehr als beim Ansetzen der Umgebungstemperatur als Zulufttemperatur. Ca. 70 % der Übertemperaturstunden treten während der Arbeitszeit auf.

Unter Berücksichtigung der solaren Einflüsse auf die Zulufttemperaturen nehmen die Zeiten mit Raumlufttemperaturen über 26 °C signifikant zu. In den Simulationen mit Nachtlüftungs-betrieb betragen die Zuwächse¹⁾ für das verschattete Lüftungselement 53 % und für das Besonnte 82 %. In der Nutzungszeit (Montag bis Freitag jeweils 8 bis 18 Uhr) liegen die Zuwächse bei 44 % und 72 %. Ohne Nachtlüftungs-betrieb bzw. sonstige Kühlung kommt es auf Grund des unzureichenden Sonnenschutzes und der geringen Wärmeabfuhr (durch Taglüftung und Transmission) zu extrem vielen Übertemperaturstunden. Z.T. sinken die Raumtemperaturen auch nachts nicht unter 26 °C. Die Fensterlüftungen (morgens: 8:00 bis 8:30 Uhr und mittags 12 bis 13 Uhr) führen nur zu einer kurzzeitigen Temperaturreduktion (vgl. „Temperatureinbrüche“ in Abb. 341). Durch die Nachtlüftung reduziert sich die Gesamtanzahl von Übertemperaturstunden je nach Zuluftkonfiguration um ca. 70 bis 80 %. Für die Nutzungszeit²⁾ ergibt sich eine Reduktion um 60 bis 70 %. Ursache für die hohe Wirksamkeit der Nachtlüftung ist das große Temperaturgefälle zwischen der Kühlluft und den Raumbooberflächen.

1) Weil sich die Zuluftkonfiguration als einziger Simulations-Parameter geändert hat, lassen sich die prozentualen Zuwächse auf Räume mit besserem Sonnenschutz übertragen, wobei dort die absolute Anzahl von Übertemperaturstunden auf einem niedrigeren Niveau liegt.

2) Bis zu 33 % (bei Nachtlüftungs-betrieb) bzw. 55 % (ohne Nachtlüftungs-betrieb) der Überhitzungsstunden treten außerhalb der Nutzungszeit auf.

4.4.2.2 Energiebedarf

Unter Berücksichtigung der solaren Einflüsse auf die Zulufttemperaturen verringert sich der Heizenergiebedarf um ca. 20 %. Der Kühlenergiebedarf steigt hingegen beim verschatteten Lüftungselement um 20 % und beim durchgängig besonnten um 40 % an (vgl. Abb. 344).

Durch die Nachtlüftung reduziert sich der Kühlenergiebedarf je nach Ansaugkonfiguration um 60 bis 70 %. Der im Vergleich zu den Übertemperaturen (3,6 bis 4,9-mal mehr Übertemperaturstunden bzw. 5,9 bis 7,5-mal mehr Übertemperaturgradstunden) vergleichsweise kleine Zuwachs des Kühlenergiebedarfs bei Wegfall der Nachtlüftung (Faktor 2,5 bis 3,2) lässt sich folgendermaßen erklären: Die maschinelle Kühlung begrenzt in den Simulationen zur Ermittlung des Kühlenergiebedarfs die Raumtemperaturen bzw. die Temperaturen der thermischen Speicher auf die Kühlgrenztemperatur von 26 °C. In den Simulationen zur Ermittlung der sommerlichen Raumtemperaturen fehlt eine solche Temperaturbeschränkung, sodass sich der Raum bzw. die thermischen Speicher wesentlich stärker erwärmen, z.T. auf über 30 °C. Während der Nachtlüftung ist dann der Temperaturunterschied zwischen der Kühlluft und den Raumbooberflächen größer als im gekühlten Raum und die Nachtlüftung entsprechend wirkungsvoller.

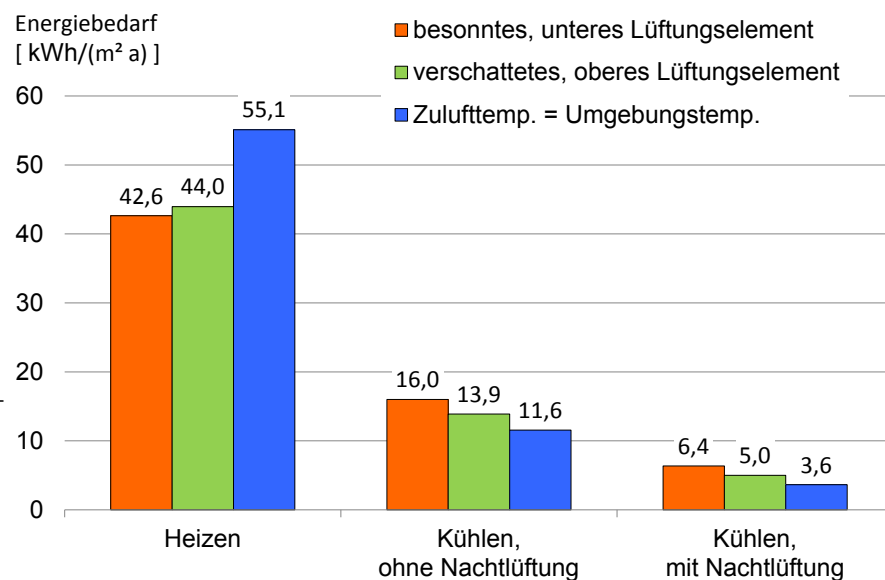


Abb. 344: Heiz- und Kühlenergiebedarf in Abhängigkeit der Ansaug-Konfiguration unter Verwendung der im Jahr 2008 am Campus Haspel gemessenen Wetterdaten. Den Daten liegt eine Heizgrenztemperatur von 21 °C und eine Kühlgrenztemperatur von 26 °C zu Grunde.

4.4.2.3 Fazit

Die thermischen Effekte an der Fassade führen zu einem signifikant wärmeren Raumklima (Zunahme von Übertemperaturgradstunden: 40 bis 65 %). Sie sind daher vor allem bei der Planung passiv gekühlter Gebäude zu berücksichtigen.

4.4.3 Vergleich gebräuchlicher Wetterdatensätze

Im Folgenden werden die Einflüsse unterschiedlicher Wetterdatensätze auf die sommerlichen Raumtemperaturen, den Energiebedarf und die Wirksamkeit der Nachtlüftung untersucht. Dazu werden Simulationsergebnisse auf Basis lokal gemessener Wetterdaten aus 2008 mit denen aus DWD-, Testreferenzjahr- und Meteonorm-Wetterdatensätzen verglichen. Zur Verdeutlichung der Unterschiede wird die Ansaug-Konfiguration mit der größten fassadenseitigen Temperaturbeeinflussung, also die mit dem unteren, durchgängig besonnten Lüftungselement, gewählt (vgl. Abs. 4.4.2).

4.4.3.1 Raumtemperaturen

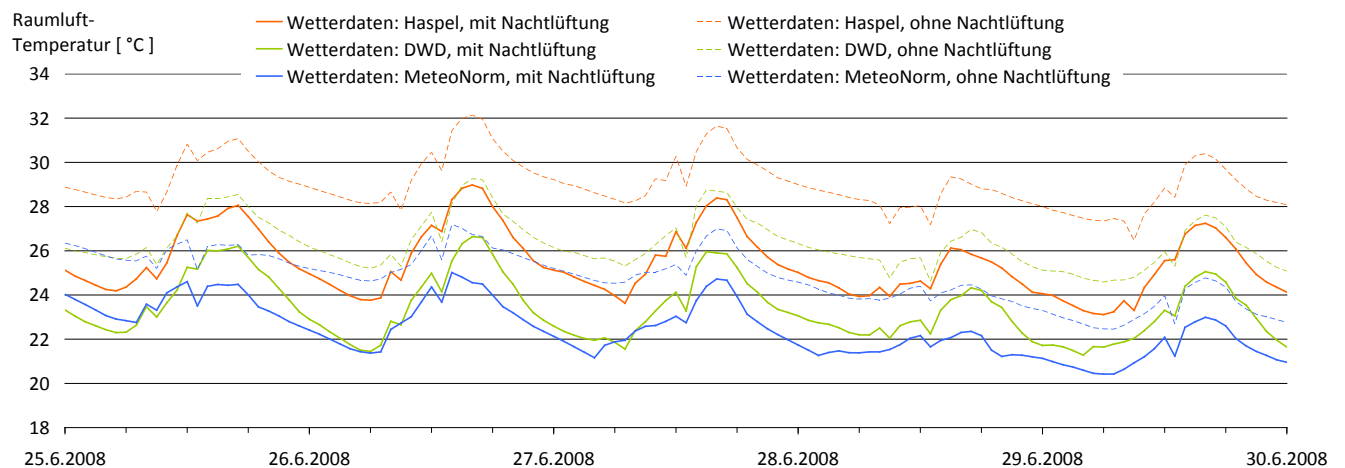


Abb. 345: Zeitliche Verläufe simulierter Raumlufttemperaturen während einer Schönwetterphase: Die unterschiedlichen Wetterdaten für den Standort Wuppertal rufen signifikante Unterschiede in den Raumlufttemperaturen hervor: Die lokal gemessenen Wetterdaten führen zu den höchsten Innentemperaturen. Trotz Nachtlüftungsbetrieb und großer thermischer Schwere des Raumes überschreiten die Höchsttemperaturen an jedem Tag des dargestellten Zeitabschnitts die 26 °C-Grenze um bis zu 3 K. Ohne Nachtlüftungsbetrieb steigen die Raumlufttemperaturen bis auf 32 °C. Mit den DWD-Daten tritt im Nachtlüftungsszenario nur einmal eine kurzzeitige Überschreitung der in den „Technischen Regeln für Arbeitsstätten“ ASR A3.5 [7] empfohlenen Grenztemperatur von 26 °C auf. Die Meteoronorm-Daten prognostizieren für diesen Zeitabschnitt eine etwas kühlere Witterung, sodass die Raumlufttemperaturen stets unter 25 °C bleiben. Die zweimal pro Tag auftretenden „Einbrüche“ in den Temperaturverläufen sind wieder auf erhöhte Luftwechselraten und niedrigere Zulufttemperaturen bei geöffneten Kippfenstern zurückzuführen (Details zur Steuerung: s. Abs. 4.3.5).

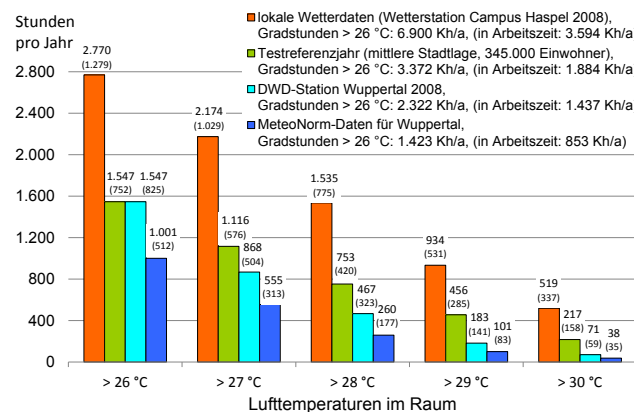


Abb. 346: Anzahl jährlicher Übertemperaturstunden in Abhängigkeit der Wetterdaten. (Der Anteil von Übertemperaturstunden während der Nutzungszeit ist in Klammern ergänzt): **Ohne** Nachtlüftungsbetrieb kommt es mit den lokal im Jahr 2008 gemessenen Wetterdaten zu 85 % bzw. 177 % mehr Stunden mit Raumlufttemperaturen über 26 °C als bei Ansatz der meteorologischen Wetterdaten.

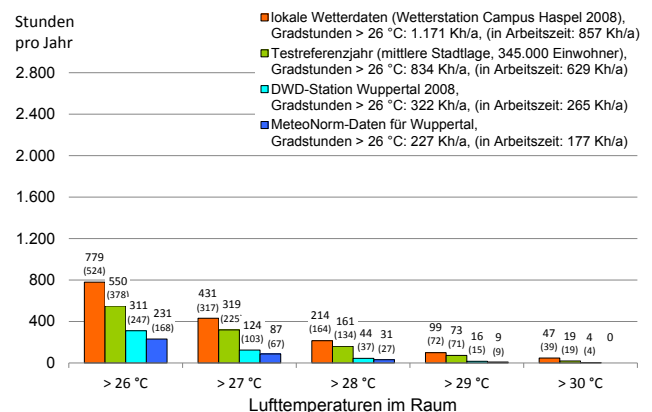


Abb. 347: Wie Abb. 346 jedoch **mit** Nachtlüftungsbetrieb: Aus den lokal gemessenen Wetterdaten ergeben sich 42 % mehr Stunden mit Raumlufttemperaturen über 26 °C als aus den Testreferenzjahrdaten (trotz mittlerem Stadteffekt), 150 % mehr als aus den Daten der DWD-Station Wuppertal und 237 % mehr als aus den Meteoronorm-Daten.

Unabhängig von der Nachtlüftung treten die meisten Übertemperaturstunden bei Verwendung der am Campus Haspel gemessenen Wetterdaten auf. Die Zuwächse gegenüber den auf ein vergleichbares (mittleres) Stadtgebiet adaptierten Testreferenzjahr-Daten betragen 79 % ohne Nachtlüftungsbetrieb bzw. 42 % mit Nachtlüftungsbetrieb. Bezogen auf die Nutzungszeit¹⁾ (Montag bis Freitag, jeweils 8 bis 18 Uhr) liegen die Zuwächse bei 70 % bzw. 39 %. Gegenüber den meteorologischen Wetterdaten (DWD-Station und Meteoronorm) ergeben sich unter Verwendung der lokal Gemessenen insgesamt 1,8 bzw. 3,4-mal mehr Übertemperaturstunden; für die Nutzungszeit liegt die Zuwachsrate bei 1,6 bzw. 3,1. Der Nachtlüftungsbetrieb reduziert die Anzahl von Übertemperaturstunden um ca. 70 %.

¹⁾ Ca. 70 % der Übertemperaturstunden treten während der Nutzungszeit auf.

4.4.3.2 Energiebedarf

Der Heizenergiebedarf ist am Campus Haspel auf Grund des Wärmeinseleffektes am niedrigsten. Ohne diesen Effekt, d.h. mit Messdaten von der DWD-Station, ist der Heizenergiebedarf 33 % höher.

Mit dem Testreferenzjahr-Datensatz ergibt sich, trotz Stadteffekts, der zweithöchste Heizenergiebedarf (vgl. Abb. 348). Dieser ist vor allem auf niedrige Außentemperaturen im Januar und Februar in Verbindung mit hohen Windgeschwindigkeiten zurückzuführen (vgl. Anhang 8.2).

Der Meteororm-Datensatz ist geprägt von sehr niedrigen Umgebungstemperaturen und hohen Windgeschwindigkeiten und ruft so den höchsten Heizenergiebedarf hervor.

Am Campus Haspel führen hohe Umgebungstemperaturen in Verbindung mit niedrigen Windgeschwindigkeiten zu den höchsten Kühlenergiebedarfen. Auf Grund der hohen Raumtemperaturen zeigt sich hier durch den Nachtlüftungsbetrieb die größte Kühlenergieersparnis (-60 %).

Bei Verwendung des Testreferenzjahr-Datensatzes ergibt sich trotz eingearbeitetem Stadteffekt ein Kühlenergiebedarf, der nur 17 % über dem des DWD-Datensatzes liegt. Aus dem Meteororm-Datensatz resultiert erwartungsgemäß der geringste Kühlenergiebedarf.

Durch den Nachtlüftungsbetrieb werden die Kühlenergieverbräuche um 55 bis 68 % gesenkt.

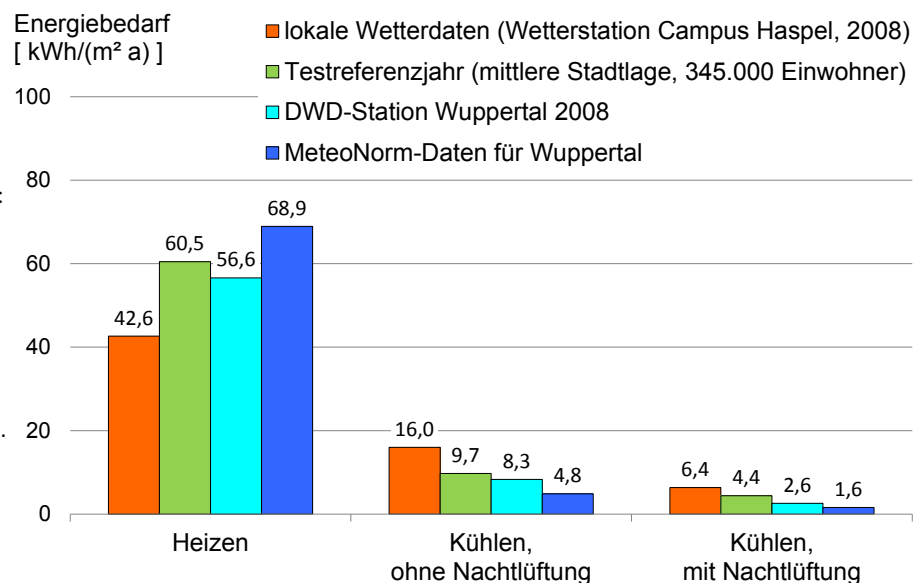


Abb. 348: Heiz- und Kühlenergiebedarf in Abhängigkeit der Wetterdaten: Die höheren Umgebungstemperaturen und die geringeren Windgeschwindigkeiten am Campus Haspel führen gegenüber den aus dem gleichen Zeitraum stammenden DWD-Daten zu einem 25 % niedrigeren Heizenergiebedarf und zu einem 1,9-fach (ohne Nachtlüftungsbetrieb) bzw. 2,5-fach (mit Nachtlüftungsbetrieb) höheren Kühlenergiebedarf. Der Nachtlüftungsbetrieb reduziert den Kühlenergiebedarf je nach Wetterdatensatz um 60 bis 70 %.

4.4.3.3 Fazit

Sowohl die Anzahl zu erwartender Überhitzungsstunden als auch der prognostizierte Heiz- und Kühlenergiebedarf hängen stark von den eingesetzten Wetterdaten ab. Während der Heizenergiebedarf bei Verwendung meteorologischer Daten um bis zu 60 % überschätzt wird, ist der Kühlenergiebedarf unter Verwendung am Gebäudestandort gemessener Wetterdaten bis zu viermal höher.

Werden also bei der Planung eines passiven Kühlsystems für ein Gebäude in eng bebauter Umgebung meteorologische Wetterdaten zu Grunde gelegt, führt dies sehr wahrscheinlich zu einer Unterdimensionierung des Systems. Ohne entsprechende Leistungsreserven werden dann die Raumtemperaturen in Schönwetterphasen signifikant über den Planungstemperaturen liegen.

4.5 Stadteffekt- und Witterungseinflüsse

Ausgehend von den in Abs. 4.4 dargestellten Simulationen wird untersucht, wie sich verschiedene Standorte auf dem Wuppertaler Stadtgebiet in unterschiedlich warmen Jahren auf das thermische und energetische Verhalten des im Abs. 4.3 beschriebenen Büroraums auswirken.

4.5.1 Klimatische Randbedingungen

Basierend auf den Testreferenzjahr-Daten für die Region 5 (Essen), zu der auch Wuppertal gehört, werden Wetterdatensätze für Standorte außerhalb und innerhalb eines Stadtgebietes erzeugt. Die zugehörigen Stadteffekte werden mit einer vom Deutschen Wetterdienst zur Verfügung gestellten Software [65] auf die meteorologischen Wetterdaten des Testreferenzjahrs aufgeprägt. Als Eingangsparameter zur Berechnung des Stadteffekts dienen die Stadtgröße (spezifiziert durch die Einwohnerzahl) und der Standort auf dem Stadtgebiet (Stadtrand, mittleres Stadtgebiet, eng bebaute Innenstadt) (vgl. Abb. 340).

Ein in [67] beschriebener Algorithmus berechnet daraus in Abhängigkeit von Windgeschwindigkeit, Bedeckungsgrad und Tageszeit Temperaturänderungen und addiert diese auf die meteorologischen Lufttemperaturen. Anschließend werden bei unverändertem Wassergehalt die relativen Luftfeuchten an die neu berechneten Lufttemperaturen angepasst.

Weitere Stadtklima-spezifische Parameter, wie die Windgeschwindigkeit¹⁾ oder die absolute Luftfeuchte²⁾, werden nicht verändert.

Um die Vergleichbarkeit zu den vorhergehenden Analysen zu wahren, werden die Parameter zur Berechnung des Stadt- und Höheneffekts an die Situation des Campus Haspel (152 m ü. NN, Stadt mit 345.000 Einwohnern) angepasst. Mit diesen Voreinstellungen werden unter Variation des Stadteffekts Wetterdaten für kalte, mittlere und warme Jahre generiert. Kennzahlen der resultierenden Wetterdatensätze sind Tab. 11 zu entnehmen.

Die Stadteffektstufen rufen vergleichsweise kleine Abweichungen in den Jahresmitteltemperaturen hervor. Die größten Unterschiede zeigen sich zwischen den meteorologischen Daten und dem Stadtrand (0,4 bis 0,6 K) bzw. der mittleren Stadtlage und dem Zentrum (0,2 bis 0,4 K).

Stärker als der Stadteffekt wirkt sich der thermische Charakter eines Jahres aus. Hier liegen die Temperaturunterschiede im Mittel bei 0,8 K. Die Abweichungen der solaren Energieeinträge (< 3,5 %) sind vernachlässigbar. Nicht so die wesentlich geringeren Windgeschwindigkeiten im warmen Jahr.

¹⁾ In Städten sind die bodennahen Windgeschwindigkeiten i.A. niedriger als im Umland. (Details: s. Abs. 4.5.3)

²⁾ Die Messungen am Campus Haspel zeigen, dass bei Regen bzw. beim Abtrocknen von Nässe auf Grund der höheren Lufttemperatur die absolute Luftfeuchte auf dem Stadtgebiet höher ist als an der DWD-Station im Umland. An Tagen mit hohen solaren Energieeinträgen oder geringen Windgeschwindigkeiten ist hingegen der Wassergehalt der Luft auf dem Stadtgebiet niedriger. Die Freisetzung von Wasserdampf bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen auf dem Stadtgebiet kompensiert also nicht die erhöhte Verdunstung von Wasser durch die Vegetation im Umland.

Tab. 11: Kenndaten der Testreferenzjahr-Wetterdaten für eine Stadt mit 345.000 Einwohnern und einer Höhe von 152 m ü. NN aus der Region Essen.

Jahr	Jahresmittel Lufttemperaturen				Jahresmittel	Jahressumme	Jahressumme
	ohne Stadteffekt	Stadtrandlage	mittlere Stadtlage	Zentrum	Windgeschwindigkeit	Globalstrahlung	Diffusstrahlung
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	alle Lagen [m/s]	alle Lagen [kWh/(m ² a)]	alle Lagen [kWh/(m ² a)]
1988 bis 2007							
kaltes Jahr	9,4	9,8	10,0	10,2	3,9	993	693
mittleres Jahr	10,4	10,8	10,9	11,1	3,9	960	686
warmes Jahr	10,8	11,4	11,6	12,0	2,7	984	682

4.5.2 Einflüsse des Stadteffekts auf das Raumklima und den Energiebedarf

Im Folgenden werden die thermischen und energetischen Auswirkungen der in Abs. 4.5.1 diskutierten Stadteffekte verglichen. Dafür wird das gleiche Simulations-Modell wie bei den Analysen zum Einfluss der Wetterdaten (in Abs. 4.4.3) verwendet. So ist ein direkter Vergleich der Ergebnisse möglich.

4.5.2.1 Raumtemperaturen

Wie die Kennzahlen aus Tab. 11 vermuten lassen, sind die Unterschiede zwischen den einzelnen Stadteffektstufen kleiner als zwischen den unterschiedlich warmen Jahren (vgl. Abb. 349 und Abb. 350). Die Anzahl der Übertemperaturstunden ändert sich vom kalten zu den wärmeren Jahren um 35 bis 51 % (Mittelwert: 44 %), wobei die Auswirkungen beim meteorologischen Datensatz am stärksten und in der Zentrumslage am schwächsten ausgeprägt sind. Ähnlich verhalten sich die Übertemperaturgradstunden, allerdings bei höheren Zuwachsraten (103 bis 170 %, Mittelwert: 136 %).

Die aus den Stadteffektstufen resultierenden Unterschiede liegen bzgl. der Übertemperaturstunden zwischen 4 und 25 % (Mittelwert: 10 %) und bzgl. der Übertemperaturgradstunden zwischen 8 und 39% (Mittelwert: 18 %). Dabei zeigen sich im kalten Jahr die größten und im warmen Jahr die kleinsten Unterschiede.

Durch die Nachtlüftung wird die Anzahl von Übertemperaturstunden um 44 bis 85 % (Mittelwert: 65 %) und die Übertemperaturgradstunden um 53 bis 90 % (Mittelwert: 74 %) reduziert. Dabei nehmen die Kühleffekte auf Grund des verringerten Kühlpotentials mit dem Anstieg der Umgebungstemperaturen ab.

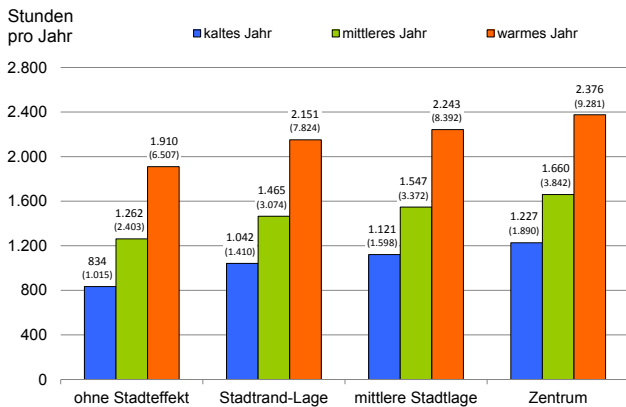


Abb. 349: Anzahl jährlicher Übertemperaturstunden bezogen auf eine Grenztemperatur von 26 °C. (Die zugehörigen Übertemperaturgradstunden sind in Klammern ergänzt): Ohne Nachtlüftungsbetrieb (und ausreichenden Sonnenschutz) treten in warmen Jahren etwa doppelt so viele Übertemperaturstunden auf wie in kalten Jahren.

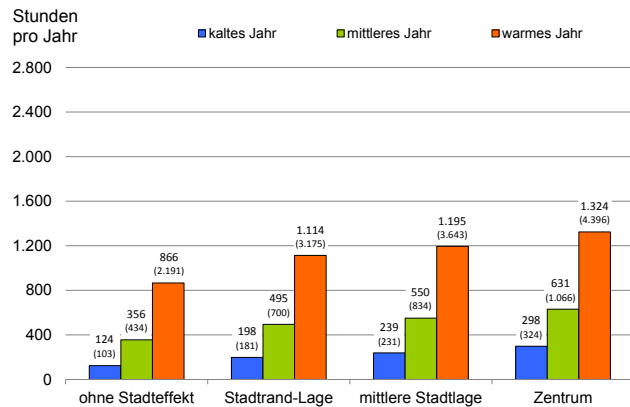


Abb. 350: Wie Abb. 349, jedoch mit Nachtlüftungsbetrieb: In warmen Jahren halbiert sich die Anzahl von Übertemperaturstunden durch die nächtliche Auskühlung, in kalten Jahren kommt es so im Mittel zu einer Reduktion von 80 %.

4.5.2.2 Energiebedarf

Auch hinsichtlich des Kühlenergiebedarfs wirkt sich die Temperaturcharakteristik des Jahres stärker aus als der Stadteffekt (vgl. Abb. 351 und Abb. 352). So ist der Kühlenergiebedarf in einem warmen Jahr ca. 250 % höher als in einem kalten, während er zwischen einem ländlichen Standort und einer Zentrums-lage lediglich um 33 bis 47 % (Mittelwert: 40 %) differiert.

Durch den Nachtlüftungsbetrieb lässt sich der Kühlenergiebedarf um 27 bis 79 % (Mittelwert: 54 %) reduzieren. Dabei profitieren kältere Umgebungen und Jahre stärker von der Nachtlüftung als warme. Die Nachtlüftungseffektivität¹⁾ ist je nach Standort und Jahr zwischen 6 bis 37 % (Mittelwert: 19 %) niedriger als im Umland.

¹⁾ Die Nachtlüftungseffektivität wird hier an der prozentualen Reduktion des Kühlenergiebedarfs gemessen.

Der Heizenergiebedarf ändert sich zwar auch stärker durch den Jahrestypus als durch den Stadteffekt, hier sind die Unterschiede aber deutlich kleiner:

- Heizenergieersparnis in einem warmen Jahr gegenüber einem kalten: nahezu unabhängig vom Stadteffekt 12 %;
- Heizenergieersparnis einer Zentrumslage gegenüber einem ländlichen Standort: ca. 8 %.

Der geringe Anstieg des Heizenergiebedarfs in Verbindung mit dem Nachtlüftungsbetrieb ist hauptsächlich auf Nachtlüftungsvorgänge kurz vor einem Heizbetrieb zurückzuführen. Die dabei abgeführte Wärme steht im ungekühlten Raum als Heizwärme zur Verfügung und reduziert dort den Heizenergiebedarf. Außerdem kommt es vereinzelt auch in der Heizperiode zum (kurzzeitigen) Nachtlüftungsbetrieb, wenn sich der Raum infolge solarer Einstrahlung stark erwärmt hat.

Dieser unnötige Energieaustrag könnte durch die Einbeziehung

- einer Mindestaußentemperatur,
- einer Datumsbegrenzung oder
- einer Wetterprognose

in die Nachtlüftungsregelung vermieden werden.

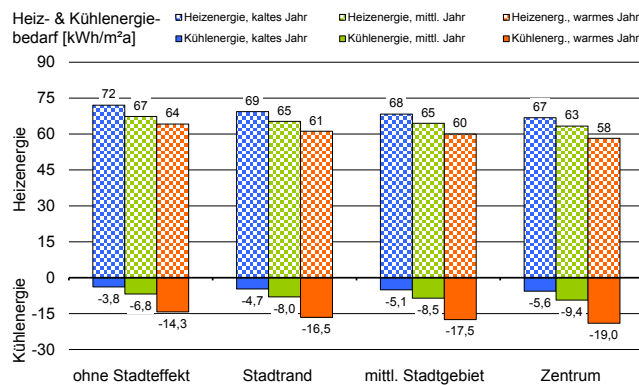


Abb. 351: Flächenspezifischer Heiz- und Kühlenergiebedarf ohne Nachtlüftungsbetrieb.

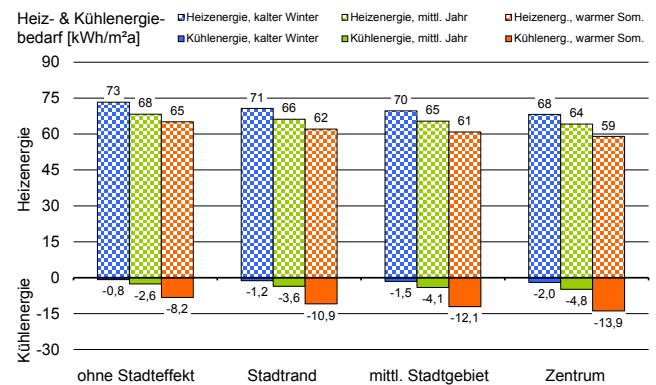


Abb. 352: Flächenspezifischer Heiz- und Kühlenergiebedarf mit Nachtlüftungsbetrieb.

4.5.2.3 Fazit

Auf Grund des Wärmeinseleffekts liegen die Jahresdurchschnittstemperaturen in einer Stadt der Größe Wuppertals je nach Standort zwischen 0,4 und 1,8 K höher als im Umland (vgl. Tab. 11). Der Kühlenergiebedarf ist dadurch auf dem Stadtgebiet zwischen 33 und 47 % höher als bei einem gleichartigen Gebäude im Umland.

Die höheren nächtlichen Umgebungstemperaturen führen auf dem Stadtgebiet zu einer Verringerung der Nachtlüftungseffektivität um 6 bis 37 % (gemessen am Kühlenergiebedarf.)

Der Wärmeinseleffekt hat also signifikante Auswirkungen auf das Raumklima bzw. den Kühlenergiebedarf und ist daher in der Planung zu berücksichtigen.

4.5.3 Einflüsse reduzierter Windgeschwindigkeiten

¹⁾ Lokal können jedoch in Turbulenzbereichen oder als Folge von Kap- und Düseneffekten an entsprechend angeströmten Gebäudekonstellationen erhöhte Windgeschwindigkeiten auftreten (vgl. Abb. 16).

In Städten sind die Windgeschwindigkeiten i.A. niedriger als an meteorologischen Mess-Stellen in freien Lagen¹⁾. Ursache hierfür sind Turbulenzen an Gebäuden, die zum Abbau von kinetischer Energie und damit zu einer Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit führen. Nachströmende Luft gleitet auf die verlangsamte Luft auf und wird so in die Höhe abgelenkt (vgl. Abb. 15). Daher sind in Städten die Windgeschwindigkeiten laut [25] im Jahresmittel bis zu 30 % niedriger und die Häufigkeiten von Windstillen bis zu 20 % höher. Am Campus Haspel wurden in 2008 sogar im Jahresmittel 45 % niedrigere Windgeschwindigkeiten gemessen als an der DWD-Station im Wuppertaler Umland (vgl. Tab. 8). Die reduzierten Windgeschwindigkeiten werden beim Aufprägen des Stadteffekts mittels der Testreferenzjahr-Software außer Acht gelassen.

Im Folgenden wird an Hand der Testreferenzjahrdaten exemplarisch untersucht, wie sich in kalten und warmen Umgebungen eine Reduktion der Windgeschwindigkeiten um 25 und 50 % auf die Raumtemperaturen und den Energiebedarf des Referenzbüros auswirken.

4.5.3.1 Raumtemperaturen

Ohne Nachtlüftungsbetrieb erhöht sich bei Halbierung der Windgeschwindigkeit die Anzahl von Übertemperaturstunden in der kalten Umgebung um 48 %, in der warmen nur um 11 % (vgl. Abb. 353). Die Übertemperaturgradstunden nehmen dabei um 82 % bzw. 17 % zu.

Der Nachtlüftungsbetrieb reduziert die Raumtemperaturen und verkleinert dabei den Temperaturunterschied zur Umgebung. Dadurch verringert sich auch der Anteil konvektiv an der Fassade abgeführter Wärme, wodurch der Windeinfluss kleiner wird. Dementsprechend führt die Halbierung der Windgeschwindigkeit bei Einsatz der Nachtlüftung in der kalten Umgebung nur noch zu einem Anstieg der Übertemperaturstunden um 36 % und in der warmen von 6 %. Die Übertemperaturgradstunden steigen nur um 30 % in der kalten und um 8 % in der warmen Umgebung (vgl. Abb. 354).

Die Ergebnisse aus den Simulationen mit 75 % der im Datensatz hinterlegten Windgeschwindigkeiten zeigen einen leicht überproportionalen Anstieg der Raumtemperaturen gegenüber der Windgeschwindigkeitsabnahme.

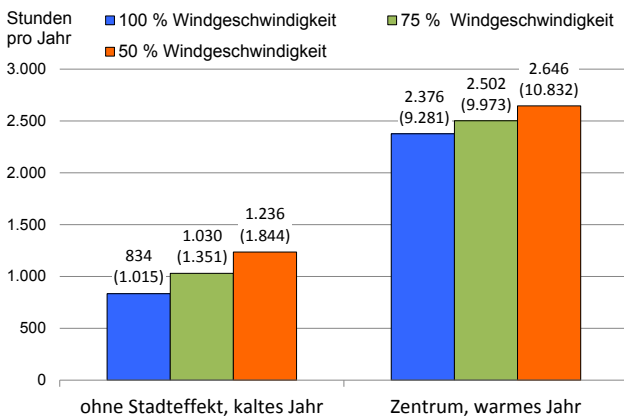


Abb. 353: Anzahl jährlicher Übertemperaturstunden bezogen auf eine Grenztemperatur von 26 °C. Die zugehörigen Übertemperaturgradstunden sind in Klammern ergänzt. Ein Nachtlüftungsbetrieb findet nicht statt.

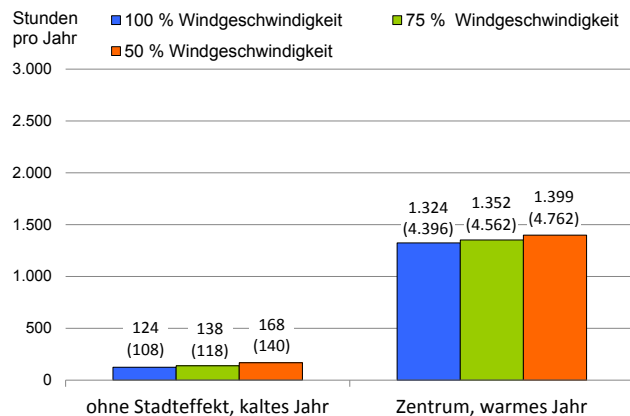


Abb. 354: wie Abb. 353 jedoch mit Nachtlüftungsbetrieb.

4.5.3.2 Energiebedarf

Bei halber Windgeschwindigkeit führt der verminderte Wärmeabtransport an der Fassade zu einer Reduktion des Heizenergiebedarfs um 19 %.

Der Kühlenergiebedarf steigt hingegen ohne einen Nachtlüftungsbetrieb um 45 % in der kalten und um 12 % in der warmen Umgebung. Mit Nachtlüftungsbetrieb liegen die Zuwächse nur noch bei 25 % bzw. 7 %.

Die Simulationsergebnisse zeigen einen minimal überproportionalen Zusammenhang zwischen der Reduktion der Windgeschwindigkeit und der Änderung der Energiebedarfe.

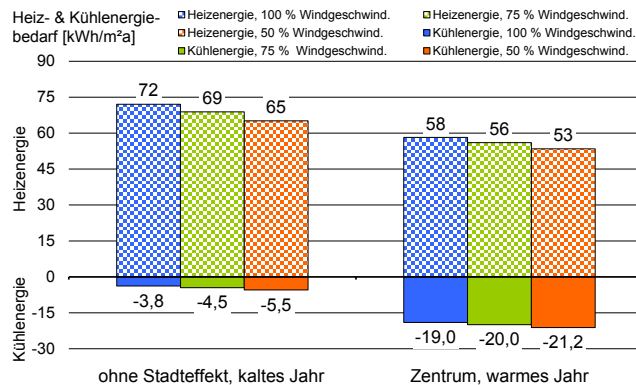


Abb. 355: Flächenspezifischer Heiz- und Kühlenergiebedarf ohne Nachtlüftungsbetrieb.

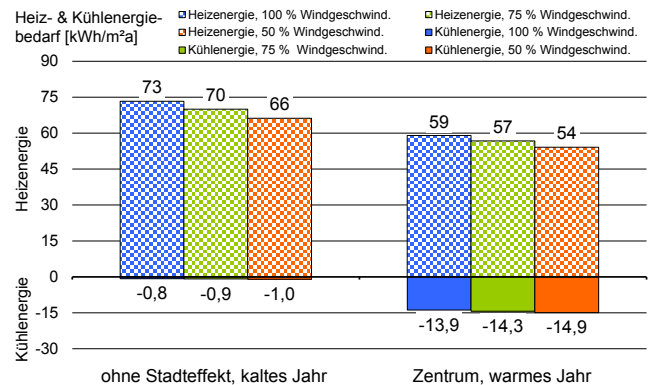


Abb. 356: Flächenspezifischer Heiz- und Kühlenergiebedarf mit Nachtlüftungsbetrieb.

4.5.3.3 Fazit

Verringerte Windgeschwindigkeiten wirken sich vor allem bei großen Temperaturunterschieden zwischen der Umgebung und dem Raum aus. Dementsprechend sind sie vor allem an kühlen Standorten zu berücksichtigen. Auf der sicheren Seite liegend wird empfohlen die Windgeschwindigkeiten für den Kühlfall zu reduzieren und im Heizfall unverändert beizubehalten.

4.6 Auswirkungen des prognostizierten Klimawandels

Abschließend werden die Folgen der globalen Klimaerwärmung auf die Raumtemperaturen und den Energiebedarf von Gebäuden am Standort Wuppertal untersucht. Dazu werden Simulationen mit dem in Abs. 4.3 beschriebenen Raummodell unter Verwendung folgender Wetterdatensätzen durchgeführt:

- Testreferenzjahr-Daten mit unterschiedlich warmer Witterung und variierenden Stadteffekten für den Zeitraum 2021 bis 2050 und
- Meteorologische Datensätze aus der Software Meteonorm 7 für die Jahre 2020, 2030, 2040 und 2050.

4.6.1 Klima-Prognose des Testreferenzjahrs (ohne und mit Stadteffekt)

Analog zu Abs. 4.5.1 werden Testreferenzjahr-Wetterdaten für die Region Essen verwendet, diesmal jedoch eine Prognose für den Zeitraum 2021 bis 2050. Für die Simulationen werden wieder Datensätze eines kalten, mittleren und warmen Jahres an unterschiedliche Standorte auf einem Wuppertal vergleichbaren Stadtgebiet (152 m ü. NN, 345.000 Einwohner) angepasst. In Tab. 12 sind die Kenndaten der Klimaprognose denen des gegenwärtigen Klimas gegenüber gestellt.

Tab. 12: Kenndaten gegenwärtiger und prognostizierter Testreferenzjahr-Wetterdaten für die Region Essen.

Jahr	Jahresmittel Lufttemperaturen				Jahresmittel	Jahressumme	Jahressumme
	ohne Stadteffekt	Stadttrandlage	mittlere Stadtlage	Zentrum	Windgeschwindigkeit	Globalstrahlung	Diffusstrahlung
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	alle Lagen [m/s]	alle Lagen [kWh/(m ² a)]	alle Lagen [kWh/(m ² a)]
1988 bis 2007							
kaltes Jahr	9,4	9,8	10,0	10,2	3,9	993	693
mittleres Jahr	10,4	10,8	10,9	11,1	3,9	960	686
warmes Jahr	10,8	11,4	11,6	12,0	2,7	984	682
2021 bis 2050							
kaltes Jahr	11,2	11,7	11,9	12,2	3,5	1057	694
mittleres Jahr	11,6	12,1	12,4	12,7	3,2	1038	697
warmes Jahr	12,3	12,8	13,1	13,4	3,5	1105	707

Die prognostizierten Jahresmitteltemperaturen sind 1,2 bis 1,8 K höher als die gegenwärtigen. Der Wärmeinseleffekt verstärkt sich im Mittel um 0,1 K, wobei die höheren Windgeschwindigkeiten in warmen Jahren die Temperaturanstiege in Städten im Mittel um 0,1 K reduzieren. Für die Globalstrahlung wird eine Zunahme von 6 bis 12 % prognostiziert, die hauptsächlich auf einer Zunahme von Direktstrahlung beruht.

4.6.1.1 Raumtemperaturen

Durch die höheren Umgebungstemperaturen und die verstärkte solare Einstrahlung steigt die Anzahl von Übertemperaturstunden gegenüber den Wetterdaten aus den Jahren 1988 bis 2007 (vgl. Abb. 349) um 32 bis 145 % (Mittelwert: 75 %). Die Übertemperaturgradstunden erhöhen sich um 46 bis 467 % (Mittelwert: 185 %). Dabei fällt vor allem eine überproportionale Zunahme im kalten Jahr auf (mittlerer Anstieg im kalten Jahr: 1.308 h/a bzw. 5.683 Kh/a; im mittleren Jahr: 1.015 h/a bzw. 4.013 Kh/a; im warmen Jahr: 787 h/a bzw. 3.893 Kh/a).

Die Ursachen liegen im starken Anstieg der Umgebungstemperaturen (+2,3 K), den verringerten Windgeschwindigkeiten (-0,7 m/s bzw. -21 %) und einer Zunahme der solaren Energieeinträge um 11 % in den Monaten Mai bis September (vgl. Anhang 8.4).

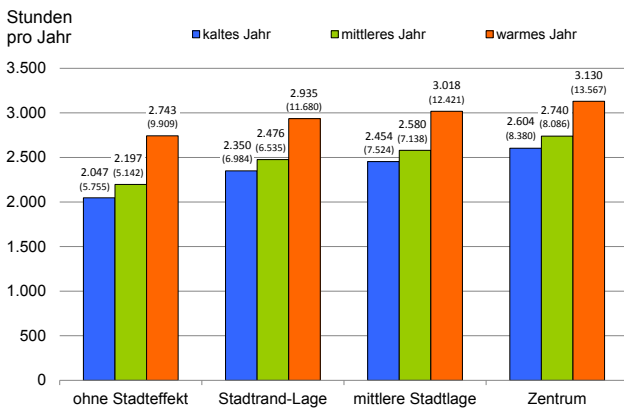


Abb. 357: Anzahl jährlicher Übertemperaturstunden bezogen auf eine Grenztemperatur von 26 °C. Die zugehörigen Übertemperaturgradstunden sind in Klammern ergänzt. Ein Nachtlüftungsbetrieb findet nicht statt.

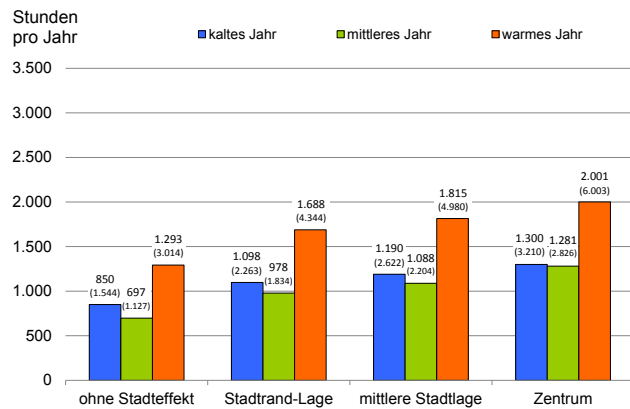


Abb. 358: Wie Abb. 357, jedoch mit Nachtlüftungsbetrieb.

Durch die Nachtlüftung reduziert sich die Anzahl von Übertemperaturstunden um 36 bis 68 % (Mittelwert: 52 %); die Übertemperaturgradstunden sinken um 55 bis 78 % (Mittelwert: 67 %) (vgl. Abb. 357 und Abb. 358).

Beim Nachtlüftungsbetrieb treten im kalten Jahr mehr Übertemperaturstunden bzw. Übertemperaturgradstunden auf als im mittleren Jahr. Hier wirkt sich vor allem die in den Sommermonaten (Mai bis September) im Mittel 5,8 % höhere Globalstrahlung aus. Die im gleichen Zeitraum im Mittel nur 0,2 K niedrigeren Umgebungstemperaturen und die 0,4 m/s höhere Windgeschwindigkeit können diesen Energieeintrag nicht kompensieren.

Dieser Effekt zeigt sich am ungekühlten Raum nicht. Dort führen die höheren Raumtemperaturen zu einem verstärkten Transmissionswärmestrom durch die Fassade, sodass die erhöhte konvektive Wärmeabfuhr an der Fassadenaußenseite bei höheren Windgeschwindigkeiten eine größere Kühlwirkung hat.

4.6.1.2 Energiebedarf

Während der Heizenergiebedarf mit dem wärmer werdenden Klima um 15 bis 25 % (Mittelwert: 19 %) sinkt, nimmt der Kühlenergiebedarf um 42 bis 268 % (Mittelwert: 127,4 %) zu. Ähnlich den Übertemperaturen steigt der Kühlenergiebedarf im kalten Jahr überproportional stark (mittlerer Anstieg im kalten Jahr: 245 %; im mittleren Jahr: 90 %; im warmen Jahr: 47 %). Die Gründe sind die gleichen wie für die Zunahme von Übertemperaturen.

Durch die Nachtlüftung werden die Kühlenergiebedarfe um 26 bis 54 % (Mittelwert: 41 %) gesenkt.

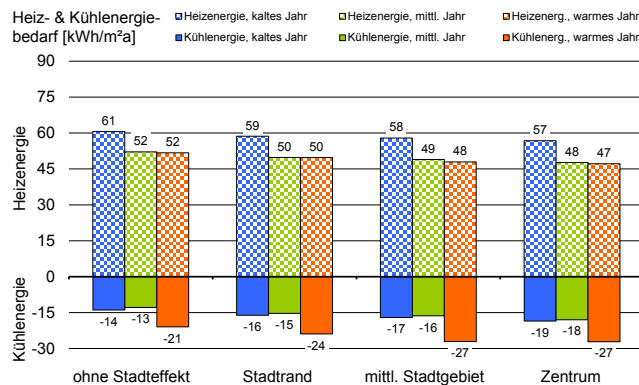


Abb. 359: Flächenspezifischer Heiz- und Kühlenergiebedarf ohne Nachtlüftungsbetrieb.

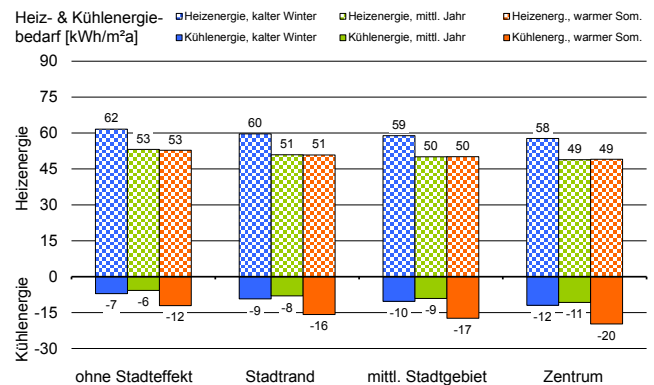


Abb. 360: Wie Abb. 359, jedoch mit Nachtlüftungsbetrieb.

4.6.2 Klima-Prognose von Meteonorm (ohne Stadteffekt)

Neben dem Testreferenzjahr stellt auch die Software Meteonorm 7 [68] orts aufgelöste Daten eines zukünftigen Klimas zur Verfügung.

Die Daten basieren auf den Klima-Modellen des IPCC Reports 2007 [75] und berücksichtigen 3 der 6 IPCC-Emissions-Szenarien. Diesen Szenarien liegen unterschiedliche Annahmen hinsichtlich der ökonomischen, ökologischen, sozialen und technischen Entwicklung der menschlichen Gesellschaft zu Grunde.

Die in Meteoronorm verfügbaren Emissions-Szenarien werden in [76] wie folgt beschrieben:

- **Szenario B1:** „Die B1-Modellgeschichte bzw. -Szenarien-Familie beschreibt eine sich näher kommende Welt, mit der gleichen, Mitte des 21. Jahrhunderts kulminierenden und danach rückläufigen Weltbevölkerung wie in der A1-Modellgeschichte, jedoch mit raschen Änderungen der wirtschaftlichen Strukturen in Richtung einer Dienstleistungs- und Informationswirtschaft, bei gleichzeitigem Rückgang des Materialverbrauchs und Einführung von saubereren und ressourcen-effizienten Technologien. Das Schwergewicht liegt auf globalen Lösungen für eine wirtschaftliche, soziale und umweltgerechte Nachhaltigkeit, einschließlich erhöhter sozialer Gerechtigkeit, aber ohne zusätzliche Klimainitiativen.“
Prognostizierter globaler Temperaturanstieg bis zum Jahr 2100: 1,8 K
- **Szenario A1B:** „Die A1-Modellgeschichte bzw. -Szenarien-Familie beschreibt eine zukünftige Welt mit sehr raschem Wirtschaftswachstum, einer Mitte des 21. Jahrhunderts kulminierenden und danach rückläufigen Weltbevölkerung, und rascher Einführung neuer und effizienterer Technologien. Wichtige grundlegende Themen sind Annäherung von Regionen, Entwicklung von Handlungskompetenz sowie zunehmende kulturelle und soziale Interaktion bei gleichzeitiger substantieller Verringerung regionaler Unterschiede der Pro-Kopf-Einkommen. Die A1-Szenarien-Familie teilt sich in drei Gruppen auf, die unterschiedliche Ausrichtungen technologischer Änderungen im Energiesystem beschreiben. Die drei A1-Gruppen unterscheiden sich in ihrer technologischen Hauptstossrichtung: fossil-intensiv (A1FI), nichtfossile Energiequellen (A1T) oder eine ausgewogene Nutzung aller Quellen (A1B) (wobei ausgewogene Nutzung definiert ist als eine nicht allzu große Abhängigkeit von einer bestimmten Energiequelle und durch die Annahme eines ähnlichen Verbesserungspotentials für alle Energieversorgungs- und -verbrauchstechnologien).“
Prognostizierter globaler Temperaturanstieg bis zum Jahr 2100: 2,8 K
- **Szenario A2:** „Die A2-Modellgeschichte bzw. -Szenarien-Familie beschreibt eine sehr heterogene Welt. Das Grundthema ist Autarkie und Bewahrung lokaler Identitäten. Regionale Fruchtbarkeitsmuster konvergieren nur sehr langsam, was eine stetig zunehmende Bevölkerung zur Folge hat. Die wirtschaftliche Entwicklung ist vorwiegend regional orientiert und das Pro-Kopf-Wirtschaftswachstum und technologische Veränderungen sind bruchstückhafter und langsamer als in anderen Modellgeschichten.“
Prognostizierter globaler Temperaturanstieg bis zum Jahr 2100: 3,5 K

Die zugehörigen Annahmen für CO₂-Emissionen und die resultierenden globalen Temperaturveränderungen sind in Abb. 361 und Abb. 362 dargestellt.

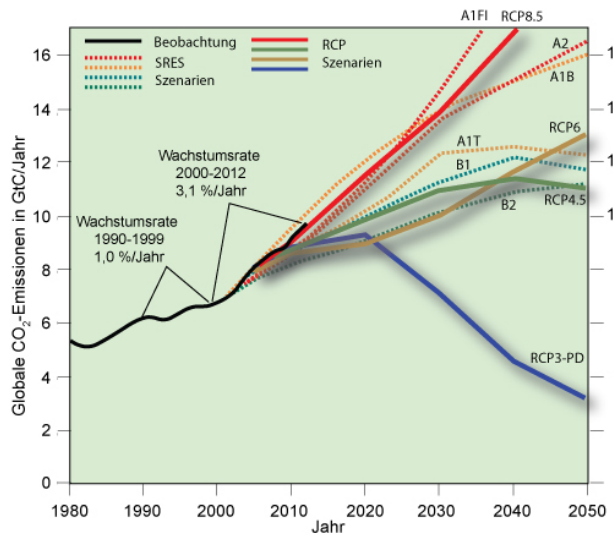


Abb. 361: Beobachtete CO₂-Emissionen bis 2012 und prognostizierte CO₂-Emissionen bis 2050 unter Anwendung verschiedener Emissions-Szenarien. (Bild: [77])

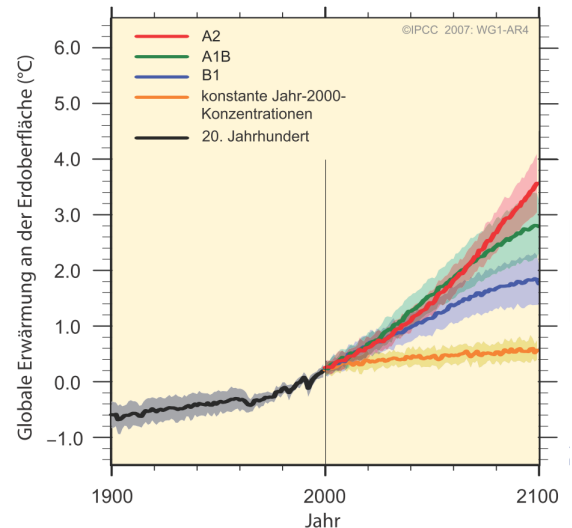


Abb. 362: Prognose des globalen Temperaturanstiegs für verschiedene Emissions-Szenarien bis zum Jahr 2100. (Bild: [76])

Das Aufprägen von Stadteffekten, wie beim Testreferenzjahr, ist in der Meteororm-Software nicht vorgesehen. Vorteil von Meteororm ist eine dekadische Bereitstellung von Klimadaten, sodass die zeitliche Änderung des Klimas erkennbar wird.

Für die folgenden Untersuchungen werden die beiden Extrem-Szenarien B1 (moderater Temperaturanstieg) und A2 (starker Temperaturanstieg) verwendet. Die Kenndaten sind in Tab. 13 denen des gegenwärtigen Klimas gegenübergestellt.

Tab. 13: Kenndaten aktueller und prognostizierter Wetterdaten für den Standort Wuppertal aus der Software Meteororm 7.

Jahr	Jahresmittel Temperatur		Jahresmittel Windgeschwindigkeit	Jahressumme Globalstrahlung		Jahressumme Diffusstrahlung	
	A2 ²⁾	B1 ³⁾	A2 ²⁾ , B1 ³⁾	A2 ²⁾	B1 ³⁾	A2 ²⁾	B1 ³⁾
	[°C]	[°C]	[m/s]	[kWh/a]	[kWh/a]	[kWh/a]	[kWh/a]
heute ¹⁾	9,2		3,5	949		580	
2020	10,2	10,3	3,5	963	963	554	567
2030	10,6	10,5	3,5	962	967	556	549
2040	10,8	10,7	3,5	963	972	562	565
2050	11,2	10,9	3,5	962	976	572	579

¹⁾ Den gegenwärtigen Wetterdaten liegen Temperaturmessdaten aus den Jahren 1991 bis 2010 und Strahlungsdaten aus den Jahren 2000 bis 2009 zu Grunde.

²⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario A2 abgeleitete Wetterdaten.

³⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario B1 abgeleitete Wetterdaten.

In beiden Klima-Szenarien wird bis zum Jahr 2020 ein Anstieg der Jahresmitteltemperatur um ca. 1 K prognostiziert. Auch der weitere Temperaturanstieg verläuft in beiden Szenarien ähnlich. Erst ab dem Jahr 2050 beginnen die Temperaturen im emissionsstärkeren Szenario A2 signifikant stärker zu steigen als im Szenario B1.

Mit einer Temperaturerhöhung um 1,7 K (Szenario B1) bzw. 2,0 K (Szenario A2) bis zum Jahr 2050 ist der Temperaturanstieg am Standort Wuppertal signifikant stärker ausgeprägt als im globalen Durchschnitt. (Der IPCC prognostiziert für diesen Zeitraum eine mittlere globale Temperaturerhöhung von 1,0 K für das Szenario B1 bzw. 1,2 K für das Szenario A2).

Die Windgeschwindigkeiten sind unabhängig vom Emissions-Szenario über den gesamten Prognosezeitraum konstant.

Die solaren Energieeinträge erhöhen sich bis 2020 um 1,5 %, wobei der Direktstrahlungsanteil von 38,9 % auf 42,2 % (Szenario A2) bzw. 41,1 % (Szenario B1) zunimmt. Im weiteren Verlauf bleibt die Globalstrahlung im Szenario A2 nahezu unverändert, während sie im Szenario B1 bis 2050 weiter um 1,3 % steigt. In beiden Szenarios nimmt der Direktstrahlungsanteil ab 2030 wieder leicht ab.

4.6.2.1 Raumtemperaturen

Die kleinen Temperatur- und Globalstrahlungsunterschiede zwischen den beiden Emissions-Szenarien rufen bei identischer Windgeschwindigkeit auch nur geringe Unterschiede bei den Raumtemperaturen hervor. So weichen die Übertemperaturstunden im Mittel nur um 5 % und die Übertemperaturgradstunden um 7 % voneinander ab (vgl. Abb. 363).

Die starke Zunahme von Übertemperaturen (im Mittel 37 %) und Übertemperaturgradstunden (im Mittel 40 %) gegenüber dem heutigen Klima resultiert vor allem aus dem Anstieg der Umgebungstemperaturen.

Die vergleichsweise geringe Häufigkeit von Übertemperaturen im Jahr 2030 beim Szenario B1 ist auf kurze Warmphasen (es folgen maximal 4 Sommertage¹⁾ aufeinander) mit oft großen zeitlichen Abständen zurückzuführen. Durch die Abfolge warmer und kälterer Witterungsphasen kühlen die thermisch schweren Bauteile immer wieder aus und können die Raumtemperaturen so wirksam dämpfen.

Der Nachtlüftungsbetrieb reduziert die Anzahl von Übertemperaturstunden um ca. 74 % und die Übertemperaturgradstunden um 85 % (vgl. Abb. 363 und Abb. 364).

¹⁾ Ein „Sommertag“ zeichnet sich nach meteorologischer bzw. klimatologischer Definition durch Tageshöchsttemperaturen $\geq 25 \text{ }^\circ\text{C}$ aus.

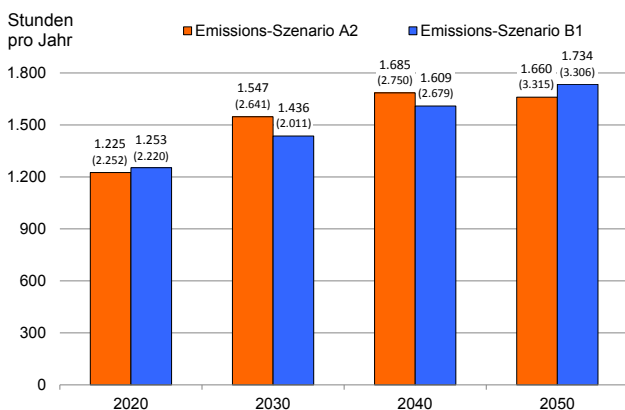


Abb. 363: Anzahl jährlicher Übertemperaturstunden bezogen auf eine Grenztemperatur von 26 °C. Die zugehörigen Übertemperaturgradstunden sind in Klammern ergänzt. Ein Nachtlüftungsbetrieb findet nicht statt. Die Simulationsergebnisse mit heutigen Meteororm-Wetterdaten sind Abb. 346 zu entnehmen.

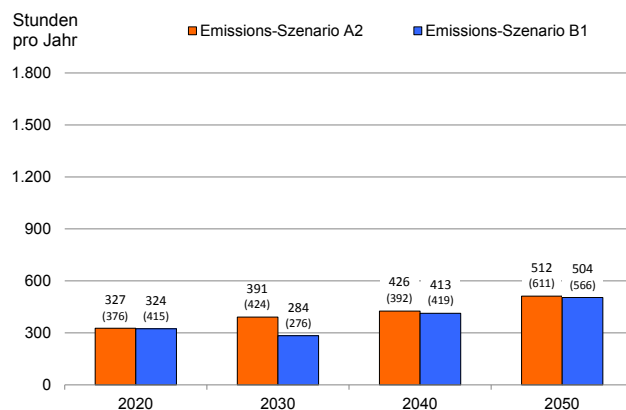


Abb. 364: Wie Abb. 363 jedoch mit Nachtlüftungsbetrieb. Die Simulationsergebnisse mit heutigen Meteororm-Wetterdaten sind Abb. 347 zu entnehmen.

4.6.2.2 Energiebedarf

Der Heizenergiebedarf nimmt im Emissions-Szenario A2 bis 2050 um 15 % ab, während er sich im Szenario B1 lediglich um 2 % verringert (vgl. Abb. 365). Ursache ist hier vor allem der 60 % höhere Temperaturanstieg im Szenario A2. Der Kühlenergiebedarf steigt im Betrachtungszeitraum um ca. 30 %. Dabei zeigen sich zwischen den beiden Szenarien keine signifikanten Unterschiede (abgesehen von der Anomalie im Jahr 2030 beim Szenario B1). Die Nachtlüftung reduziert den Kühlenergiebedarf im Mittel um 62 % (vgl. Abb. 365 und Abb. 366).

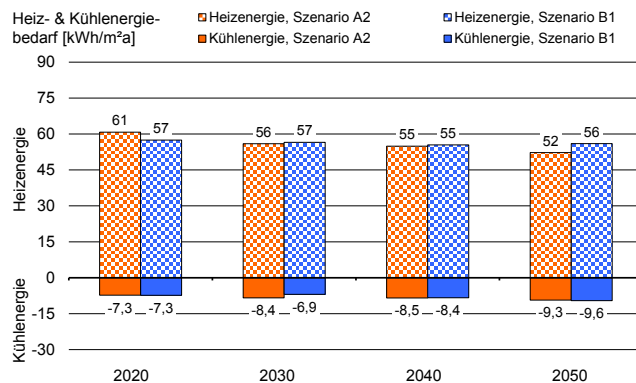


Abb. 365: Kühl- & Heizenergiebedarf ohne Nachtlüftungsbetrieb aus der Klima-Prognose von Meteonorm.

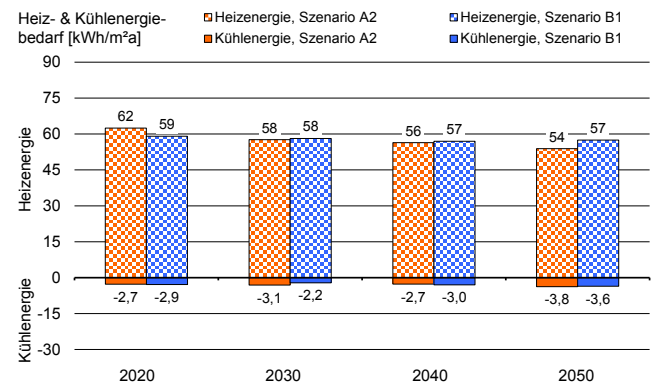


Abb. 366: Kühl- & Heizenergiebedarf mit Nachtlüftungsbetrieb aus der Klima-Prognose von Meteonorm.

4.6.3 Vergleich von Testreferenzjahr- und Meteonorm-Prognose

Die Vorhersage zukünftiger Klimabedingungen ist von großen Unsicherheiten geprägt¹⁾. Der IPCC versucht die Unwägbarkeiten hinsichtlich der von Menschen verursachten Klimaeinflüsse durch 6 Emissions-Szenarien zu berücksichtigen. Im Testreferenzjahr werden Unsicherheiten der Klimaprognose durch die Bereitstellung dreier Datensätzen mit unterschiedlicher Temperaturcharakteristik abgedeckt.

Für den hier untersuchten Standort Wuppertal prognostiziert das Testreferenzjahr einen stärkeren Temperaturanstieg, niedrigere Windgeschwindigkeiten und höhere solare Energieeinträge als die mit IPCC-Klimamodellen arbeitende Meteonorm-Software (vgl. Tab. 12 und Tab. 13). Weil jede dieser drei Klimaänderungen hohe Raumtemperaturen begünstigt, nehmen die Übertemperaturgradstunden mit den Testreferenzjahrdaten um ca. 110 % und mit den Meteonorm-Daten nur um 90 % zu.

In den Testreferenzjahr-Simulationen treten so im Mittel ca. 50 % mehr Übertemperaturstunden und 2,2-mal mehr Übertemperaturgradstunden auf als in den Meteonorm-Simulationen.

Das kühlere Meteonorm-Klima begünstigt die Effektivität der Nachtlüftung. Daher werden hier durch den Nachtlüftungsbetrieb die Übertemperaturstunden um 74 % und die Übertemperaturgradstunden um 84 % reduziert, während es bei Verwendung des Testreferenzjahr-Datensatzes nur 59 % bzw. 73 % sind. Insgesamt ergeben sich aus dem wärmeren Testreferenzjahr-Klima bei Einsatz der Nachtlüftung im Mittel 2,4-mal mehr Übertemperaturstunden bzw. 4,4-mal mehr Übertemperaturgradstunden als aus dem Meteonorm-Datensatz.

¹⁾ Das Klimasystem ist hoch komplex und die Zusammenhänge nur teilweise erforscht. Die Klima-Modelle können daher das Geschehen nur näherungsweise abbilden. Neben den schlecht prognostizierbaren von Menschen verursachten Emissionen, können auch natürliche Rückkopplungen wie z.B. die Änderungen von Meeresströmungen, die Absorption von CO₂ durch vermehrtes Algenwachstum in den Ozeanen oder die Freisetzung von Methan beim Tauen von Permafrostböden bzw. beim Ausgasen unterseeischer Methanhydratlager in erwärmten Ozeanen das Klima stark beeinflussen.

Tab. 14: Vergleich von **Raumtemperatur-Kennwerten** aktueller Klima-Daten mit Klima-Prognosen, **ohne** Nachtlüftungsbetrieb.

Jahr	Testreferenzjahr				Meteonorm			
	1988 - 2007		2021 - 2050		Übertemperatur- stunden		Übertemperatur- gradstunden	
	Übertemperatur- stunden	Übertemperatur- gradstunden	Übertemperatur- stunden	Übertemperatur- gradstunden	A2 ²⁾	B1 ³⁾	A2 ²⁾	B1 ³⁾
	[h/a]	[Kh/a]	[h/a]	[Kh/a]	[h/a]	[h/a]	[Kh/a]	[Kh/a]
kaltes Jahr	834	1.015	2.047	5.755	1.001		1.423	
mittleres Jahr	1.262	2.403	2.197	5.142	1.225	1.253	2.252	2.220
warmes Jahr	1.910	6.507	2.743	9.909	1.547	1.436	2.641	2.011
Mittelwert	1.335	3.308	2.329	6.935	1.685	1.609	2.750	2.679
Änderung gegenüber 1988 - 2007			74 %	110 %	1.660	1.734	3.315	3.306
					Mittelwert	1.519	2.647	
					Änderung zu heute	52 %	86 %	

¹⁾ Temperaturmessdaten aus den Jahren 1991 bis 2010 und Strahlungsdaten aus den Jahren 2000 bis 2009.

²⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario A2 abgeleitete Wetterdaten.

³⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario B1 abgeleitete Wetterdaten.

Tab. 15: Vergleich von **Raumtemperatur-Kennwerten** aktueller Klima-Daten mit Klima-Prognosen, **mit** Nachtlüftungsbetrieb.

Jahr	Testreferenzjahr				Meteonorm			
	1988 - 2007		2021 - 2050		Übertemperatur- stunden		Übertemperatur- gradstunden	
	Übertemperatur- stunden	Übertemperatur- gradstunden	Übertemperatur- stunden	Übertemperatur- gradstunden	A2 ²⁾	B1 ³⁾	A2 ²⁾	B1 ³⁾
	[h/a]	[Kh/a]	[h/a]	[Kh/a]	[h/a]	[h/a]	[Kh/a]	[Kh/a]
kaltes Jahr	124	103	850	1.544	231		227	
mittleres Jahr	356	434	697	1.127	327	324	376	415
warmes Jahr	866	2.191	1.293	3.014	391	284	424	276
Mittelwert	449	909	947	1.895	426	413	392	419
Änderung gegenüber 1988 - 2007			111 %	108 %	512	504	611	566
					Mittelwert	398	435	
					Änderung zu heute	72 %	92 %	

¹⁾ Temperaturmessdaten aus den Jahren 1991 bis 2010 und Strahlungsdaten aus den Jahren 2000 bis 2009.

²⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario A2 abgeleitete Wetterdaten.

³⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario B1 abgeleitete Wetterdaten.

Hinsichtlich des Energiebedarfs zeigen sich ähnliche Unterschiede wie bei den Raumtemperaturkennwerten: Aus den prognostizierten Testreferenzjahr-Daten ergibt sich gegenüber dem heutigen Klima eine mittlere Zunahme des Kühlenergiebedarfs um 91 % ohne bzw. 115 % mit Nachtlüftungsbetrieb. Die verstärkte Zunahme bei Einsatz der Nachtlüftung ist maßgeblich auf den starken Anstieg der Umgebungstemperaturen im kalten Jahr zurückzuführen. Aus den Meteonorm-Daten resultiert hingegen nur ein Kühlenergiezuwachs von 71 % bzw. 88 %.

Für den Prognosezeitraum 2020 bis 2050 ergibt sich aus den Testreferenzjahr-Daten im Mittel ein 1,9-fach (ohne Nachtlüftung) bzw. 2,8-fach (mit Nachtlüftung) höherer Kühlenergiebedarf als beim Meteonorm-Datensatz.

Durch die Nachtlüftung werden im kühleren Meteonorm-Klima 63 % der Kühlenergie eingespart, beim Testreferenzjahr-Datensatz hingegen nur 48 %.

Beide Klimaprognosen zeigen einen Rückgang des Heizenergiebedarfs um 18 bis 19 %. Aus den Meteonorm-Daten ergibt sich dabei gegenüber dem Testreferenzjahr ein ca. 3 % höherer Heizenergiebedarf. Auch der vom Nachtlüftungsbetrieb verursachte Anstieg des Heizenergiebedarfs¹⁾ ist hier mit 3 % geringfügig höher als beim Testreferenzjahr-Datensatz mit 2 %.

¹⁾ Aus dem Nachtlüftungsbetrieb resultierende Anstiege des Heizenergiebedarfs ließen sich durch eine verbesserte Steuerung weitgehend vermeiden (Details: s. Abs. 4.5.2).

Tab. 16: Vergleich von Heiz- und Kühlenergiebedarfen aktueller Klimadaten mit Klima-Prognosen, ohne Nachtlüftungsbetrieb.

Jahr	Testreferenzjahr				Meteonorm			
	1988 - 2007		2021 - 2050		Heizenergie- bedarf		Kühlenergie- bedarf	
	Heizenergie- bedarf [kWh/m ² a]	Kühlenergie- bedarf [kWh/m ² a]	Heizenergie- bedarf [kWh/m ² a]	Kühlenergie- bedarf [kWh/m ² a]	A2 ²⁾ [kWh/m ² a]	B1 ³⁾ [kWh/m ² a]	A2 ²⁾ [kWh/m ² a]	B1 ³⁾ [kWh/m ² a]
kaltes Jahr	72,1	3,8	60,6	13,9	60,8	57,5	7,3	7,3
mittleres Jahr	67,4	6,8	52,1	12,8	55,9	56,5	8,4	6,9
warmes Jahr	64,2	14,3	51,7	20,9	54,9	55,5	8,5	8,4
Mittelwert	67,9	8,3	54,8	15,9	56,2			8,2
Änderung gegenüber 1988 - 2007			-19 %	91 %	-18 %			71 %

¹⁾ Temperaturmessdaten aus den Jahren 1991 bis 2010 und Strahlungsdaten aus den Jahren 2000 bis 2009.

²⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario A2 abgeleitete Wetterdaten.

³⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario B1 abgeleitete Wetterdaten.

Tab. 17: Vergleich von Heiz- und Kühlenergiebedarfen aktueller Klimadaten mit Klima-Prognosen, mit Nachtlüftungsbetrieb.

Jahr	Testreferenzjahr				Meteonorm			
	1988 - 2007		2021 - 2050		Heizenergie- bedarf		Kühlenergie- bedarf	
	Heizenergie- bedarf [kWh/m ² a]	Kühlenergie- bedarf [kWh/m ² a]	Heizenergie- bedarf [kWh/m ² a]	Kühlenergie- bedarf [kWh/m ² a]	A2 ²⁾ [kWh/m ² a]	B1 ³⁾ [kWh/m ² a]	A2 ²⁾ [kWh/m ² a]	B1 ³⁾ [kWh/m ² a]
kaltes Jahr	73,3	0,8	61,6	7,1	62,5	59,1	2,7	2,9
mittleres Jahr	68,3	2,6	53,2	5,7	57,7	58,1	3,1	2,2
warmes Jahr	65,1	8,2	52,8	12,1	56,4	57,0	2,7	3,0
Mittelwert	68,9	3,9	55,9	8,3	57,8			3,0
Änderung gegenüber 1988 - 2007			-19 %	115 %	-18 %			88 %

¹⁾ Temperaturmessdaten aus den Jahren 1991 bis 2010 und Strahlungsdaten aus den Jahren 2000 bis 2009.

²⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario A2 abgeleitete Wetterdaten.

³⁾ Aus dem IPCC-Klimaszenario B1 abgeleitete Wetterdaten.

4.7 Zusammenfassung

Bei Räumen mit dezentraler Außenluftzuführung werden das Raumklima und der Energiebedarf maßgeblich von mikroklimatischen und baukonstruktiven Effekten beeinflusst.

Während normative Anforderungen i.A. Fehlplanungen von Heizungs- und maschinellen Kühlsystemen verhindern, führt die Vernachlässigung der zuvor genannten Einflussgrößen bei passiv gekühlten Gebäuden sehr wahrscheinlich zu einer kaum korrigierbaren Unterdimensionierung des Kühlsystems.

Folgende Aspekte sollten daher bei der Planung bzw. bei der Simulation passiver Kühlsysteme berücksichtigt werden:

Wahl von Wetterdaten

Optimal wären mehrjährige Wetterdaten vom Gebäudestandort. Da solche in der Praxis kaum vorliegen, kann meist nur auf meteorologische Klimadaten zurückgegriffen werden. Diese können von nahegelegenen Wetterstationen bezogen werden oder aus Datenbanken, wie sie z.B. die Firma Meteonorm anbietet. Bei der Verwendung von Meteonorm-Daten ist darauf zu achten, ob ein Messdatensatz vom gesuchten Ort zur Verfügung steht. Ist dem nicht so, generiert die Software synthetische Wetterdaten aus den Messdaten umlie-

gender Stationen. Wie Abs. 4.4.3 zeigt, können dabei große Abweichungen zu den ortsspezifischen Wetterdaten auftreten. Alternativ bzw. wenn ortsaufgelöste Messdaten fehlen, kann das Testreferenzjahr verwendet werden. Dieses enthält Klima-Daten für 15 deutsche Klimaregionen. Durch die Einteilung des Bundesgebietes in Bereiche ähnlicher Klimate sind für jeden Ort in Deutschland hinreichend genaue Klima-Daten verfügbar. Für Sensitivitätsanalysen stehen pro Klimaregion Datensätze eines kalten, mittleren und warmen Jahres zur Verfügung.

Bei großen Höhendifferenzen zwischen der Mess-Stelle und dem Gebäudestandort sind die Daten einer Höhenkorrektur zu unterziehen. (Details sind dem nachfolgenden Absatz „Höheneffekt“ zu entnehmen.)

Zur Beurteilung der (mikro-) klimatischen Bedingungen an (inner)städtischen Standorten sind meteorologische Messdaten schlecht geeignet (vgl. Abs. 4.4). Hier empfiehlt es sich, die Daten durch das Aufprägen von Stadteffekten an das jeweilige Umfeld anzupassen.

(Details sind dem nachfolgenden Absatz „Stadt- bzw. Wärmeinseleffekt“ zu entnehmen.)

Höheneffekt

Mit der Höhe nimmt die Lufttemperatur ab. Daher sollten ab einer Höhendifferenz von 100 m zwischen Mess-Stelle und Gebäudestandort die Temperaturdaten „korrigiert“ werden; für Komfortuntersuchungen oder für die Planung adiabatischer Kühlsysteme korrespondierend auch die relativen Luftfeuchten. Beide Anpassungen sind mit einer Software aus dem Lieferumfang des Testreferenzjahres möglich.

Hier werden zunächst die Lufttemperaturen mittels eines empirischen Algorithmus für die gewünschte Höhe umgerechnet, anschließend wird die relative Luftfeuchte (bei gleichem Wassergehalt) an die geänderte Lufttemperatur angepasst.

(Hinweise zur Nutzung des Software-Tools für Nicht-Testreferenzjahrdaten werden in Abs. 6.8 gegeben.)

Stadt- bzw. Wärmeinseleffekt

Die mikroklimatischen Bedingungen eines Standorts werden durch das nähere und weitere Umfeld beeinflusst. So sind städtische Standorte meist durch einen Wärmeinseleffekt geprägt und weichen insbesondere hinsichtlich der Umgebungstemperaturen und Windgeschwindigkeiten von den Bedingungen an der nächstgelegenen meteorologischen Mess-Station stark ab.

Wärmeinseleffekte lassen sich mit der zuvor genannten Software aus dem Lieferumfang des Testreferenzjahres auf meteorologische Grunddaten aufprägen. Dazu werden die Umgebungstemperaturen entsprechend der gewählten Lage (Stadtrand-, Mittel- oder Innenstadtlage) und der Einwohnerzahl neu berechnet. Wie beim Höheneffekt werden anschließend die relativen Luftfeuchten an die veränderten Lufttemperaturen angepasst.

Die Windgeschwindigkeiten werden von der Software nicht verändert.

(Hinweise zur Nutzung des Software-Tools für Nicht-Testreferenzjahrdaten werden in Abs. 6.8 gegeben.)

Bei den in Abs. 4.4 durchgeführten Untersuchungen bilden die so adaptierten Testreferenzjahr-Daten die Bedingungen am Campus Haspel im durchschnittlichen warmen Jahr 2008 besser ab als alle meteorologischen Datensätze.

Dennoch wird der gemessene Wärmeinseleffekt dieses Standortes unterschätzt. So treten mit den lokalen Wetterdaten (unter Einsatz der Nachtlüftung) ca. 40 % mehr Übertemperaturstunden und ein 46 % höherer Kühlenergiebedarf auf. Ursachen sind das signifikant kühlere Klima in den Testreferenzjahr-Daten und stärkere Kühleffekte durch die im Mittel doppelt so hohen Windgeschwindigkeiten.

Sofern nicht Verschattungseffekte (durch Gebäude oder Vegetation) oder Reflexionen (z.B. an Wasseroberflächen oder Fassaden) eine Anpassung erfordern, können Solarstrahlungsdaten unverändert von meteorologischen Mess-Stationen übernommen werden.

Windgeschwindigkeit

Die erhöhte Bodenrauigkeit führt in Städten in Bodennähe i.A. zu einer Verringerung der Windgeschwindigkeiten. In der Folge reduzieren sich die konvektiven Wärmeübergänge an den Außenflächen von Gebäuden und damit der Wärmeabtransport. Dieser Effekt ist vor allem bei großen Temperaturdifferenzen des Gebäudeinneren zur Umgebung und großen U-Werten relevant. Auf Grund der geringeren Temperaturdifferenzen sind die Windeinflüsse im Sommer kleiner als im Winter. Bei einer Reduktion der Windgeschwindigkeit um 50 % zeigt sich am Musterbüro (unter Verwendung der Nachtlüftung) je nach Umgebungstemperatur eine 10 bis 30 %-ige Zunahme von Übertemperaturgradstunden bzw. eine 7 bis 25 %-ige Zunahme des Kühlenergiebedarfs (vgl. Abs. 4.5.3).

Daher sollten die Windgeschwindigkeiten für die Berechnung sommerlicher Raumtemperaturen oder Kühllasten in städtischen Lagen an die Bebauungsdichte angepasst werden; für Untersuchungen zum Heizbetrieb sollten sie hingegen nicht verändert werden.

Fassadeneffekte

Wird die Frischluft raumweise von der Fassade angesaugt, führen solare Energieeinträge an der Fassade bzw. am Ansauggitter zu einer signifikanten Erwärmung der Zuluft und damit zu erhöhten thermischen Lasten für den Raum. Abs. 4.4.2 zeigt, dass (unter Verwendung der Nachtlüftung) in einem Raum mit besonntem Lüftungselement an einer schwarzen Fassade 19 % mehr Übertemperaturstunden bzw. 28 % mehr Übertemperaturgradstunden auftreten als in einem Raum mit verschatteten Lüftungselement oberhalb eines Fensters. Der Kühlenergiebedarf steigt in der gleichen Situation um 28 %.

Der Vergleich mit Simulationsergebnissen ohne Berücksichtigung der solaren Einflüsse an der Fassade zeigt, dass

- am verschatteten Lüftungselement etwa 40 % aller Übertemperaturen und 28 % des Kühlenergiebedarfs und
- am besonnten Lüftungselement etwa 50 % aller Übertemperaturen und 44 % des Kühlenergiebedarfs

auf Fassadeneinflüsse zurückzuführen sind.

Die Effekte sind also so groß, dass sie bei Simulationen zur Abschätzung des sommerlichen Raumklimas stets berücksichtigt werden sollten.

Abs. 4.3.3 zeigt ein Verfahren, mit dem sich die dafür benötigten Formeln aus Messdaten ableiten lassen. Ferner sind dort auch die hier verwendeten Formeln für ein besonntes und ein verschattetes Lüftungselement angegeben, die sich direkt in Simulationen vergleichbarer baulicher Situationen einbinden lassen.

Klimawandel

Eine sichere Prognose des zukünftigen Klimas ist auf Grund der vielen Einflussfaktoren und Unwägbarkeiten nicht möglich. Dementsprechend weichen auch die heute verfügbaren Klima-Prognosen stark voneinander ab.

Übereinstimmend wird in den Testreferenzjahr- und Meteonorm-Datensätze bis 2050 ein Anstieg der Umgebungstemperaturen (bei Meteonorm um 1,7 bis 2,0 K und beim Testreferenzjahr um 1,2 bis 1,8 K) und eine Zunahme jährlicher Solareinträge (bei Meteonorm um 1,5 bis 2,8 % und beim Testreferenzjahr um 6,5 bis 12,3 %), vorwiegend verursacht durch vermehrte Direktstrahlung, prognostiziert.

Hinsichtlich der Raumtemperaturen ergibt sich daraus, je nach Klima-Prognose, eine Zunahme von Übertemperaturen um Faktor 1,4 bis 15,0 oder eine Erhöhung des Kühlenergiebedarfs um Faktor 1,4 bis 8,8. Die Wirksamkeit der Nachtlüftung nimmt gegenüber dem heutigen Klima etwas ab¹⁾.

Nach Prognose des Testreferenzjahres schwächt sich der Stadteffekt auf Grund höherer Temperaturen im Umland leicht ab²⁾. Dabei liegen die thermischen Lasten jedoch auf 1,5 bis 3,5-fach höheren Niveau als heute.

1) Ursache sind die höheren nächtlichen Außentemperaturen bei gleicher Kühlgrenztemperatur.

2) Durch den stärkeren Anstieg der Temperaturen im Umland verringern sich die raumklimatischen und energetischen Unterschiede zwischen einem Gebäude im Umland und einem gleichartigen im Stadtgebiet.

3) Z.B. können Installationsräume für ein später einzubauendes Kaltwassernetz oder Kondensatableitungen für Lüftungselemente eingeplant werden. Müssen solche Strukturen nachträglich geschaffen werden, ist dies meist mit hohen Kosten und einem großen baulichen Aufwand verbunden.

Sollten sich die Klima-Prognosen bewahrheiten, ist eine rein passive Gebäudekühlung vor allem in städtischen Lagen nur noch mit großem Aufwand und durch Kombination mehrerer Systeme möglich. Alternativ können die passiven Systeme additiv zu einer maschinellen Kühlung eingesetzt werden.

Damit heute erstellte Gebäude auch in Zukunft noch komfortable Raumtemperaturen bieten, sollten Klima-Prognosen bei der Planung berücksichtigt werden. So lassen sich die Kühlsysteme auf die steigenden Anforderungen abstimmen oder bauliche Vorkehrungen treffen, um den Aufwand für spätere Anpassungen des Kühlsystems gering zu halten³⁾.

Steuerung des Nachtlüftungsbetriebs

Bei den Simulationen hat sich infolge des Nachtlüftungsbetriebs eine (geringe) Zunahme des Heizenergiebedarfs gezeigt. Dies ist auf kühlere thermische Speicher im Raum zu Beginn des Heizbetriebs zurückzuführen. Teilweise finden sogar in der Heizperiode (kurze) Nachtlüftungsvorgänge statt (nachdem sich der Raum infolge solarer Einstrahlung so stark erwärmt hat, dass die Einschaltbedingungen erfüllt sind).

Um solche unnötigen Energieausträge zu vermeiden, sollte die Steuerung des Nachtlüftungsbetriebs nicht nur an Grenzraumtemperaturen und Effektivitätskriterien gekoppelt werden, sondern auch die Jahreszeit oder eine Wetterprognose berücksichtigen.

5 Analysen zur Nachtlüftungseffektivität mittels CFD-Simulationen

In diesem Kapitel werden die beim Nachtlüftungsbetrieb ablaufenden Wärmeaustauschprozesse detailliert mit Hilfe von Strömungssimulationen analysiert. Dabei werden die Effektivität und Effizienz verschiedener Zu- und Abström-Varianten verglichen und so günstige Konstellationen identifiziert. Darüberhinaus werden Wärmeübergangskoeffizienten zur Nutzung in thermischen Gebäudesimulationen bestimmt.

5.1 Zielsetzung

Mit Hilfe von Strömungssimulationen werden an einer Musterraumzelle die Entwärmungsprozesse während eines fünfstündigen Nachtlüftungsbetriebs untersucht. Dabei werden die Kühlleistungen verschiedener Lüftungsvarianten bei unterschiedlichen Volumenströmen und Zulufttemperaturen verglichen. Neben der Gesamtwärmeabfuhr aus dem Raum wird ermittelt, wie und wo die Luftströmungen an den einzelnen Raumbooberflächen besonders hohe konvektive Wärmeübergänge hervorrufen. Dabei werden auch die Wechselwirkungen mit dem langwelligen Strahlungsaustausch analysiert. Diese Kenntnisse können bei der Konzeption eines Nachtlüftungssystems helfen, das Kühlpotential optimal zu nutzen.

Darüber hinaus werden Wärmeübergangskoeffizienten angegeben, die sich in thermischen Gebäudesimulationen nutzen lassen.

5.2 Vorgehen

Zu Beginn der Untersuchungen wurde eine dynamische Kopplung der Strömungssimulationssoftware Fluent 6.3 mit der thermischen Gebäudesimulationssoftware TRNSYS 16.1 angestrebt. Ziel war es, in definierten Zeitabständen mittels stationärer Strömungssimulationen sehr präzise konvektive Wärmeübergangskoeffizienten zu errechnen (z.B. einmal pro simulierter Stunde) und diese in der thermischen Gebäudesimulation (bis zur nächsten Strömungsberechnung) für die Berechnung der Auskühlvorgänge zu nutzen. Dieses Verfahren liefert durch die Berücksichtigung einer konkreten Raumgeometrie sowie der zugehörigen Ein- und Ausström-Bedingungen wesentlich genauere Wärmeübergangskoeffizienten als die üblichen formel-gestützten Abschätzungen.

Bei den Untersuchungen zeigte sich, dass die konvektiven Wärmeübergänge an den Bauteiloberflächen sehr inhomogen verteilt sind. An die thermische Gebäudesimulation kann jedoch weder diese Verteilung der Wärmeübergänge¹⁾ noch die dreidimensionale Temperaturverteilung in den Bauteilen übergeben werden; lediglich über die Bauteilfläche gemittelte konvektive Wärmeübergangskoeffizienten können übernommen werden. So resultiert aus den Vereinfachungen beim Datenaustausch ein mit fortschreitender Auskühlung der Bauteile größer werdender Fehler. Die gewünschte Genauigkeit ließ sich so nicht erreichen.

(Instationäre) 2D-CFD-Simulationen liefern nur brauchbare Näherungen, sofern sich Ein- und Ausströmöffnungen (nahezu) über die gesamte Raumbreite erstrecken. Für die in der Praxis üblichen Ein- und Ausström-Situationen, die

¹⁾ Durch eine Segmentierung der Flächen ließe sich eine statische Verteilung der Wärmeübergänge grob annähern, dynamische Änderungen der Wärmestromverteilung lassen sich so jedoch kaum berücksichtigen.

sich auf einen verhältnismäßig kleinen Teil der Raumbreite konzentrieren, prognostizieren 2D-Simulationen überhöhte Wärmeströme. Die hier untersuchten Zu- und Abströmbedingungen führen zu komplexen dreidimensionalen Luftströmungen (vgl. Abb. 367 und Abb. 368), die sich nur mit sehr rechenintensiven instationären 3D-Strömungssimulationen realitätsnah abbilden lassen.

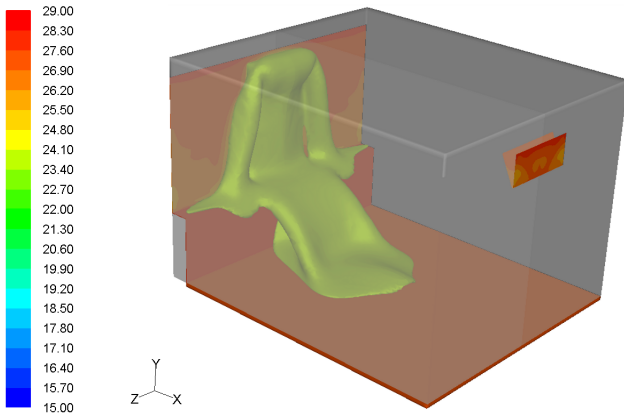


Abb. 367: 24 °C-Isotherme 5 Minuten nach Beginn des Nachtlüftungsbetriebs. (Skala: Temperaturen in °C)

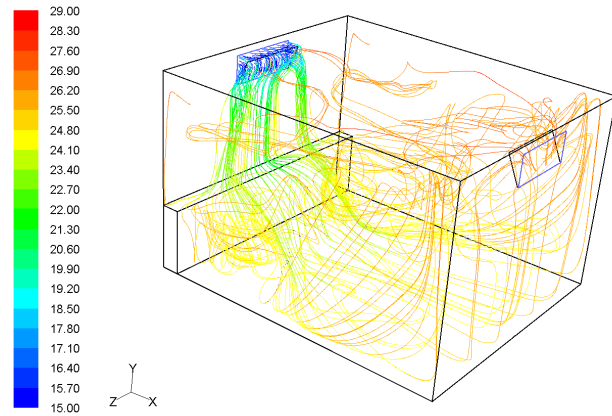


Abb. 368: Zu Abb. 367 korrespondierende Pfadlinien der einströmenden Luft. (Skala: Temperaturen in °C)

¹⁾ Strukturierte Netze weisen i.d.R. weniger Zellen und eine bessere Netzqualität auf, sind aber wesentlich aufwändiger zu erstellen.

Um die Rechenzeiten der Simulationen möglichst kurz zu halten, werden

- so weit wie möglich strukturierte Berechnungsnetze¹⁾ verwendet,
- die Symmetrieeigenschaft des abgebildeten Raumes ausgenutzt und
- die Zeitschrittweiten sowie die Anzahl von Iterationen pro Zeitschritt über den Simulationsverlauf variiert.

Basierend auf einer Musterraumzelle werden Simulations-Modelle mit unterschiedlichen Zu- und Abluftkonfigurationen entwickelt. Die Vernetzung der Raumgeometrien wird bei Test-Simulationen optimiert, bis eine Netzunabhängigkeit der Simulationsergebnisse gewährleistet ist. Ferner werden Test-Simulationen genutzt, um diverse Simulations-Parameter zu optimieren.

Anschließend werden Nachtlüftung-Simulationen mit unterschiedlichen Luftvolumenströmen und Zulufttemperaturen durchgeführt. Die Ergebnisse werden grafisch dargestellt und verglichen.

In der zur Verfügung stehenden Lizenzlaufzeit konnten folgende Fragestellungen nicht mehr untersucht werden:

- Wie beeinflussen variierende Raumgrößen (insbesondere hinsichtlich der Raumtiefe und -breite) die Entwärmungsprozesse?
- Wie skaliert die Entwärmungsleistung bei sechs- und achtfachem stündlichen Luftwechsel bei den verschiedenen Lüftungsvarianten? (Exemplarisch ist eine solche Untersuchung jedoch an einem der Raummodelle durchgeführt worden.)
- Wie wirkt sich eine (beispielhafte) Möblierung auf die Luftströmungen im Raum und dessen Entwärmung aus?

5.3 Funktionsweise von Strömungssimulationen

Die meisten strömungsmechanischen Probleme lassen sich nicht in geschlossener Form (exakt) lösen. In diesen Fällen wird auf die numerische Strömungsmechanik (englisch: Computational Fluid Dynamics, kurz „CFD“) zurückgegriffen, die diese Probleme mit Hilfe numerischer Näherungsverfahren approximativ löst. Dazu wird der vom Fluid eingenommene Raum diskretisiert, d.h. in kleine Zellen einfacher Struktur (wie Drei- und Vierecke im zweidimensionalen bzw. Tetraeder, Hexaeder und Polyeder im dreidimensionalen Anwendungsfall) zerlegt. Weil der diskretisierte Raum in der grafischen Darstellung eine netzartige Struktur aufweist, wird von einem Berechnungs-Netz (englisch „Grid“) gesprochen.

Für jede Zelle des Berechnungsnetzes werden bei der Simulationsrechnung iterativ Zustandsgrößen wie Druck, Strömungsgeschwindigkeit, Dichte, Temperatur etc. berechnet. Die bei dieser Arbeit verwendete Software „Fluent 6.3“ setzt dafür die Finite-Volumen-Methode (FVM) ein. Bei der FVM werden die Zustandsgrößen für das Zentrum der jeweiligen Zelle berechnet (woraus sich hohe Anforderungen an die Zellgeometrie ableiten). Die strömungsmechanischen Berechnungen erfolgen durch das Lösen der Navier-Stokes-Gleichung. Zur Berücksichtigung energetischer Effekte, wie Wärmeübergänge oder Strahlungsabsorption im Fluid, werden entsprechende Energie-Terme in die Berechnungen eingekoppelt.

Turbulenz-Modellierung

Kleinskalige Verwirbelungen können bei hinreichend feiner Diskretisierung direkt abgebildet werden. Diese entsprechend „Direkte Numerische Simulation“ (DNS) genannte Methode ist jedoch extrem rechenaufwändig und daher auf einfache Problemstellungen beschränkt.

Üblicherweise wird ein sog. Turbulenz-Modell verwendet, um den Rechenaufwand (stark) zu reduzieren bzw. um komplexe Modelle abbilden zu können. Es gibt verschiedene Turbulenz-Modelle, die mit jeweils eigenen Ansätzen versuchen, kleinskalige Turbulenz-Effekte auf vergleichsweise grobmaschigen Netzen abzubilden.

Weitergehende Informationen zur Turbulenz-Modellierung sind z.B. in [80] zu finden.

Vor- und Nachteile von Strömungssimulationen

Der Vorteil von Strömungssimulationen gegenüber thermischen Gebäudesimulationen besteht in der (wesentlich höheren) räumlichen Auflösung und einer deutlich detaillierteren Abbildung thermodynamischer Vorgänge. Während eine thermische Gebäudesimulation i.d.R. mit nur einem „Rechenknoten“ pro Raum arbeitet (vgl. Abs. 4.2), ist die Anzahl von Zellen in der Strömungssimulation prinzipiell nur von den Hardware-Ressourcen und der zur Verfügung stehenden Rechenzeit abhängig.

Besonders deutlich zeigen sich die Unterschiede zwischen den beiden Simulationsarten bei der Berechnung von konvektiven Wärmeübergängen an Bauteiloberflächen: Während diese bei Strömungssimulationen quasi automatisch unter Berücksichtigung des Strömungsfeldes orts aufgelöst berechnet werden¹⁾, werden sie in thermischen Gebäudesimulationen i.d.R. nur vergleichsweise grob abgeschätzt (vgl. Abs. 4.2).

Die hohe Abbildungsgenauigkeit in Strömungssimulationen ist jedoch mit einem sehr aufwändigen Modellierungsprozess und extrem langen Rechenzeiten verbunden. Zum Vergleich: Während eine Jahressimulation des Muster-

¹⁾ Eine genaue Berechnung der Wärmeübergänge setzt ein entsprechend strukturiertes Berechnungsnetz und ein dazu passendes Turbulenz-Modell voraus.

raums aus Abs. 4 auf einem (mit 3 GHz getakteten) Prozessorkern ca. eine Stunde dauert, benötigt der gleiche Computer bei Nutzung zweier Prozessorkerne für die diesem Kapitel zu Grunde liegenden Strömungssimulationen eines fünfstündigen Nachtlüftungsbetriebs je nach Modell zwischen einer und vier Wochen Rechenzeit.

Die hoch-detaillierte Abbildung thermodynamischer Effekte erfordert auch die Wahl geeigneter Simulations-Parameter (wie Turbulenz-Modell, Wand-Modell, Strahlungs-Modell etc.) und vor allem ein Berechnungsnetz, das (bei guter Zell-Qualität) an die abzubildenden physikalischen Effekte angepasst ist.

Ein CFD-Simulationsmodell zu entwickeln, das allen Ansprüchen gerecht wird, ist daher hoch komplex und fehleranfällig.

5.4 Modell-Entwicklung

Die meisten der hier untersuchten Modelle weisen eine ähnliche Grundstruktur auf (gleiche Raumgeometrie und identische Breiten der Ein- und Ausströmflächen). Daher wurde ein Grundschema zur semi-strukturierten Vernetzung entwickelt (s.u. „Basis-Raummodell“). Die Ein- und Ausströmbereiche werden modellabhängig angepasst.

Bei Modell 4 muss auf Grund der stark unterschiedlichen Struktur von Ein- und Ausströmflächen (Zuluftelement und Teller-Abluftventil) von diesem Schema abgewichen und ein unstrukturiertes Netz verwendet werden.

5.4.1 Basis-Raummodell

Struktur des Modellraums

Die CFD-Untersuchungen werden an einer Raumzelle mit folgenden Abmessungen durchgeführt:

- Länge: 4,00 m
- Breite: 3,60 m
- Höhe: 2,70 m

Die geringe Raumgröße hat den Vorteil, dass die Rechennetze relativ wenige Zellen aufweisen und damit die Rechenzeiten entsprechend kurz sind. Nur so waren die hier dargestellten Untersuchungen in der Lizenzlaufzeit bzw. mit den zur Verfügung stehenden Hardware-Ressourcen durchführbar.

Die Fassade ist als Band-Fassade mit einer thermisch schweren Brüstung ausgebildet. Um Wärmeabflüsse eindeutig der Nachtlüftung zuordnen zu können, werden alle Außenflächen des Modells als adiabatisch angenommen.

Den Ein- und Ausströmöffnungen sowie den Oberflächen der Ein- und Ausströmzonen wird zur Vermeidung von Strahlungs-Wärmeaustauschen eine Emissivität von $\epsilon = 0$ zugeordnet, für die Raumboflächen gilt $\epsilon = 0,9$.

Die Wände werden als masselos angenommen. Die thermischen Speicher weisen folgende Eigenschaften auf:

Decke: Die Decke besteht aus einer unverputzten, 25 cm starken Betonplatte; (wärmeleitende) Stahlarmlierungen sind nicht abgebildet. Durch die Dämmwirkung einer aufliegenden Trittschall- oder Außendämmung bei realen Deckenkonstruktionen entsteht durch die adiabatischen Außenflächen nur ein geringer Fehler.

Boden: Den Boden bildet eine 5 cm starke Estrichplatte mit schwimmender Lagerung. Weil eine Trittschalldämmung die angrenzende Betonplatte vom Estrich thermisch entkoppelt und selber keine nennenswerte thermische Schwere aufweist, schließt das Modell nach unten mit der Estrichschicht ab.

Brüstung: Eine massive Brüstung erhöht bei geringem Aufwand die thermische Speicherkapazität eines Raumes. Daher wird hier eine aus Kalksandstein bestehende Brüstungskonstruktion abgebildet. Weil eine Außendämmung Wärmeab- und Zuflüsse stark reduziert, ergibt sich aus der adiabatischen Außenfläche nur ein kleiner Fehler.

Vernetzung

Die Vernetzung des Raummodells erfolgt semi-strukturiert: Die Symmetrieebene des Raumes (Längsschnitt) wird unstrukturiert zweidimensional vernetzt und das so entstandene 2D-Netz anschließend in Raumbreitenrichtung extrudiert. Durch die strukturierte Vernetzung in Extrusionsrichtung besteht das gesamte 3D-Netz aus Prisma-Zellen.

Grenzschicht-Adaption

Die Güte der berechneten konvektiven Wärmeübergänge hängt stark von einer realitätsnahen Abbildung der wandnahen Strömungsverhältnisse ab. Daher werden die Grenzschichten an den Oberflächen der thermischen Speicher mit sog. „Boundary Layern“ so fein aufgelöst, dass das eingesetzte Wand-Modell bei den zu erwartenden Strömungsgeschwindigkeiten die Strömungsverhältnisse sehr gut abbildet¹⁾.

¹⁾ Unter der Maßgabe, dass (beim verwendeten Wandmodell) die sog. y^+ -Werte kleiner als 4 sein sollen, lässt sich unter Abschätzung der wandnahen Strömungsgeschwindigkeit und einiger Stoffdaten des Fluids die Höhe der wand nächsten Zelle berechnen. Bei den Nachbarschichten nimmt die Zellhöhe mit jeder Ebene um 20 % zu.

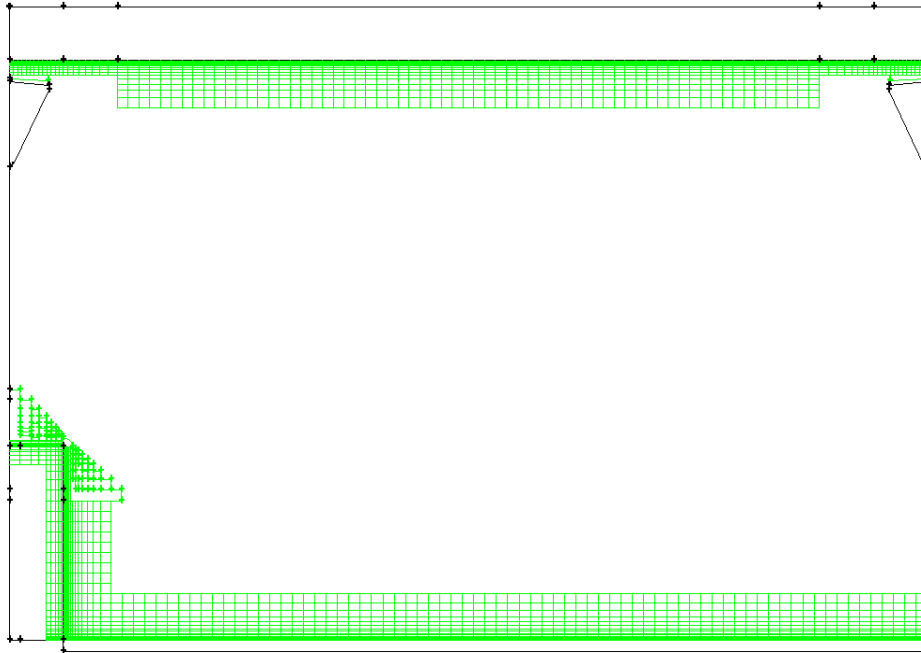


Abb. 369: Boundary-Layer (grün) in Modell 1.

Vernetzung der Fluid- und Solid-Volumina

Die Ein- und Ausströmzonen sowie das Luftvolumen des abgebildeten Büroraums werden mit einem unstrukturierten Netz aus Viereckszellen vernetzt, die (dreieckigen) Öffnungsbereiche der Oberlichtklappen mit einem unstrukturierten Netz aus Dreieckszellen. Areale, in denen starke Strömungsänderungen (vor allem Richtungsänderungen) zu erwarten sind (hauptsächlich in den Öffnungsbereichen der Oberlichtklappen sowie in den Umströmungsbereichen

der Brüstung), werden feiner diskretisiert. Die Übergänge zu den größeren Zellen im Raum bzw. in der Ein- und Ausströmzone werden mit Wachstumsfunktionen, sog. „Sizing Functions“, beschrieben.

Die wärmespeichernden Massivbauteile (Decke, Brüstung und Estrichschicht) werden mit Rechteckzellen strukturiert vernetzt.

Bei der Netzgenerierung wurde stark auf eine hohe Netzqualität geachtet. (Die zu Grunde liegenden Kriterien werden im nachfolgenden Abschnitt beschrieben.)

Nach der Erstellung eines qualitativ hochwertigen 2D-Netzes wird dieses wie eingangs beschrieben über die Raumbreite extrudiert.

Qualitätskriterien

Die Genauigkeit der Simulationsergebnisse und die Konvergenzgeschwindigkeit hängen neben der Netzanpassung an das Strömungsfeld auch von der sog. „Netz-Qualität“ ab [87]. Diese leitet sich aus den Geometrien der einzelnen Zellen (d.h. aus den Abweichungen gegenüber einer idealen Zelle des jeweiligen Typs) und aus den Größenabweichungen benachbarter Zellen ab. Für die Entwicklung qualitativ hochwertiger Netze wurden bei der Netzgenerierung folgende Kriterien berücksichtigt bzw. überprüft:

- **Winkel-Kriterium:** Die Zellränder sollen bei Viereckszellen möglichst einen 90°-Winkel und bei Dreieckszellen möglichst einen 60°-Winkel bilden. Je stärker der größte bzw. kleinste Winkel einer Zelle vom Idealwinkel abweicht, desto „verzerrter“ ist die Zelle. Dies wird mit dem sog. „EquiAngle Skew“-Kriterium beschrieben. Die EquiAngle Skewness sollte bei möglichst vielen Zellen nahe null (weitgehend unverzerrte Zellen) und bei keiner über 0,85 (stark deformierte Zelle) liegen [87].
- **Größen-Kriterium:** Für Dreiecks- bzw. Tetraeder-Zellen ist vornehmlich die sog. „EquiSize Skew“-Kennzahl relevant. Diese Kennzahl setzt die vorhandene Zellgröße in Relation zur Größe einer idealen Zelle mit gleichem Umkreis. Dadurch lassen sich „flache“ bzw. „hohe“ Zellen feiner differenzieren als mit dem zuvor beschriebenen Winkel-Kriterium.
- **Seiten-Verhältnis:** Das Verhältnis von Zelllänge zu Zellhöhe soll 50:1 nicht überschreiten. Dies ist insbesondere bei der Gestaltung der (sehr flachen) wand nächsten Zellen der Boundary-Layer zu beachten.
- **Größen-Differenz:** Die Flächen (bei 2D-Netzen) bzw. Volumen (bei 3D-Netzen) benachbarter Zellen sollen um maximal 20 % voneinander abweichen. Dies ist insbesondere bei der Anwendung von Wachstumsfunktionen (sog. „Sizing Functions“) zu berücksichtigen.

Ein- und Ausström-Zonen

Fluid-Strömungen wird an der Einlass-Fläche (Inlet) eine Richtung aufgeprägt. Dadurch können insbesondere die Strömungen in engen Räumen, wie z.B. im unteren (dreieckigen) Bereich der Oberlichter oder der Kippfenster, stark beeinflusst werden.

Um hier die Strömungsverhältnisse realitätsnah, also frei von Vorprägungen, abzubilden, wird ein Ausschnitt des Außenlufttraums mit abgebildet. Dafür

wurden verschiedene Geometrien getestet (vgl. Abb. 370). Die final gewählte führt zwar zu einer deutlichen Vergrößerung des Rechnetzes, bildet aber das bei Rauchversuchen gefundene Strömungsbild am besten ab und verbessert zudem das Konvergenzverhalten. So wird der Mehraufwand für die Berechnung eines größeren Netzes teilweise durch die Reduzierung der pro Zeitschritt benötigten Iterationen kompensiert.

Treten an den Auslassflächen Rückströmungen auf, wird der einströmenden Luft ebenfalls eine Richtung vorgegeben. Test-Simulationen haben gezeigt, dass dieser Effekt bei kleinen Auslassflächen (wie an den Oberlichtern) keinen nennenswerten Einfluss auf das Strömungsfeld im Raum hat.

Bei großen und insbesondere hohen Ausströmflächen, wie z.B. einer Türöffnung, kommt es durch temperaturbedingte Dichteunterschiede zu großen Rückströmungen. Um diese Effekte abbilden zu können, ist beim Modell 2 neben der Einström- auch eine Ausströmzone (Hälfte des Korridors) modelliert.

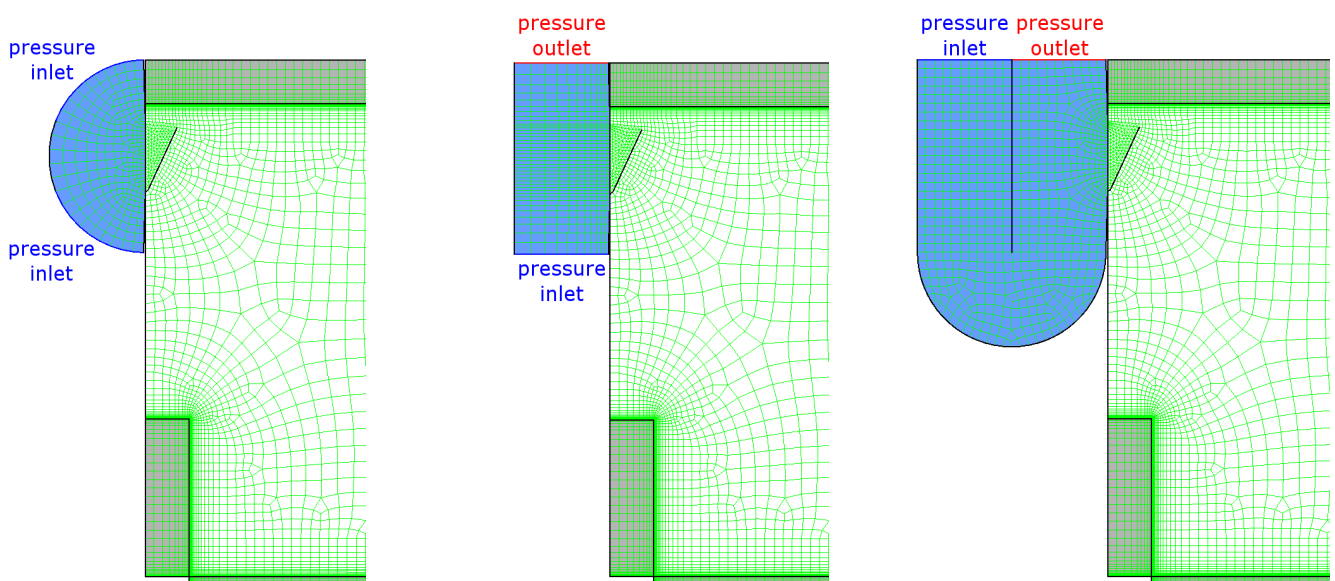


Abb. 370: Bei Test-Simulationen untersuchte Einström-Zonen: Mit Hilfe der Einströmzone wird der Zuluftöffnung von unten kühle Außenluft zugeführt, während ausströmende warme Raumluft die Einströmzone nach oben verlassen kann. Bei der links und vereinzelt bei der im mittleren Bild dargestellten Version bilden sich vertikale Strömungen („Fallwinde“) aus. Die rechts dargestellte Variante ist auf Grund der Ein- und Ausströmöffnung auf gleicher Höhe davon nicht betroffen und wird daher verwendet.

Möblierung

Eine Möblierung wird bei den Simulationen nicht berücksichtigt. Zum einen gibt es eine Vielzahl von Möblierungsvarianten, die auf unterschiedliche Weisen die Luftströmungen und den Strahlungswärmeaustausch im Raum beeinflussen. Zum anderen wäre bei einer Integration von Möbeln die semi-strukturierte Vernetzung nicht mehr möglich. Eine entsprechend angepasste unstrukturierte Vernetzung hätte die Anzahl von Zellen und die Rechenzeiten vervielfacht (vgl. Abs. 5.4.5).

Eine geplante Vergleichs-Simulation mit einer exemplarischen Möblierung zur Abschätzung des Einflusses von Möbeln konnte in der Lizenz-Laufzeit der CFD-Software nicht mehr realisiert werden.

Symmetrie

Weil der Raum zur Längsachse symmetrisch ist, wird in den Simulationen nur eine Raumhälfte abgebildet und die andere symmetrisch ergänzt. Dies halbiert die Rechenzeit und den Ressourcenbedarf.

5.4.2 Modell 1: Oberlichter als Zu- und Abströmöffnung

Die Raumgeometrie und Vernetzung wird vom Basis-Modell übernommen. Die Luftzuführung erfolgt durch ein über dem Mittelfenster angeordnetes Oberlicht. Dieses ist 1 m breit, 40 cm hoch und weist einen Öffnungswinkel von 27° bzw. eine Öffnungsweite von 18 cm auf.

Die Absaugung der Raumluft erfolgt durch ein identisches Oberlicht auf der Raumrückseite in den angrenzenden Korridor¹⁾ oder ein Atrium.

¹⁾ Korridore als Abluftkanäle zu nutzen ist sehr energieeffizient, weil die großen „Kanal“-Querschnitte sehr geringe Druckverluste verursachen.

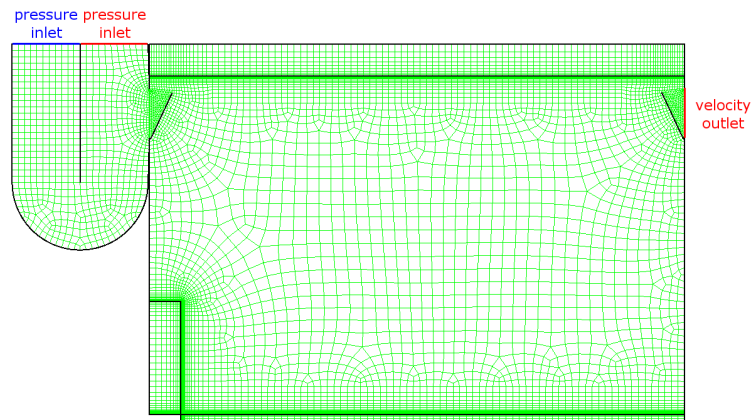
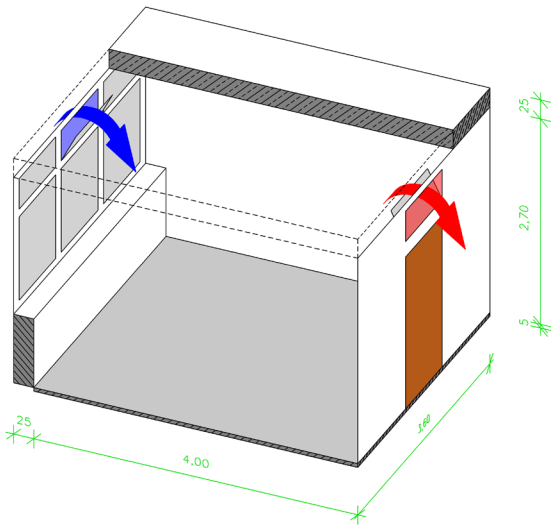
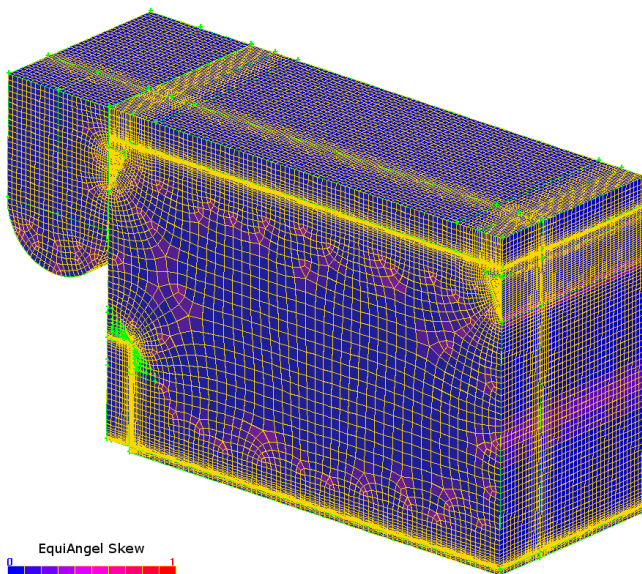


Abb. 371: Raum-Modell 1: Die Zuluft wird fassaden-seitig durch ein Oberlicht zugeführt, die Abluft durch ein Oberlicht auf der Raumrückseite in einen Korridor oder ein Atrium abgesaugt.

Abb. 372: Vernetzung des Raumlängsschnitts, inkl. Einströmzone: Estrich-, Brüstungs- und Decken-Volumen sind strukturiert mit Rechteckzellen vernetzt, die Einströmzone und das Luftvolumen unstrukturiert mit Viereckszellen und die Öffnungsbereiche der Oberlichtklappe mit Dreieckszellen.

Die Zelltypen und -qualitäten verteilen sich wie folgt:



	Fluid-Volumen			Zellanzahl			Solid-Volumen			Zellanzahl		
	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe
Einström-Zone	33.852	0	33.852									
Luftraum	247.926	21.504	269.430									
Summe	281.778	21.504	303.282									
Decke	40.446	0	40.446									
Brüstung	13.608	0	13.608									
Estrich	15.120	0	15.120									
Summe	69.174	0	69.174									

	Gesamt-Modell			Zellanzahl		
	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe
Fluid-Volumen	281.778	21.504	303.282			
Solid-Volumen	69.174	0	69.174			
Gesamtsumme	350.952	21.504	372.456			

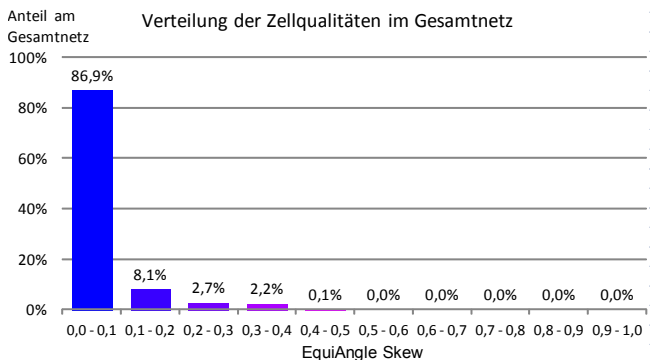


Abb. 373: Isometrie des Berechnungsnetzes mit Blick auf die Symmetrie-Ebene. Die Zellqualitäten sind farblich gekennzeichnet.

5.4.3 Modell 2: Oberlicht als Zuströmöffnung, Tür als Abströmöffnung

Die Raumgeometrie und die Vernetzung werden soweit möglich von Modell 1 übernommen. Die Ansaugung der Frischluft erfolgt durch das in Abs. 5.4.2 beschriebene fassadenseitige Oberlicht. Die Ausströmöffnung bildet eine zentrisch in der Rückwand angeordnete 2 m hohe und 1 m breite Türöffnung.

An so hohen und nur schwach durchströmten Öffnungen sind starke Rückströmungen auf Grund von Temperaturschichtungen zu erwarten. Um diese abzubilden, ist bei diesem Modell eine Ausströmzone an die Tür angeschlossen.

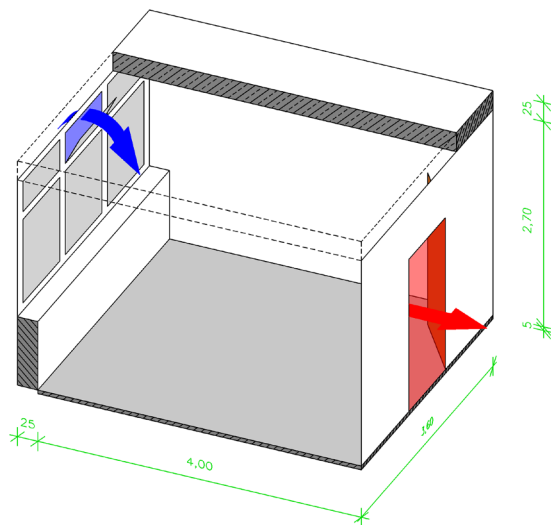


Abb. 374: Raum-Modell 2: Die Zuluft wird fassadenseitig durch ein Oberlicht zugeführt; die Abluft wird durch die geöffnete Tür auf der Raumrückseite in einen Korridor abgesaugt.

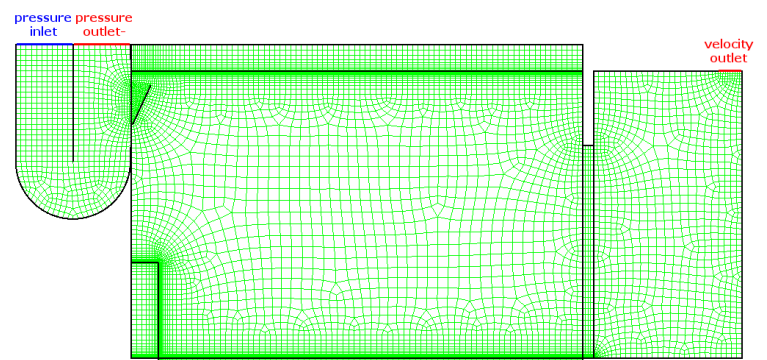


Abb. 375: Vernetzung des Raumlängsschnitts, inkl. Ein- und Ausströmzone: Die Vernetzung von Einströmzone und Raum entspricht weitgehend Modell 1 (vgl. Abb. 372); der Durchlass zur Ausströmzone ist strukturiert mit Rechteckzellen und die Ausströmzone unstrukturiert mit Viereckszellen vernetzt.

Die Zelltypen und -qualitäten verteilen sich wie folgt:

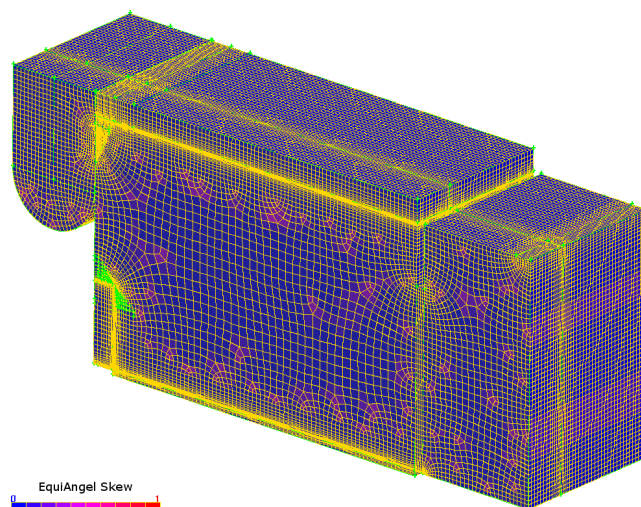
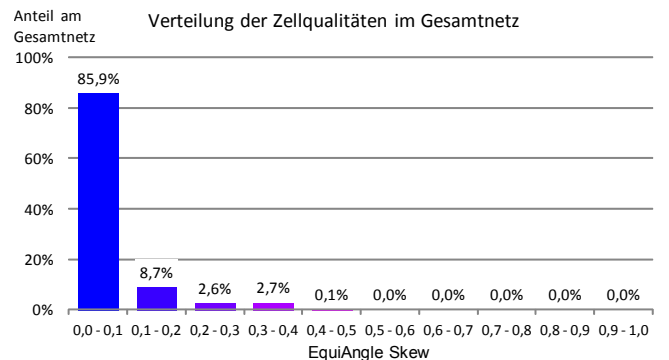


Abb. 376: Isometrie des Berechnungnetzes mit Blick auf die Symmetrie-Ebene. Die Zellqualitäten sind farblich gekennzeichnet.

Fluid-Volumen	Zellanzahl		Summe	Solid-Volumen	Zellanzahl		Summe
	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen			Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	
Einström-Zone	34.314	0	34.314	Decke	36.288	0	36.288
Luftraum	239.106	10.836	249.942	Brüstung	13.608	0	13.608
Ausström-Zone	51.686	0	51.686	Estrich	15.120	0	15.120
Summe	325.106	10.836	335.942	Summe	65.016	0	65.016

Gesamt-Modell	Zellanzahl		
	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe
Fluid-Volumen	325.106	10.836	335.942
Solid-Volumen	65.016	0	65.016
Gesamtsumme	390.122	10.836	400.958



5.4.4 Modell 3: Kipp-Fenster als Zuströmöffnung, Oberlicht als Abströmöffnung

Auch bei diesem Modell werden die Raumgeometrie und die Vernetzung weitgehend von Modell 1 übernommen. Die Frischluft wird hier jedoch durch ein 1,60 m hohes und 1 m breites Kippfenster mit einem Öffnungswinkel von 6,6° bzw. einer Öffnungsweite von 18 cm angesaugt. Die Abluft wird wie bei Modell 1 durch ein 1 m breites und 0,4 m hohes Oberlicht auf der Raumrückseite abgesaugt.

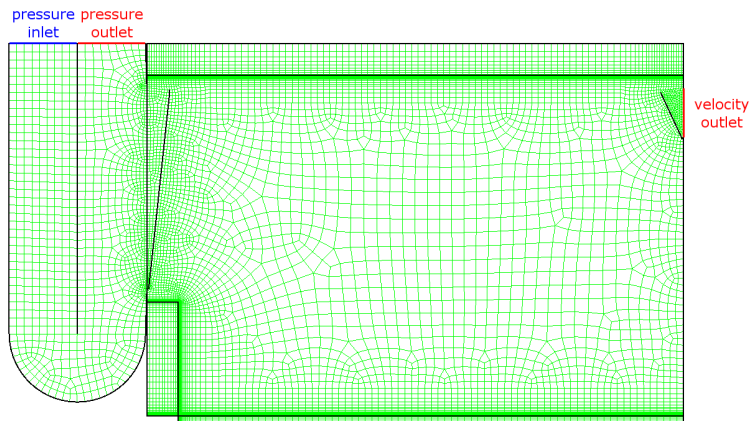
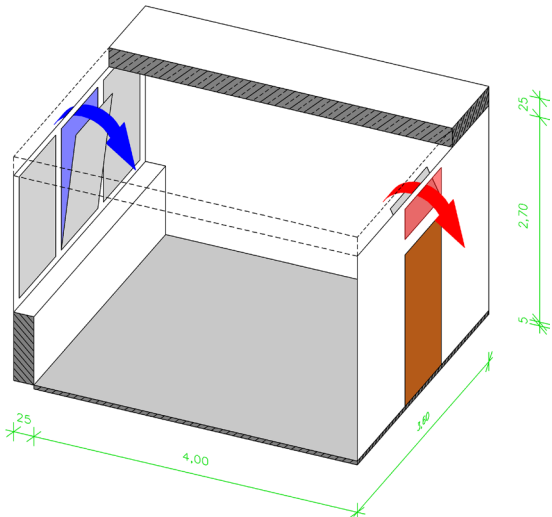
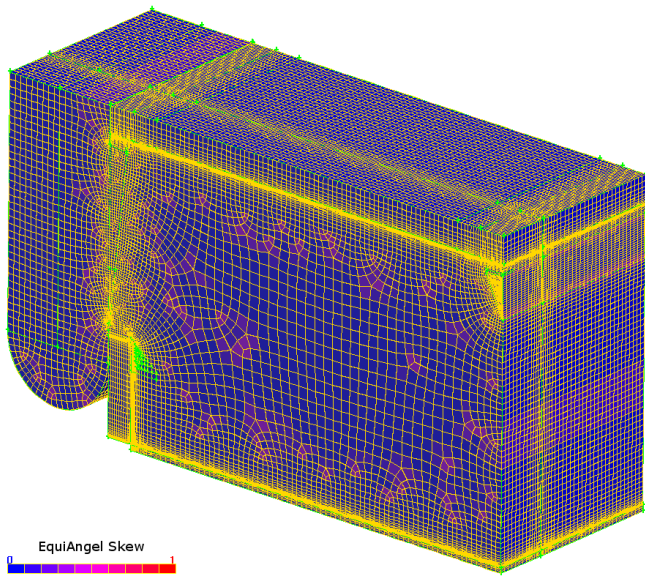


Abb. 377: Raum-Modell 3: Die Zuluft wird fassaden-seitig durch ein Kippfenster zugeführt, die Abluft durch ein Oberlicht auf der Raumrückseite in einen Korridor oder ein Atrium abgesaugt.

Abb. 378: Vernetzung des Raumlängsschnitts, inkl. Einströmzone: Die Netzstruktur von Einströmzone und Raum entspricht der von Modell 1, der Öffnungsbereich des Kippfensters konnte auf Grund der geringen Schrägstellung unstrukturiert mit Viereckszellen vernetzt werden.

Die Zelltypen und -qualitäten verteilen sich wie folgt:



Fluid-Volumen	Zellanzahl			Solid-Volumen	Zellanzahl		
	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe		Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe
Einström-Zone	49.644	0	49.644	Decke	40.446	0	40.446
Luft Raum	281.778	10.668	292.446	Brüstung	18.144	0	18.144
				Estrich	15.120	0	15.120
Summe	331.422	10.668	342.090	Summe	73.710	0	73.710

Gesamt-Modell	Zellanzahl		
	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe
Fluid-Volumen	331.422	10.668	342.090
Solid-Volumen	73.710	0	73.710
Gesamtsumme	405.132	10.668	415.800

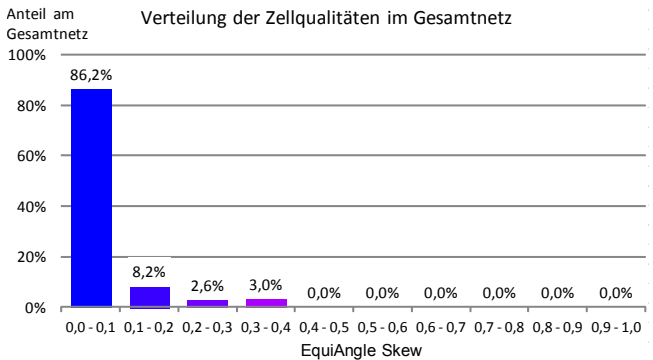


Abb. 379: Isometrie des Berechnungsnetzes mit Blick auf die Symmetrie-Ebene. Die Zellqualitäten sind farblich gekennzeichnet.

5.4.5 Modell 4: Lüftungselement als Zuströmöffnung, Tellerventil als Abströmöffnung

Bei diesem Modell musste auf Grund der stark abweichenden Struktur von Ein- und Ausströmöffnung eine unstrukturierte Vernetzung gewählt werden¹⁾. Weil eine kompatible Netzstruktur in der Brüstung die Anzahl von Zellen erheblich erhöht hätte, wird dort auf eine Vernetzung verzichtet. Die Abbildung thermischer Speichereffekte ist so nicht möglich. Um dennoch Wärmeübergänge und Wärmeübergangskoeffizienten an der Brüstung bestimmen zu können, wird ihr eine fixe Oberflächentemperatur von 28 °C (entspricht der Initialtemperatur bei den anderen Simulationsmodellen) zugewiesen.

¹⁾ Die geplante Konvertierung in ein (deutlich weniger Zellen umfassendes) Polyeder-Netz führte zu starken Konvergenz-Problemen und konnte daher nicht verwendet werden.

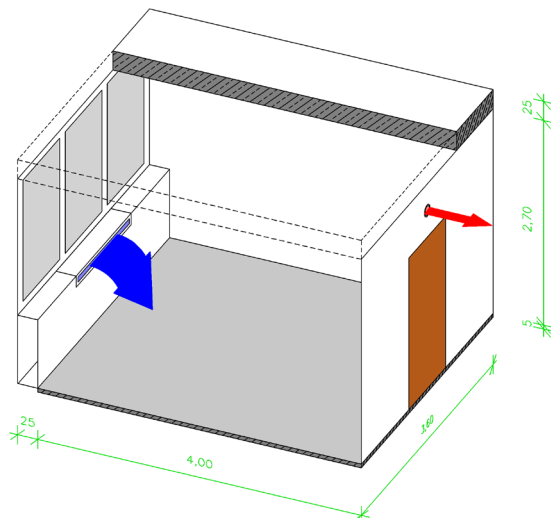


Abb. 380: Raum-Modell 4: Die Zuluft strömt durch ein in die Brüstung integriertes Lüftungselement (Einströmöffnung: 100 x 5 cm) ein; die Abluft wird durch ein Tellerventil auf der Raumrückseite abgesaugt.

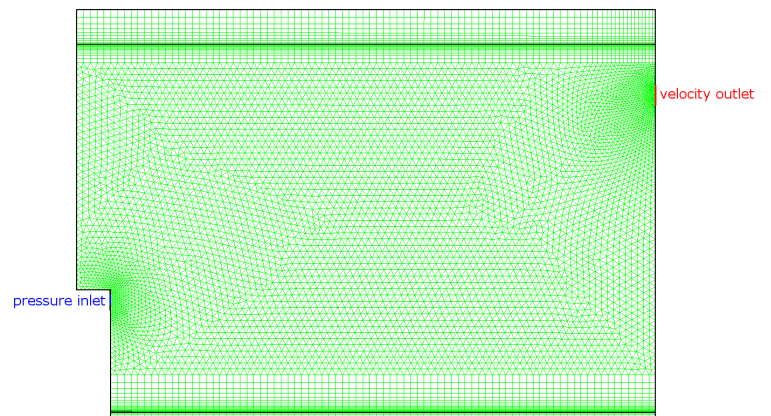


Abb. 381: Vernetzung: Grenzschichten, Estrich- und Decken-Volumen sind strukturiert mit Quader-Zellen vernetzt, das Luftvolumen mit einem unstrukturierten Tetraeder-Netz. Verfeinerungen im Bereich des Ein- und Auslasses sind mittels sog. „Sizing-Funcions“ vorgegeben.

Die Zelltypen und -qualitäten verteilen sich wie folgt:

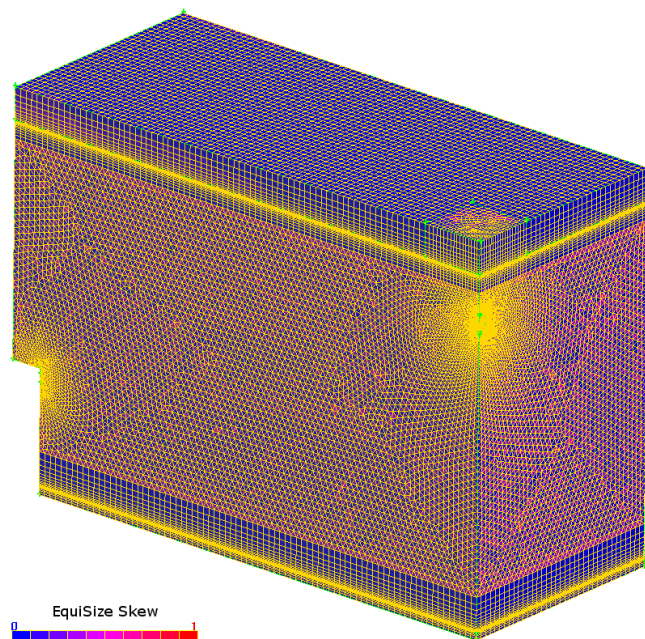
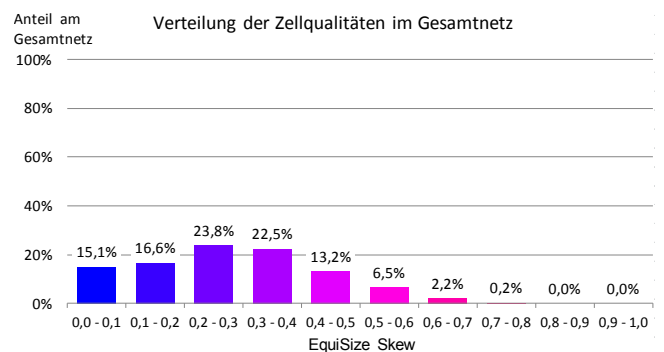


Abb. 382: Isometrie des Berechnungnetzes mit Blick auf die Symmetrie-Ebene. Die Zellqualitäten sind farblich gekennzeichnet.

Fluid-Volumen	Zellanzahl		Summe	Solid-Volumen	Zellanzahl		Summe
	Hexader-Zellen	Tetraeder-Zellen			Hexader-Zellen	Tetraeder-Zellen	
Einström-Zone			0	Decke	28.908	0	28.908
Luftraum	106.112	1.713.184	1.819.296	Brüstung			0
				Estrich	11.520	0	11.520
Summe	106.112	1.713.184	1.819.296	Summe	40.428	0	40.428

Gesamt-Modell	Zellanzahl		
	Hexader-Zellen	Prisma-Zellen	Summe
Fluid-Volumen	106.112	1.713.184	1.819.296
Solid-Volumen	40.428	0	40.428
Gesamtsumme	146.540	1.713.184	1.859.724



5.5 Simulations-Parameter

5.5.1 Wahl der Randbedingungen

Zulufttemperaturen

Die Zulufttemperaturen betragen über den simulierten Zeitbereich konstant 15 oder 20 °C.

Luftwechselfrequenzen

Der simulierte Nachtlüftungsbetrieb erfolgt für alle Modelle mit zwei- und vierfachem Luftwechsel pro Stunde. Mit Modell 1 werden zusätzlich Simulationen mit sechs- und achtfachem Luftwechsel durchgeführt. An Modell 3 wird die freie Lüftung bei Außenlufttemperaturen von 15 und 20 °C untersucht.

Initial-Bedingungen

Die thermischen Speicher werden mit folgenden Temperaturen initialisiert:

- Decke: 29 °C
- Brüstung: 28 °C
- Estrich: 27 °C

Die Raumluft wird als ruhend mit einer Temperatur von 28 °C initialisiert.

Raumumschließungsflächen

Die Außenflächen des Raum-Modells werden als adiabatisch angenommen.

Ein- und Auslässe

Um einen Strahlungswärmeaustausch der Ein- und Auslassflächen mit dem Raum möglichst gering zu halten, wird den Oberlichtern bzw. dem Kippfenstern ein Reflexionsgrad von 1 zugewiesen. Auf diese Weise wird Wärmestrahlung sowohl aus dem Raum als auch aus den Ein- bzw. Auslassflächen reflektiert, sodass dem Raum auf diese Weise keine Energie zu- oder abfließt.

5.5.2 Material- und Stoff-Parameter

Den thermischen Speichern sind konstante Materialeigenschaften aus [85] zugeordnet (vgl. Tab. 18).

Für die Luft werden temperaturabhängige Stoffdaten aus dem VDI-Wärmeatlas [86] verwendet (vgl. Tab. 19).

Tab. 18: Materialparameter für die thermischen Speichermassen.

Volumen	Material	Rohdichte	Wärmeleitfähigkeit	spezifische Wärmekapazität
[---]	[---]	ρ [kg/m ³]	λ [W/(m·K)]	c [J/(kg·K)]
Decke	Beton	2.400	2	1.060
Brüstung	KS-Stein	1.800	1	900
Estrich	Estrich	2.200	1,5	1.100

Tab. 19: In den CFD-Simulationen verwendete Stoffwerte für Luft.

Temperatur	Rohdichte	Wärmeleitfähigkeit	spezifische Wärmekapazität	Viskosität
ϑ	ρ	λ	c_p	η
[°C]	[kg/m ³]	[mW/(m·K)]	[J/(kg·K)]	[kg/(m·s)]
0	1,275	24,18	1.006	17,24
10	1,230	24,94	1.007	17,74
20	1,188	25,69	1.007	18,24
30	1,149	26,43	1.007	18,72
40	1,112	27,16	1.007	19,20

5.5.3 Turbulenz-Modellierung

Als Turbulenz-Modell wird das „realizable k-epsilon-Modell“ gewählt. Dabei handelt es sich um ein sog. RANS-Modell (Reynolds Averaged Navier Stokes). Bei dieser Gattung von Turbulenz-Modellen werden statistische Ansätze benutzt, um den Rechenaufwand zur Abbildung von Turbulenzeffekten gering zu halten.

Das „realizable k-epsilon“-Modell eignet sich für die hier untersuchten Probleme besonders gut, weil es sehr stabil arbeitet und dabei gute Konvergenzeigenschaften aufweist¹⁾. Gegenüber dem ebenfalls in Frage kommenden k-omega-Verfahren bietet das verwendete k-epsilon-Verfahren eine Option zur besonderen Berücksichtigung von Auftriebseffekten.

Der Vorteil des k-omega-Verfahrens, Wandströmungen genauer abzubilden, wird beim „realizable k-epsilon“ durch die Einbindung spezieller Wandmodelle kompensiert.

1) Bei Testsimulationen waren unter Verwendung des k-omega-Verfahrens kürzere Zeitschritte und mehr Iterationen pro Zeitschritt nötig, um die gleiche Ergebnisgüte zu erzielen bzw. Simulationsabbrüche zu verhindern.

5.5.4 Strahlungs-Modell

Für Strahlungsberechnungen wird das Discrete Ordinates-Modell (DO-Modell) gewählt. Dieses berechnet als einziges der in Fluent implementierten Modelle eine räumliche Strahlungsverteilung. Dazu werden die Raumrichtungen diskretisiert (gewählte Winkeldiskretisierung²⁾: 18° pro Segment), d.h. es arbeitet nicht mit der Präzision eines Ray-Tracing-Verfahrens. Für die Rechenzeiten nachteilig ist, dass dieses Modell Strahlungsabsorption bzw. -emission in jeder Fluid-Gitternetz-Zelle mitberechnet. Die daraus resultierenden Effekte sind in kleinen Lufträumen vernachlässigbar und verlängern daher hier unnötig die Rechenzeiten.

Ein für diese Untersuchungen besser geeignetes netzunabhängiges Ray-Tracing-basiertes Strahlungs-Modell, bietet Fluent in der Version 6 nicht.

2) Die nächste Verfeinerungsstufe auf 13° pro Segment hätte die Rechenzeit für Strahlungsberechnungen verdoppelt (bzw. die Gesamtrechenzeit um ca. 50 % erhöht) ohne die Rechengenauigkeit maßgeblich zu erhöhen.

5.5.5 Optimierung der Rechenzeiten

Zur Reduktion der Rechenzeiten sollten die Zeitschrittweiten an die Entwicklung des Strömungsfeldes angepasst werden³⁾. Eine dazu in Fluent integrierte Automatik erwies sich für die hier durchzuführenden Simulationen als ungeeignet, weil sich durch deren Wahl von Zeitschrittweiten im Millisekundenbereich Rechenzeiten von mehreren Jahren pro Modell ergeben hätten. Ersatzweise werden die Simulationen durch Skript-Dateien, im Fluent-Jargon „Journal-Files“ genannt, gesteuert. Mit deren Hilfe können die Simulationsparameter für jeden Zeitschritt separat festgelegt werden.

3) Während sich das Strömungsfeld entwickelt, sind kleine Zeitschrittweiten und größere Iterationstiefen nötig. Nachdem sich ein stabiles Strömungsfeld ausgebildet hat, können die Zeitschrittweiten vergrößert und die Iterationstiefe reduziert werden.

Weil eine manuelle Erstellung solcher Skripte zu aufwändig wäre, wurde in VisualBasic ein Skript-Generator programmiert. Hierin werden Zeitabschnitte definiert und mit jeweils eigenen Simulationsparametern ausgestattet. Auf diese Weise werden die Zeitschrittweiten in den ersten 80 simulierten Minuten sukzessiv von 1,25 Sekunden pro Zeitschritt auf 7,5 Sekunden pro Zeitschritt verlängert und für den Rest der Simulation beibehalten.

Weil sich die Oberflächentemperaturen der thermischen Speicher und damit auch die Strahlungsverteilung im Raum nur sehr langsam ändern und Strahlungsberechnungen mit dem DO-Modell sehr rechenaufwändig sind¹⁾, wird auch die Häufigkeit von Strahlungsberechnungen im Simulationsverlauf sukzessive reduziert.

¹⁾ Je nach Anzahl von Iterationen pro Zeitschritt verdoppelt oder verdreifacht die Strahlungsberechnung die Rechenzeit.

5.6 Darstellung der Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Strömungssimulationen modellweise grafisch dargestellt: Zunächst werden die Luftströmungen nach 60 minütigem Nachlüftungsbetrieb mit Hilfe von Strömungspfaden visualisiert. Die Ein- und Ausströmzonen sind dabei nicht dargestellt, Strömungen aus dem Raum in diese hingegen schon (tritt bei den Modellen 2 und 3 auf). Im Anschluss stellt ein Contour-Plot die korrespondierende Verteilung der konvektiven Wärmeübergänge an den thermischen Speichern (Decke, Brüstung, Boden) dar. Abschließend zeigt ein weiterer Contour-Plot die Temperatur-Verteilung in der Symmetrieebene (Längsschnitt) des Raums (vgl. Abb. 383).

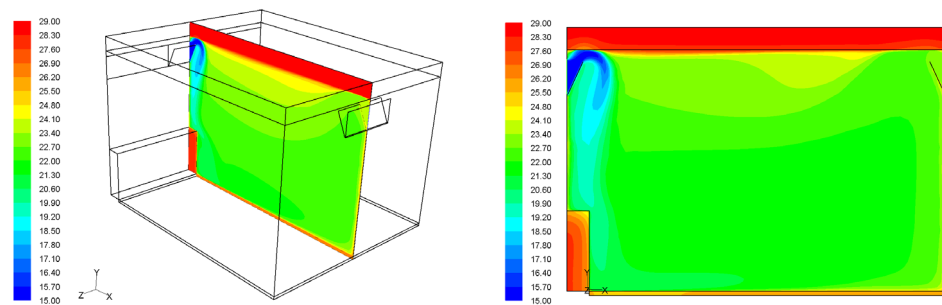


Abb. 383: Wegen der besseren Lesbarkeit wird die Temperaturverteilung als 2D-Grafik dargestellt (rechtes Bild).

Die nächste Seite zeigt Diagramme, die den zeitlichen Verlauf der Wärmezu- und -abflüsse an den Bauteiloberflächen von Decke, Brüstung und Boden (primäre Y-Achse) sowie die zeitlich kumulierten Wärmeabflüsse (sekundäre Y-Achse) abbilden.

Das vierte Diagramm stellt die Entwicklung der flächengemittelten Wärmeübergangskoeffizienten über den Simulationszeitraum dar. Um deren zeitliche Varianz kenntlich zu machen, sind die von der 20. Minute²⁾ bis zum Simulationsende gemittelten Durchschnittswerte als Linie in das Diagramm eingezeichnet.

Abschließend werden die mittleren konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zusammen mit Daten zur Charakterisierung der Streuung numerisch in Tabellenform angegeben.

²⁾ Es dauert etwa 20 Minuten bis sich das Strömungsfeld stabilisiert hat und sich relativ konstante Wärmeübergangskoeffizienten einstellen.

Die Darstellungen und späteren Auswertungen beruhen auf folgenden Daten:

- **Datenbasis:** Bis zur 60. Minute werden Simulationsdaten mit einem zeitlichen Abstand von 5 Minuten verwendet. Danach haben sich die Wärmeaustauschprozesse soweit stabilisiert, dass zu einem zehnmütigen Ausleseschema übergegangen werden kann.
- **Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten:** Diese werden aus der von Fluent berechneten konvektiven Wärmestromdichte dividiert durch die Differenz aus Oberflächentemperatur des Bauteils und mittlerer Lufttemperatur¹⁾ im Raum berechnet.
- **Abgeführte Wärme:** Weil die Simulationsdaten keine zeitlich kumulierten Wärmebilanzen der Bauteile zur Verfügung stellen, werden Wärmeabflüsse nach folgender Formel aus der Differenz der mittleren Bauteiltemperaturen zu Beginn und Ende des interessierenden Zeitintervalls berechnet.

¹⁾ Durch den Bezug zur mittleren Raumtemperatur (und nicht zur Temperatur der angrenzenden Luftschicht) können die hier berechneten Wärmeübergangskoeffizienten in thermischen Gebäudesimulationen genutzt werden.

$$Q = V \cdot \rho \cdot c \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad \text{Gl. 10}$$

Formelzeichen und Einheiten:

- Q : Wärmestrahlung im Zeitintervall
- V : Volumen des Bauteils
- ρ : Dichte des Materials aus dem das Bauteil besteht
- c : spezifische Wärmekapazität des Bauteil-Materials
- ϑ_1 : Mitteltemperatur des Bauteils zu Beginn des Zeitintervalls
- ϑ_2 : Mitteltemperatur des Bauteils am Ende des Zeitintervalls

- **Gesamtwärmungsleistung:** Die momentane Gesamtwärmeübertragungsleistung des Raumes wird durch die Bilanzierung der konvektiven und radiativen Wärmeströme an den thermischen Speichern ermittelt.

5.6.1 Modell 1: Oberlichter als Zu- und Abströmöffnung

2-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

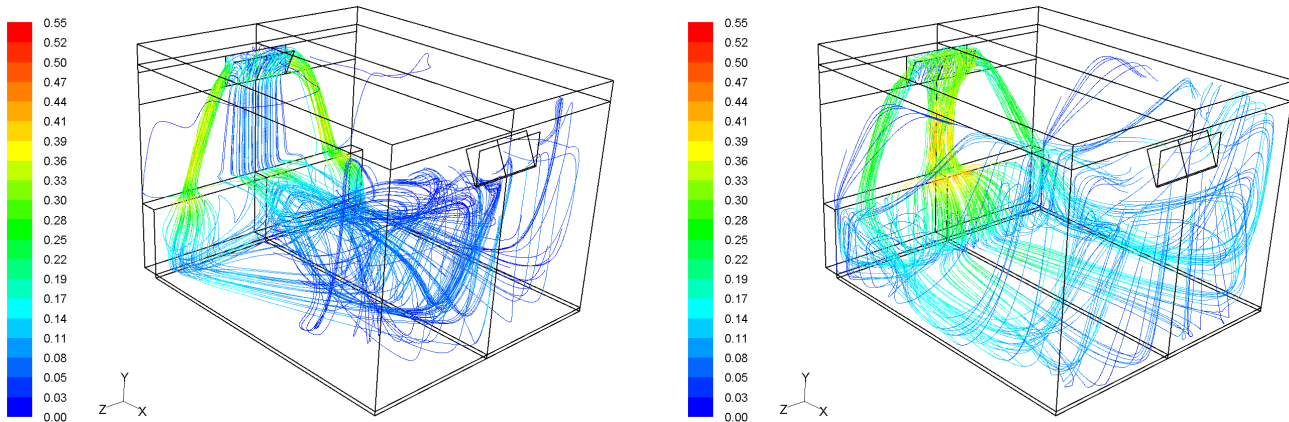


Abb. 384: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Die Kühlluft strömt durch ein Oberlicht in der Fassade ein und durch ein gleichartiges auf der Raumrückseite aus. Bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde strömen 72 % der Kühlluft durch die seitlichen Öffnungsflächen der Einlass-Klappe ein, bei vierfachem 34 %.

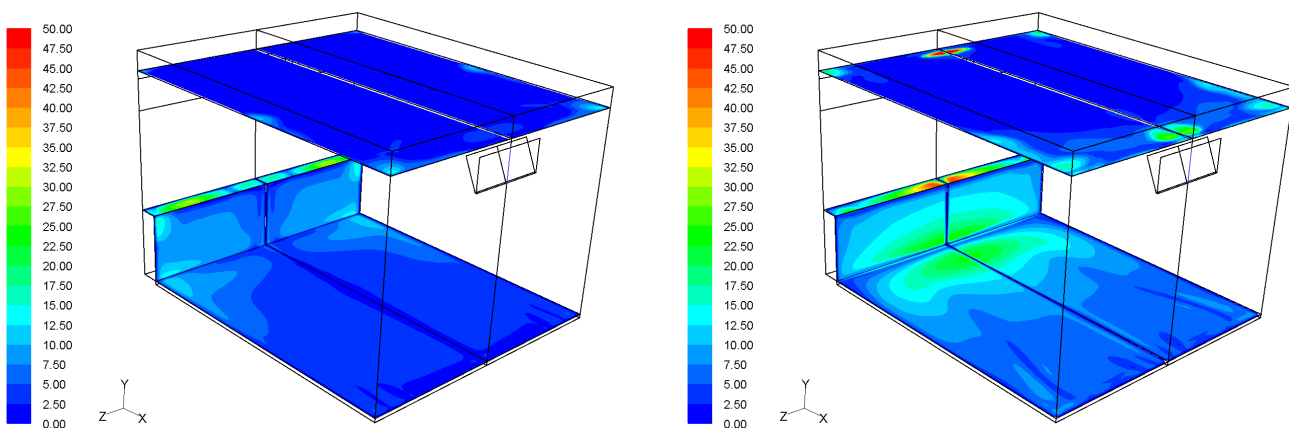


Abb. 385: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Bei vierfachem Luftwechsel führt die verstärkte Anströmung der Decke (am Ein- und Ausströmbereich) und der fassadennahen Bereiche zu signifikant höheren Wärmeübertragungsleistungen als bei zweifachem. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 128 W und bei vierfachem 246 W.

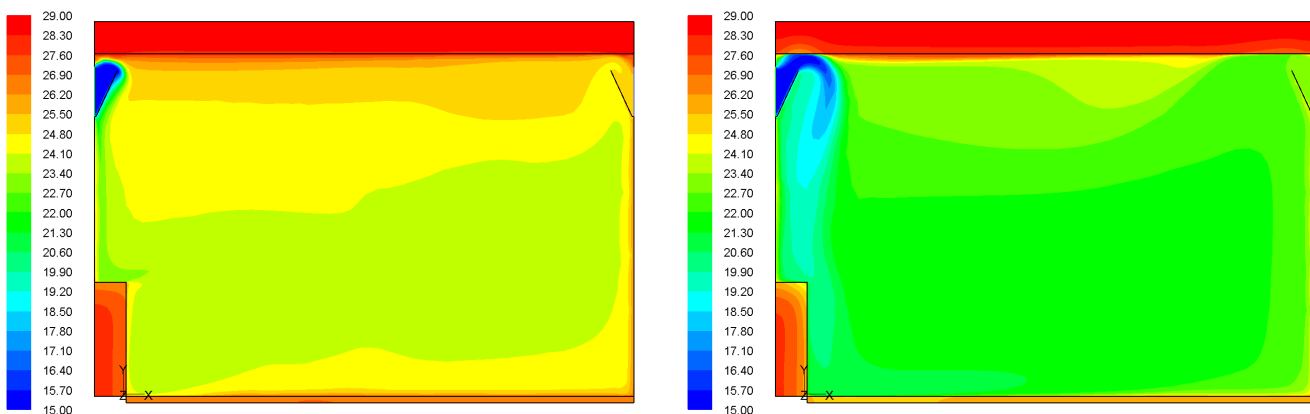


Abb. 386: Temperaturverteilung (Skala in $^{\circ}\text{C}$) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: In beiden Varianten zeigt sich eine Auskühlung der Brüstung, die bei vierfachem Luftwechsel jedoch stärker ausgeprägt ist. Im rechten Bild sind auch in den angeströmten Decken- und Bodenbereichen Temperaturreduzierungen erkennbar. Insbesondere bei zweifachem Luftwechsel reduziert eine Warmlufterschicht unterhalb der Decke konvektive Wärmeabgaben. Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde $24,6^{\circ}\text{C}$ und bei vierfachem $22,7^{\circ}\text{C}$.

2-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

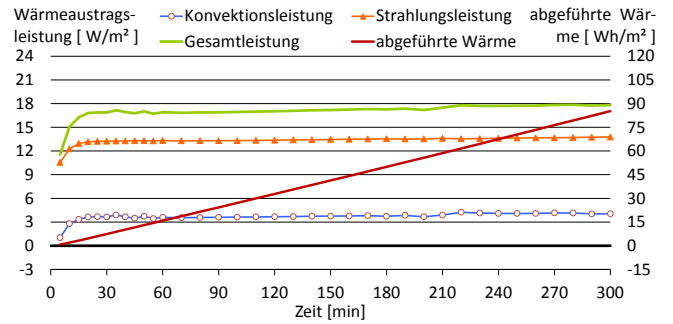
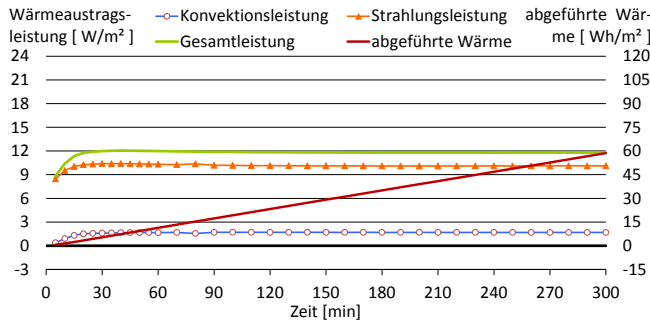


Abb. 387: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Decke.

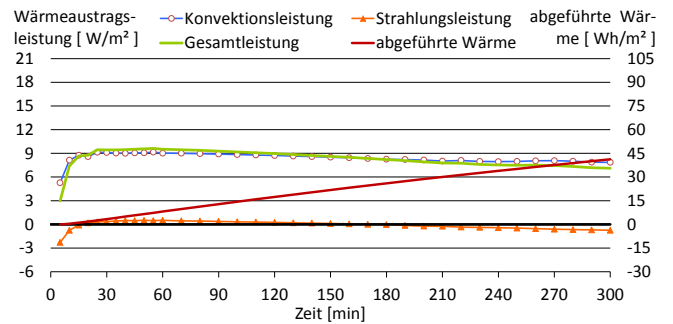
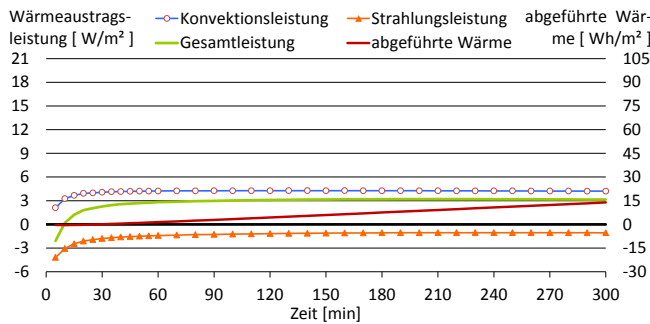


Abb. 388: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am Boden.

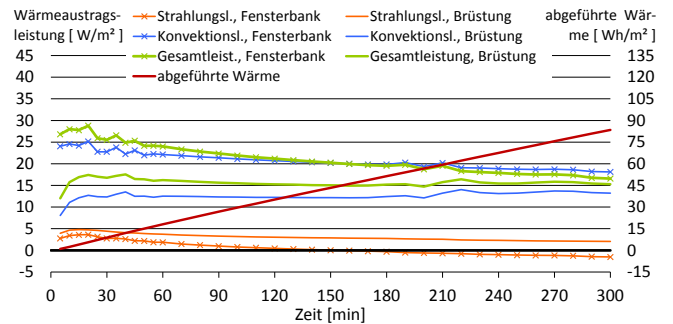
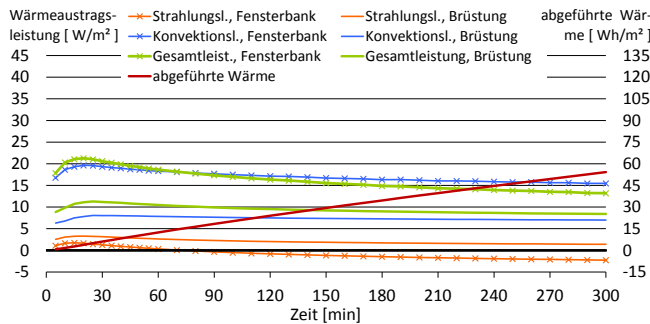


Abb. 389: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Brüstung.

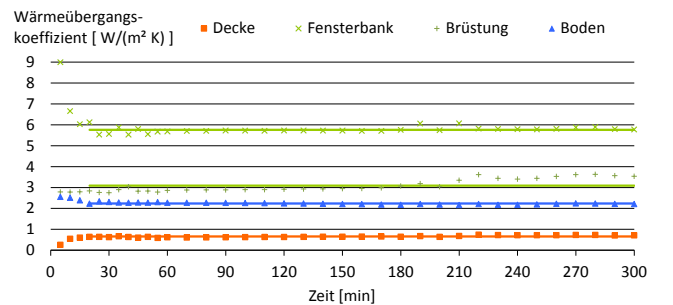
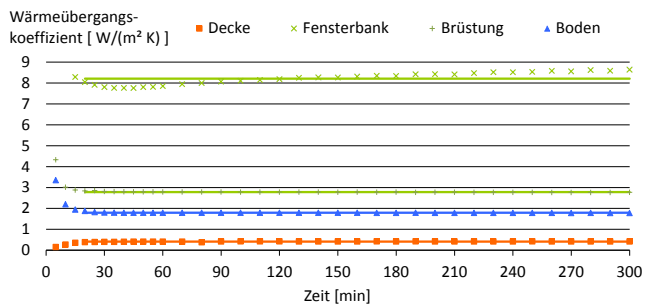
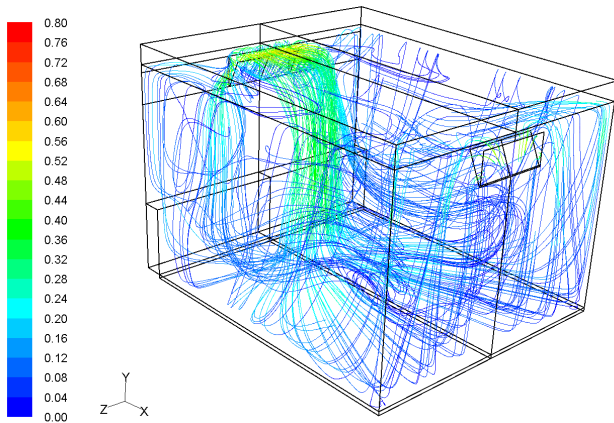


Abb. 390: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 20: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung
	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]		[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]
Decke	0,41	0,38	0,42	0,01	Decke	0,66	0,59	0,74	0,04
Fensterbank	8,21	7,76	8,64	0,26	Fensterbank	5,76	5,53	6,12	0,10
Brüstung	2,78	2,76	2,85	0,01	Brüstung	3,09	2,75	3,63	0,26
Boden	1,79	1,78	1,88	0,01	Boden	2,23	2,16	2,34	0,04

6-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur



8-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

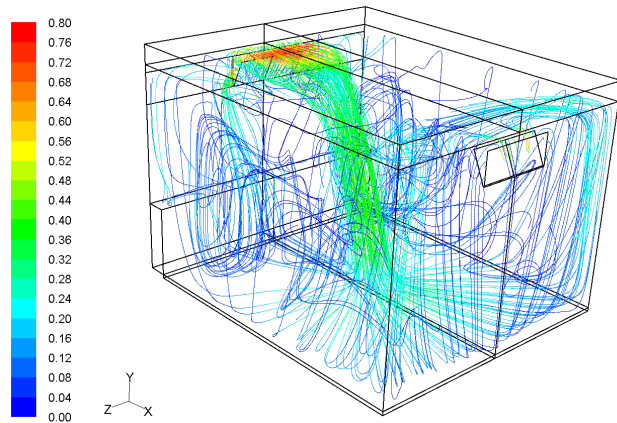


Abb. 391: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten zwischen Decke und oberem Rand der Einlassklappe bildet sich der sog. Coanda-Effekt aus. Durch diesen haftet die Strömung so lange der Decke an, bis Reibungseffekte die Strömungsgeschwindigkeit auf 0,4 m/s reduziert haben und sich der Kühlluftstrom auf Grund der größeren Dichte ablöst und absinkt. Bei sechsfachem Luftwechsell pro Stunde strömen 33 % der Zuluft durch die seitlichen Öffnungsflächen der Einlassklappe ein, bei achtfachem 31 %.

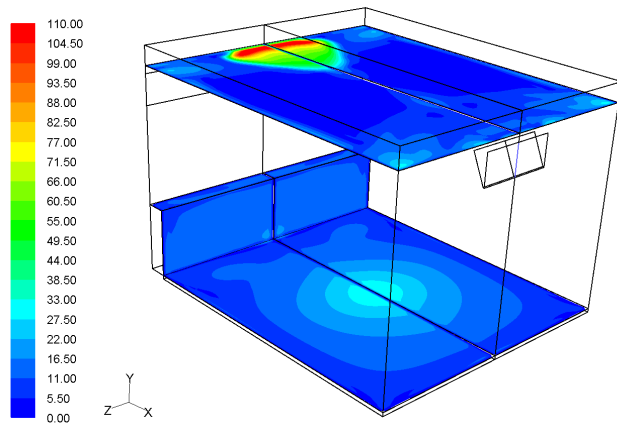
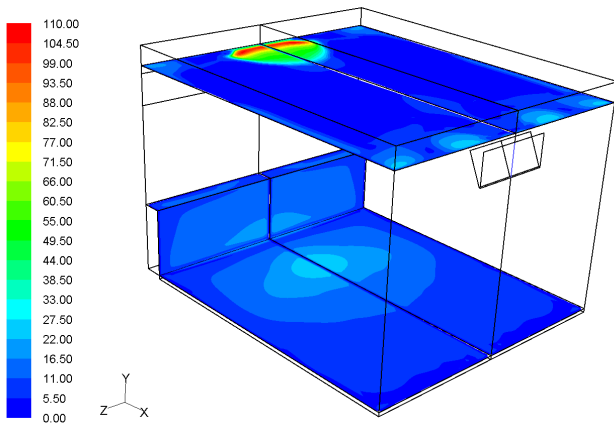


Abb. 392: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Die Coanda-Strömung führt an der Decke in einem vergleichsweise großen Bereich zu hohen konvektiven Kühlleistungen. Durch das fassadenfernere Absinken des Kühlluftstroms wird die Brüstung nur noch schwach gekühlt. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei sechsfachem Luftwechsell pro Stunde 354 W und bei achtfachem 455 W.

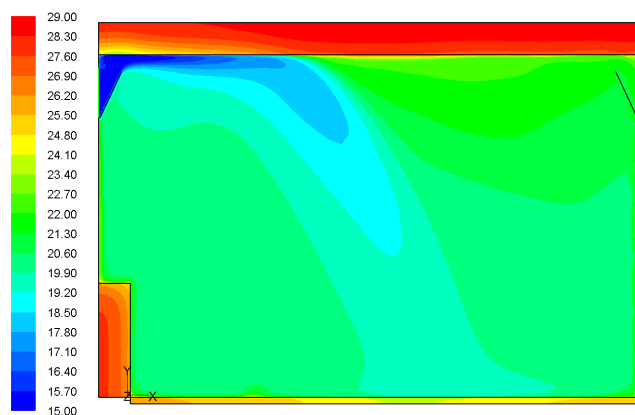
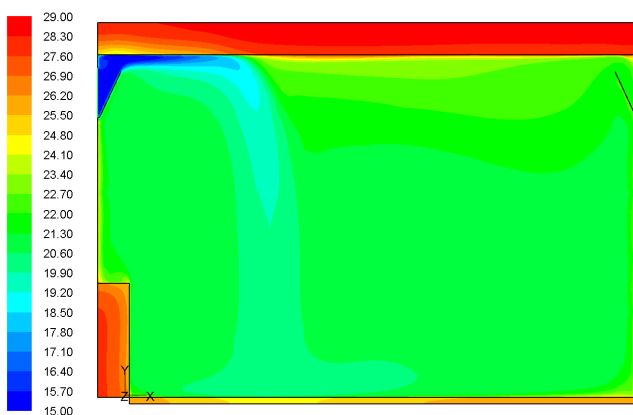


Abb. 393: Temperaturverteilung (Skala in °C) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Durch den Coanda-Effekt wird der Decke sichtbar mehr Wärme entzogen als bei vierfachem Luftwechsell, die Brüstung wird hingegen deutlich schwächer angeströmt und gekühlt. Der Estrich wird insbesondere im Anströmbereich stark ausgekühlt. Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei sechsfachem Luftwechsell pro Stunde 21,9 °C und bei achtfachem 21,2 °C.

6-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

8-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

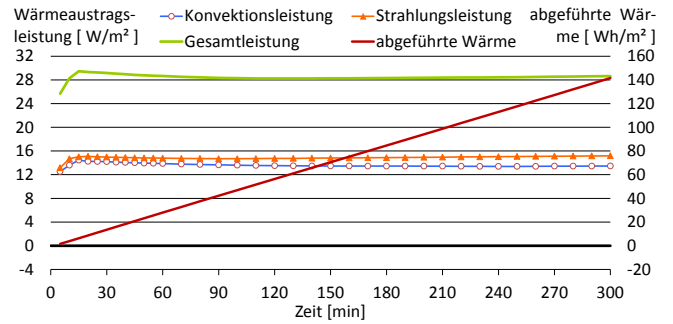
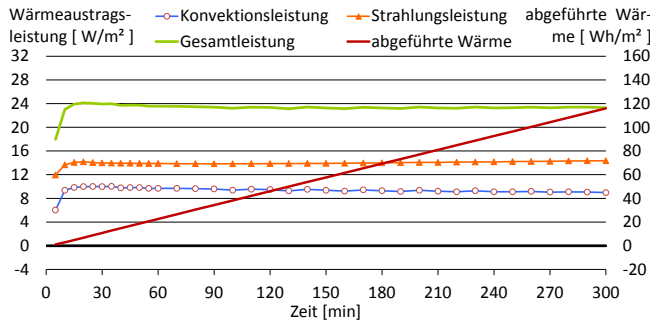


Abb. 394: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Decke**.

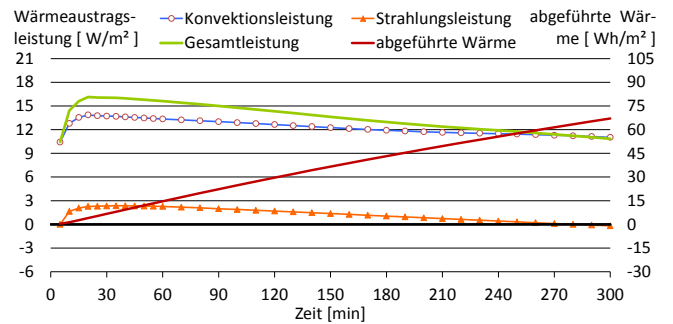
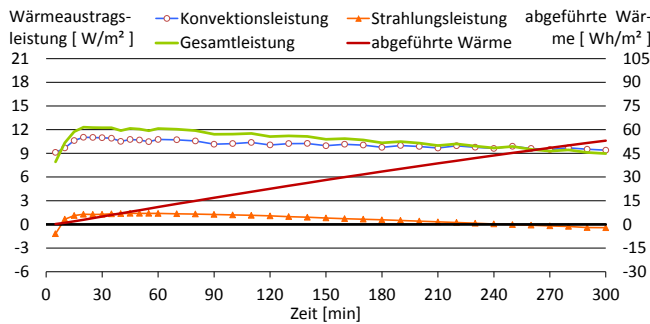


Abb. 395: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am **Boden**.

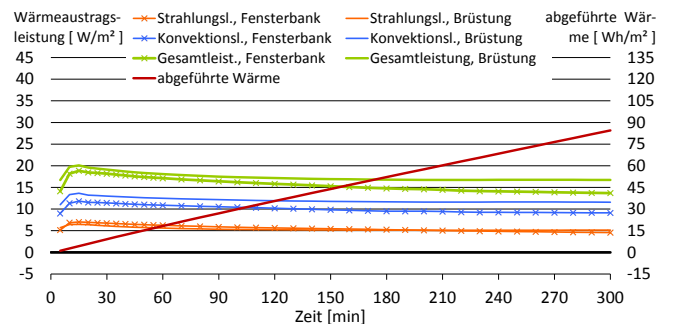
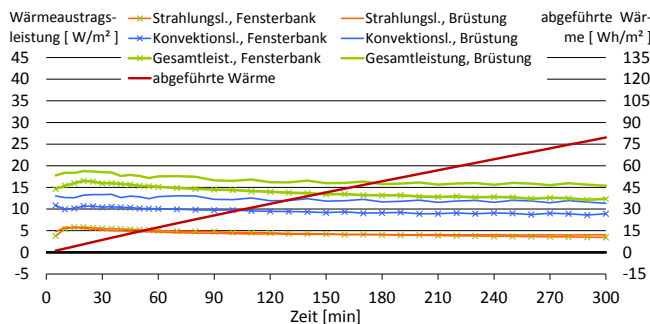


Abb. 396: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Brüstung**.

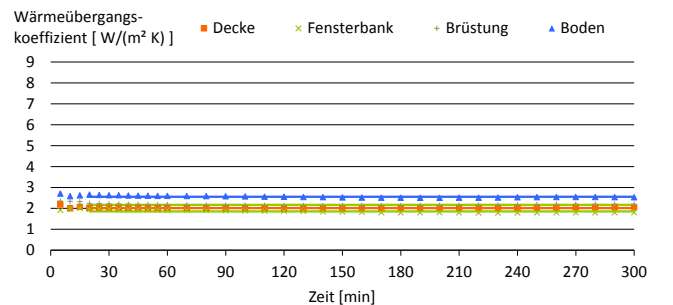
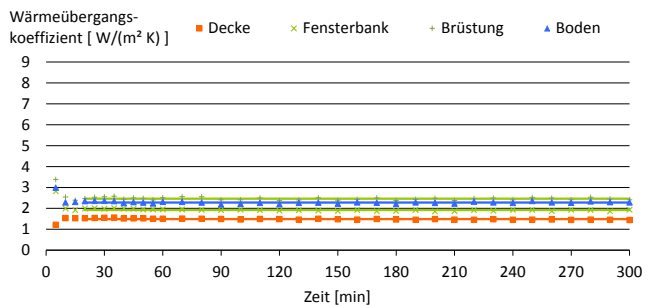
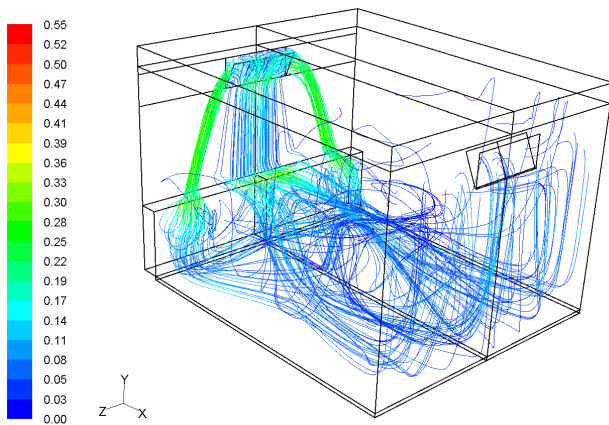


Abb. 397: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 21: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung
	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]		[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]
Decke	1,5	1,44	1,56	0,03	Decke	2,0	1,99	2,05	0,01
Fensterbank	1,9	1,85	2,01	0,03	Fensterbank	1,9	1,78	1,96	0,06
Brüstung	2,5	2,37	2,58	0,05	Brüstung	2,2	2,13	2,23	0,03
Boden	2,3	2,19	2,35	0,04	Boden	2,6	2,50	2,66	0,04

2-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur



4-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

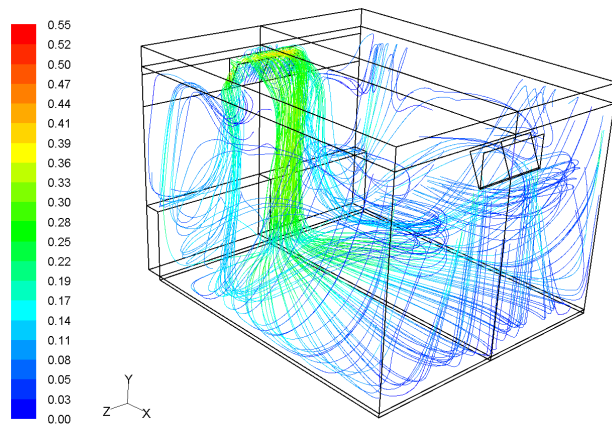


Abb. 398: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde strömen 57 % der Kühlluft durch die seitlichen Öffnungsflächen der Einlassklappe ein, bei vierfachem 33 %.

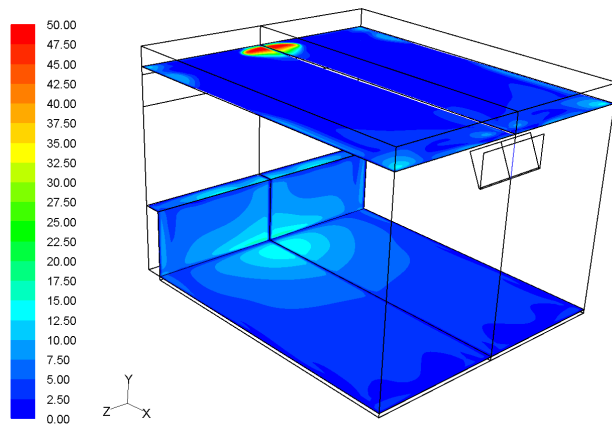
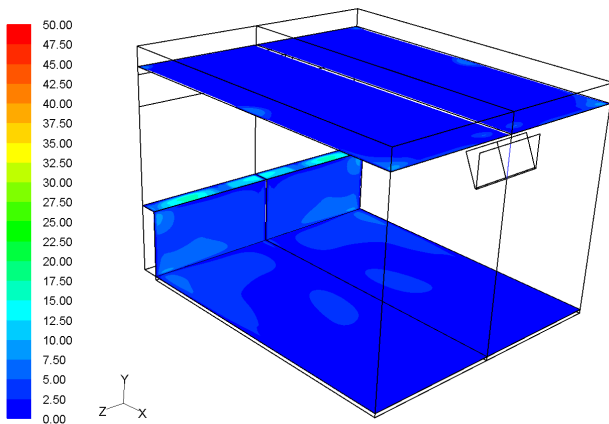


Abb. 399: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Die Zuführung 20 °C warmer Kühlluft führt gegenüber den Simulationen mit 15 °C Zulufttemperatur zu deutlich kleineren konvektiven Wärmeabgaben. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 73 W und bei vierfachem 151 W.

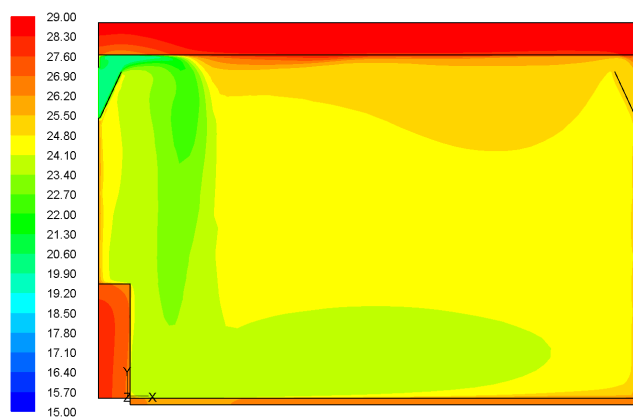
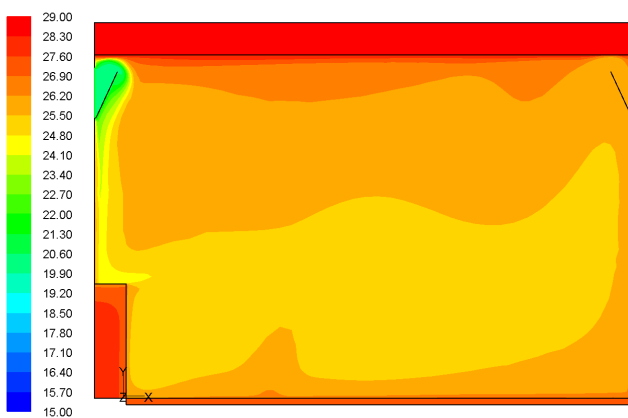


Abb. 400: Temperaturverteilung (Skala in °C) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde trennt eine Warmluftschicht die Decke von der Kühlluft – auch im Umströmungsbereich der Einlassklappe. Bei vierfachem Luftwechsel führen der geringe Dichteunterschied der Kühlluft zur Raumluft und die hohe Strömungsgeschwindigkeit zu einer starken Anströmung der Decke. Die mittlere Raumtemperatur beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 25,8 °C und bei vierfachem 24,7 °C.

2-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

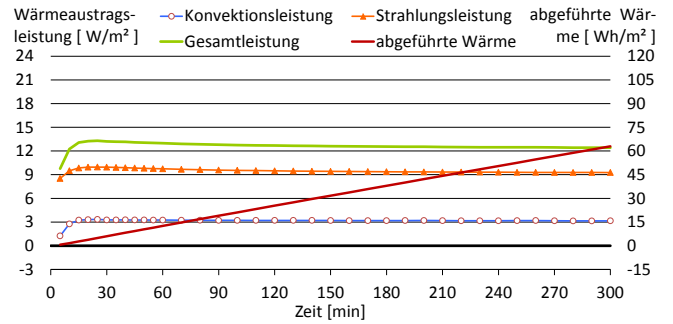
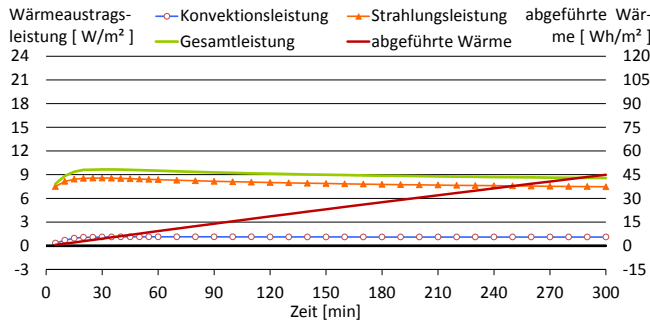


Abb. 401: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Decke**.

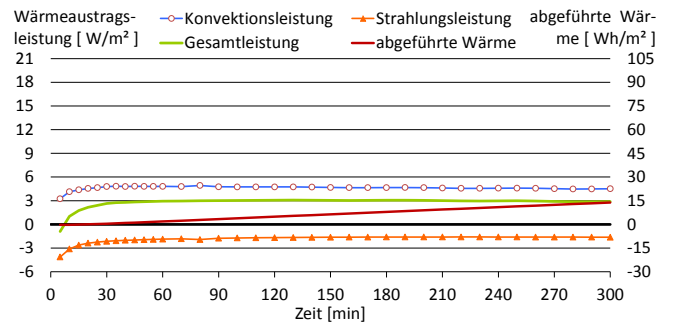
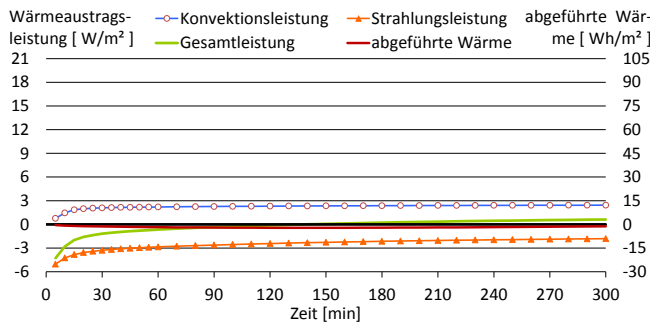


Abb. 402: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am **Boden**.

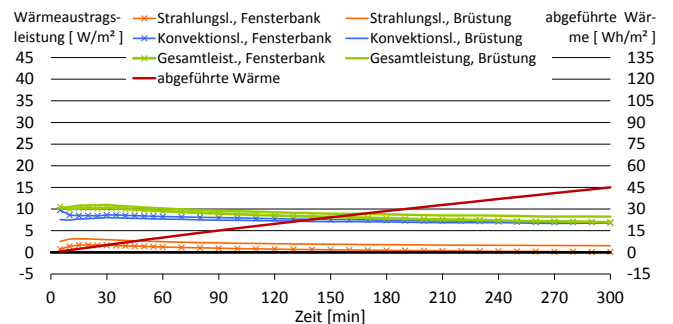
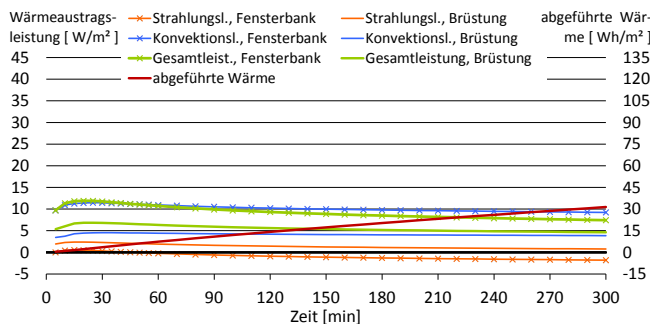


Abb. 403: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Brüstung**.

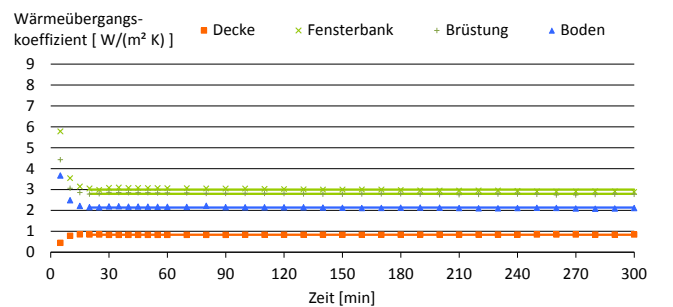
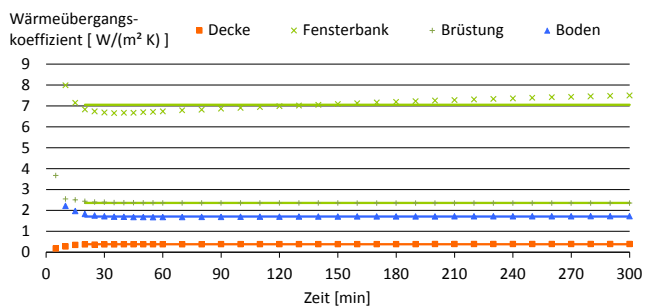
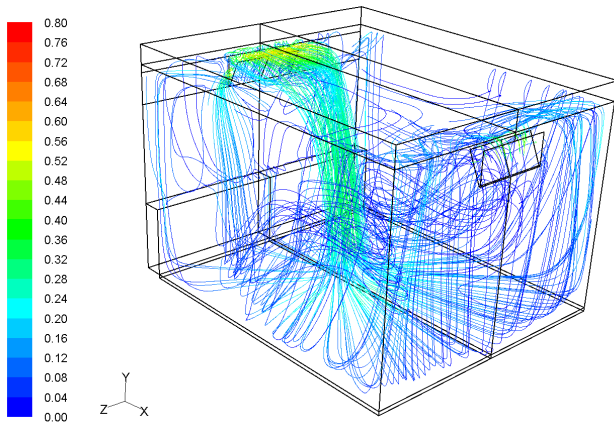


Abb. 404: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 22: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung
	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]			[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	
Decke	0,39	0,36	0,39	0,01	Decke	0,84	0,82	0,85	0,01
Fensterbank	7,05	6,65	7,50	0,25	Fensterbank	3,00	2,89	3,09	0,05
Brüstung	2,36	2,35	2,44	0,01	Brüstung	2,79	2,73	2,86	0,03
Boden	1,71	1,68	1,83	0,02	Boden	2,14	2,08	2,22	0,03

6-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur



8-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

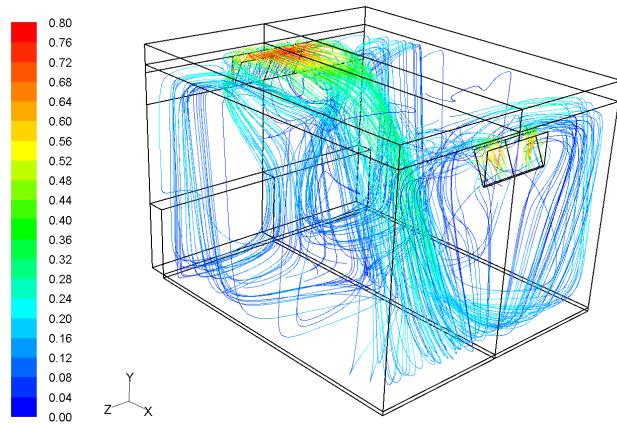


Abb. 405: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Die hohen Einströmgeschwindigkeiten führen wieder zur Ausbildung des Coanda-Effekts und somit zum Anhaften der Kühlluftströmung an der Decke. Durch den hohen Impuls und den geringen Dichteunterschied zwischen Kühl- und Raumluft sinkt der Kühlluftstrom langsamer ab als bei Zulufttemperaturen von 15 °C. Sowohl bei sechs- als auch achtfachem Luftwechsel strömen 31 % der Zuluft durch die seitlichen Öffnungsflächen der Einlassklappe ein. (Der Anteil der seitlichen Öffnungsflächen an der Gesamtöffnungsfläche liegt bei 29 %, d.h. die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten sind hier an beiden Öffnungsflächen nahezu identisch.)

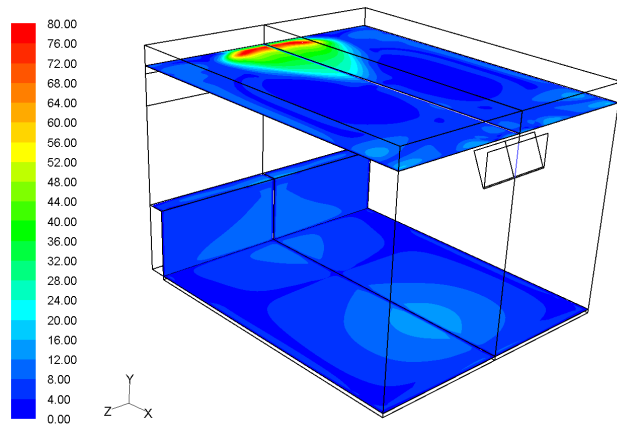
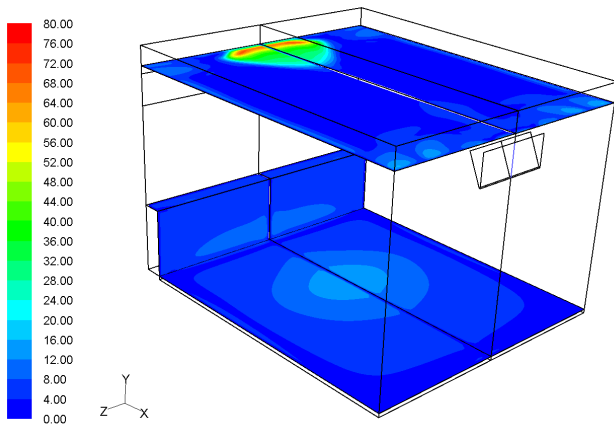


Abb. 406: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Die Coanda-Strömung an der Decke führt zu einer hohen Kühlleistung in einem vergleichsweise großen Bereich. Dadurch ist der konvektive Wärmeabtrag bei sechsfachem Luftwechsel etwa 2,1-fach höher als bei vierfachem. Durch die späte Ablösung des Kühlluftstroms von der Decke wird die Brüstung vergleichsweise schwach angeströmt und gekühlt. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei sechsfachem Luftwechsel pro Stunde 223 W und bei achtfachem 287 W.

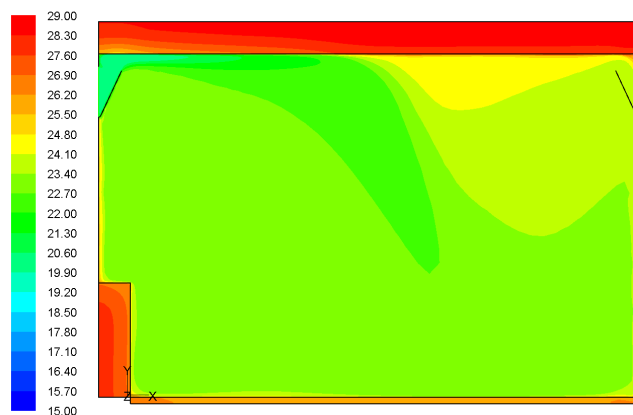
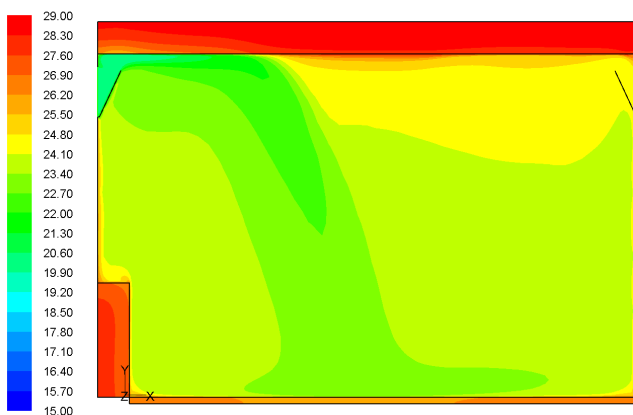


Abb. 407: Temperaturverteilung (Skala in °C) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Vor allem bei achtfachem Luftwechsel zeigt sich eine sehr homogene Temperaturverteilung im Raum. Die mittlere Raumtemperatur beträgt bei sechsfachem Luftwechsel pro Stunde 24,2 °C und bei achtfachem 23,8 °C.

6-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

8-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

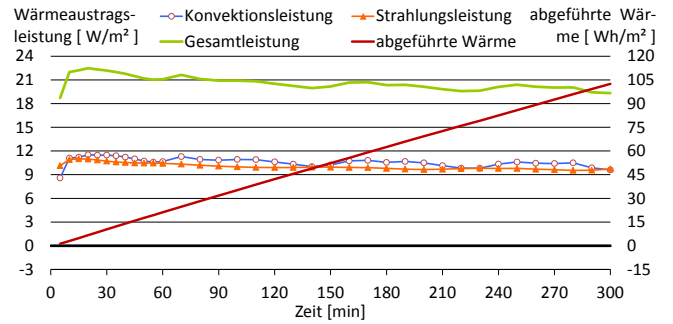
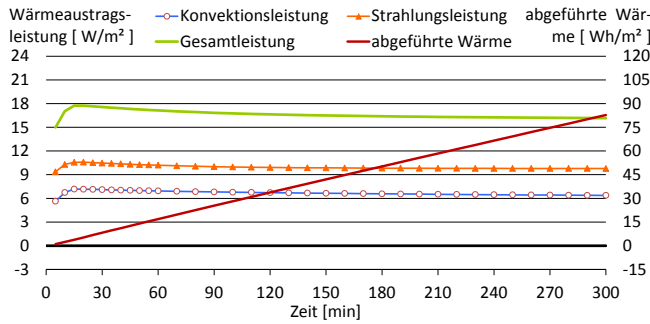


Abb. 408: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Decke.

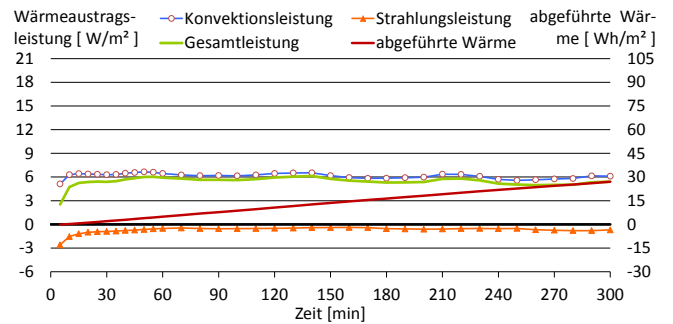
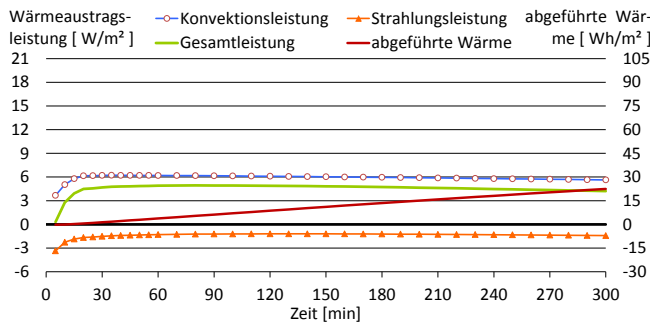


Abb. 409: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am Boden.

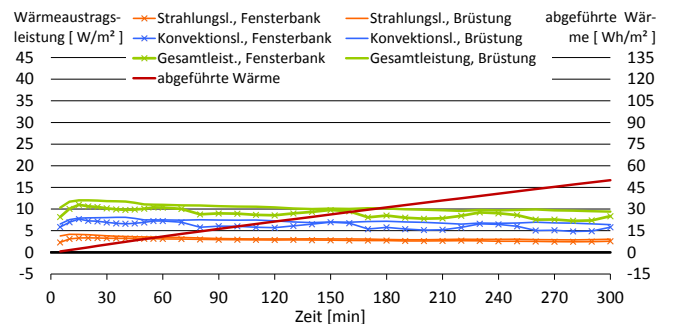
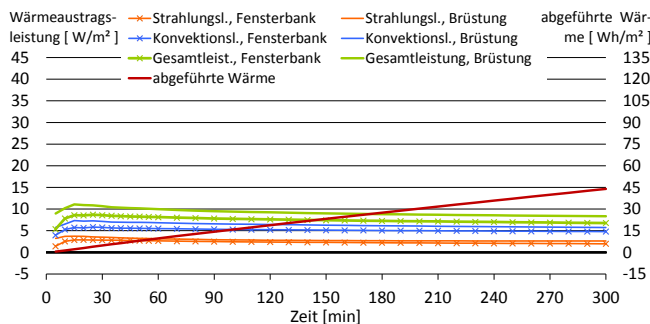


Abb. 410: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Brüstung.

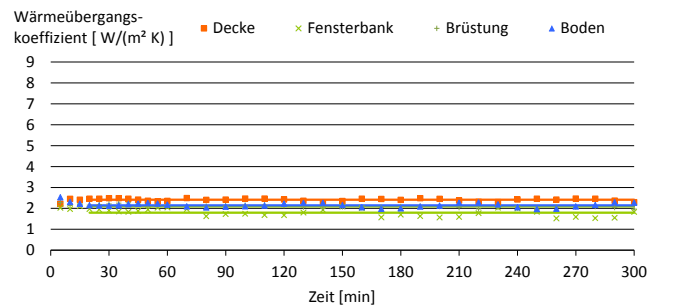
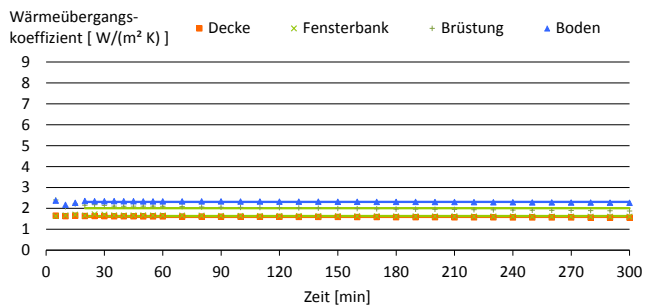


Abb. 411: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 23: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung
	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]		[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]
Decke	1,6	1,56	1,63	0,02	Decke	2,4	2,29	2,49	0,05
Fensterbank	1,6	1,60	1,72	0,02	Fensterbank	1,8	1,52	2,09	0,15
Brüstung	2,0	1,87	2,17	0,08	Brüstung	2,1	1,96	2,26	0,06
Boden	2,3	2,26	2,35	0,02	Boden	2,1	1,96	2,29	0,08

5.6.2 Modell 2: Oberlicht als Zuströmöffnung, Tür als Abströmöffnung

2-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

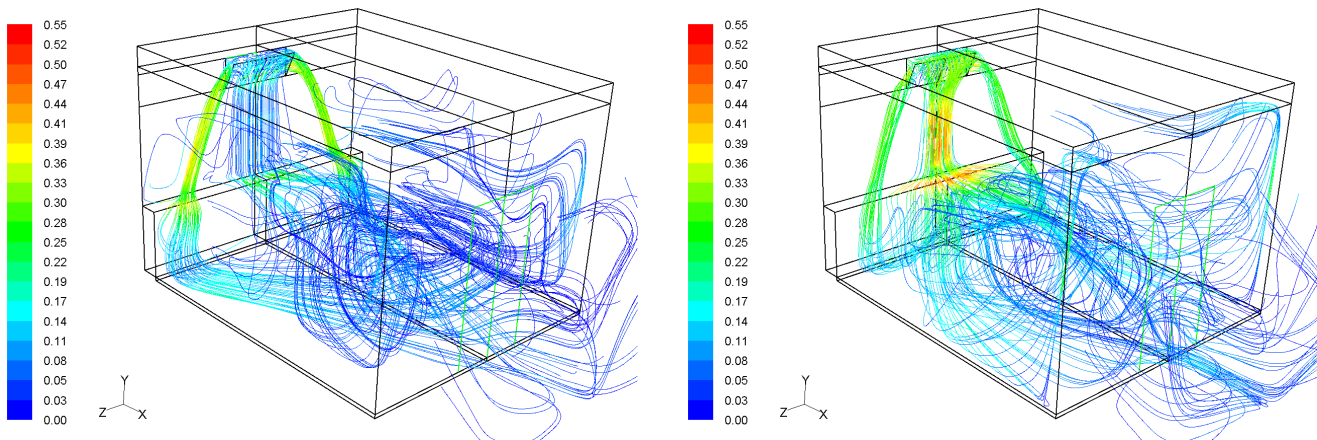


Abb. 412: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Die Kühlluft strömt durch ein Oberlicht in der Fassade ein und durch die Tür zum Korridor aus. (Die Strömungspfade im Korridor sind mit dargestellt.) Bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde strömen 74 % der Kühlluft durch die seitlichen Öffnungsflächen der Einlass-Klappe ein, bei vierfachem 37 %.

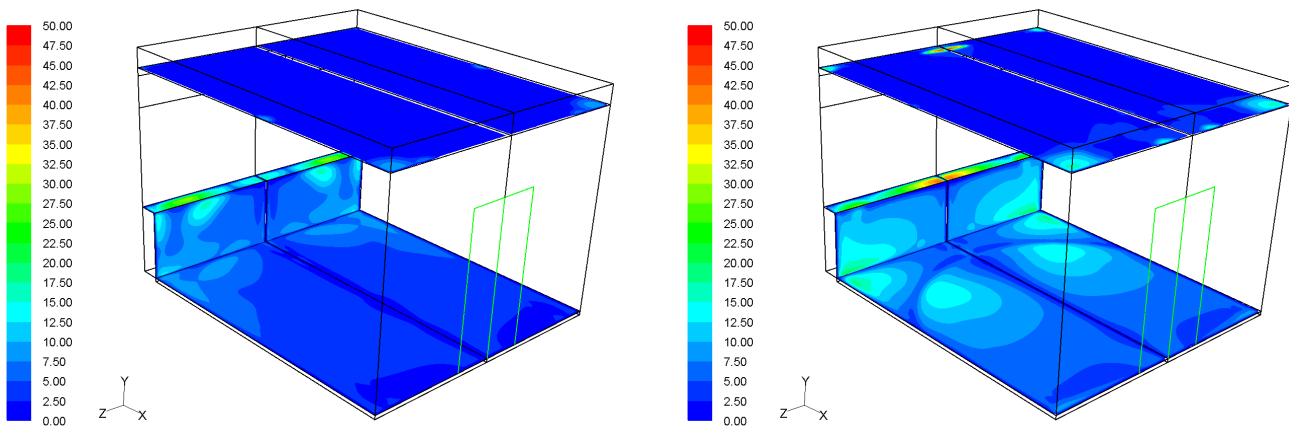


Abb. 413: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Bei vierfachem Luftwechsel pro Stunde führt das vermehrte Überströmen der Einlassklappe zu signifikant höheren konvektiven Wärmeübergängen im Anströmbereich der Decke und im Mittelbereich der Fensterbank. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 114 W und bei vierfachem 198 W.

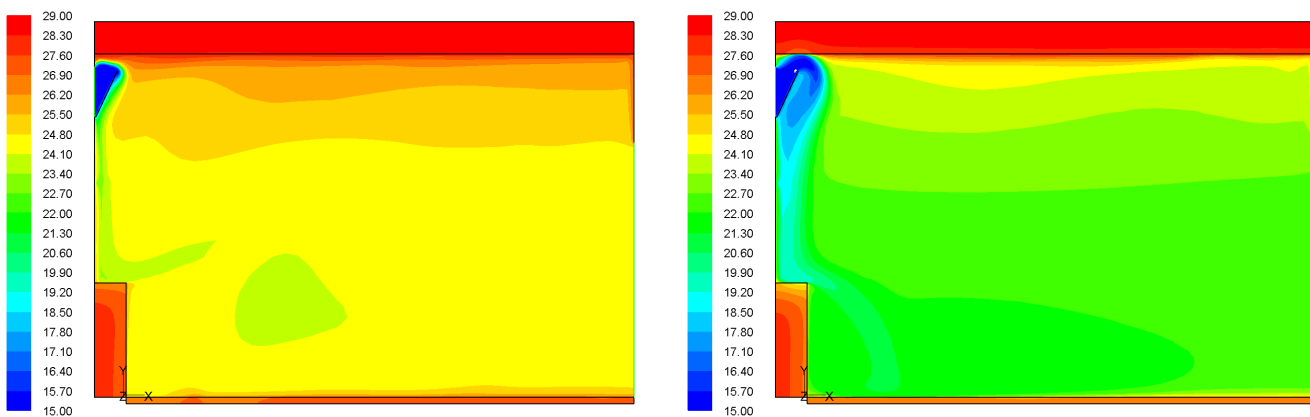


Abb. 414: Temperaturverteilung (Skala in °C) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Unabhängig vom Volumenstrom wird nur der untere Teil des Raumes (bis zur Türhöhe) intensiv durchströmt. Darüber sammelt sich nicht abgeführte Warmluft, die auf Grund geringer Durchströmung eine Temperaturschichtung ausbildet. Bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde behindert eine geschlossene Warmlufterschicht unterhalb der Decke konvektive Wärmeabträge. Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 24,9 °C und bei vierfachem 23,1 °C.

2-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

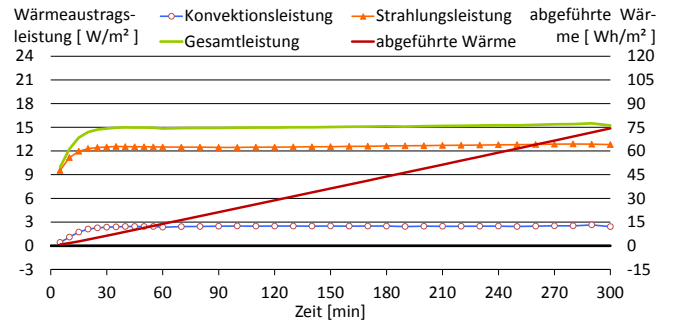
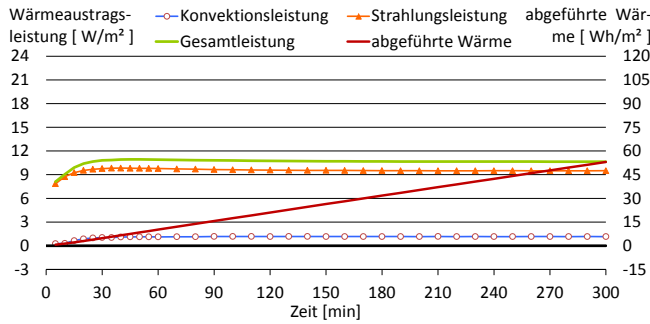


Abb. 415: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Decke**.

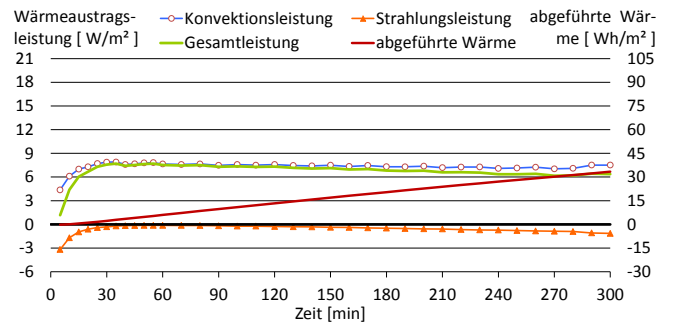
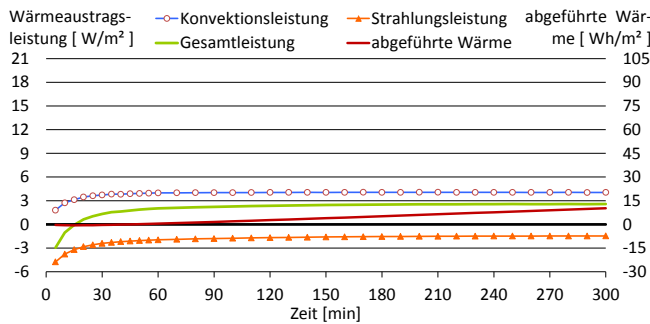


Abb. 416: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am **Boden**.

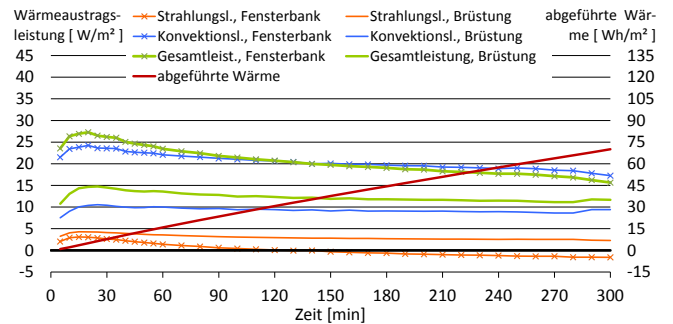
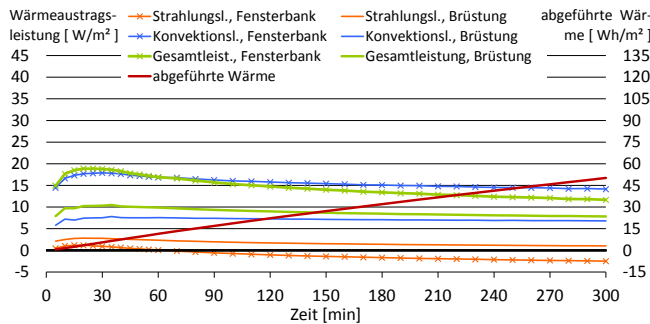


Abb. 417: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Brüstung**.

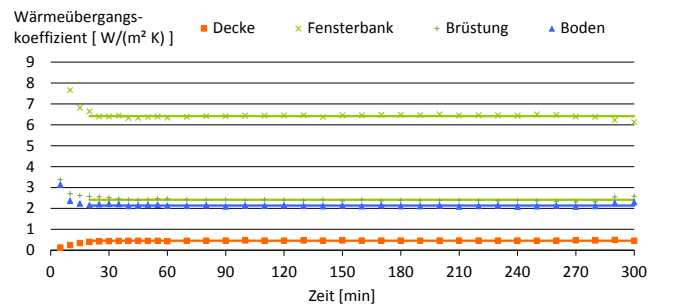
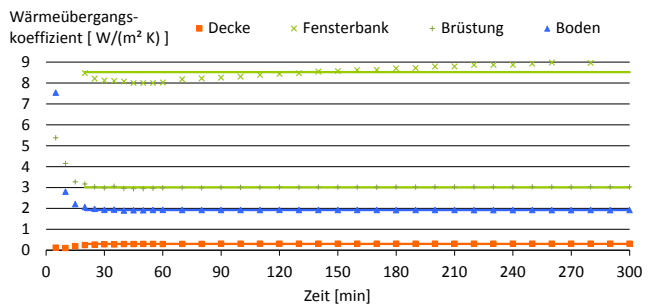


Abb. 418: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 24: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,min}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,max}$ [W/(m ² K)]	Mittlere betrags- mäßige Abweichung [W/(m ² K)]	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,min}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,max}$ [W/(m ² K)]	Mittlere betrags- mäßige Abweichung [W/(m ² K)]
Decke	0,30	0,25	0,31	0,01	Decke	0,45	0,40	0,49	0,01
Fensterbank	8,52	7,99	9,05	0,31	Fensterbank	6,41	6,12	6,64	0,06
Brüstung	3,01	2,94	3,16	0,02	Brüstung	2,41	2,31	2,58	0,05
Boden	1,92	1,90	2,06	0,01	Boden	2,14	2,08	2,29	0,03

2-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

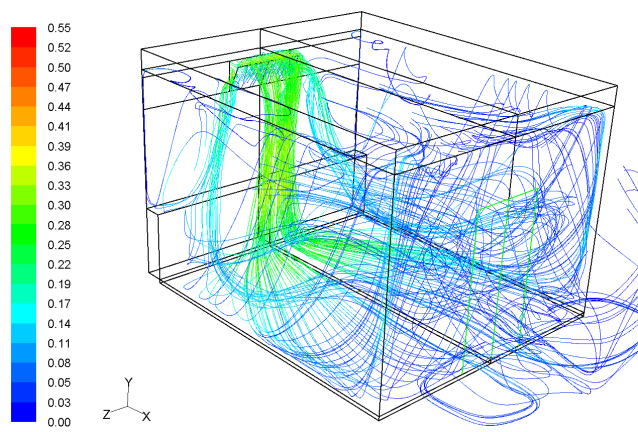
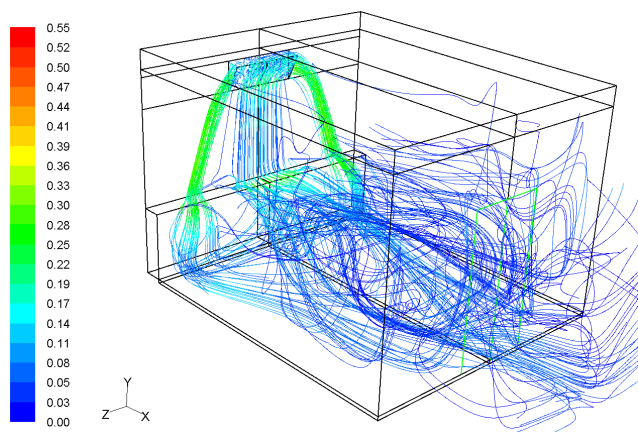


Abb. 419: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Auch hier sind die Strömungspfade im Korridor mit dargestellt. Bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde strömen 60 % der Kühlluft durch die seitlichen Öffnungsflächen der Einlass-Klappe ein, bei vierfachem 32 %.

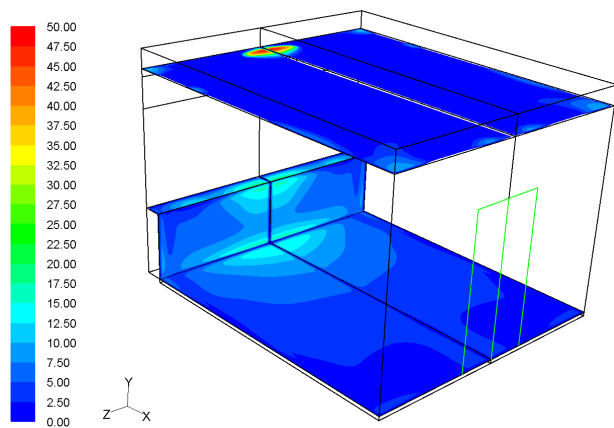
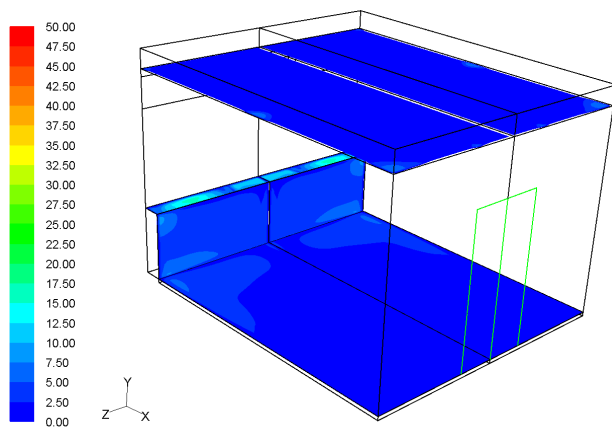


Abb. 420: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Bei vierfachem Luftwechsel pro Stunde findet an der Decke in einem kleinen angeströmten Bereich ein intensiver Wärmeaustausch mit der Kühlluft statt; bei zweifachem Luftwechsel ist der Luftstrom oberhalb der Einlassklappe zu schwach für eine direkte Anströmung der Decke. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 63 W und bei vierfachem 132 W.

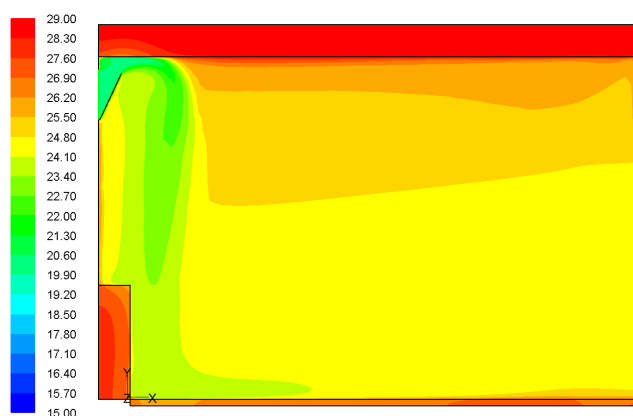
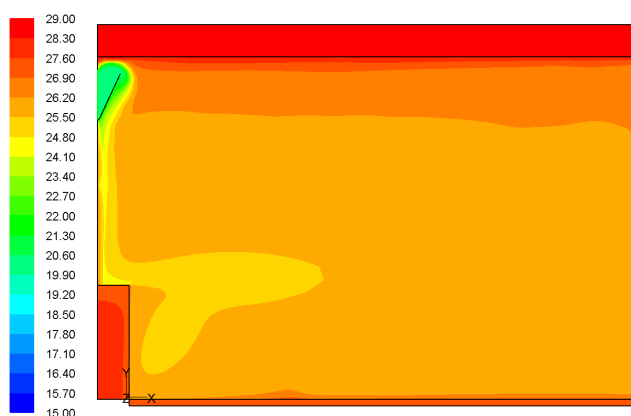


Abb. 421: Temperaturverteilung (Skala in $^{\circ}\text{C}$) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Im linken Bild lässt sich gut erkennen, dass Warmluft oberhalb der Türöffnung nicht abgesaugt wird. Durch die resultierende Warmluftschicht sind konvektive Wärmeausträge an der Decke kaum möglich. Bei vierfachem Luftwechsel zeigt sich der Effekt in abgeschwächter Form, wobei hier die Einlassklappe den starken Zuluftstrom gegen die Decke lenkt und so in einem kleinen Bereich eine intensive Anströmung und hohe konvektive Wärmeströme bewirkt. Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 26,0 $^{\circ}\text{C}$ und bei vierfachem 25,0 $^{\circ}\text{C}$.

2-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

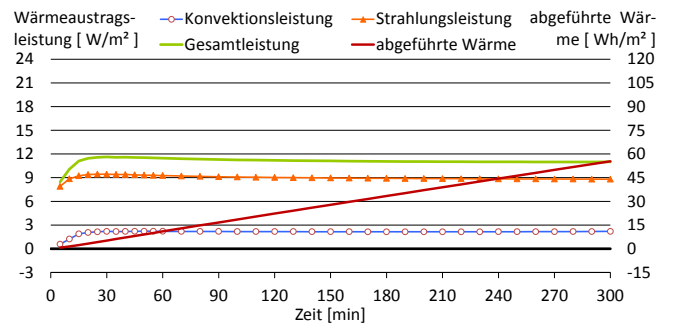
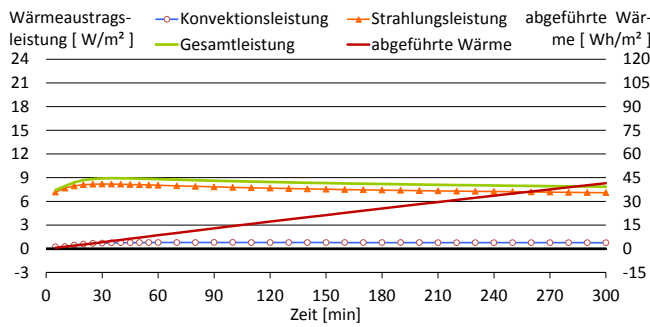


Abb. 422: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Decke**.

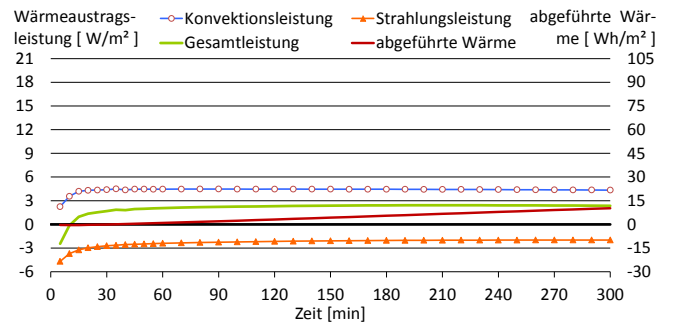
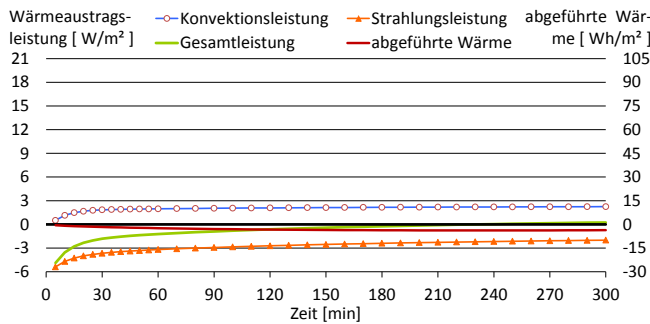


Abb. 423: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am **Boden**.

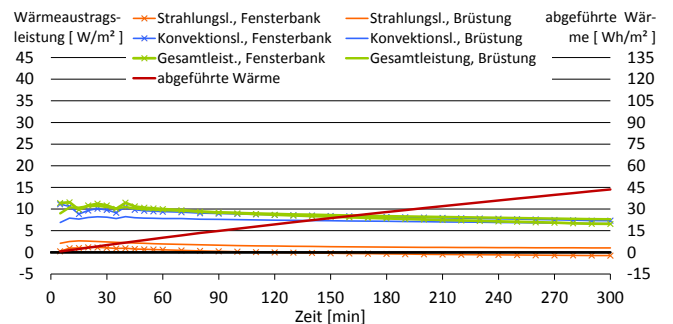
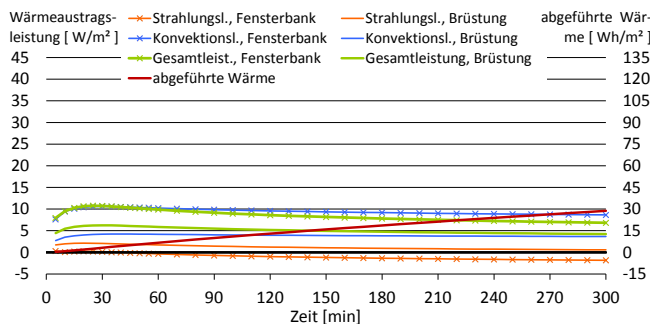


Abb. 424: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Brüstung**.

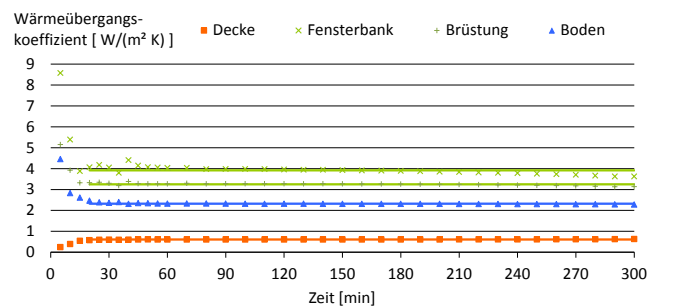
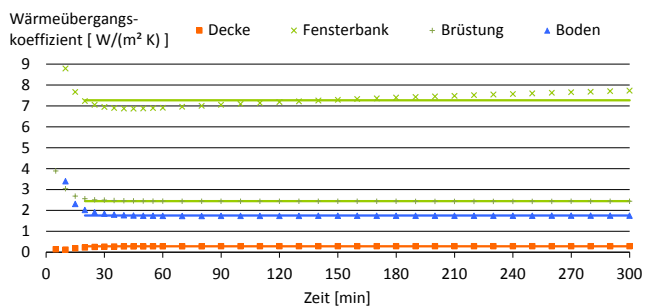


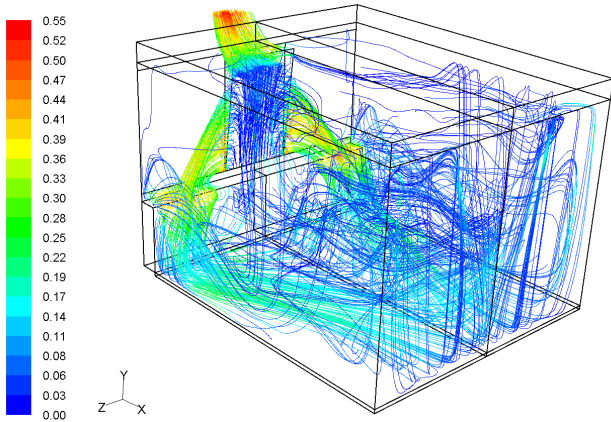
Abb. 425: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 25: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,min}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,max}$ [W/(m ² K)]	Mittlere betragsmäßige Abweichung [W/(m ² K)]	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,min}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,max}$ [W/(m ² K)]	Mittlere betragsmäßige Abweichung [W/(m ² K)]
Decke	0,28	0,23	0,29	0,01	Decke	0,61	0,58	0,63	0,01
Fensterbank	7,27	6,87	7,73	0,25	Fensterbank	3,92	3,62	4,40	0,13
Brüstung	2,44	2,43	2,56	0,02	Brüstung	3,25	3,13	3,38	0,04
Boden	1,76	1,73	2,02	0,03	Boden	2,32	2,28	2,47	0,02

5.6.3 Modell 3: Kipp-Fenster als Zuströmöffnung, Oberlicht als Abströmöffnung

Freie Fensterlüftung bei 15 °C Zulufttemperatur



Freie Fensterlüftung bei 20 °C Zulufttemperatur

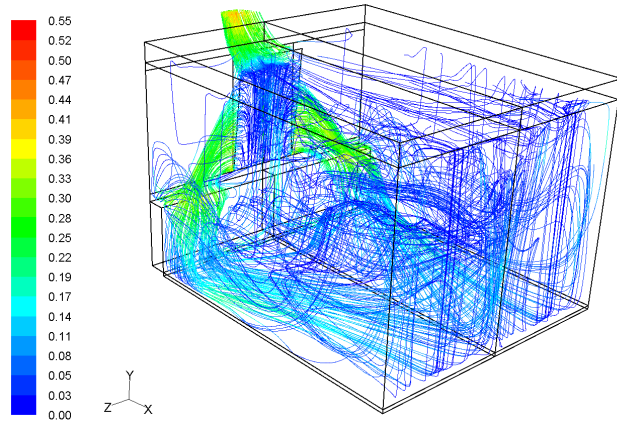


Abb. 426: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Kühle Außenluft strömt durch die seitlichen Öffnungsflächen des mittig angeordneten Kippfensters in den Raum ein. Die von der kühleren und damit dichteren Frischluft verdrängte warme Raumluft strömt im oberen Öffnungsbereich des Kippfensters nach außen ab. Angetrieben durch den Dichteunterschied zwischen Zu- und Raumluft ergibt sich bei 15 °C Zulufttemperatur ein 3,3-facher und bei 20 °C Zulufttemperatur ein 2,6-facher Luftwechsel.

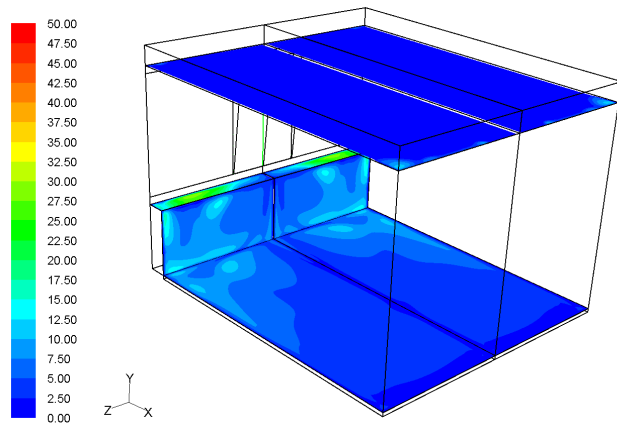
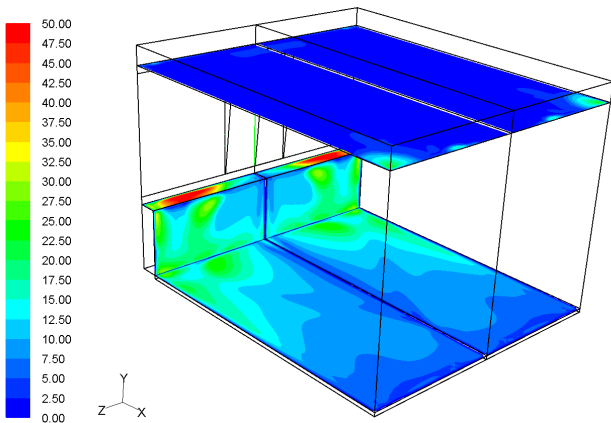


Abb. 427: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Die Ähnlichkeit der Strömungsfelder spiegelt sich in der Verteilung der Wärmeströme an den Bauteiloberflächen wieder; bei 15 °C Zulufttemperatur sind die Wärmestromdichten jedoch erheblich höher. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei 15 °C Zulufttemperatur 264 W und bei 20 °C Zulufttemperatur 125 W.

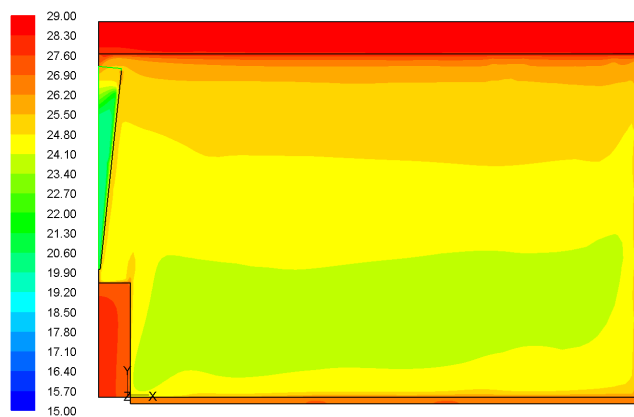
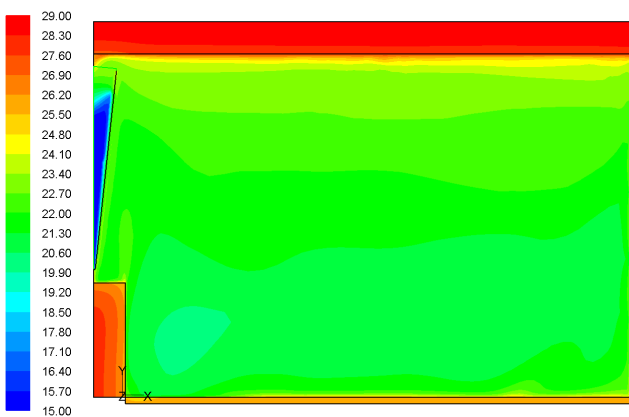


Abb. 428: Temperaturverteilung (Skala in °C) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Durch die auftriebsinduzierte Fensterlüftung ergibt sich eine Temperaturschichtung, die bei 20 °C Zulufttemperatur eine signifikant stärkere Spreizung und eine ausgeprägtere Warmluftschicht unterhalb der Decke aufweist. Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei 15 °C Zulufttemperatur 21,8 °C und bei 20 °C Zulufttemperatur 24,6 °C.

Freie Fensterlüftung bei 15 °C Zulufttemperatur

Freie Fensterlüftung bei 20 °C Zulufttemperatur

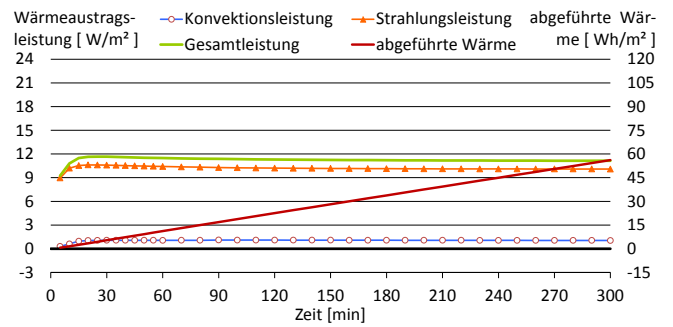
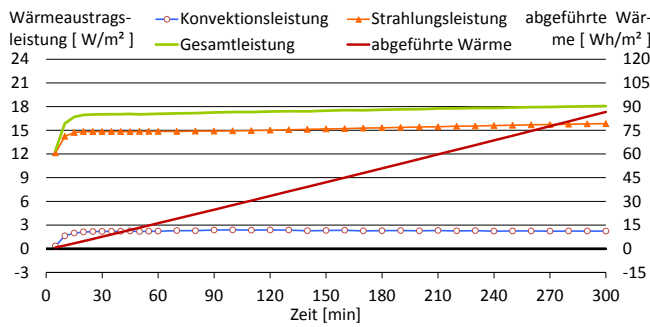


Abb. 429: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Decke.

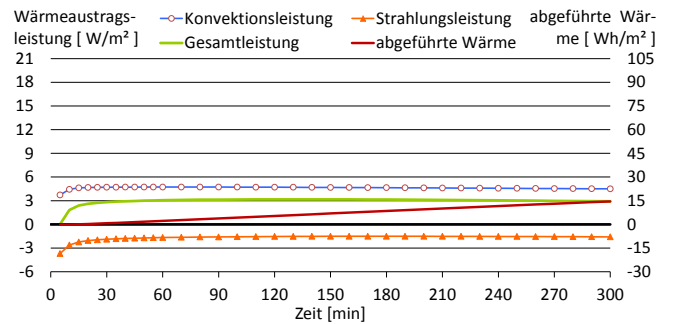
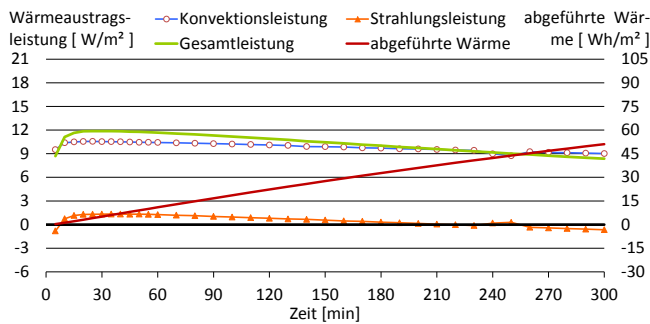


Abb. 430: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am Boden.

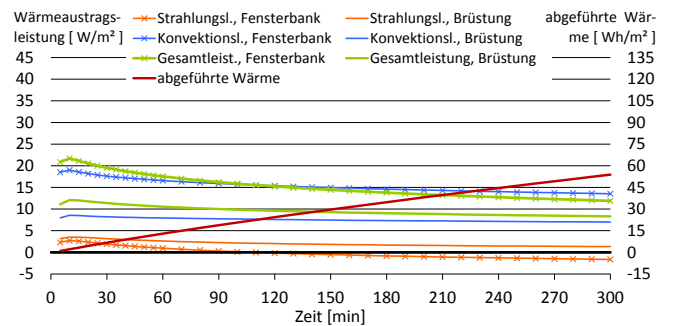
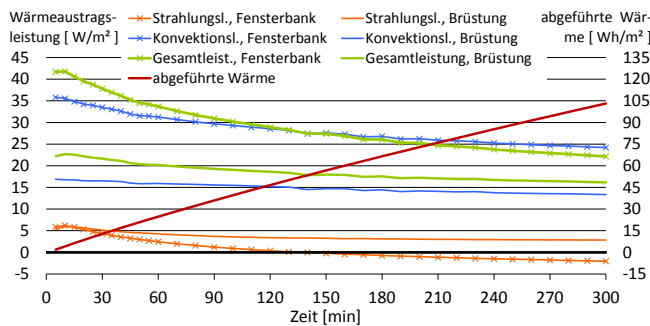


Abb. 431: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Brüstung.

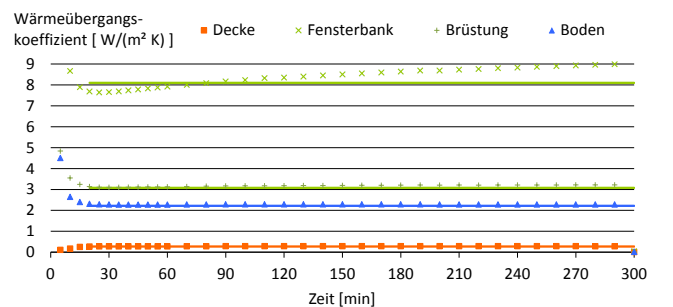
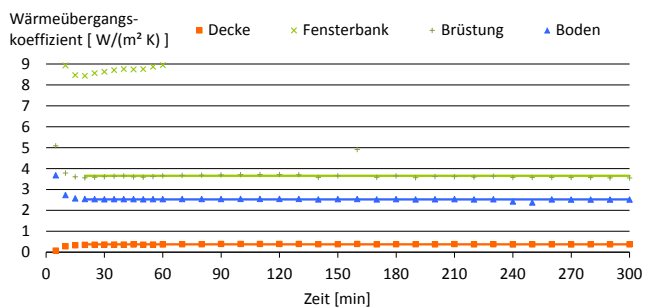
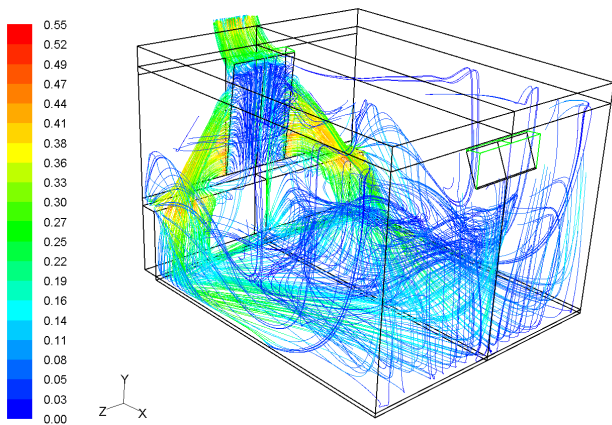


Abb. 432: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 26: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{\text{konv,mittel}}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{\text{konv,min}}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{\text{konv,max}}$ [W/(m ² K)]	Mittlere betrags- mäßige Abweichung [W/(m ² K)]	Oberfläche	$\alpha_{\text{konv,mittel}}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{\text{konv,min}}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{\text{konv,max}}$ [W/(m ² K)]	Mittlere betrags- mäßige Abweichung [W/(m ² K)]
Decke	0,37	0,35	0,40	0,01	Decke	0,28	0,00	0,29	0,02
Fensterbank	9,20	8,43	9,55	0,29	Fensterbank	8,10	0,05	8,99	0,68
Brüstung	3,65	3,55	4,91	0,09	Brüstung	3,07	0,02	3,22	0,18
Boden	2,52	2,37	2,55	0,02	Boden	2,22	0,02	2,31	0,13

2-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur



4-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

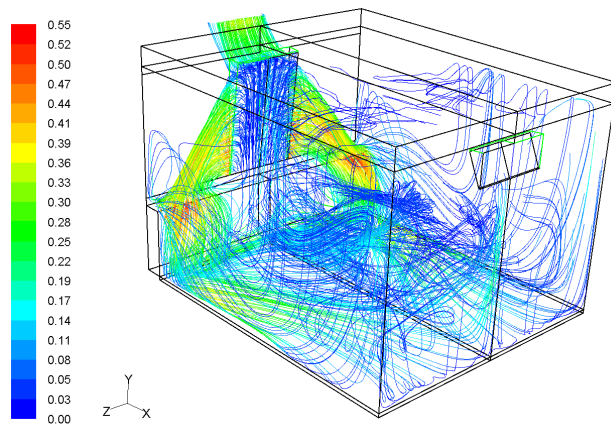


Abb. 433: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Durch die maschinelle Luftabsaugung nimmt der Zuluftstrom zu und die thermisch induzierte Abströmung durch die oberen Fensterbereiche ab. Bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde vergrößert sich durch den Auftriebseffekt der Zuluftmassenstrom gegenüber dem maschinell geförderten Abluftmassenstrom um 95 %, bei vierfachem Luftwechsel um 37 %. Dadurch ist der Kühlluftmassenstrom bei vierfachem maschinellen Luftwechsel lediglich 40 % höher als bei zweifachem.

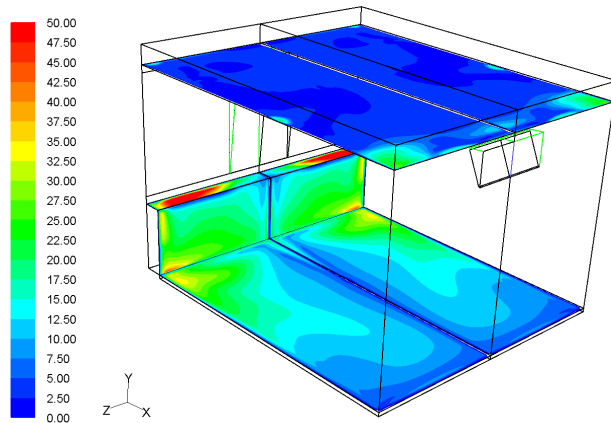
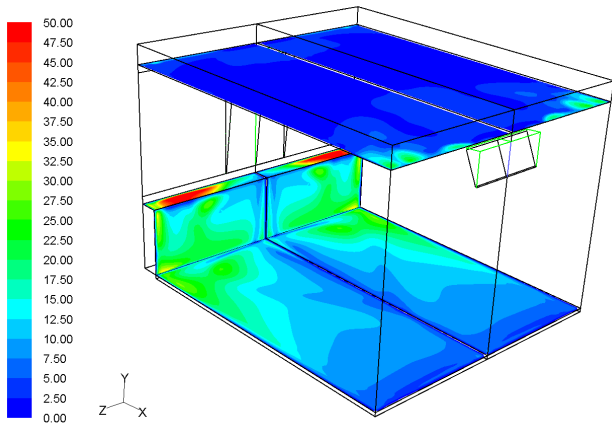


Abb. 434: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Die ähnlichen Strömungspfade und die vergleichsweise geringen Unterschiede beim Luftmassenstrom führen zu einer ähnlichen Verteilung der konvektiven Wärmeübergänge an den Oberflächen und nur relativ geringen quantitativen Unterschieden zwischen zwei- und vierfachem Luftwechsel. Die Decke wird zwar nicht von Außenluft angeströmt, weist jedoch eine geringe aber großflächige konvektive Wärmeübertragung auf. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 299 W und bei vierfachem 338 W.

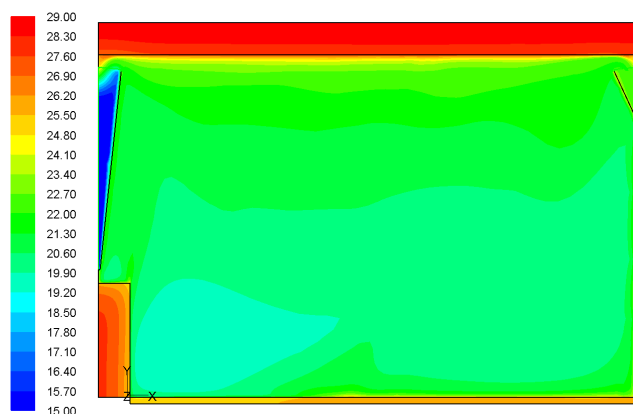
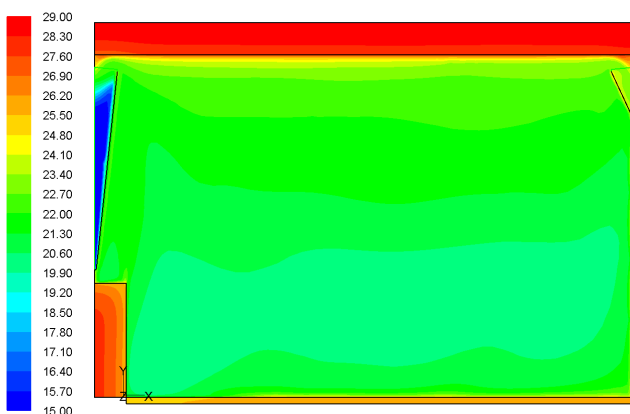


Abb. 435: Temperaturverteilung (Skala in $^{\circ}\text{C}$) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Durch die vom Auftriebseffekt verstärkten Volumenströme wird die Raumluft stark durchmischt, und es stellen sich ähnlich niedrige Lufttemperaturen ein wie beim 6- bzw. 8-fachen Luftwechsel bei Modell 1 (s. Abs. 5.6.1). Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde $21,9^{\circ}\text{C}$ und bei vierfachem $21,4^{\circ}\text{C}$. Die thermische Grenzschicht an der Decke ist nur sehr schwach ausgeprägt.

2-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

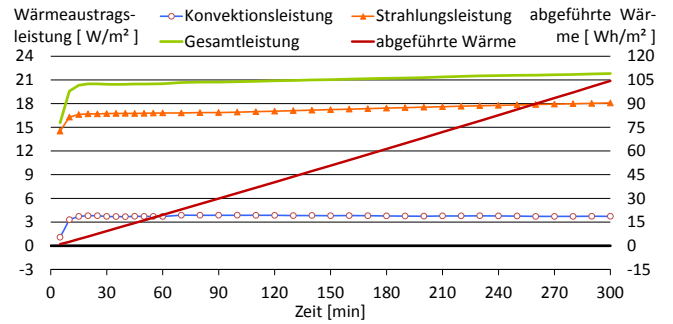
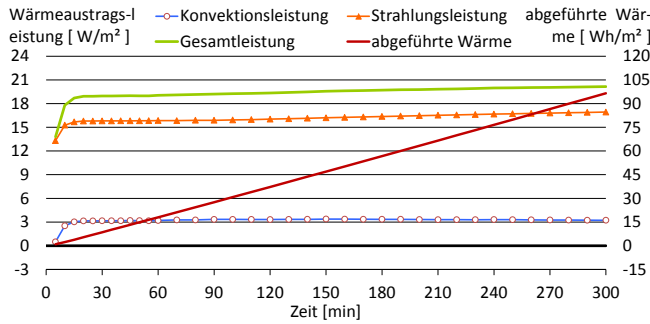


Abb. 436: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Decke.

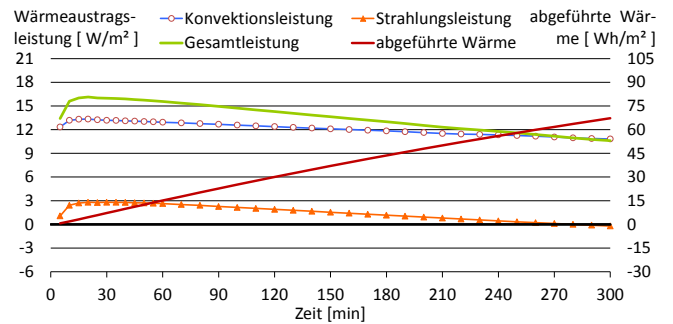
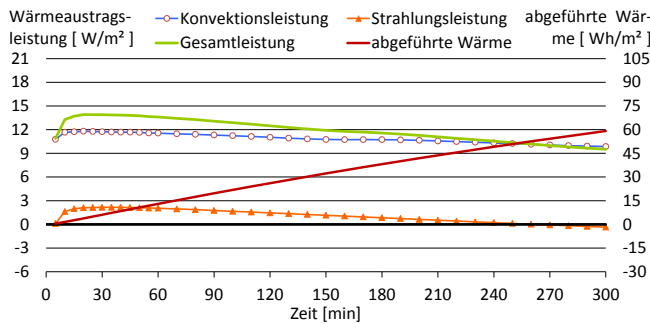


Abb. 437: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am Boden.

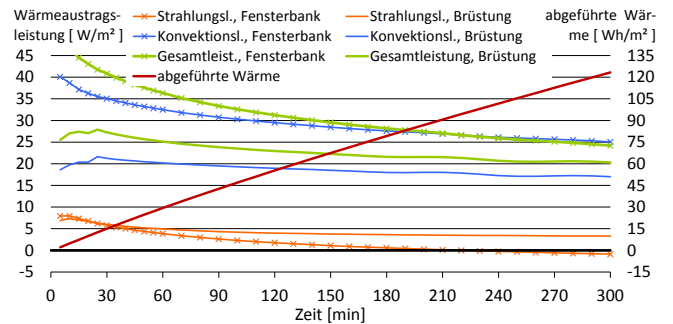
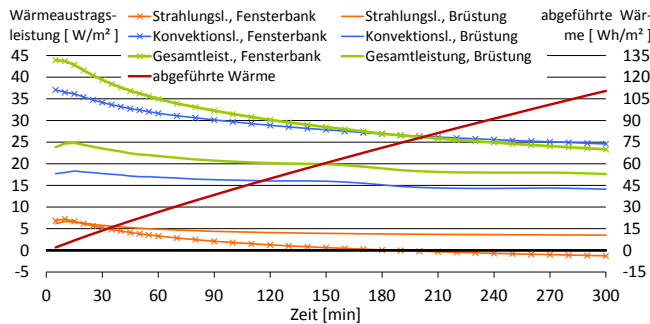


Abb. 438: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Brüstung.

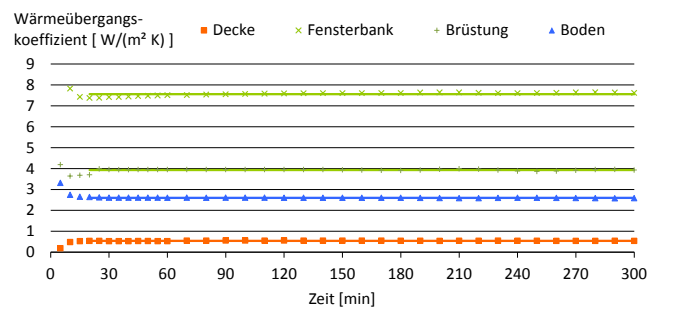
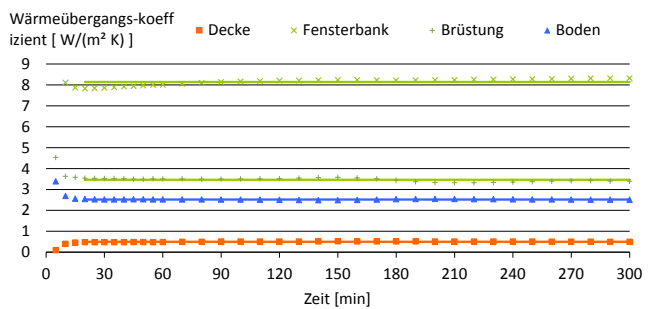


Abb. 439: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 27: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung
	[W/(m ² K)]	[W/(m ² K)]	[W/(m ² K)]	[W/(m ² K)]		[W/(m ² K)]	[W/(m ² K)]	[W/(m ² K)]	[W/(m ² K)]
Decke	0,50	0,48	0,52	0,01	Decke	0,54	0,52	0,56	0,01
Fensterbank	8,14	7,82	8,31	0,13	Fensterbank	7,56	7,37	7,64	0,07
Brüstung	3,46	3,32	3,58	0,07	Brüstung	3,93	3,70	3,99	0,03
Boden	2,52	2,49	2,54	0,01	Boden	2,60	2,58	2,64	0,01

2-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

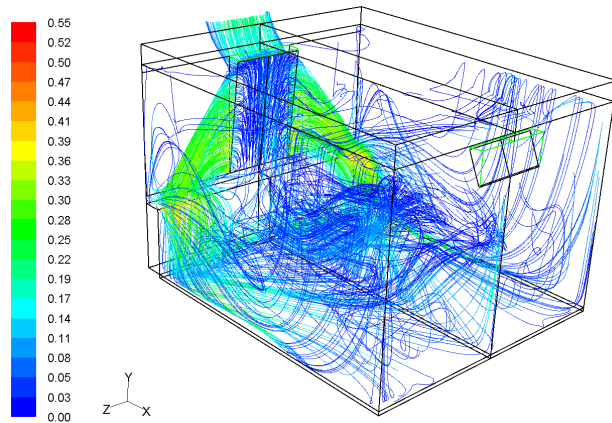
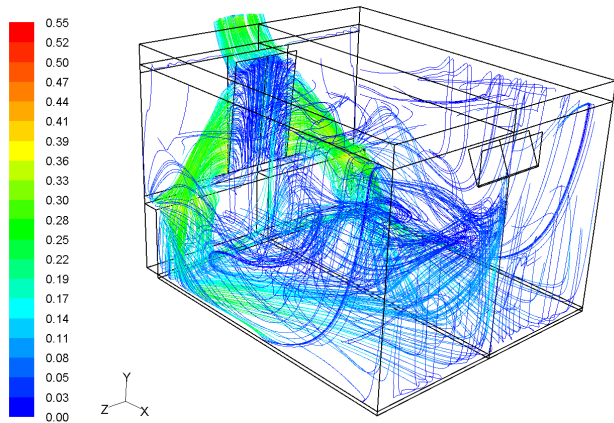


Abb. 440: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Auch hier verstärkt der Auftriebseffekt den Fenstervolumenstrom; auf Grund der geringeren Temperatur- bzw. Dichteunterschiede zur Raumluft jedoch weniger stark als bei 15 °C Zulufttemperaturen. Bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde vergrößert sich hier der einströmende Luftmassenstrom gegenüber dem am Auslass vorgegebenen um 72 % und bei vierfachem Luftwechsel um 23 %.

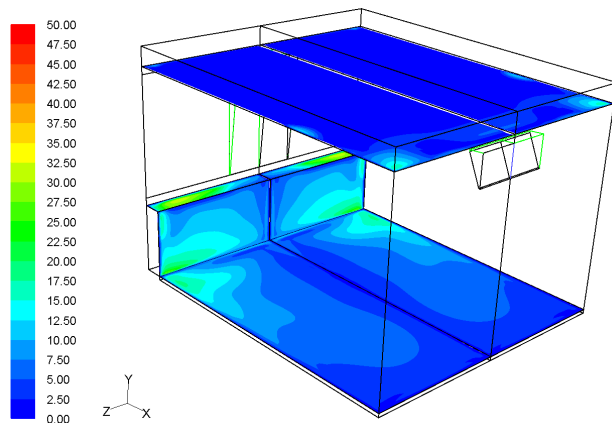
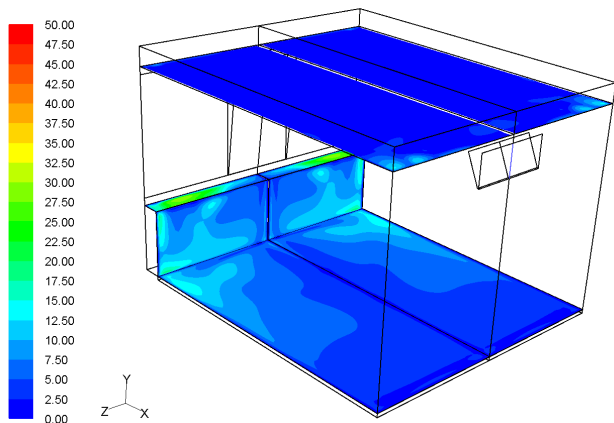


Abb. 441: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Weil sich im Raum ein ähnliches Strömungsfeld ausbildet wie bei Zulufttemperaturen von 15 °C, stellt sich auch eine vergleichbare Verteilung der konvektiven Wärmeströme ein. Auf Grund des geringeren Kühlpotentials der wärmeren Zuluft sind die Kühlleistungen jedoch niedriger. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 149 W und bei vierfachem 174 W.

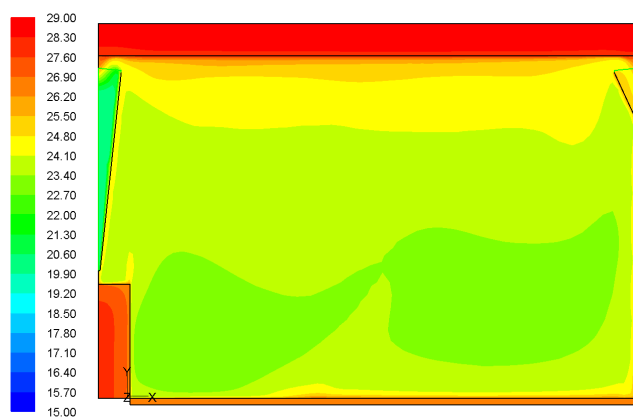
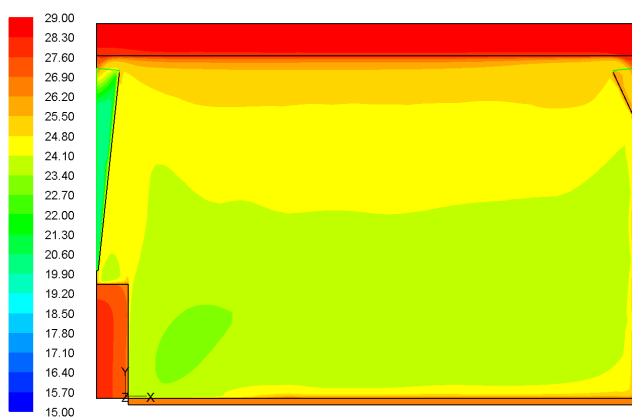


Abb. 442: Temperaturverteilung (Skala in °C) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Auf Grund verringerter Volumenströme und höherer Raumlufttemperaturen wurde den thermischen Speichern im Laufe der Nachtlüftung etwa 45 % weniger Wärme entzogen als bei 15 °C Zulufttemperatur. Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 24,4 °C und bei vierfachem 24,1 °C.

2-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

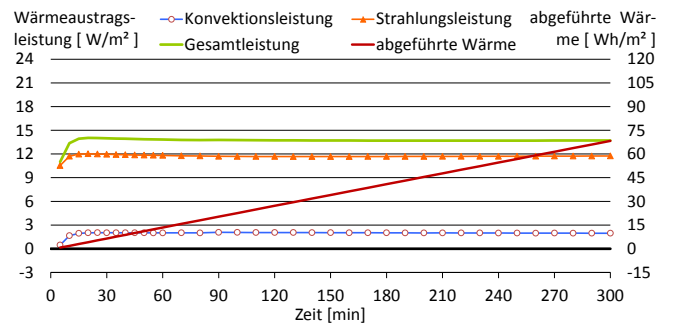
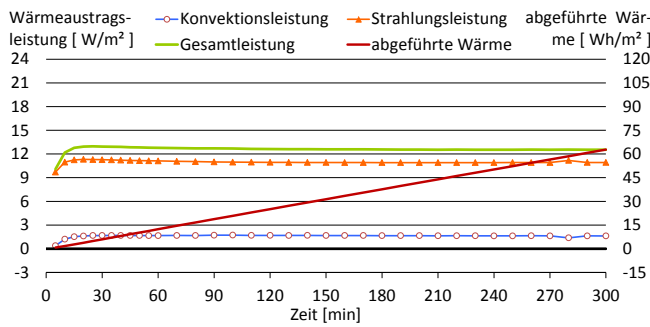


Abb. 443: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Decke.

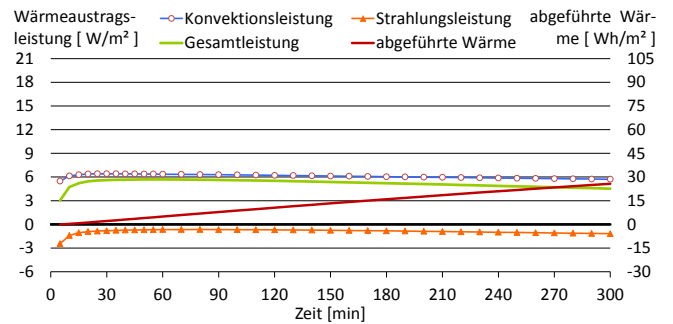
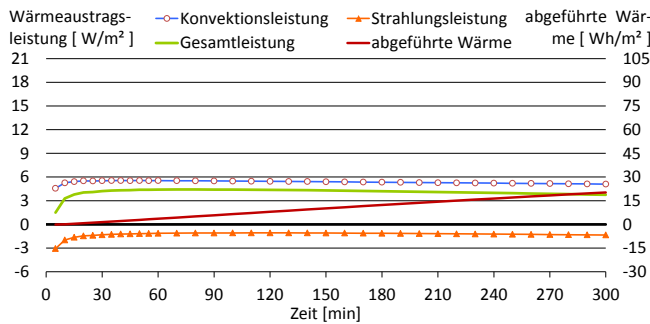


Abb. 444: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am Boden.

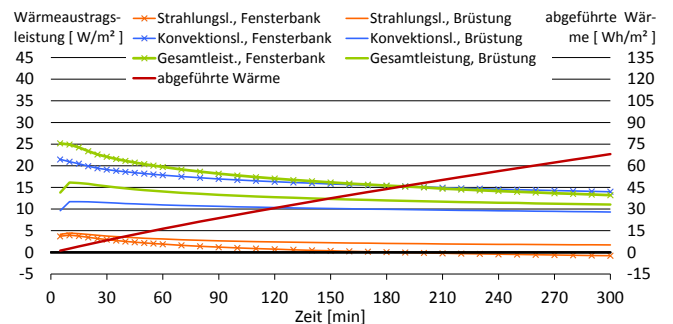
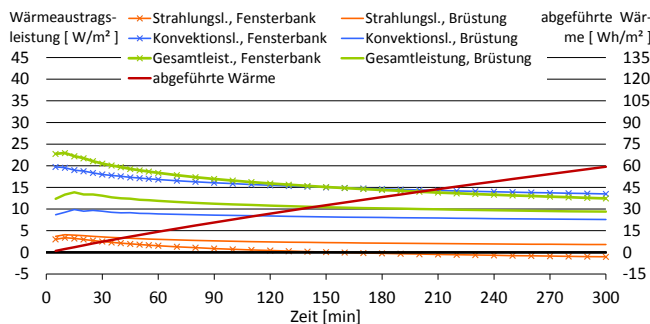


Abb. 445: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Brüstung.

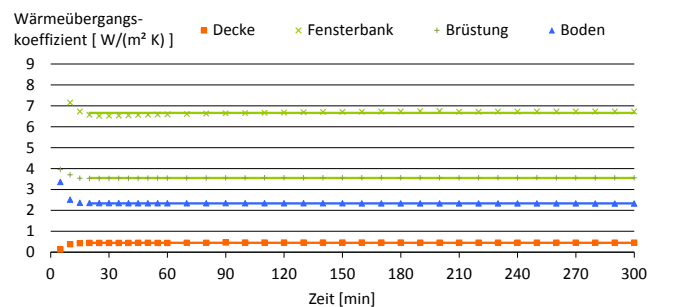
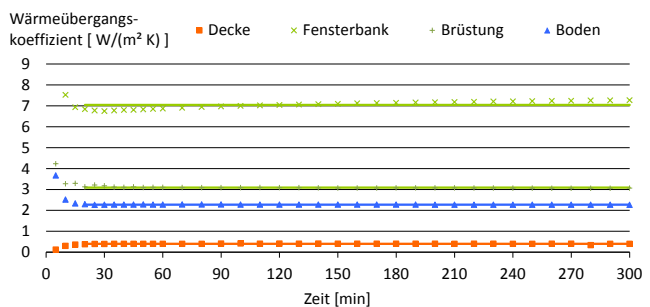


Abb. 446: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 28: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,min}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,max}$ [W/(m ² K)]	Mittlere betrags- mäßige Abweichung [W/(m ² K)]	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,min}$ [W/(m ² K)]	$\alpha_{konv,max}$ [W/(m ² K)]	Mittlere betrags- mäßige Abweichung [W/(m ² K)]
Decke	0,40	0,34	0,41	0,01	Decke	0,45	0,44	0,46	0,01
Fensterbank	7,04	6,74	7,27	0,15	Fensterbank	6,66	6,52	6,75	0,06
Brüstung	3,09	3,06	3,21	0,02	Brüstung	3,55	3,53	3,57	0,01
Boden	2,27	2,26	2,29	0,00	Boden	2,34	2,33	2,35	0,00

5.6.4 Modell 4: Lüftungselement als Zuströmöffnung, Teller Ventil als Abströmöffnung

2-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

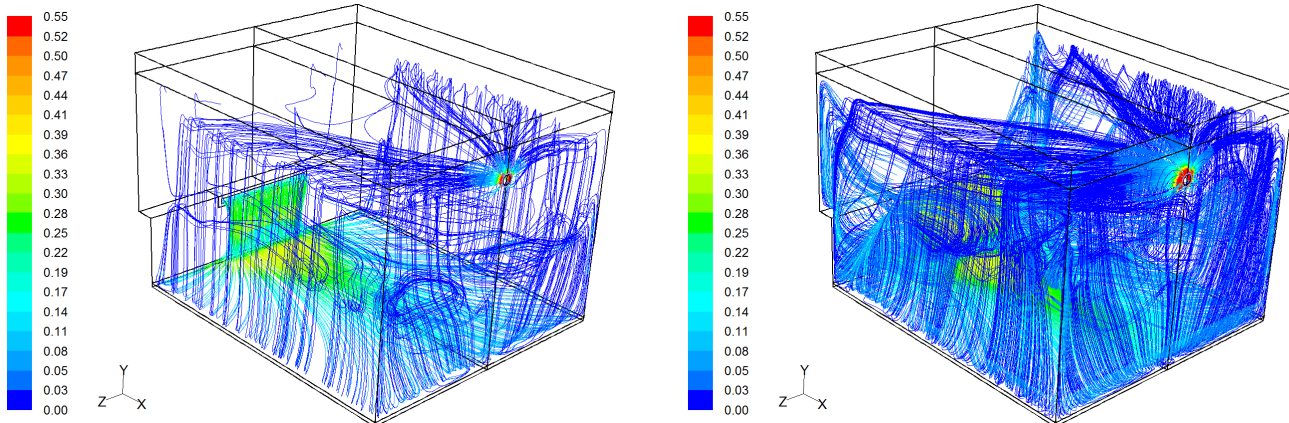


Abb. 447: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Die Kühlluft wird durch ein mittig unterhalb des Fensters in die Brüstung integriertes Lüftungselement zugeführt. Es bildet sich eine gegen die Raumluft abgegrenzte (bei vierfachem Luftwechsel strahlartige) Strömung aus, die in Kombination mit dem kurzen Strömungsweg zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten und niedrigen Kühllufttemperaturen am Boden führt. Durch Wärmeaustausch der Raumluft mit den vom langwelligen Strahlungsaustausch erwärmten Innenwänden (vgl. Abs. 5.7.3) entwickeln sich Auftriebsströmungen.

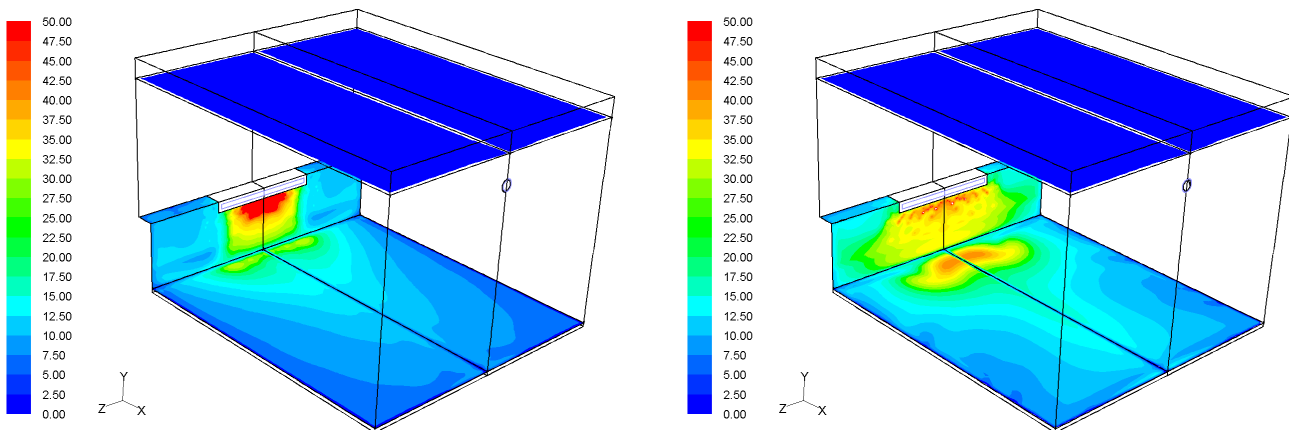


Abb. 448: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Boden und Brüstung zeigen hohe Wärmeabträge; die Decke wird nur durch Konvektion an den Wänden angeströmt und zeigt daher insbesondere bei zweifachem Luftwechsel keine nennenswerten konvektiven Wärmeabträge. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 184 W und bei vierfachem 286 W.

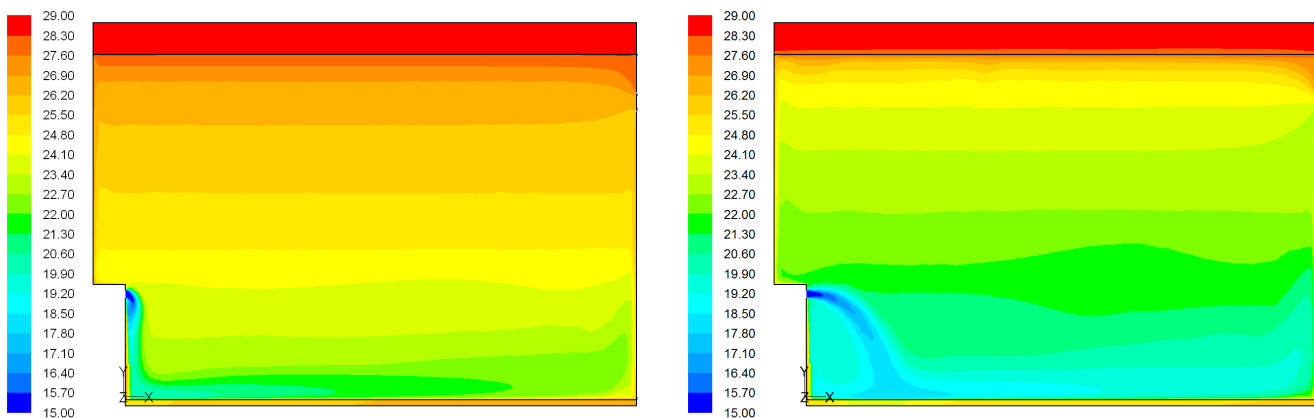


Abb. 449: Temperaturverteilung (Skala in °C) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Die 85 cm über dem Boden eingeleitete Kühlluft ruft nur in Bodennähe hohe Strömungsgeschwindigkeiten hervor. Die so fehlende Durchmischung der Raumluft führt zu einer starken Temperaturschichtung, die in Wandnähe von den Konvektionsströmungen durchbrochen wird. An der Decke behindern hohe Lufttemperaturen und geringe Luftgeschwindigkeiten konvektive Wärmeabgaben. Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 25,3 °C und bei vierfachem 23,1 °C.

2-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur

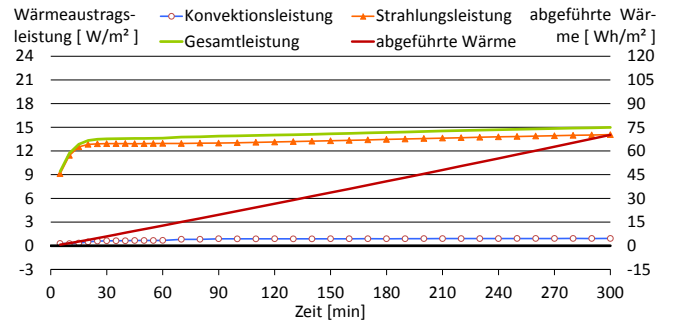
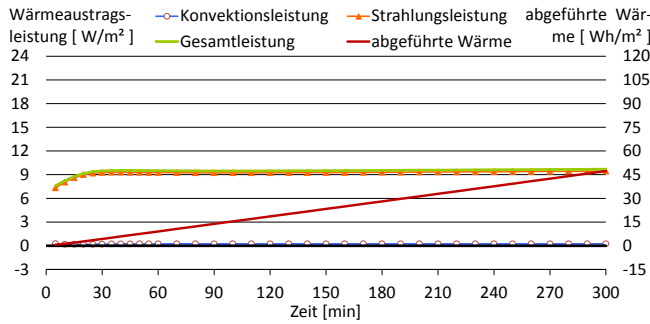


Abb. 450: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Decke**.

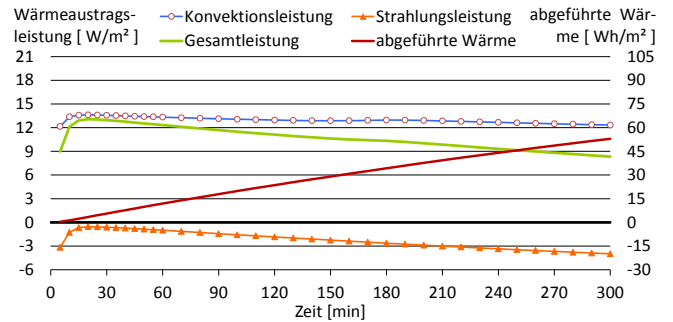
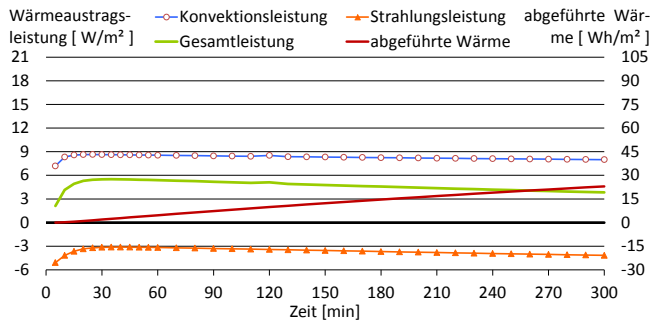


Abb. 451: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am **Boden**.

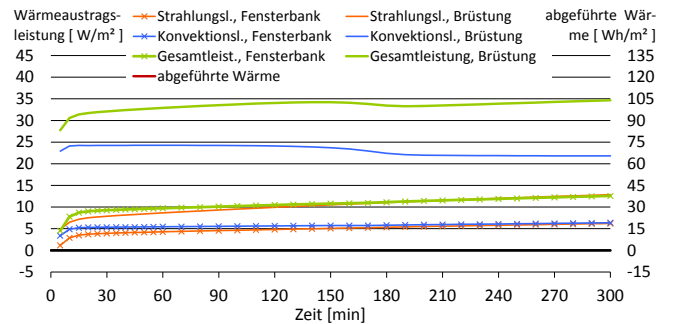
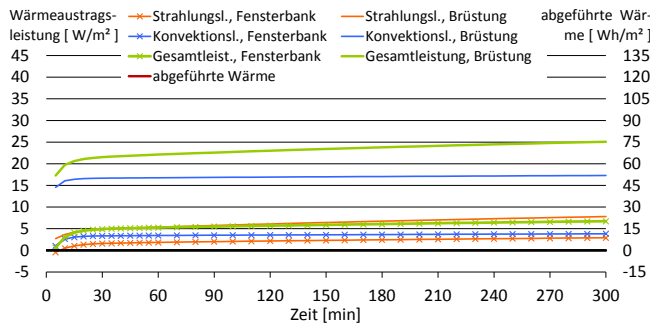


Abb. 452: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der **Brüstung**.

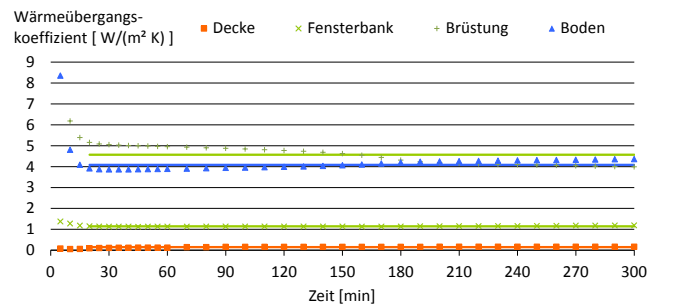
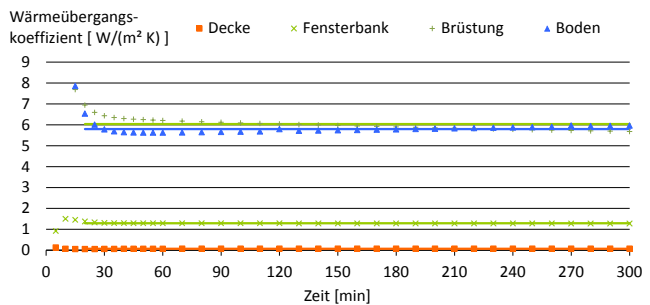


Abb. 453: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 29: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung
	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]		[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]
Decke	0,07	0,05	0,07	0,00	Decke	0,15	0,09	0,17	0,02
Fensterbank	1,29	1,28	1,38	0,01	Fensterbank	1,15	1,12	1,19	0,01
Brüstung	6,04	5,68	6,94	0,22	Brüstung	4,57	3,99	5,16	0,37
Boden	5,80	5,62	6,53	0,12	Boden	4,08	3,86	4,36	0,17

2-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

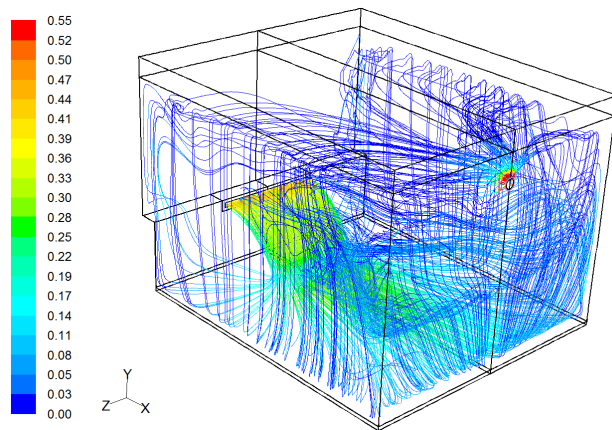
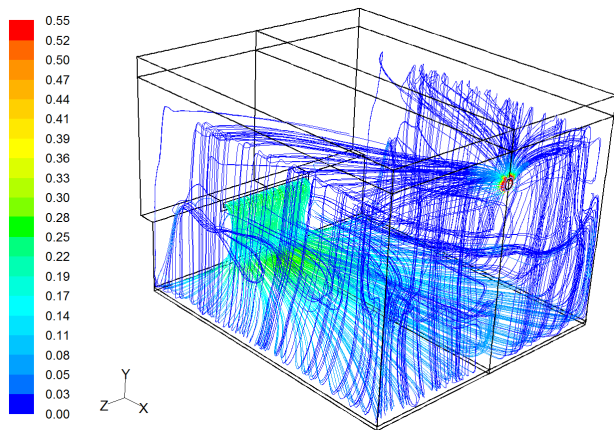


Abb. 454: Pfadlinien der Luftströmungen nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb (Skala: Strömungsgeschwindigkeit in m/s): Die Strömungspfade entsprechen weitgehend denen bei 15 °C Zulufttemperatur.

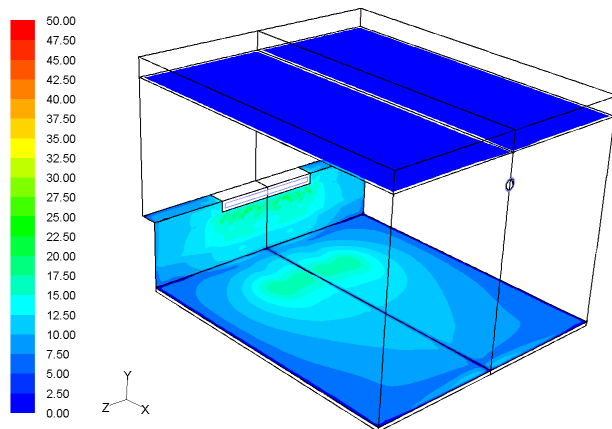
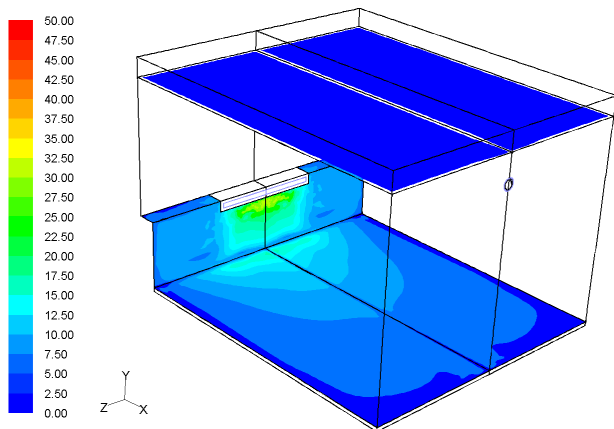


Abb. 455: Verteilung der konvektiven Wärmestromdichten (Skala in W/m^2) nach 60 minütigem Nachtlüftungsbetrieb: Durch die Entwicklung ähnlicher Strömungsfelder wie bei 15 °C Zulufttemperatur, verteilen sich auch die Wärmeströme an den Raumbooberflächen analog. Die höhere Kühllufttemperatur führt hier jedoch zu verringerten Wärmeabgaben. Die konvektive Gesamtwärmetransferleistung aller farblich gekennzeichneten Oberflächen beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 105 W und bei vierfachem 159 W.

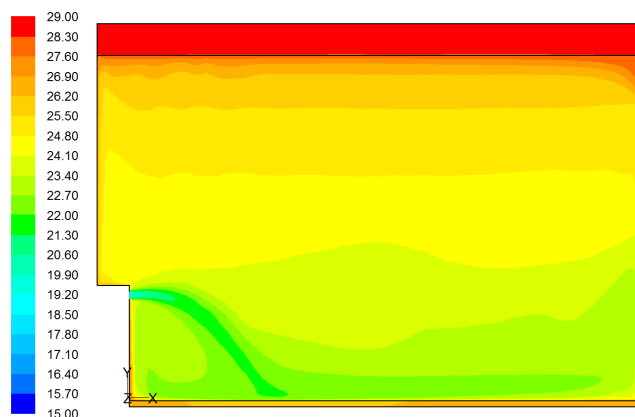
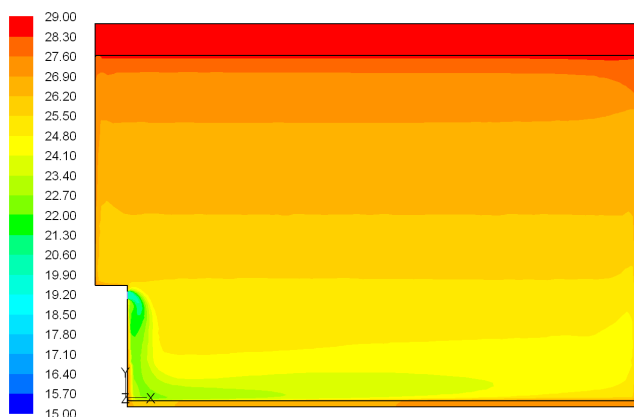


Abb. 456: Temperaturverteilung (Skala in °C) in der Symmetrieebene des Raums nach fünfständigem Nachtlüftungsbetrieb: Es zeigt sich eine ähnlich ausgeprägte Temperaturschichtung wie bei 15 °C Zulufttemperatur, jedoch mit einer geringeren Temperaturspreizung. Die mittlere Raumlufttemperatur beträgt bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde 26,1 °C und bei vierfachem 24,7 °C.

2-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

4-facher Luftwechsel bei 20 °C Zulufttemperatur

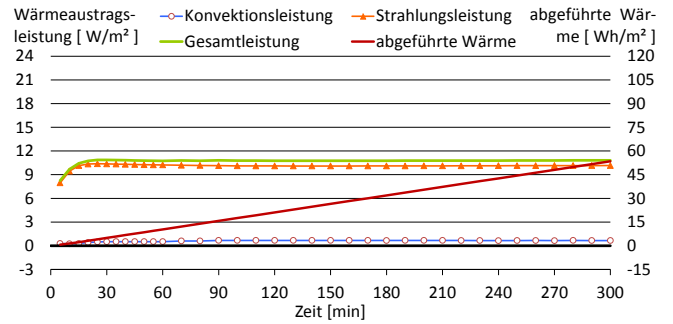
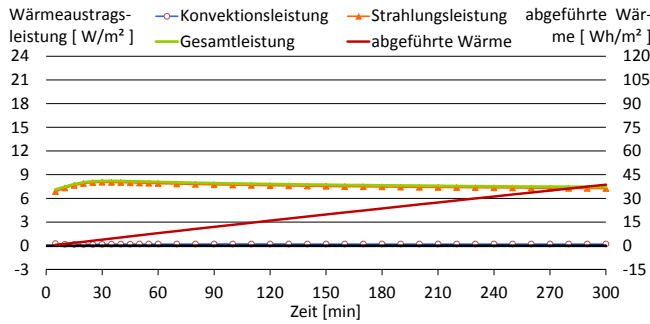


Abb. 457: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Decke.

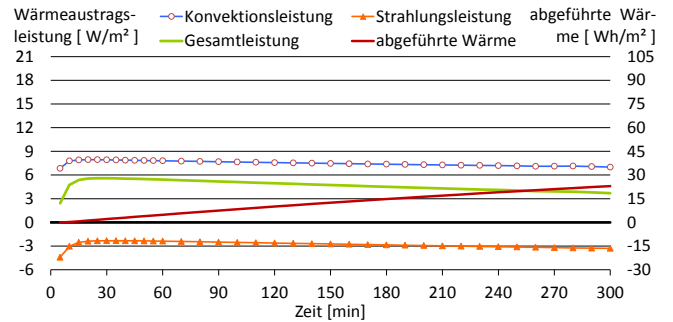
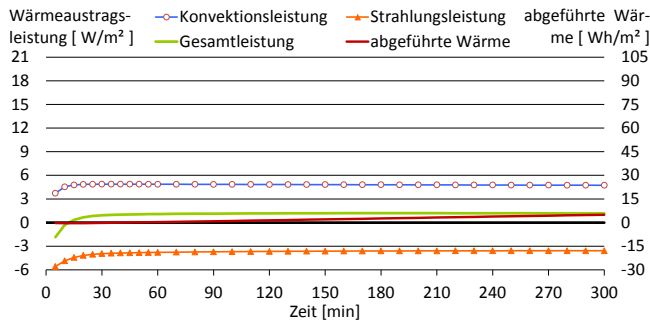


Abb. 458: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme am Boden.

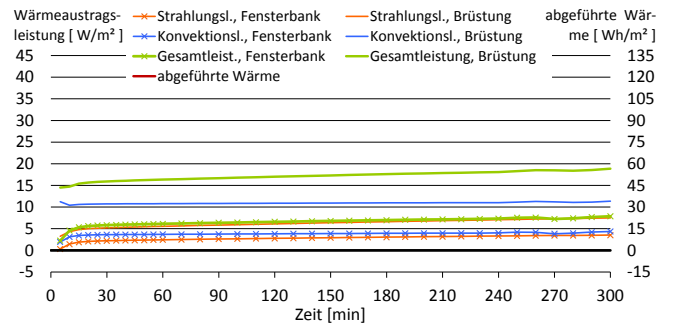
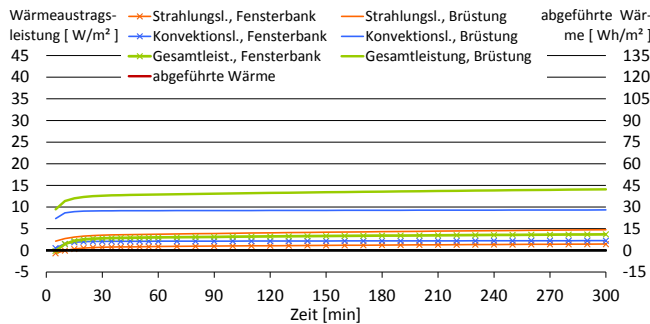


Abb. 459: Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragungsleistungen und der abgeführten Wärme an der Brüstung.

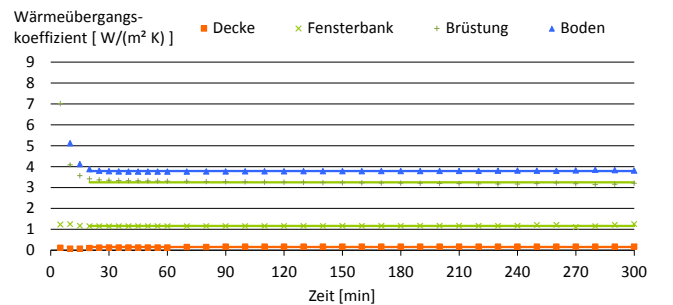
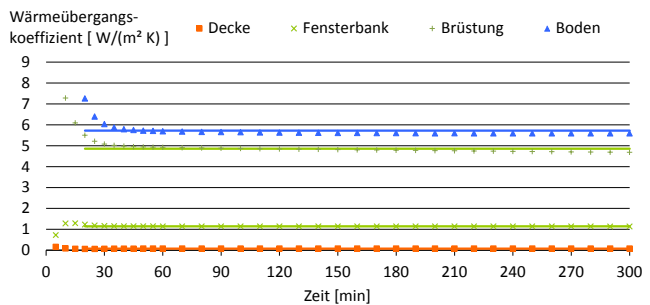


Abb. 460: Zeitlicher Verlauf der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Mittelwerte ab der 20. Minute sind durch Linien dargestellt, sodass die Abweichungen vom Mittelwert erkennbar sind.

Tab. 30: Wärmeübergangskoeffizienten nach abgeschlossener Entwicklung des Strömungsfeldes, d.h. ab der 20. Minute.

Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung	Oberfläche	$\alpha_{konv,mittel}$	$\alpha_{konv,min}$	$\alpha_{konv,max}$	Mittlere betragsmäßige Abweichung
	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]		[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]	[W/(m² K)]
Decke	0,08	0,06	0,08	0,00	Decke	0,16	0,10	0,17	0,02
Fensterbank	1,15	1,14	1,23	0,01	Fensterbank	1,16	1,10	1,25	0,02
Brüstung	4,86	4,68	5,50	0,12	Brüstung	3,25	3,14	3,41	0,06
Boden	5,72	5,59	7,26	0,17	Boden	3,79	3,76	3,88	0,02

5.7 Analyse der Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden die Lüftungs-Varianten hinsichtlich der konvektiven Wärmeübergänge an den wärmespeichernden Bauteilen und ihrer Gesamtentwärmungsleistung verglichen. Daneben werden auch die Einflüsse des langwelligigen Strahlungsaustausches auf die Entwärmungsprozesse untersucht.

5.7.1 Thermisch induzierter Luftwechsel am Kippfenster

An den 1,60 m hohen Kippfenstern von Modell 3 entwickeln sich, unabhängig von einer maschinellen Lüftung, thermisch induzierte Fensterluftwechsel. Dabei strömt durch den seitlichen Fensterspalt kühle (und damit gegenüber der Raumluft dichtere) Außenluft ein. Die wärmere und somit leichtere Raumluft wird verdrängt und entweicht durch die oberen Öffnungsbereiche (vgl. Abb. 461). Damit sich die entgegengesetzten Luftströmungen in den seitlichen Öffnungsflächen ausbilden können, bedarf es ausreichend hoher Einströmöffnungen. (Die Höhe muss für die Ausbildung eines Temperaturprofils in der Einströmöffnung ausreichen.) So qualifizieren sich neben Kippfenstern z.B. auch Parallelausstellfenster für die Nutzung des Auftriebseffektes. (An (weit geöffneten) Drehfenstern stellt sich der Effekt auf Grund fehlender Strömungshindernisse sogar verstärkt ein; diese eignen sich jedoch wegen des fehlenden Witterungs- und Einbruchschutzes nur für eine beaufsichtigte Taglüftung.) Angetrieben wird der Fensterluftwechsel von der Auftriebskraft, die aus dem Dichteunterschied der kühlen Außenluft und der warmen Raumluft (auf Höhe der Fensteroberkante) resultiert.

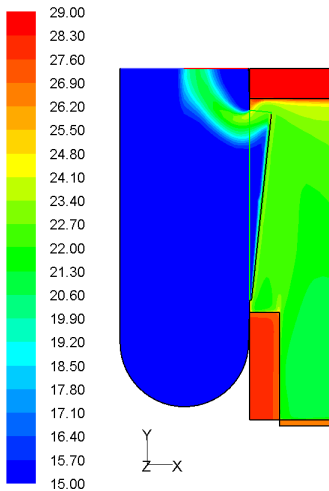


Abb. 461: Durch die seitlichen Öffnungsflächen des Kippfensters strömt 15 °C kühle Außenluft ein, während die im Mittel 24 °C warme Raumluft mit ca. 0,2 m/s durch den oberen Fensterspalt entweicht. (Skala: Temperatur in °C).

Bei Modell 3 ergeben sich aus dem Auftriebseffekt (und maschineller Lüftung) folgende Wärmeabfuhr im Verlauf einer fünfstündigen Nachtlüftung:

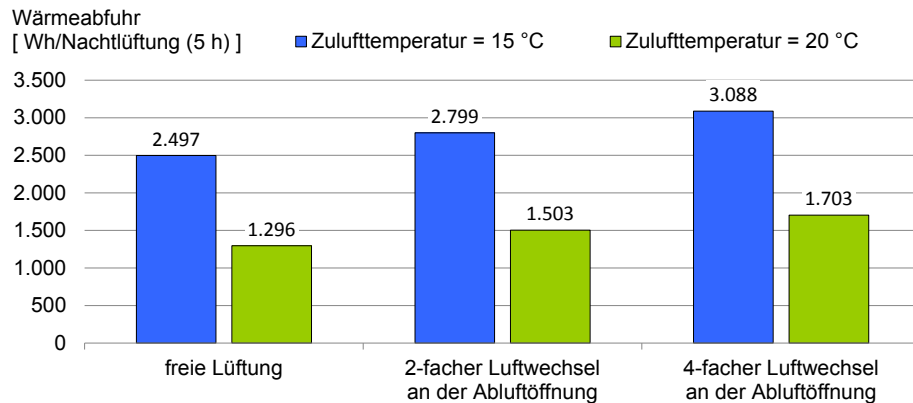


Abb. 462: Vergleich der im Verlauf eines fünfstündigen Nachtlüftungszyklus aus dem Modell-Raum abgeführten Wärme bei Außenluftzuführung durch ein Kippfenster.

Aus dem Auftriebseffekt und der maschinellen Lüftung ergeben sich folgende Gesamtluftwechselraten:

Tab. 31: Luftwechselraten am Kippfenster infolge freier und maschineller Lüftung.

Luftwechselrate an der Abluftöffnung	Gesamtluftwechselrate	
	T _{Zuluft} = 15 °C	T _{Zuluft} = 20 °C
0 h ⁻¹ (freie Lüftung)	3,3 h ⁻¹	2,6 h ⁻¹
2 h ⁻¹	4,0 h ⁻¹	2,8 h ⁻¹
4 h ⁻¹	6,9 h ⁻¹	4,9 h ⁻¹

Die mit Fluent für die freie Kippfensterlüftung ermittelten Volumenströme (vgl. Tab. 31) entsprechen etwa den Prognosen des Excel-Tools „SommLuft“ [71]: SommLuft errechnet für das untersuchte Kippfenster bei $T_{\text{zul.}} = 15 \text{ °C}$ einen 3,5-fachen und bei $T_{\text{zul.}} = 20 \text{ °C}$ ein 2,9-fachen Fensterluftwechsel pro Stunde.

Modell 3 weist bei freier Lüftung ähnliche Kühlleistungen auf, wie die Modelle 1 und 4 bei vierfachem maschinellen Luftwechsel (vgl. Abb. 462 und Abb. 474). Wird die freie Lüftung am Kippfenster durch einen zweifachen maschinellen Luftwechsel verstärkt, so steigen die Kühlleistungen lediglich um 12 % (bei 15 °C Zulufttemperatur) bzw. 16 % (bei 20 °C Zulufttemperatur).

Insgesamt ergeben sich hier durch die maschinelle Lüftung bzw. dem damit verbundenen Energieeinsatz nur sehr geringe Kühlleistungszuwächse. (Der Vergleich mit den übrigen Raummodellen in Abs. 5.7.4 zeigt, dass die Kühlleistungen bei fehlenden bzw. geringen Thermikeinflüssen wesentlich stärker von erhöhten maschinellen Abluftvolumenströmen profitieren).

Die Kühlleistungszunahmen sind so gering, weil die thermisch induzierten Abströmungen am Fenster mit steigender maschineller Abluftförderung kleiner werden; der Kühlluftvolumenstrom also trotz verstärkter maschineller Lüftung nur vergleichsweise wenig zunimmt (vgl. Tab. 31).

Ursache für die Abnahme der thermisch induzierten Abströmungen am Fenster ist die mit steigendem Abluftvolumenstrom zunehmende Dominanz der maschinell erzeugten Druckdifferenz gegenüber der Auftriebskraft.

Die freie Fensterlüftung ist die energieeffizienteste aller hier untersuchten Kühlvarianten, weil die Transportenergie aus der abzuführenden Raumwärme bezogen wird (und nicht wie bei den anderen Varianten in Form elektrischer Energie an der Abluftanlage zugeführt werden muss).

Zusätzlich erhöhen Windanströmungen (insbesondere bei seitlicher Anströmung) die Fensterluftwechsel und tragen zusätzliche Luftströmungen in den Raum ein. (Windeinflüsse wurden hier nicht untersucht. Ausführliche Analysen dazu sind z.B. in [89] oder [90] zu finden.)

Voraussetzungen für die Entwicklung großer Fensterluftwechsel sind also:

- Hohe Fensteröffnungen; alternativ können auch zwei Öffnungen mit genügend großem vertikalen Abstand angeordnet werden. Weil der Auftriebseffekt sehr kleine Druckdifferenzen erzeugt, eignen sich jedoch nur Öffnungen, die sehr geringe Druckverluste verursachen. Lüftungselemente erfüllen diese Anforderung i.A. nicht.
- Große Temperaturdifferenzen zwischen der Außen- und der Raumluft.
- Eine (seitliche) Windanströmung: Sie vergrößert die Lüftungsvolumenströme am Fenster und verbessert durch erhöhte Strömungsgeschwindigkeiten im Raum die konvektiven Wärmeübergänge.

5.7.2 Konvektive Wärmeübergänge

Die folgenden Diagramme vergleichen die vier Lüftungsvarianten hinsichtlich der konvektiven Wärmeströme und der zugehörigen Wärmeübergangskoeffizienten an den Oberflächen der thermischen Speicher.

5.7.2.1 Konvektiver Wärmeübergang an der Decke

An der Decke treten auf Grund geringer Temperaturunterschiede zur angrenzenden Luftschicht¹⁾ generell nur geringe konvektive Wärmeausträge auf. Die Unterschiede zwischen den Raummodellen resultieren daher vornehmlich aus dem Grad der Anströmung: Die vergleichsweise großen konvektiven Wärmeübergänge bei den Modellen 1 und 3 resultieren aus der Deckenanströmung sowohl am Einlass als auch am Auslass (vgl. Abb. 463). Die nur einlassseitige Anströmung bei Modell 2 führt zu reduzierten und das gänzliche Fehlen einer Deckeanströmung bei Modell 4 zu den mit Abstand geringsten Wärmeübergängen.

Die großen Unterschiede zwischen Modell 2 und 4 und die vergleichsweise kleinen zwischen Modell 1 und 2 zeigen, dass eine direkte Anströmung mit kühler Außenluft einen starken (jedoch lokal eng begrenzten) Kühleffekt bewirkt.

1) Warme Luft steigt auf und sammelt sich unter der Decke.

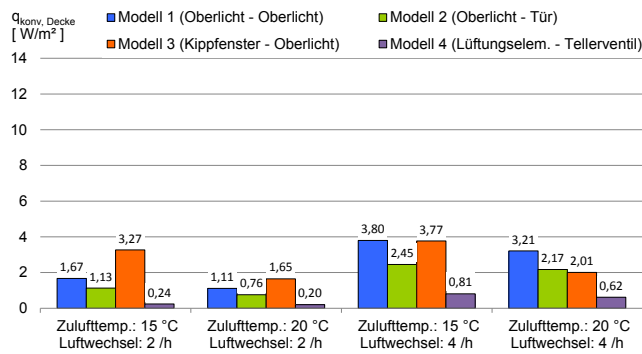


Abb. 463: Mittlere konvektive Wärmestromdichten an der Decke (ab der 20. Nachtlüftungsminute).

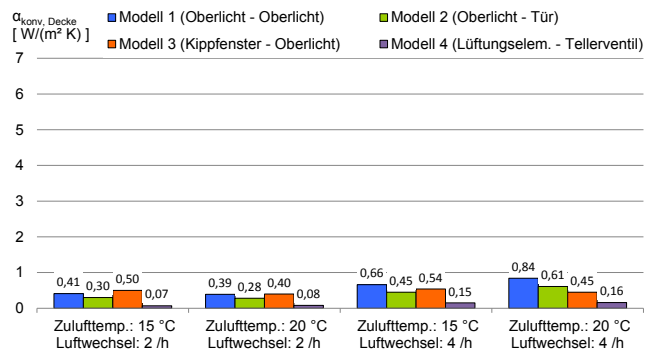


Abb. 464: Mittlere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten an der Decke (ab der 20. Nachtlüftungsminute).

Die hohen Wärmeabgaben bei Modell 3 sind auf erhöhte Kühlluftvolumenströme zurückzuführen, die von auftriebsinduzierten Zu- und Abströmungen am Kippfenster verursacht werden (vgl. Abs. 5.7.1). Dies führt insbesondere bei kleinen maschinellen Abluftvolumenströmen und niedrigen Außenlufttemperaturen zu einer stark erhöhten Wärmeabgabe an der Decke. Mit wachsendem Abluftvolumenstrom schwächt sich der auftriebsinduzierte Fensterluftwechsel ab, sodass bei Modell 3 die Kühlleistungen mit der Erhöhung der maschinellen Luftwechselrate wesentlich moderater ansteigen als bei den übrigen Modellen.

2) Bei zweifachem Luftwechsel strömen, je nach Dichteunterschied zur Raumluft, 57 bis 74 % der Zuluft durch die seitlichen Öffnungsflächen der Oberlichtklappe. Der restliche, die Oberkante der Klappe überströmende Luftstrom, ist für eine Anströmung der Decke zu schwach (vgl. z.B. linkes Bild in Abb. 386).

Bei vierfachem Luftwechsel lenken die Oberlichtklappen der Modelle 1 und 2 ca. zwei Drittel des Kühlluftstroms gegen die Decke²⁾. Daraus resultiert dort ein starker aber lokal eng begrenzter Kühleffekt (vgl. z.B. rechtes Bild in Abb. 385), durch den der Decke mehr Wärme entzogen wird, als bei den übrigen Modellen bei dieser Luftwechselrate.

5.7.2.2 Konvektiver Wärmeübergang am Boden

Nach dem Einströmen sinkt die kühle Zuluft auf Grund ihrer größeren Dichte rasch ab und führt am Boden (insbesondere nahe der Fassade) zu hohen Kühlleistungen. Daher sind die (flächengemittelten) konvektiven Wärmeübergänge am Boden generell wesentlich höher als an der Decke.

Die Modelle 1 und 2, bei denen die Außenluft jeweils durch ein Oberlicht zugeführt wird, weisen vergleichbare konvektive Wärmeübergänge bzw. Wärmeübergangskoeffizienten auf, weil sich insbesondere nahe der Fassade, d.h. in den Bereichen mit den größten Wärmeübergängen, ein ähnliches Strömungsfeld ausbildet (vgl. Abb. 465 und Abb. 466).

Bei Modell 3 verstärken Auftriebseffekte den Kühlluftstrom (in Abhängigkeit der Zulufttemperatur und des Abluftvolumenstroms) um 23 bis 95 % (Details: s. Abs. 5.7.1). In Kombination mit der bodennäheren Einleitung der Kühlluft (durch die seitlichen Öffnungsflächen der Kippfenster) ergeben sich am Boden höhere Strömungsgeschwindigkeiten und niedrigere Kühllufttemperaturen als bei der Kühlluftzuführung durch Oberlichter. Dadurch weist Modell 3 in allen untersuchten Situationen am Boden höhere konvektive Kühlleistungen auf als die Modelle 1 und 2.

Bei Modell 4 strömt die Zuluft ca. 85 cm oberhalb des Bodens in den Raum ein. Durch die kurze Distanz zum Boden und die strahlartige Strömung¹⁾ vermischt sich die Luft nur in geringem Maße mit der warmen Raumluft bzw. wird durch diese nur wenig abgebremst. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit führt in Kombination mit einer großen Temperaturdifferenz zwischen Luftstrom und Bodenoberfläche zu hohen konvektiven Wärmeübergängen (vgl. Abb. 465).

¹⁾ Durch die vergleichsweise kleine, ebene Einströmfläche ohne nachgeschaltete Strömungsbarriere ist der Luftstrom wesentlich konzentrierter als bei der Umströmung von Klappen oder Fensterflügeln.

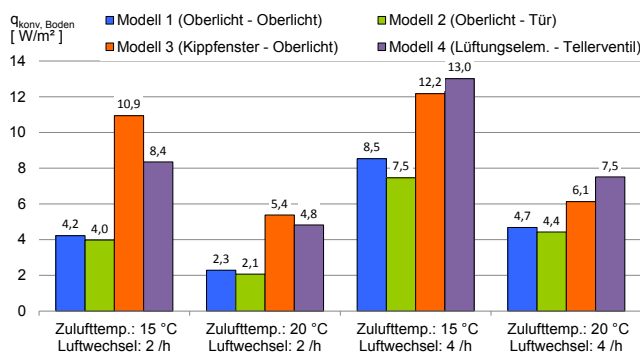


Abb. 465: Mittlere konvektive Wärmestromdichten am Boden (ab der 20. Nachtlüftungsminute).

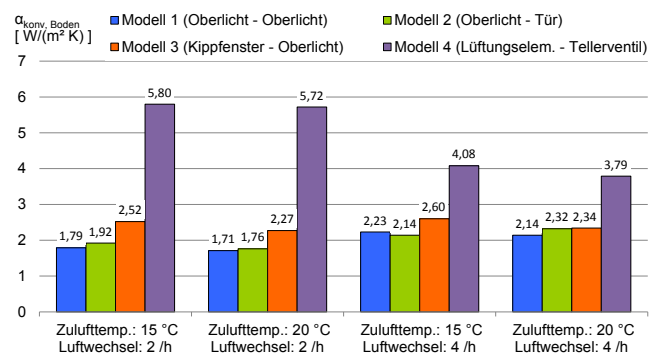


Abb. 466: Mittlere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten am Boden (ab der 20. Nachtlüftungsminute).

Die herausragenden konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten von Modell 4 (vgl. Abb. 466) resultieren neben den großen Wärmestromdichten auch aus den hohen Raumlufttemperaturen, weil der (geringe) Temperaturunterschied zwischen der mittleren Raumluft- und der mittlerer Oberflächentemperatur als (kleiner) Divisor in die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten eingeht. (Die Berechnung der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten ist in Abs. 5.6 dokumentiert.)

Die an Modell 4 zwischen zwei- und vierfachem Luftwechsel zu beobachtende Abnahme der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten (vgl. Abb. 466) bei gleichzeitiger Zunahme der konvektiven Wärmeübergänge (Abb. 465) ist auf den gleichen Effekt zurückzuführen: Bei verdoppeltem Kühlluftstrom sinkt die mittlere Raumlufttemperatur. Die Temperaturdifferenz (Divisor) zwischen Raumluft und Bauteiloberfläche nimmt dabei stärker zu als die konvektive Wärmestromdichte (Dividend), sodass der zugehörige Wärmeübergangskoeffizient kleiner wird.

5.7.2.3 Konvektiver Wärmeübergang an der Brüstung

Durch die Nähe zu den Einströmöffnungen wird die Brüstung meist stark mit kühler Luft angeströmt. Bei den in der Fensterebene angeordneten Einlässen der Modelle 1 bis 3 führt vor allem die Umlenkung des fensternah abfallenden Kühlluftstroms an der Fensterbank zu sehr hohen konvektiven Wärmeübergängen (vgl. Abb. 467).

Die herausragenden Wärmetransferleistungen bei Modell 3 sind auf die räumliche Nähe der Einströmöffnung zur Fensterbank (kurze Strömungswege) in Kombination mit den (durch Auftriebseffekte) vergrößerten Volumenströmen zurückzuführen.

Bei Modell 4 liegt der Kühlluftauslass unterhalb der Fensterbank in der Brüstungsebene. Die Fensterbank wird so lediglich von schwachen Sekundärströmungen gekühlt, woraus vergleichsweise geringe Wärmeausträge resultieren. An der Brüstung treten hingegen hohe konvektive Wärmeübergänge auf: Bei zweifachem Luftwechsel „fließt“ die Zuluft direkt an der Brüstung hinab (vgl. Abb. 449 und Abb. 456). Bei vierfachem Luftwechsel führt der größere Impuls der einströmenden Luft zu einem bogenartigen Strömungsverlauf. Unterhalb des Strömungsbogens bildet sich eine Walzenströmung aus, die an der Brüstung hohe Wärmeübergänge hervorruft.

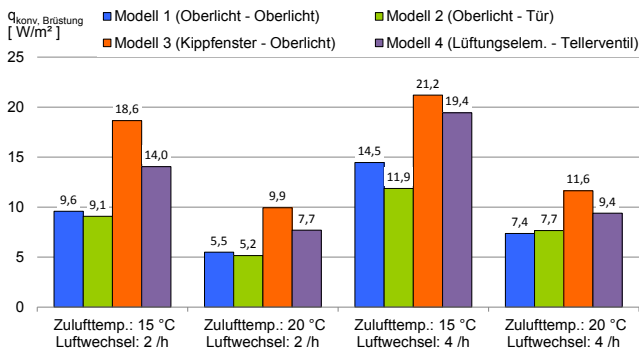


Abb. 467: Mittlere konvektive **Wärmestromdichten** an der Brüstung (ab der 20. Nachtlüftungsminute).

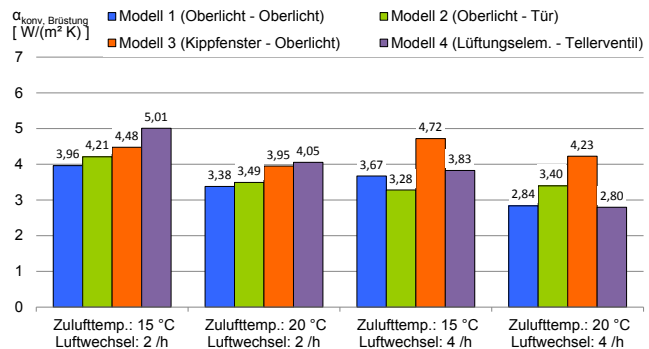


Abb. 468: Mittlere konvektive **Wärmeübergangskoeffizienten** an der Brüstung (ab der 20. Nachtlüftungsminute).

5.7.2.4 Konvektive Wärmeübergänge bei hohen Luftwechselraten

Exemplarisch wird an Modell 1 die Änderung der konvektiven Wärmeausträge und Wärmeübergangskoeffizienten bei sechs- und achtfachem Luftwechsel pro Stunde mit denen bei zwei- und vierfachem verglichen.

Konvektive Wärmeübergänge

Die Wärmetransferleistung an der Decke steigt bei sechsfachem Luftwechsel sprunghaft um 150 % (bei 15 °C Zulufttemperatur) bzw. 110 % (bei 20 °C Zulufttemperatur) an (vgl. Abb. 469). Ursache ist das durch den Coanda-Effekt hervorgerufene Anhaften der Strömung an der Decke. Der weitere Anstieg um 44 bis 58 % bei achtfachem Luftwechsel ist auf die nochmals erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten und den tiefer in den Raum verschobenen Ablösepunkt der Strömung zurückzuführen.

Die stärkere Erwärmung der Kühlluft an der Decke führt am Boden bei sechsfachem Luftwechsel zu einer vergleichsweise geringen Zunahme des Wärmetransfers von lediglich 20 % bzw. 28 %. Bei achtfachem Luftwechsel und 15 °C Zulufttemperatur sinkt der Kühlluftstrom noch bis auf den Boden ab und er-

höht dort die Wärmeabfuhr um 22 %; bei 20 °C Zulufttemperatur kommt es dort auf Grund der geringen Temperatur- und Dichteunterschiede zu keiner weiteren Steigerung der Kühlleistung mehr.

An der Brüstung führt das spätere Absinken des Hauptkühlluftstroms¹⁾ ab sechsfachem Luftwechsel zu einer reduzierten Anströmung und damit zu einer Abnahme der Kühlleistung um ca. 20 %. Eine weitere Erhöhung des Volumenstroms verändert die Wärmeübertragung an der Brüstung nur unwesentlich.

¹⁾ Bei sechs- und achtfachem Luftwechsel strömen ca. 70 % des Zuluftstroms zwischen Klappenoberkante und Decke hindurch und werden durch den Coanda-Effekt abgelenkt.

Die Auswirkungen der erhöhten Luftwechselraten auf die Gesamtentwärmung des Raumes sind in Abs. 5.7.4.3 dargestellt.

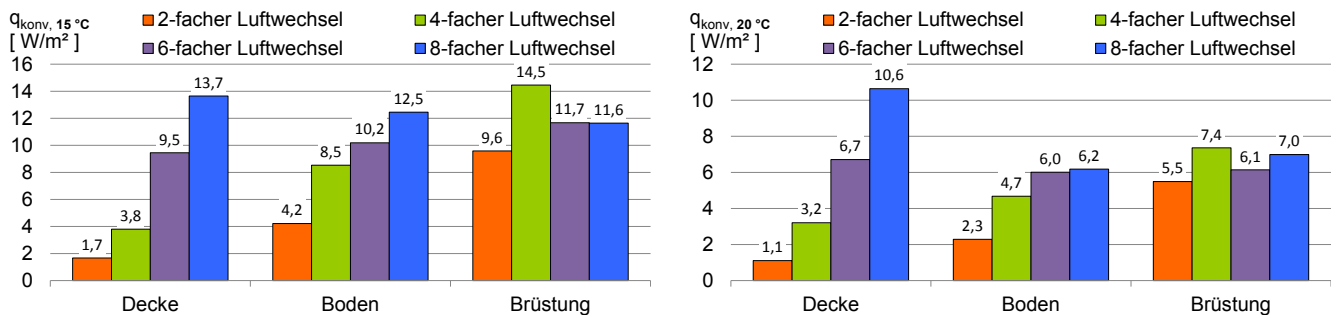


Abb. 469: Über die Bauteiloberfläche und den Simulationsverlauf ab der 20. Minute gemittelte Wärmestromdichten bei Zulufttemperaturen von 15 °C (linkes Diagramm) und 20 °C (rechtes Diagramm).

Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten

Die Entwicklung einer Coanda-Strömung bei Luftwechselraten über 4 h⁻¹ führt zu einem starken Anstieg der Wärmeübergangskoeffizienten an der Decke: Bei Erhöhung der Luftwechselrate von 4 auf 6 h⁻¹ nehmen die Wärmeübergangskoeffizienten dort um 126 % (15 °C Zulufttemperatur) bzw. 90 % (20 °C Zulufttemperatur) zu und bei einer weiteren Erhöhung auf achtfachen Luftwechsel pro Stunde nochmals um 35 % bzw. 50 % (vgl. Abb. 470).

Am Boden ergeben sich aus den erhöhten Volumenströmen gegenüber dem vierfachen Luftwechsel keine signifikanten Steigerungen der Wärmeübergangskoeffizienten mehr.

Die verringerte Anströmung der Brüstung bei Luftwechselraten über 4 h⁻¹ hat eine starke Reduktion der Wärmeübergangskoeffizienten zur Folge. (Bei Erhöhung der Luftwechselrate von 4 auf 6 h⁻¹ nehmen die Wärmeübergangskoeffizienten um ca. ein Drittel ab, bei einer weiteren Erhöhung auf achtfachen Luftwechsel ergeben sich keine signifikanten Änderungen mehr.)

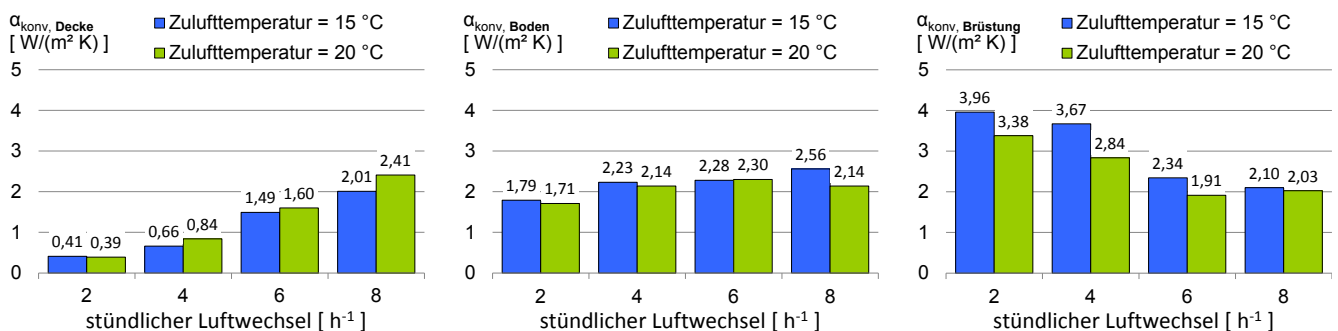


Abb. 470: Über die Bauteiloberfläche und den Simulationsverlauf ab der 20. Minute gemittelte Wärmeübergangskoeffizienten für die Decke (linkes Diagramm), den Boden (mittleres Diagramm) und die Brüstung (rechtes Diagramm).

5.7.2.5 Konvektive Wärmeübergänge bei freier Kippfenster-Lüftung

Im Folgenden sind für Modell 3 die konvektiven Wärmeausträge und Wärmeübergangskoeffizienten bei freier Fensterlüftung denen bei (zusätzlicher) maschineller Lüftung gegenübergestellt.

Konvektive Wärmeübergänge

Die freie Fensterlüftung führt zu Wärmestromdichten, die bei 15 °C Zulufttemperatur im Mittel 1 W/m² und bei 20 °C Zulufttemperatur 0,6 W/m² unter denen bei zweifachem maschinellen Luftwechsel liegen (vgl. Abb. 471). Ursache ist die geringe Zunahme des Kühlluftvolumenstroms durch die maschinelle Lüftung. Hier wirkt die Abnahme des thermisch induzierten Fensterluftwechsels der maschinellen Volumenstromzunahme entgegen (vgl. Abs. 5.7.1).

Aus dem gleichen Grund ergeben sich auch bei vierfachem Luftwechsel nur vergleichsweise geringe Kühlleistungszuwächse.

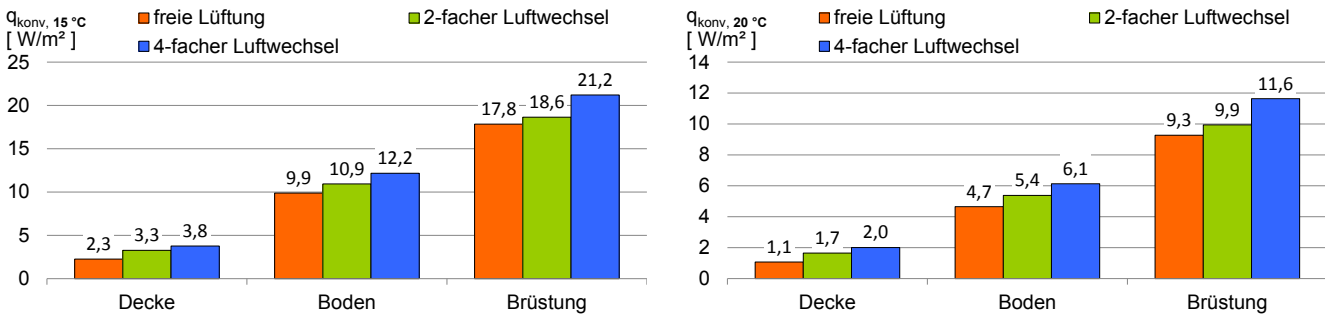


Abb. 471: Über die Bauteiloberfläche und den Simulationsverlauf ab der 20. Minute gemittelte Wärmestromdichten bei Zulufttemperaturen von 15 °C (linkes Diagramm) und 20 °C (rechtes Diagramm).

Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten

Die Wärmeübergangskoeffizienten werden durch den zusätzlichen maschinellen Volumenstrom kaum verbessert (vgl. Abb. 472). An der Decke ist eine minimale Verbesserung der Wärmeübertragung zu beobachten, am Boden ergeben sich quasi keine Unterschiede und an der Brüstung reduziert sich bei maschineller Lüftung der Wärmeübergangskoeffizient sogar leicht.

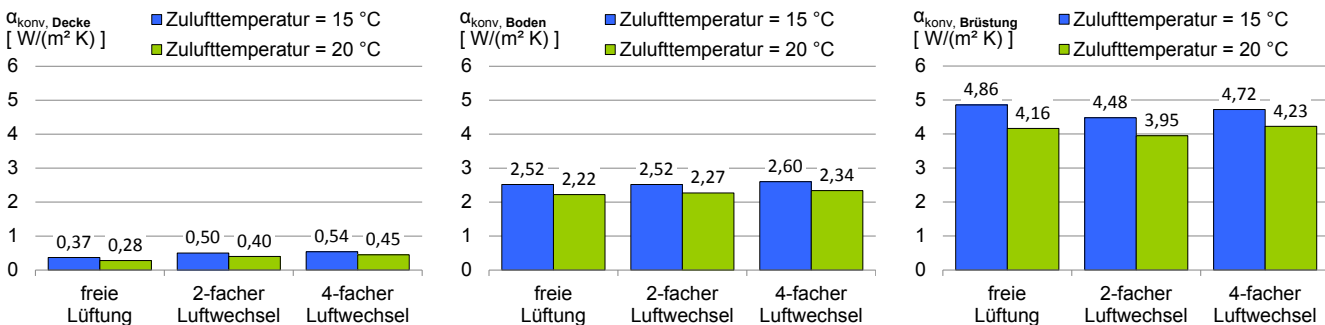


Abb. 472: Über die Bauteiloberfläche und den Simulationsverlauf ab der 20. Minute gemittelte Wärmeübergangskoeffizienten für die Decke (linkes Diagramm), den Boden (mittleres Diagramm) und die Brüstung (rechtes Diagramm).

5.7.3 Langwelliger Strahlungsaustausch

Alle Oberflächen im Raum emittieren Wärmestrahlung. Haben zwei im Strahlungsaustausch stehende Oberflächen die gleiche Temperatur wird an beiden Flächen die gleiche Wärmemenge emittiert wie absorbiert, sodass sich die Wärmeströme gegenseitig kompensieren. Weist hingegen eine der Flächen eine niedrigere Temperatur auf, wird an dieser weniger Wärme emittiert, sodass sich in der Strahlungsbilanz ein Wärmestrom in Richtung der kühleren Oberfläche ergibt.

Beim Bilanzieren des Strahlungswärmeaustauschs zwischen den thermischen Speichern im Modellraum zeigt sich, dass deutlich mehr Wärmestrahlung emittiert als absorbiert wird. Diese Diskrepanz ist auf die Absorption von Wärmestrahlung an den Wandflächen zurückzuführen (vgl. Abb. 473). Weil die Wände in der Simulation keine und in der Realität meist nur geringe thermische Speicherkapazitäten aufweisen, wird dort absorbierte Wärmestrahlung schnell konvektiv an die Raumluft abgeführt.

Durch den langwelligigen Strahlungsaustausch wird also die für den konvektiven Wärmeaustausch zur Verfügung stehende Übertragungsfläche stark vergrößert (im Simulationsmodell um 117 %).

Somit erhöhen (angeströmte) Leichtbau-Elemente (z.T. auch Möbel¹⁾) zwar nicht die thermische Speicherkapazität des Raumes, tragen aber durch den Strahlungswärmeaustausch zur effizienteren Nutzung der vorhandenen Speicher bei²⁾.

¹⁾ Eine (angeströmte) Tischplatte kann z.B. gleichzeitig radiative Wärmeeinträge vom Boden und von der Decke konvektiv abführen.

²⁾ Voraussetzung ist dass die Oberflächen im Infrarot-Spektrum einen hohen Absorptionsgrad aufweisen.

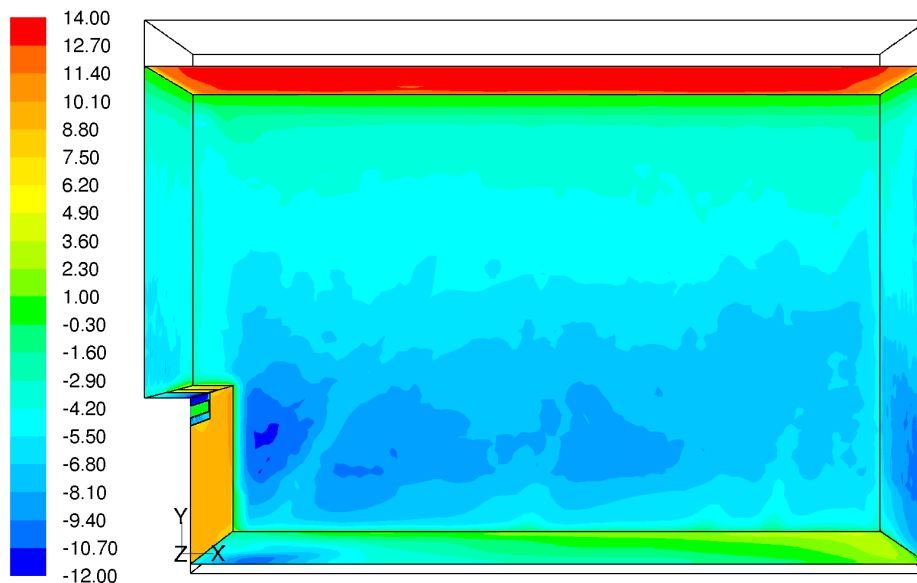


Abb. 473: Strahlungswärmestromdichten an den Raumumschließungsflächen von Modell 4 nach 60-minütiger Nachtlüftung mit vierfachem Luftwechsel bei 15 °C Zulufttemperatur (Skala in W/m²). Positive Strahlungsleistungen zeigen Emission und negative Absorption von Wärmestrahlung. Durch konvektive Wärmeabgabe ausgekühlte Bereiche absorbieren auf Grund der größeren Temperaturdifferenz mehr Wärmestrahlung als warme Bereiche.

Bei der in Abb. 473 dargestellten Situation werden von der insgesamt im Raum an den Kühlluftstrom übertragenen Wärme (237 W) 57 % (134 W) direkt an den thermischen Speichern und 43 % (103 W) an den übrigen, per Wärmestrahlung angekoppelten, Flächen freigesetzt.

Abb. 474 ist zu entnehmen, wie sich bei den anderen Raummodellen und Nachtlüftungsbedingungen die konvektiven Wärmeausträge auf die thermischen Speicher und die radiativ angebotenen Wandoberflächen verteilen.

Folgende Gründe können dazu führen, dass sich in einem realen Büroraum andere Strahlungswärmeströme einstellen als in der Simulation:

- Bei **abweichenden Raumgeometrien, Raumgrößen und Zu- bzw. Abströmbedingungen** ändert sich das Strömungsfeld und mit ihm die

konvektive Wärmeabgabe an den Wänden. Die veränderte Temperaturverteilung an den Raumboflächen kann den Strahlungswärmeaustausch maßgeblich beeinflussen.

- **Wärmespeicherung in den Wänden** verlangsamt die Auskühlung und damit die Entwicklung von Strahlungswärmeströmen.
- Eine **Möblierung** beeinflusst sowohl das Strömungsfeld als auch den Strahlungswärmeaustausch. So können z.B. nicht oder schwach angeströmte Möbel, Akustik-Segel etc. den Strahlungswärmeaustausch behindern (ohne selber Wärme an die Kühlluft abzuführen).
- **Simulationsseitig** können das nicht für konvektive Wärmeübergänge an den Wandflächen optimierte Rechenetz und die grobe Richtungsdiskretisierung des verwendeten Strahlungs-Modells (vgl. Abs. 5.5.4) zu Ungenauigkeiten bei der Berechnung führen.

5.7.4 Entwärmung des Raumes

Abschließend wird die Effektivität der vier Lüftungsvarianten hinsichtlich der im Nachtlüftungsverlauf aus dem Raum abgeführten Gesamtwärmemenge verglichen. Außerdem wird die Abnahme der Lüftungseffizienz mit steigenden Luftwechselraten untersucht.

5.7.4.1 Wärmeabfuhr

Die am Tage eingespeicherte Wärme kann entweder konvektiv an der Oberfläche des Bauteils an die Kühlluft abgegeben oder in Form von Wärmestrahlung an kühlere Raumboflächen übertragen werden. Durch letzteres¹⁾ sind auch solche Flächen in den Kühlprozess eingebunden, die keine thermische Speicherkapazität aufweisen aber konvektiv gekühlt werden (vgl. Abs. 5.7.3). In den vorliegenden Simulationen trifft dies auf die Wände zu (während Decke, Boden und Brüstung als thermische Speicher ausgebildet sind). Der Anteil der Wände an der Gesamtwärmeübertragung zum Kühlluftstrom beträgt je nach Modell und Situation zwischen 38 und 56 % (im Mittel bei 48 %) (vgl. Abb. 474).

¹⁾ Wärmeleitungseinflüsse vom Boden bzw. von der Decke in die Leichtbautrennwände sind so klein, dass sie vernachlässigt werden können.

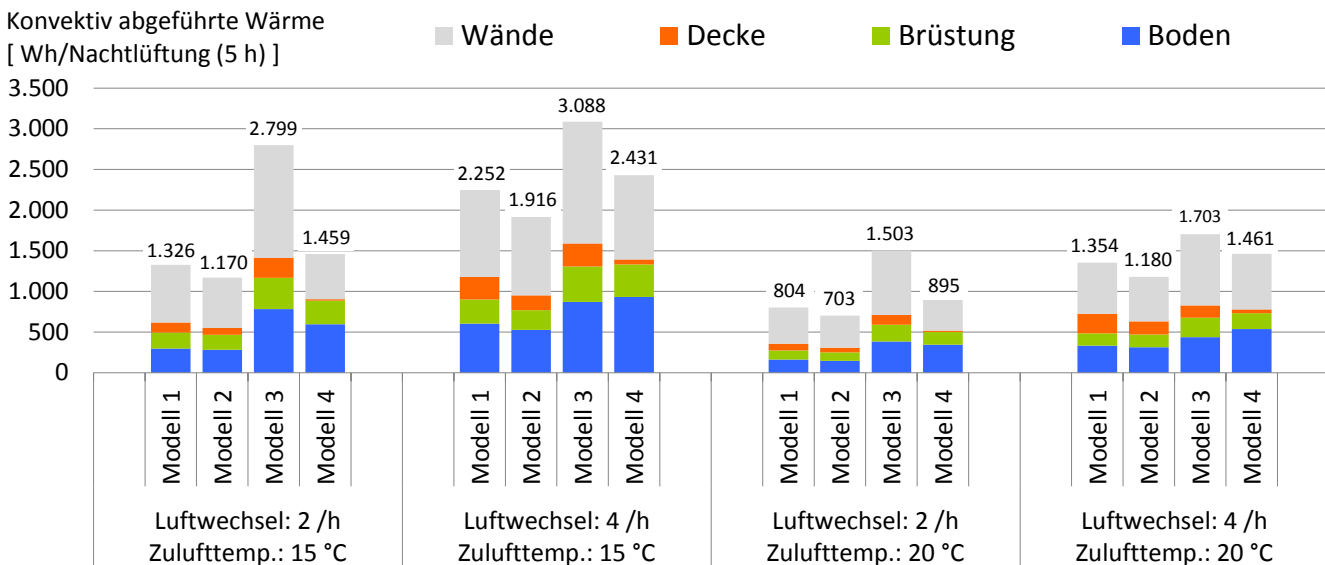


Abb. 474: Im Verlauf eines fünfständigen Nachtlüftungszyklus konvektiv an den thermischen Speichern und Wänden abgeführte Wärme.

Bei gleichem maschinellen Abluftvolumenstrom und gleicher Zulufttemperatur unterscheiden sich die abgeführten Wärmemengen z.T. um mehr als das Doppelte (vgl. Abb. 474).

Während die Modelle 1, 2 und 4 relativ ähnliche Wärmeausträge zeigen, sticht Modell 3 in jeder der vier untersuchten Nachtlüftungssituationen heraus. Die größten Unterschiede treten bei großen Temperaturdifferenzen zwischen Zu- und Raumluft und niedrigen Luftwechselraten auf. Hauptursache für die erhöhte Wärmeabfuhr ist die Verstärkung des Kühlluftstroms durch Auftriebs-effekte am Kippfenster (vgl. Abs. 5.7.1). Weil die thermisch induzierte Abströmung am Fenster mit steigendem Abluftvolumenstrom abnimmt, sind die bei Modell 3 durch eine verstärkte maschinelle Lüftung erzielbaren Leistungssteigerungen wesentlich kleiner als bei den anderen Modellen (vgl. Abs. 5.7.4.2). Bei Modell 4 führt vor allem die geringe Auffächerung des bodennah eingebrachten Luftstroms zu hohen konvektiven Wärmeübergängen am Boden. Die resultierende großflächige Auskühlung ruft einen starken Strahlungswärmestrom von der Decke hervor, sodass hier trotz fehlender Anströmung mehr Wärme aus der Decke abgeführt wird als bei den angeströmten Decken der Modelle 1 und 2.

Bei Modell 1 ergibt sich gegenüber Modell 2 aus der deckennahen Abluftabsaugung eine verbesserte Abfuhr warmer Luft aus dem Luftraum oberhalb der Türöffnung¹⁾ und eine verstärkte Anströmung der Wände und der Decke auf der Raumrückseite. Vor allem die konvektive Wärmeabgabe an den oberen (radiativ angekoppelten) Wandbereichen führt bei Modell 1 zu einer signifikanten Steigerung der Kühlleistung. (In den fassadennahen Bereichen ruft ein bei beiden Modellen ähnliches Strömungsfeld vergleichbare Kühlleistungen hervor.)

¹⁾ Die Tür hat eine Höhe von 2 m; aus dem darüberliegenden, 70 cm hohen, Luftraum wird bei Modell 2 kaum Warmluft abgeführt und die Wände in dem Bereich konvektiv auch nicht gekühlt (vgl. Abb. 421).

Die zuvor beschriebenen Effekte ergeben für alle hier untersuchten Volumenströme und Zulufttemperaturen folgendes Leistungs-Ranking:

Tab. 32: Leistungshierarchie der vier untersuchten Raummodelle.

Platz	Modell	Zuluft-Zuführung	Abluft-Absaugung	mittlerer Wärmeaustrag	relativer Vergleich
1	Modell 3	1,60 m hohes Kippfenster	deckennahes Oberlicht	2.273 Wh/NL	183 %
2	Modell 4	Lüftungselement in Brüstung	Tellerventil	1.561 Wh/NL	126 %
3	Modell 1	deckennahes Oberlicht	deckennahes Oberlicht	1.434 Wh/NL	115 %
4	Modell 2	deckennahes Oberlicht	Tür zum Korridor	1.242 Wh/NL	100 %

5.7.4.2 Einflüsse der Zulufttemperaturen und Volumenströme auf die Kühlleistung

Die folgenden Diagramme zeigen, wie sensibel die Modelle auf erhöhte Abluftvolumenströme (bei 15 bzw. 20 °C Zulufttemperatur) und auf verringerte Zulufttemperaturen (bei zwei- und vierfachem Luftwechsel) reagieren.

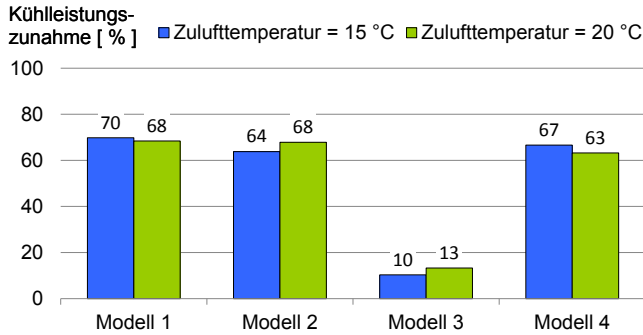


Abb. 475: Prozentuale Kühlleistungszunahmen bei Erhöhung der maschinellen Luftwechselrate von 2 auf 4 h⁻¹.

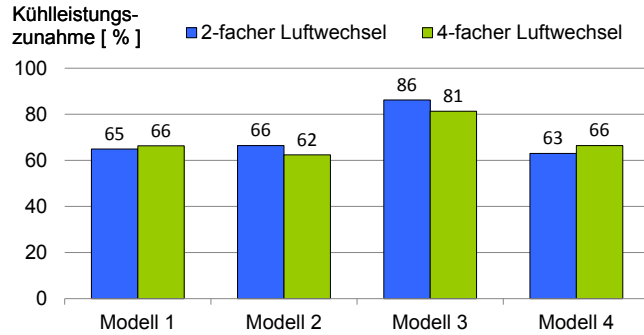


Abb. 476: Prozentuale Kühlleistungszunahmen bei Verringerung der Kühllufttemperaturen von 20 auf 15 °C.

Bei den Modellen 1, 2 und 4 führen sowohl die Erhöhung der am Auslass auf-geprägten Luftwechselfrequenz von 2 auf 4 h⁻¹ als auch eine um 5 K verringerte Zulufttemperatur zu Kühlleistungssteigerungen von ca. 66 %. Die ähnliche Reaktion dieser Modelle auf die veränderten Lüftungsbedingungen ist maßgeblich darauf zurückzuführen, dass hier die Kühlluft ausschließlich von der Abluftanlage gefördert wird.

Bei Modell 3 ist die Kühlleistung stark von den thermisch induzierten Zu- und Abströmungen am Kippfenster geprägt. Wie bereits in Abs. 5.7.1 gezeigt, reduziert eine maschinelle Luftabsaugung die Abströmungen am Fenster, sodass der Zuluftvolumenstrom durch die maschinelle Lüftung nur vergleichsweise wenig zunimmt. Dementsprechend sind auch die Kühlleistungszunahmen bei diesem Modell durch die Erhöhung des Abluftvolumenstroms signifikant kleiner als bei den anderen Modellen.

Weil die Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Raumluft für die Zu- und Abströmungen am Kippfenster ursächlich ist, erhöht die verringerte Außentemperatur hier nicht nur das Kühlpotential durch die größere Temperaturdifferenz zu den thermischen Speichern sondern auch durch erhöhte Kühlluftströme.

5.7.4.3 Abnahme der Effizienz bei hohen Luftwechselraten

Auf Grund der auslaufenden Lizenz konnte nur noch an Modell 1 exemplarisch untersucht werden, wie sich sechs- und achtfacher Luftwechsel pro Stunde auf die Nachtlüftungseffektivität auswirken.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen, dass der Effektivitätszuwachs unabhängig von der Zulufttemperatur mit jeder Volumenstromstufe abnimmt: Während die Erhöhung der Luftwechselrate von 2 auf 4 h⁻¹ zu einer Steigerung der Entwärmungsleistung um ca. 70 % führt, sind es bei der Erhöhung von 4 auf 6 h⁻¹ nur noch ca. 30 % und bei 6 auf 8 h⁻¹ nur noch ca. 20 %.

Zudem steigt der Energieaufwand für den Lufttransport überproportional stark an. Aus Effizienzgründen sind daher zwei- oder vierfache Luftwechsel pro Stunde zu bevorzugen.

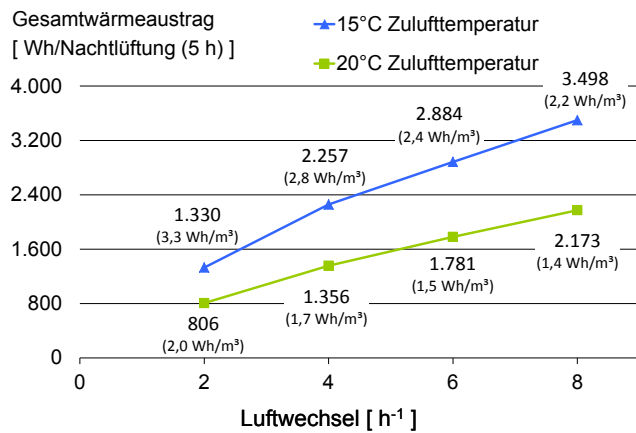


Abb. 477: Wärmeausträge bei zwei- bis achtfachem Luftwechsel für Modell 1. (In Klammern sind die volumenstromspezifischen Wärmeausträge ergänzt.)

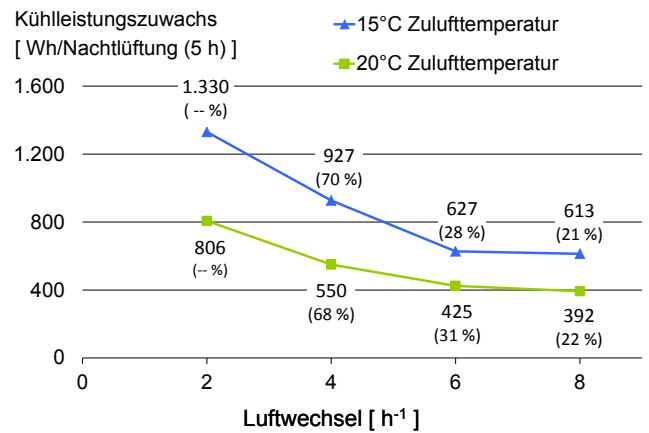


Abb. 478: Zunahme der Entwärmungsleistung von einer Volumenstromstufe zur nächsten. Der Kurvenverlauf ist proportional zur Abnahme der in Abb. 477 eingeklammert angegebenen volumenstromspezifischen Wärmeausträge.

5.8 Zusammenfassung und Ausblick

Wie das Leistungs-Ranking in Tab. 32 zeigt, hat die Gestaltung der Zu- und Abströmwege maßgeblichen Einfluss auf die Effektivität der Nachtlüftung. Insbesondere das direkte Anströmen der thermischen Speicher mit kühler Außenluft und die Nutzung natürlicher Effekte zur Erhöhung der Volumenströme verbessern den Wärmeaustrag maßgeblich.

Mit Hilfe der CFD-Simulationen wurden folgende Einflüsse auf die Nachtlüftungseffektivität identifiziert:

Anströmung von thermischen Speichern

Hohe Strömungsgeschwindigkeiten und große Temperaturdifferenzen fördern den konvektiven Wärmeaustausch an einer Oberfläche. Die folgende Zusammenstellung zeigt, wie sich die Kühlluftströmung dementsprechend optimieren lässt:

- **Abgegrenzte, strahlartige Luftströmungen:** Sie führen zu einer vergleichsweise geringen Einmischung von warmer Raumluft in die Kühlluft bei gleichzeitig geringer Abbremsung durch die umgebende Raumluft. Die daraus resultierenden niedrigen Kühllufttemperaturen und hohen Strömungsgeschwindigkeiten begünstigen hohe konvektive Wärmeausträge. Solche Strömungen entstehen insbesondere an kleinen Auslassöffnungen ab Ausströmungsgeschwindigkeiten von ca. 0,3 m/s. (Eine solche strahlartige Strömung ist bei Modell 4 bei vierfachem Luftwechsel pro Stunde zu beobachten, vgl. Abb. 449 und Abb. 456, jeweils rechtes Bild.)
- **Strömungshindernisse:** Insbesondere bei strahlartigen Strömungen führt das Umströmen von Hindernissen an deren Lee-Seite zu einer Turbulenzbildung. Dabei wird die Strömungsgeschwindigkeit reduziert und die Kühlluft stark mit warmer Raumluft durchmischt.
- **Klappen zur Luftlenkung:** Wird die Kühlluft deckennah durch ein Oberlicht zugeführt, kann der über den oberen Klappenrand einströmende Teil des Kühlluftstroms bei hinreichend hohen Strömungsgeschwindigkeiten gegen die Decke gelenkt werden. Die Klappe stellt jedoch auch ein Strömungshindernis dar, woraus sich auf der Abströmseite Turbulenzen und damit Nachteile für die Entwärmung des Bodens ergeben.

- **Coanda-Effekt zur Entwärmung der Decke:** Strömt die Zuluft mit ausreichend hoher Geschwindigkeit deckennah ein, bildet sich zwischen dem Zuluftstrom und der Decke ein Unterdruck, durch den die Strömung in Richtung der Decke abgelenkt wird. Die Strömung haftet im weiteren Verlauf der Decke so lange an, bis Reibungseffekte (sowohl an der Decke als auch der umgebenden Luft) den Luftstrom unter die für den Coanda-Effekt erforderliche Mindestgeschwindigkeit abgebremst haben. (Bei den CFD-Simulationen löst sich die Strömung bei Geschwindigkeiten um 0,4 m/s von der Decke ab.) Im Bereich der anhaftenden Strömung wird die Decke stark ausgekühlt. Nachteilig ist, dass die hohen Strömungsgeschwindigkeiten mit einem erhöhten Transportenergieaufwand verbunden sind.

Langwelliger Strahlungsaustausch

Folgende Strahlungseffekte beeinflussen die Wärmeabfuhr während der Nachtlüftung:

- **Radiative Wärmeabfuhr:** Thermische Speicher, die nicht oder nur schwach angeströmt werden und daher geringe konvektive Wärmeausträge aufweisen (wie z.B. die Decke in Modell 4), führen Wärme per langwelligem Strahlungsaustausch an besser gekühlte Raumboflächen ab. Dort erhöht sich durch den Strahlungswärmeeintrag die Oberflächentemperatur. Aus der größeren Temperaturdifferenz zur Kühlluft resultiert dann eine weitere Verstärkung der konvektiven Wärmeabgabe.
- **Vergrößerung der Wärmetauschoberfläche:** Raumboflächen, die keine oder nur geringe thermische Speicherkapazitäten aufweisen, kühlen im Nachtlüftungsbetrieb schnell aus. Durch die vergrößerte Temperaturdifferenz zu den wärmespeichernden Bauteilen, verstärken sich die Strahlungswärmeströme zu den massearmen Bauteilen. Im Simulations-Modell vergrößert die radiative Ankopplung der thermisch leichten Bauteile (Wände und Fenster) die Wärmeübertragungsfläche um 117 %. An dieser zusätzlichen Wärmeübertragungsfläche wird knapp die Hälfte des Gesamt-Wärmeaustrags an die Kühlluft abgeführt.

Nutzung natürlicher Effekte zur Steigerung der Volumenströme

Durch die Wahl geeigneter Zu- und Abströmöffnungen lassen sich natürliche Effekte nutzen, um die Kühlluftströme ohne zusätzlichen Energieaufwand z.T. erheblich zu steigern:

- **Auftriebseffekt:** An ausreichend hohen Zuluftöffnungen (z.B. hohen Kipp- oder Parallelausstellfenstern) strömt im unteren Bereich kühle Außenluft ein und im oberen die von der dichteren Kühlluft aus dem Raum verdrängte Warmluft aus. Dieser Effekt funktioniert unabhängig von einer maschinellen Lüftung, kann diese aber vor allem bei geringen maschinellen Luftwechselraten maßgeblich verstärken. Mit steigenden maschinellen Luftwechselraten wird der Einfluss der Lüftungsanlage dominanter, sodass die thermisch induzierten Volumenströme abnehmen. Dadurch erhöhen sich hier die Kühlleistungen bei steigenden maschinellen Luftwechselraten auch nur vergleichsweise wenig (vgl. Abs. 5.7.4.2). Weil der Dichteunterschied zwischen Zu- und Raumluft die treibende Kraft ist, hängt der so generierte Volumenstrom maßgeblich von der

Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft ab. Wie groß der Einfluss des Auftriebseffekts auf die Entwärmungsleistung des Raumes bei unterschiedlichen Zulufttemperaturen und Luftwechselraten ist, zeigt Modell 3 in Abb. 474.

- **Windeinflüsse:** Insbesondere an großen Öffnungsquerschnitten erhöht Windanströmung die Lüftungseffektivität. So werden die Zu- und Abluftströme vergrößert und die Luftgeschwindigkeiten im Raum gesteigert. Mit einer Eck- oder Querlüftung lässt sich der Effekt hochgradig verstärken. (Windeinflüsse werden in der vorliegenden Arbeit nicht betrachtet; Untersuchungen dazu sind z.B. in [89] und [90] dokumentiert.)
- **Querlüftungseffekt:** Sind wie bei den Modellen 1 bis 3 die Räume auf gegenüberliegenden Gebäudeseiten durch großformatige Öffnungen strömungstechnisch verbunden, lassen sich Querlüftungseffekte nutzen. Die dabei auftretenden Luftströmungen resultieren aus Druckdifferenzen zwischen der angeströmten Gebäudeseite (Staudruck) und der Abströmseite (Windsog). Sie können je nach Größe der Öffnungsquerschnitte, Gebäudebeschaffenheit und Anströmung zu sehr hohen Luftwechselraten führen. (Querlüftungseffekte werden in der vorliegenden Arbeit nicht untersucht.)

Anordnung und Ausgestaltung von Zu- und Abluftöffnungen

Folgende Kriterien tragen maßgeblich zu einer hohen Nachtlüftungseffektivität bei:

- **Anströmen der thermischen Speicher:** Kleine Abstände zwischen der Zuluftöffnung und dem thermischen Speicher erhöhen die Kühlwirkung, weil der Kühlluftstrom auf kurzen Strömungswegen weniger stark abgebremst und mit warmer Raumluft durchmischt wird als auf langen. (Dies führt bei Modell 4 zu den hohen konvektiven Wärmeübergängen am Boden, vgl. Abb. 465.)
- **Anordnung der Zuluftöffnung:** Eine deckennahe Kühlluftzuführung ist zu bevorzugen, wenn die konvektive Kühlung der Decke besonders wichtig ist, z.B. wenn Teppichbelag oder ein Ständerboden den thermischen Speicher im Boden abschirmt oder der Strahlungswärmeaustausch zwischen dem kühleren Boden und der Decke behindert wird (z.B. durch großformatige Schreibtische oder Akustiksegel). In diesem Fall sollte untersucht werden, ob sich durch den Coanda-Effekt die Kühleffizienz steigern lässt¹⁾. Eine deckennahe Kühlluftzuführung wirkt sich für die Kühlung des Bodens auf Grund des langen Luftwegs tendenziell nachteilig aus. Eine starke Auskühlung des Bodens kann mit einer bodennahen Kühlluftzuführung besonders effizient erfolgen (vgl. Modell 4). Bei einer Sichtverbindung zwischen den ausgekühlten Bodenarealen und der Decke wird Wärme radiativ von der Decke an den Boden übertragen und von dort konvektiv abgeführt (vgl. Abb. 473). Eine besonders effiziente Möglichkeit, Decke, Boden und Brüstung (stark) zu kühlen, stellen Kipp-Fenster dar (vgl. Abs. 5.7.2).
- **Ausgestaltung der Zuluftöffnung:** Hohe Kippfenster zeigen durch die Generierung zusätzlicher Zu- und Abluftströme die besten Kühlleistungen. Große Zuluftöffnungen (Oberlichter, Kippfenster etc.) führen, insbesondere bei hohen Volumenströmen, zu geringeren Druckverlusten als kleine Öffnungsquerschnitte oder Lüftungselemente.

¹⁾ Dabei ist zu prüfen, ob der erhöhte Transportenergieaufwand zu einer adäquaten Verbesserung der Wärmeabfuhr führt.)

Dem gegenüber bieten Zuluftelemente jedoch

- eine bessere Regulierbarkeit der Zuluftströme im Taglüftungsbetrieb (wichtig bei Windanströmung und kühler Witterung),
- bei entsprechender Konstruktion einen wesentlich besseren Schutz gegen Außenlärm,
- einen besseren Einbruchschutz (vor allem gegenüber Kippfenstern, die ebenerdig oder von Dachflächen gut von außen zugänglich sind),
- einen Schutz gegen Schlagregen und

können (zu Lasten eines erhöhten Druckverlustes) mit Filtern zum Schutz gegen Pollen und Insekten ausgerüstet werden.

Großformatige Zuluftöffnungen werden daher oftmals additiv zu einer für den Taglüftungsbetrieb geeigneten Luftzuführung eingebaut. Sie bieten dann eventuell Potentiale, um die unzureichende Leistungsfähigkeit eines vorhandenen Nachtlüftungssystems auf Basis von Zuluftelementen zu verbessern (z.B. durch den Austausch manuell gegen elektrisch kippbare Fenster).

- **Anordnung der Abluftöffnung:** Oberhalb der Absaugung sammelt sich Warmluft, die nur schlecht bzw. nur bei starker Durchströmung des Raumes abgeführt werden kann (vgl. Abb. 421). Daher sollte die Abluft möglichst deckennahe abgesaugt werden.

Zudem führt eine sehr deckennahe Absaugung zu verstärkten Luftbewegungen an der Decke.

- **Ausgestaltung der Abluftöffnung:** Beim Einbau großformatiger Abströmöffnungen lassen sich Querlüftungseffekte nutzen¹⁾. Zudem führen die Verschlussklappen der Oberlichter zu einer stärkeren Anströmung der Decke als die Luftansaugung an einem Tellerventil²⁾. Der daraus resultierende Kühleffekt ist jedoch gering, weil die Abluft nur einen kleinen Temperaturunterschied zur Decke aufweist und der angeströmte Bereich lokal eng begrenzt ist (s. Kühlleistungsunterschiede an der Decke zwischen Modell 1 und 2 in Abb. 463). Neben diesem (kleinen) Kühleffekt hat der Einbau von Abluftoberlichtern den Vorteil, dass deutlich niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten und somit auch geringere Druckverluste als an Tellerventilen auftreten. Durch den extrem geringen Druckverlust ist jedoch auch der Volumenstromabgleich zwischen den Büroräumen schwieriger als beim Einbau von Tellerventilen.

¹⁾ Für die Verwendung großformatiger Abluftöffnungen ist i.d.R. eine Abluftabsaugung im angrenzenden Korridor oder Atrium erforderlich.

²⁾ Am Tellerventil wird ein Großteil der Luft von unten bzw. seitlich angesaugt, während am Oberlicht ein Großteil der abgesaugten Luft zunächst die Klappe überströmt.

³⁾ Die Kühleffizienz sinkt, weil

- die Bauteile anfänglich schneller auskühlen, dann aber die geringere Temperaturdifferenz zur Kühlluft zu einer Abnahme der Kühlleistung führt,
- die Verweildauer der Luft im Raum, also die Zeit, die für den Wärmeaustausch zur Verfügung steht, schneller abnimmt als die Wärmetransferleistung durch höhere Strömungsgeschwindigkeiten und niedrigere Lufttemperaturen zunimmt.

Abnahme der Kühleffizienz bei steigenden Luftwechselraten

Mit zunehmender Luftwechselfrequenz sinkt die Kühleffizienz³⁾, d.h. die pro Kubikmeter Kühlluftstrom abgeführte Wärmemenge nimmt mit steigendem Volumenstrom ab. Die Simulationen zeigen, dass die Effizienz bei zweifachem Luftwechsel pro Stunde am höchsten und bei vierfachem noch gut ist (Zunahme der Kühlleistung bei Erhöhung der Luftwechselfrequenz von 2 auf 4 h⁻¹: ca. 70 %). Eine weitere Steigerung auf sechs- und achtfachen Luftwechsel zeigt nur noch vergleichsweise geringe Kühlleistungszuwächse von 30 % bzw. 20 % (s. Abb. 478). Zudem steigt der Energieaufwand zur Förderung der erhöhten Volumenströme überproportional stark an.

Ausblick

Wie in Abs. 5.2 beschrieben, konnten nicht alle geplanten Simulationen in der zur Verfügung stehenden Lizenzlaufzeit durchgeführt werden. Insbesondere die Einflüsse variierender Raumgrößen und einer (exemplarischen) Möblierung sollten Gegenstand nachfolgender Untersuchungen sein.

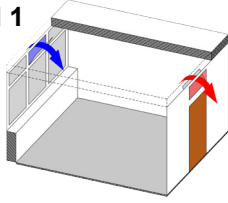
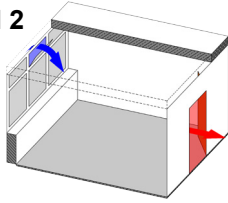
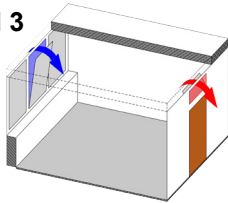
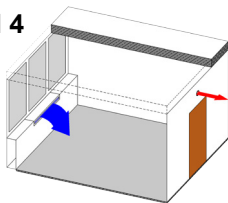
Ferner sollte mit CFD-Simulationen geprüft werden, ob das Anströmen der Decke mit einem Deckenventilator die Nachtlüftungseffektivität maßgeblich verbessert.

5.9 Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten für thermische Gebäudesimulationen

In der nachfolgenden Tabelle sind für verschiedene Luftwechselraten die gemittelten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten der hier untersuchten Raum-Modelle zusammengestellt. Diese können in thermischen Gebäudesimulationen für vergleichbare Raumgeometrien¹⁾ verwendet werden. (Die den Tabellenwerten zu Grunde liegenden Raumgeometrien sind in den Abschnitten 5.4.2 bis 5.4.5 beschrieben.)

¹⁾ Bei (stark) abweichenden Raumgrößen sind auch abweichende Wärmeübergangskoeffizienten zu erwarten, weil ein erheblicher Teil der Kühleffekte in vergleichsweise kleinen (stark angeströmten) Bereichen entsteht und über die Bauteilfläche gemittelt ist.

Tab. 33: Mittlere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten.

Modell	Bauteil	Freie Lüftung [W/(m ² K)]	Per Abluftabsaugung aufgeprägter Luftwechsel			
			2 h ⁻¹ [W/(m ² K)]	4 h ⁻¹ [W/(m ² K)]	6 h ⁻¹ [W/(m ² K)]	8 h ⁻¹ [W/(m ² K)]
Modell 1 	Decke		0,4	0,8	1,5	2,2
	Boden		1,8	2,2	2,3	2,4
	Brüstung		3,7	3,3	2,1	2,1
Modell 2 	Decke		0,3	0,5		
	Boden		1,8	2,2		
	Brüstung		3,9	3,3		
Modell 3 	Decke	0,3	0,5	0,5		
	Boden	2,4	2,4	2,5		
	Brüstung	4,5	4,2	4,5		
Modell 4 	Decke		0,1	0,2		
	Boden		5,8	3,9		
	Brüstung		4,5	3,3		

6 Fazit und Planungsempfehlungen

Im Folgenden sind die Ergebnisse der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen kompakt zusammengefasst. Hintergründe und Details sind den Zusammenfassungen der zugehörigen Kapitel zu entnehmen.

Viele Ergebnisse sind unabhängig von einem Nachtlüftungssystem und lassen sich auf Gebäude mit anderen Kühlkonzepten übertragen – vor allem wenn diese dezentral belüftet werden.

6.1 Standort und Mikro-Klima

Das Mikroklima eines Standortes wird maßgeblich von seiner Umgebung geprägt (vgl. Abs. 1.1). Weil sich die Umgebungsbedingungen an meteorologischen Mess-Stationen (in freien Lagen abseits bebauter Gebiete) von denen städtischer Standorte (mit variierenden Bebauungsdichten und Wärmeeinträgen aus Gebäuden und Verkehr) stark unterscheiden, bilden meteorologische Messdaten die (mikro-) klimatischen Bedingungen der meisten Gebäudestandorte nur unzureichend ab.

Unter Berücksichtigung folgender Effekte lassen sich meteorologische Wetterdaten jedoch an verschiedene Gebäudestandorte anpassen:

- **Höheneffekt:** Die Lufttemperatur nimmt mit der Höhe ab. Ab einer Höhendifferenz von 100 m zwischen Wetterstation und Gebäudestandort sollten die Lufttemperaturen korrigiert werden [67]. Für die Auslegung adiabater Kühlsysteme bzw. für Komfortuntersuchungen ist die relative Luftfeuchte an die geänderten Temperaturen anzupassen. (Hintergründe und Details sind in Abs. 3.7 dargestellt; Hinweise zur Anwendung in Abs. 6.8.)

- **Stadteffekt:** Der Stadteffekt setzt sich aus zwei Teil-Effekten zusammen:

Erhöhte Umgebungstemperaturen: Auf Grund verstärkter Absorption von Solarstrahlung, vermehrter Wärmespeicherung, verringerter Verdunstung an Vegetation und menschen-verursachten Wärmeeinträgen aus Gebäuden und Verkehr sind die Temperaturen an städtischen Standorten i.A. höher als im ländlichen Umland (vgl. Abs. 4.5.3). Bei den in Abs. 3.5 vorgestellten Feldmessungen waren die Temperaturen im Gebäudeumfeld meist ca. 1 K höher als an der nächstgelegenen DWD-Mess-Station. Der Temperaturunterschied variiert im Tagesverlauf und erreicht an klaren Tagen sein Maximum am späten Nachmittag. Am Campus Haspel werden dann bis zu 6 K höhere Lufttemperaturen als an der DWD-Station Wuppertal gemessen. In der Literatur werden für Großstädte wie Berlin sogar Temperaturunterschiede von bis zu 10 K genannt [25].

Zusätzlich können bei enger Bebauung Reflexionen an Nachbargebäuden, der langwellige Strahlungsaustausch zwischen den Gebäuden und die reduzierte Wärmeabstrahlung zum kalten Nachthimmel die Fassadentemperaturen beeinflussen.

Verringerte Windgeschwindigkeiten: Die erhöhte Bodenrauigkeit führt in Städten zu verminderten Windgeschwindigkeiten. Laut [25] beträgt die Reduktion im Jahresmittel bis zu 30 %; die Häufigkeiten von Windstillen erhöht sich so um bis zu 20 %. Am Campus Haspel wurden im Jahr 2008 im Mittel sogar 45 % niedrigere Windgeschwindigkeiten

als an der DWD-Station Wuppertal gemessen. Die verminderte Windanströmung reduziert die konvektive Wärmeabfuhr an den Gebäudehüllflächen und begünstigt so ebenfalls hohe Raumtemperaturen. (Details sowie quantitative Auswirkungen auf die Raumtemperaturen und den Energiebedarf sind Abs. 4.5.3 zu entnehmen.)

Fazit: Die Kombination aus erhöhten Umgebungstemperaturen und verminderten Windgeschwindigkeiten führt zu einer signifikanten Zunahme thermischer Lasten: Unter Verwendung der im Jahr 2008 am Campus Haspel gemessenen Wetterdaten treten ohne Nachtlüftungsbetrieb gegenüber den DWD-Daten dreimal mehr Übertemperaturgradstunden bzw. ein 1,9-fach höherer Kühlenergiebedarf auf; bei Einsatz der Nachtlüftung führen die reduzierten Kühlpotentiale in der wärmeren Umgebung sogar zu einer Zunahme der Übertemperaturgradstunden um den Faktor 3,6 bzw. zu einer Erhöhung des Kühlenergiebedarfs um den Faktor 2,5 (vgl. Abs. 4.4.3).

Der Stadteffekt ist folglich eine maßgebende Einflussgröße und daher bei der Planung passiver Kühlsysteme unbedingt zu berücksichtigen. (Hintergründe und Details sind in den Absätzen 4.4.3, 4.5 und 4.7 dargestellt, Hinweise zur Anwendung in Abs. 6.8.)

6.2 Fassadengestaltung und Grenzschichttemperaturen

Mit zunehmender solarer Einstrahlung erhöht sich die Oberflächentemperatur einer Fassade. In der Folge wird auch die angrenzende Luft erwärmt und es bildet sich (vor allem bei geringen Windgeschwindigkeiten) eine thermische Grenzschicht aus (vgl. Abs. 3.7). Folgende Faktoren beeinflussen diesen Effekt:

- **Reflexionsgrad:** Bei hohen Reflexionsgraden wird weniger Solarenergie absorbiert und die Fassadenoberfläche bleibt kühler. Der Reflexionsgrad im sichtbaren Lichtspektrum kann mit Hilfe von RAL-Farb-Tafeln abgeschätzt werden. Neben dem optischen Spektrum wird auch im Infrarot-Bereich viel Solarenergie eingestrahlt (vgl. Abb. 331). Werden im Infrarot-Spektrum stark reflektierende Anstriche verwendet, lassen sich sehr niedrige Oberflächentemperaturen erzielen [40]. Verschmutzungen führen jedoch im Laufe der Zeit zu nachlassenden Reflexionseigenschaften¹⁾. Daher sind Aufwendungen für regelmäßige Reinigungen bzw. Erneuerungen des Anstrichs und erhöhte Heizkosten gegen Einsparungen bei den Kühlkosten bzw. Verbesserungen beim thermischen Komfort abzuwägen.
- **Fassadenstruktur:** An ebenen Fassaden mit glatter Oberfläche kann der Wind die Ausbildung von Grenzschichten sehr effektiv stören. Vor- und Rücksprünge von Gebäudeteilen (oder umliegende Bebauung) behindern (je nach Windrichtung) die Windanströmung und begünstigen so die Ausbildung von Grenzschichten, vor allem im Lee solcher Strömungshindernisse. Feingliedrige Fassadenstrukturen (Versprünge im Zentimeterbereich) verursachen Turbulenzen, die den Wärmeübergang und damit den Wärmeeintrag in die angrenzende Luftschicht erhöhen. Dadurch tragen auch sie zur Grenzschichtwärmerhöhung bei.

¹⁾ Schmutz und Stäube, insbesondere Ruß, weisen (sehr) hohe Absorptionsgrade auf. Absorbierte Solarstrahlung leiten sie in Form von Wärme zur angrenzenden Oberfläche ab und mindern so den effektiven Reflexionsgrad der Oberfläche.

- **Verschattung der Fassade:** Durch nahe am Gebäude gepflanzte Laubbäume lässt sich die Fassade niedriger Gebäude im Sommer wirkungsvoll verschatten. (Die damit einhergehende Windverschattung kann sich bei unzureichender Sonnenverschattung jedoch nachteilig auswirken.) Wenn die Bäume im Herbst ihr Laub verlieren, wird die Fassade stärker besonnt. Die erhöhten solaren Wärmeinträge reduzieren dann den Heizenergiebedarf.

6.3 Gestaltung und Anordnung der Ansaugöffnungen

Wird das Ansauggitter durch solare Einstrahlung (stark) erwärmt, überträgt sich ein Großteil dieser Wärme auf den Zuluftstrom und führt zu einem Anstieg der Zulufttemperaturen. Die Zulufterwärmung hängt dabei von folgenden Faktoren ab:

- **Verschattung:** Um konvektive Wärmeübertragungen an den Zuluftstrom zu minimieren, sollten durchströmte und ungedämmte hinterströmte Bauteile permanent oder zumindest in Zeiten hoher Strahlungsintensitäten verschattet werden. Eine dauerhafte Verschattung lässt sich durch die Anordnung der Ansaugöffnung hinter Verschattungselementen, wie z.B. Jalousiekästen, erzielen; eine temporäre durch Anordnung der Ansaugöffnung
 - unterhalb eines Jalousiekastens (wie bei der BTGA-Box): Dies führt an Süd-Fassaden dazu, dass die Ansauggitter bei hohen Sonnenständen im Sommer verschattet werden, während bei niedrigen Sonnenständen im Winter solare Wärmegewinne nutzbar sind.
 - hinter einer außenliegenden Jalousie (wie beim REB-Gebäude): Wird die Jalousie heruntergefahren, beschattet sie neben dem Fenster auch die Ansaugöffnung. Wenn die heruntergefahrne Jalousie jedoch die Hinterströmung behindert, können Wärmestaus die Verschattungsvorteile reduzieren oder sogar gänzlich aufheben. Ferner sollten Jalousie-Lamellen stark reflektierende Oberflächen aufweisen. So kommt es bei starker solarer Einstrahlung zu einer vergleichsweise geringen Erwärmung der Jalousie und der angrenzenden Luftschichten.
 - in weniger stark besonnten Fassadenbereichen (z.B. in Fensterlaibungen wie beim REB-Gebäude): Durch die abweichende Orientierung können solare Einträge reduziert und in andere Zeitbereiche verlagert werden.
- **Wärmestaus:** Um das Ansammeln warmer Luft an den Außenluftansaugungen zu vermeiden, sollten diese Bereiche frei vom Wind angeströmt werden können. In windschwachen Zeiten sollte warme Luft ungehindert nach oben abströmen können. Dementsprechend sind Fassadenanbauten (z.B. Jalousiekästen zur Verschattung der Ansauggitter) zur freien Hinterströmung mit einem gewissen Abstand zur Fassade zu montieren und es ist ein Ansaugen von Frischluft aus schlecht belüfteten Bereichen (wie bei APO23, vgl. Abs. 3.5.6.3) zu vermeiden.

- **Reflexionsgrad:** Insbesondere direkt besonnte Ansauggitter sollten stark reflektierende Oberflächen aufweisen, um einer starken Erwärmung der einströmenden Frischluft entgegen zu wirken. Zur Aufrechterhaltung hoher Reflexionsgrade sind diese Oberflächen regelmäßig zu reinigen¹⁾.
- **Geometrie der Ansauggitter:** Die Ansauggitter sollten zur Minimierung der Absorptionsfläche kompakte Abmessungen aufweisen. Ein hoher Lochflächenanteil und große Einströmöffnungen reduzieren den Wärmeübergang vom Blech auf die einströmende Luft. Kreisförmige oder quadratische Ansaugen bieten gegenüber schlitzförmigen den Vorteil, dass mit ihnen (bei entsprechend groß dimensionierten Durchströmöffnungen) mehr Luft aus fassadenferneren Bereichen angesaugt werden kann [34].
- **Nutzung kühlerer Fassadenbereiche:** Die Ansaugöffnungen oberhalb von Fenstern oder anderen großformatigen, wenig Solarstrahlung absorbierenden Flächen anzuordnen, ist vorteilhaft, weil die Luft dort tendenziell kühler ist.
- **Ansaugenebene:** Das Ansaugen von Frischluft außerhalb der Fassadengrenzschicht durch verlängerte Ansaugkanäle kann insbesondere an dunklen Fassaden zu einer signifikanten Reduktion der Ansaugtemperaturen führen. Bei der Umsetzung eines solchen Konzeptes ist jedoch auf eine Dämmung der Ansaugrohre oder einen wirksamen Sonnenschutz zu achten, damit nicht solare Wärmeeinträge den Vorteil aus der Ansaugung kühlerer Luft (über)kompensieren.

¹⁾ Wie bei stark reflektierenden Anstrichen (s.o.) führen die hohen Absorptionsgrade von Schmutz (und ggf. Korrosion) zu einer Reduktion des Gesamtreflexionsgrads.

6.4 Zuluft-Zuführung

Nach der fassadenseitigen Ansaugung erfährt die Luft in der Zuführung zum Raum weitere Temperaturänderungen. Die dafür benötigte Energie wird meist dem Raum entzogen, fließt ihm aber durch die geänderte Temperatur des Zuluftstroms wieder zu¹⁾. Durch den Wärmeaustausch nähert sich die Zuluft an die Raumtemperatur an.

Die Änderung der Lufttemperatur in der Zuführung hängt von folgenden Parametern ab:

- **Länge des Luftwegs:** Mit der Länge des Luftwegs nimmt auch die Wärmeübertragungsfläche zu. Dementsprechend treten an Lüftungselementen, die lange innere Luftwege aufweisen (meist zur Absorption von Luftschall), vergleichsweise große Temperaturänderungen auf.
- **Temperaturdifferenz zwischen Frischluft und Raum:** Mit zunehmender Differenz zwischen der Ansaugtemperatur und der operativen Raumtemperatur erhöht sich der Wärmestrom zum Ort der niedrigeren Temperatur. Wie groß die Temperaturänderung des Zuluftstroms ist, hängt
 - vom konvektiven und radiativen Wärmeaustausch des Lüftungselementes mit dem Raum und
 - vom konvektiven Wärmeaustausch im Inneren des Lüftungselementes mit der durchströmenden Luft ab.

¹⁾ Wird das Lüftungselement bei abgeschalteter Lüftung nicht durchströmt, fließt die vom Lüftungselement absorbierte Raumwärme bzw. -kälte durch Transmission nach außen ab (vgl. dazu auch „Abbildung eines durchströmten Lüftungselementes“ in Abs. 4.1.1).

- **Wärmeleiteigenschaft des Lüftungselementes:** Wieviel Wärme oder Kälte aus der Umgebung (sowohl fassaden- als auch raumseitig) dem Zuluftstrom zugeführt wird, hängt maßgeblich von der Ableitung der Wärme von der Oberfläche ins Innere des Lüftungselementes ab.
- **Ankopplung von thermischen Speichermassen:** Insbesondere wenn die Zuluft im Tagesverlauf große Temperaturamplituden aufweist, hat die Ankopplung thermischer Speicher das Potential die Zulufttemperaturen signifikant zu dämpfen. (Eine ausführliche Darstellung ist Abs. 6.6 zu entnehmen.)
- **Verfügbarkeit:** Winddruck und -sog an der Fassade, aber auch geöffnete Fenster oder Türen, beeinflussen die Durchströmung passiver Lüftungselemente maßgeblich (vgl. „Kühlung mittels Latentwärmespeicher“ in Abs. 3.7). Ist eine hohe Verfügbarkeit der Lüftung gefordert, sind aktive Lüftungselemente einer entsprechenden Klasse nach [29] zu wählen.
- **Motorabwärme aktiver Lüftungselemente:** Bei aktiven Lüftungselementen erhöht die Abwärme des eingebauten Ventilator motors die Zulufttemperatur i.d.R. um 1 bis 1,5 K. Außerdem können Schallemissionen des Lüftungsgerätes das Komfortempfinden der Nutzer beeinträchtigen [48].
- **Verschließbarkeit:** Die Lüftungselemente sollten zentral gesteuert verschließbar sein, um bei kalter Witterung windinduzierte Lüftungswärmeverluste außerhalb der Nutzungszeiten zu vermeiden [47].

6.5 Nachtlüftung

Die Effektivität der Nachtlüftung ist maßgeblich von hohen konvektiven Wärmeübergängen abhängig. Wie sich diese optimieren lassen und welche weiteren Aspekte zu einer effektiven und effizienten Nachtlüftung beitragen, zeigt die folgende Zusammenstellung:

- **Anströmen der thermischen Speicher:** Auf kurzen Strömungsdistanzen und bei abgegrenzten, strahlartigen Luftströmungen wird die Kühlluft nur schwach mit warmer Raumluft durchmischt und nur wenig von der umgebenden Luft abgebremst. Die hohen Strömungsgeschwindigkeiten und niedrigen Lufttemperaturen führen dann an der Oberfläche des angeströmten Speichers zu hohen konvektiven Wärmeübergängen.
Hindernisse im Strömungsweg sollten vermieden werden. Durch die Turbulenzen an Strömungshindernissen reduziert sich die Strömungsgeschwindigkeit und es kommt zu einer starken Vermischung von Kühl- und Raumluft, wodurch sich die Temperaturen im Kühlluftstrom erhöhen. Beide Effekte reduzieren den konvektiven Wärmeübergang.
Soll primär die Decke gekühlt werden, kann deren Anströmung durch den Coanda-Effekt stark verbessert werden (vgl. Abs. 5.7.2.4). Dabei ist jedoch zu prüfen, ob die Verbesserung des Kühleffekts den erhöhten Energieaufwand zur Bereitstellung der erforderlichen Strömungsgeschwindigkeiten rechtfertigt.

- **Langwelliger Strahlungsaustausch:** Dieser führt unabhängig von der Lufttemperatur zu einem Transfer thermischer Energie von warmen zu kalten Oberflächen. Dadurch werden auch die Bauteile gekühlt, die konvektiv kaum Wärme abführen können (z.B. eine nicht angeströmte Decke). Die massearmen Seitenwände eines Büroraums kühlen beim Nachtlüftungsbetrieb schnell aus, wodurch sich starke Strahlungswärmeströme von den wärmespeichernden zu den gekühlten Bauteilen entwickeln. Im CFD-Modell aus Kap. 5 vergrößert der Strahlungsaustausch die Wärmeübertragungsfläche zur Luft um 117 %. Etwa die Hälfte der Wärmeabfuhr erfolgt dort über die radiativ angekoppelten (Wand-) Flächen (vgl. Abs. 5.7.3).
- **Auftriebs- und Querlüftungseffekte:** Durch deren Nutzung lässt sich der (Nacht-) Lüftungsvolumenstrom ohne zusätzlichen Energieaufwand (z.T. stark) erhöhen. Voraussetzung sind geeignete Zu- und Abströmöffnungen:

Der **Auftriebseffekt** ist bei hohen Einströmöffnungen wie z.B. Kippfenstern, Parallelausstellfenstern etc. nutzbar. Bei den Untersuchungen zu Kap. 5 stellten sich an einem 1,60 m hohen Kippfenster bei freier Lüftung, abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Raumluft, Luftwechselraten von 2,6 bis 3,3 h⁻¹ ein (vgl. Tab. 31 auf S. 228). Die Kühlleistungen entsprachen dabei denen anderer Lüftungskonfigurationen bei vierfachem Luftwechsel. (Vgl. Kühlleistungen bei freier Lüftung in Abb. 462 mit den Kühlleistungen der übrigen Lüftungsvarianten bei vierfachem Luftwechsel in Abb. 474. Windeinflüsse, die zu einer weiteren Verstärkung der natürlichen Lüftung führen, sind nicht berücksichtigt). Eine zusätzliche maschinelle Lüftung mindert den Auftriebseffekt und führt daher nur zu geringen Kühlleistungssteigerungen (zwischen 10 und 30 %, vgl. Abb. 461).

Zur Nutzung von **Querlüftungseffekten** sind die Räume auf beiden Gebäudeseiten über den Korridor hinweg durch große Öffnungsquerschnitte strömungstechnisch zu verbinden. Um Lüftungskurzschlüssen (Ansaugung der Zu- bzw. Kühlluft aus dem Korridor und nicht an der Fassade) vorzubeugen, ist dann die Abluftabsaugung im Korridor anzuordnen.

- **Anordnung und Gestaltung der Zuluftöffnungen:** Eine deckennahe Einbringung der Zuluft ist nur sinnvoll, wenn eine konvektive Kühlung der Decke wichtig ist. Ggf. ist dann die Nutzung des Coanda-Effekts zu erwägen, weil die Kühlluft sonst schnell absinkt und so nur einen kleinen Teil der Decke kühlt. Für die Kühlung des Bodens ergeben sich aus einer deckennahen Zuluftzuführung durch den langen Strömungsweg meist Nachteile. Besteht eine gute Strahlungsankopplung der Decke an den Boden, ist eine bodennahe Einbringung der Kühlluft effektiver, weil dann hohe Strömungsgeschwindigkeiten und niedrige Lufttemperaturen zu höheren Wärmeausträgen (am Boden) führen (vgl. Modell 4 in Abb. 474). Als besonders effizient zur Kühlung von Decke, Boden und Brüstung haben sich hohe Kippfenster erwiesen. Große Öffnungsquerschnitte führen zu geringeren Druckverlusten und an hohen Öffnungen sogar zu zusätzlichen Volumenströmen. Auf Grund der schlecht regulierbaren Volumenströme im Taglüftungsbetrieb (wodurch sich Nachteile bei Wind und in kühlen Witterungsphasen bzw. im Winter ergeben) und fehlendem Schallschutz (sofern hohe Außenlärmpegel einen solchen erfordern) eignen sie sich nur

bedingt, um dezentral belüftete Gebäude kontinuierlich mit Außenluft zu versorgen. Hier sind ggf. separate, besser regulierbare Zuluftzuführungen für den Taglüftungsbetrieb vorzusehen. Gut geeignet sind große Zuluftöffnungen für Gebäude mit reiner Fensterlüftung oder als individuell bedienbare Ergänzung zu einem Lüftungssystem oder zur (nachträglichen) Steigerung der Nachtlüftungseffektivität in Räumen mit druckverlustreichen Zuluftelementen (z.B. durch den Austausch manuell gegen elektrisch kippbare Fenster.)

- **Anordnung und Gestaltung der Abluftöffnungen:** Absaugöffnungen sind möglichst deckennah anzuordnen, um ein Ansammeln warmer Luft oberhalb der Absaugung zu verhindern. Abhängig von der konstruktiven Ausgestaltung der Absaugöffnung und ihres Deckenabstandes kommt es im Absaugbereich zu einer Anströmung der Decke mit Abluft. (Die Verschlussklappe eines Oberlichtes führt dabei in den CFD-Simulationen zu einer stärkeren Anströmung der Decke als die Absaugung mittels eines Tellerventils.) Der daraus resultierende Kühleffekt ist jedoch auf Grund der hohen Ablufttemperaturen gering. Große Öffnungsquerschnitte (zur Abfuhr der Abluft in den Korridor) führen zu niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten an der Absaugöffnung und somit zu geringen Druckverlusten. Ggf. lassen sich mit ihnen auch Querlüftungseffekte nutzen. Der Volumenstromabgleich zwischen den Büros ist jedoch bei großen Öffnungsquerschnitten erschwert.
- **Effizienzabnahme mit steigender Luftwechselrate:** Mit zunehmendem Volumenstrom steigt die Nachtlüftungseffektivität (d.h. die Kühlleistung) immer langsamer an; die Nachtlüftungseffizienz (also die pro m³ Kühlluft abgeführte Wärmemenge) nimmt also ab. Bei dem exemplarisch in Abs. 5.7.2.4 untersuchten Raummodell ergeben sich folgende Leistungssteigerungen:

Luftwechselfrequenz-Steigerung	Leistungszuwachs
2 h ⁻¹ auf 4 h ⁻¹	70 %
4 h ⁻¹ auf 6 h ⁻¹	30 %
6 h ⁻¹ auf 8 h ⁻¹	20 %

Zudem nimmt der Transportenergieaufwand überproportional zu. Die Luftwechselraten sollten also möglichst 4 h⁻¹ nicht überschreiten.

- **Steuerung:** Um in der Heizperiode oder in den Übergangszeiten unnötige Nachtlüftungsvorgänge zu verhindern, sollte der Nachtlüftungsbetrieb nicht nur an Grenz-Raumtemperaturen und Effektivitätskriterien (wie der Differenz zwischen Raum- und Außentemperatur) gekoppelt sein, sondern auch den gleitenden Mittelwert der Außentemperaturen (bei niedrigen Außentemperaturen ist eine manuelle Fensterlüftung sinnvoller als ein Nachtlüftungsbetrieb) oder die Jahreszeit (z.B. durch eine generelle Deaktivierung der Nachtlüftung im Winterhalbjahr) einbeziehen. Unter Berücksichtigung einer (guten) Wetterprognose kann der Wärmeaustrag auf die zu erwartenden Temperaturen der Folgetage abgestimmt werden. So lässt sich insbesondere beim Übergang zu kalter Witterung Heizenergie einsparen.

6.6 Kapazitive Zuluftkühlung

Bei der Integration thermischer Speicher in Wände oder Decken ist die nächtliche Rückkühlung schwer sicherzustellen¹⁾. Werden hierfür Phasenwechselmaterialien (PCMs) verwendet, die nur in einem eng begrenzten Temperaturband wirksam sind, ist die regelmäßige Wärmeabfuhr sogar besonders wichtig. Für einen effektiven Wärmeaustausch während der Nachtlüftung ist ein hoher konvektiver Wärmeübergang an den Speicheroberflächen, d.h. eine starke Anströmung, erforderlich. Um die Wirksamkeit thermischer Speicher, insbesondere teurer Latentwärmespeicher, zu maximieren, bietet sich der Einbau in den Zuluftweg an. Dadurch ist sowohl die nächtliche Rückkühlung als auch die Wirksamkeit im Kühlbetrieb sichergestellt.

Folgende Möglichkeiten zur Nutzung kapazitiver Effekte für die Zuluftkühlung werden in Abs. 3 untersucht:

- Einbau des Lüftungselementes hinter einer Heizfläche (REB-Gebäude, vgl. Abb. 59): Durch langwelligen Strahlungsaustausch wird Wärme oder Kälte an das Lüftungselement und damit an den Zuluftstrom übertragen. Vom Zuluftauslass strömt die Luft gegen die im Sommer kühle Heizfläche und wird konvektiv weiter abgekühlt (bzw. bei Heizbetrieb erwärmt).
Nachteilig ist eine solche Konstruktion bei Wartungs- oder Reparaturarbeiten am Lüftungselement.
- Einblasen der Luft in einen Hohlraum mit thermisch schweren Hüllflächen (leere PCM-Box in der BTGA-Box): Durch den Impuls der einströmenden Luft bildet sich im Hohlraum eine Ringströmung aus, die zu hohen konvektiven Wärmeübergängen an den Innenflächen führt (vgl. Abb. 300). Hier angeordnete Speicher haben einen großen Einfluss auf die Zulufttemperaturen.
- Einbau von Phasenwechselmaterialien in den Zuluftweg (bestückte PCM-Box bzw. Brüstungsgeräte im Imtech-Haus): Durch den Einbau von PCM-Platten in den zuvor beschriebenen Hohlraum wird sowohl die Wärmekapazität als auch die Wärmeübertragungsleistung (durch die vergrößerte Wärmeaustauschoberfläche) stark erhöht. (Details zur Kühlleistung der PCM-Box sind in Abs. 3.6.7 unter „Kumulation von Mikroklima-, Fassaden- und Luftführungseffekten“ dargestellt.)

Im Folgenden sind weitere Aspekte zusammengestellt, die bei der Nutzung kapazitiver Effekte für die Zuluftkühlung beachtet werden sollten. Dabei liegt der Fokus auf Konstruktionen zur Aufnahme von Latentwärmespeichern (ähnlich der bestückten PCM-Box bzw. der Brüstungsgeräte am Imtech-Haus). Sie gelten aber in gleicher Weise für den Einbau konventioneller Speicher.

- **Permanente Durchströmung der thermischen Speicher:** Sowohl am Tage (für den Kühlbetrieb) als auch während des Nachtlüftungsbetriebs (für die Rückkühlung) ist die Anströmung der Speicher sicherzustellen. Sind die Konstruktionen zur Aufnahme der (PCM-) Speicher passiv¹⁾ in Nachströmwege einer Abluftanlage integriert, können geöffnete Fenster, Türen oder sonstige Leckagen zu einer reduzierten oder gänzlich fehlenden Durchströmung führen (vgl. Abs. 3.5.6.4). Um dies zu vermeiden, sollten die Konstruktionen über einen eingebauten Ventilator verfügen. Neben der Strömungssicherung lässt sich so ggf.

¹⁾ Weil die kühle Zuluft im Nachtlüftungsbetrieb dichtebedingt absinkt, ist die Auskühlung des Bodens meist problemlos möglich.

¹⁾ Diese Systeme verfügen über keinen eigenen Ventilator. Hier dient der von einer Abluftanlage erzeugte Unterdruck als Antrieb.

auch ein Umluftbetrieb oder das Abführen der gespeicherten Wärme über die Fassade direkt nach außen ermöglichen (vgl. dazu [44]).

- **Umluftbetrieb:** Konstruktionen mit eingebautem Ventilator können statt der warmen Außenluft auch kühlere Raumluft ansaugen. Dadurch wird der eingebaute (PCM-) Speicher weniger stark belastet und die Austrittstemperaturen am Gerät gesenkt. Es muss jedoch auch der Mindestluftwechsel zur Sicherung der Raumluftqualität gewährleistet werden. Sind mehrere Geräte in einem Raum vorhanden, kann dies durch Aufgabenteilung geschehen; bei nur einem Gerät ist eine zeitweise Umschaltung zwischen Zu- und Umluftbetrieb erforderlich.
- **Rückkühlung der thermischen Speicher:** Wärmeausträge aus den (PCM-) Speichern erwärmen beim Nachtlüftungsbetrieb den Zuluftstrom und senken damit das Kühlpotential für den Raum. Ist dies nicht erwünscht, sind Systeme zu verwenden, bei denen ein eingebauter Ventilator die erwärmte Kühlluft direkt nach außen abführt (vgl. [63]), während die zentrale Abluftanlage über einen Bypass oder geöffnete Fenster kühlere Außenluft in den Raum saugt. Dabei besteht jedoch die Gefahr, erwärmte Kühlluft mit anzusaugen.

6.7 Prognostizierte Klima-Erwärmung

Auf Grund einer Vielzahl von Einflüssen und Wechselwirkungen ist eine sichere Prognose der Klimaentwicklung nicht möglich. Dementsprechend weichen auch die Klima-Prognosen stark voneinander ab.

In den hier verwendeten Klima-Datensätzen des Testreferenzjahres und der Meteororm-Software werden für die Region Essen bzw. den Standort Wuppertal bis zum Jahr 2050 Temperaturerhöhungen von 1,2 bis 2,0 K und eine Zunahme jährlicher Solareinträge von 1,5 bis 12,3 % (hauptsächlich verursacht durch vermehrte Direktstrahlung) vorhergesagt.

Daraus ergibt sich für den Muster-Büroraum aus Kap. 4 ein 1,4 bis 8,8-fach höherer Kühlenergiebedarf¹⁾. Die Wirksamkeit der Nachtlüftung nimmt wegen der verringerten Kühlpotentiale bei erhöhten Umgebungstemperaturen ab. Die Auswirkungen des Stadteffekts, d.h. die Unterschiede hinsichtlich des Kühlenergiebedarfs und der Übertemperaturen zwischen Standorten im Umland und im Stadtgebiet, ändern sich kaum; gegenüber dem heutigen Klima liegen die thermischen Lasten dabei jedoch auf einem 1,5 bis 3,5-fach höheren Niveau.

Auf Grund der potentiell langen Nutzungsdauer werden heute erstellte Gebäude von den Auswirkungen der Klimaerwärmung betroffen sein. Damit passiv gekühlte Gebäude ihren Nutzern auch dann noch komfortable Raumtemperaturen bieten können, sind die Klima-Prognosen bei der Planung des Kühlsystems zu berücksichtigen. So können entweder entsprechende Leistungsreserven vorgesehen werden oder bauliche Vorkehrungen für eine spätere Aufrüstung des Kühlsystems getroffen werden²⁾.

(Details sind in Abs. 4.6 bzw. 4.7 dargestellt; Hinweise zur Anwendung in Abs. 6.8.)

¹⁾ Durch den unzureichenden Sonnenschutz des Musterbüros (lediglich eine Sonnenschutzverglasung ($g=0,42$) ist vorhanden) reagieren das Raumklima und der Kühlenergiebedarf vergleichsweise sensibel auf die erhöhten Solareinträge. An Räumen mit besserem Sonnenschutz sind die solaren Einträge durch die Fenster zwar geringer, aber die solar an der Fassade erwärmte Zuluft und die erhöhten Umgebungstemperaturen führen auch hier zu vermehrten thermischen Lasten.

²⁾ Die Kühlleistung lässt sich später z.B. durch den Einbau von Kühlsegeleln oder den Austausch der Lüftungselemente gegen Geräte mit thermischer Konditionierung steigern. Installationsräume für ein passendes Kaltwassernetz lassen sich beim Neubau eines Gebäudes ohne nennenswerten Mehraufwand einplanen. Eine nachträgliche Installation ist hingegen mit einem großen finanziellen und baulichen Aufwand verbunden.

6.8 Anwendungshinweise für Auslegungs-Simulationen

Abschließend werden Möglichkeiten aufgezeigt, wie die zuvor dargestellten Aspekte in Simulationen zur Auslegung passiver Kühlsysteme in dezentral belüfteten Gebäuden berücksichtigt werden können:

- **Wahl von Wetterdaten:** Es sind Wetterdaten zu bevorzugen, die in der Nähe des interessierenden Standortes *gemessen* wurden; interpolierte Daten umliegender Stationen zeigen meist größere Abweichungen. Ggf. ist eine Höhenkorrektur vorzunehmen und ein Stadteffekt aufzuprägen (s.u.). Weil Jahresmessungen nur bedingt eine statistische Relevanz haben und in Klimadatensätzen (bei einer Mittelung über einen Zeitraum von 20 Jahren) Wetterextreme „weggemittelt“ sind, werden Sensitivitätsanalysen mit Hilfe von Extrem-Wetter-Datensätzen, wie sie z.B. das Testreferenzjahr bietet, empfohlen.
- **Höheneffekt:** Ab einer Höhendifferenz von 100 m zwischen Mess-Station und Gebäudestandort soll laut [67] eine Höhenkorrektur durchgeführt werden. Eine Software zur Anpassung von Luftdruck, Lufttemperatur- und relativer Luftfeuchte ist im Lieferumfang des Testreferenzjahres enthalten. Die Software ist jedoch nur auf die Verarbeitung von Testreferenzjahr-Daten ausgelegt. Der aus Mess-Daten des DWD abgeleitete Algorithmus ist nicht dokumentiert. Für die Verwendung eigener Wetterdaten ist
 - der eigene Wetterdaten-Datensatz an das Testreferenzjahr-Daten-Format anzupassen,
 - der Testreferenzjahr-Datensatz für die Region, in der die eigenen Messdaten erhoben wurden¹⁾, gegen die adaptierten eigenen Messdaten auszutauschen (die Dateien liegen im Programm-Verzeichnis unter „\Daten\TRY-Daten“),
 - die Höhe, in der die eigenen Wetterdaten gemessen wurden, für die zugehörige Region in der Datei „Regionen.steuer“ (im Programm-Verzeichnis unter „\Daten\konst.dat“) anzugeben.

Anschließend wird das Programm gestartet, der zuvor ausgetauschte Klimadatensatz angewählt und die Höhe des Gebäudestandortes eingegeben. Die Software prägt dann in Abhängigkeit der Jahres- und der Tageszeit die regionspezifische Höhenkorrektur auf.

- **Stadteffekte:** Das wärmere und windschwächere Stadt-Klima führt zu einer signifikanten Zunahme der thermischen Lasten und ist daher in Auslegungs-Simulationen für passive Kühlsysteme zu berücksichtigen. Diesbezügliche Anpassungen der Umgebungstemperaturen und der relativen Luftfeuchten sind mit der zuvor beim Höheneffekt beschriebenen Software möglich. Für die Handhabung der Software wird auf die Ausführungen zum Höheneffekt verwiesen. Die in Bodennähe verringerten Windgeschwindigkeiten werden von der Software nicht abgebildet. Um Kühleffekten aus überhöhten konvektiven Wärmeübergängen an den Gebäudeaußenflächen vorzubeugen, wird für Simulationen zur Beurteilung des sommerlichen Raumklimas bzw. des Kühlenergiebedarfs empfohlen, die meteorologischen Windgeschwindigkeiten um 25 bis 50 % zu reduzieren; für

¹⁾ Die Klima-Region fließt in die Berechnung des Höheneffekts mit ein.

die Heizperiode können sie auf der sicheren Seite liegend unverändert übernommen werden (vgl. Abs. 4.5.3).

Solarstrahlungsdaten aus meteorologischen Datensätzen bedürfen keiner Anpassung – sofern nicht Verschattungen oder Reflexionen aus dem Umfeld zu berücksichtigen sind.

- **Fassadeneffekte:** Unter Berücksichtigung der Fassadeneffekte steigt die Anzahl von Übertemperaturen am Musterbüro aus Abs. 4 um 53 % (beim verschatteten Lüftungselement) bis 82 % (beim besonnten Lüftungselement) und der Kühlenergiebedarf um 20 bis 38 % an¹⁾ (vgl. Abs. 4.4.2). Der Effekt ist also von relevanter Größe und daher bei der Auslegung passiver Kühlsysteme zu berücksichtigen.
In Abs. 4.3.3 sind exemplarisch für ein verschattetes und ein besonntes Lüftungselement Formeln zur Berechnung der Ansaug-Temperaturen unter Berücksichtigung von Solar- und Windeinflüssen hergeleitet. Diese lassen sich in Simulationen mit ähnlichen Ansaug-Bedingungen unverändert integrieren; bei abweichenden Gegebenheiten können ggf. die Wind- bzw. Solareinflüsse durch ingenieurmäßig abgeschätzte Vorfaktoren angepasst werden.
In Abs. 4.3.3 ist auch eine Formel zur Berechnung der Zulufttemperatur eines Lüftungselementes mit langem innerem Luftweg (vom Typ Siegenia-Aubi Aeromat VT) abgeleitet. Hinsichtlich der Verwendbarkeit in Simulationen gilt das Gleiche wie für die Formeln zur Berechnung der Ansaugtemperaturen.
Liegen Messdaten abweichender Konstellationen vor, können die dargestellten Verfahren zur Ableitung angepasster Formeln verwendet werden.
- **Wärmeübergangskoeffizienten:** Die bei den CFD-Simulationen in Kap. 5 an einer Musterraumzelle ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten sind in Abs. 5.9 zusammengestellt. Es werden vier Lüftungsvarianten und verschiedene Luftwechselraten unterschieden. Die Daten eignen sich zur Abbildung vergleichbarer Raum- und Lüftungssituationen in thermischen Gebäudesimulationen. (Die zu Grunde liegenden Raumkonfigurationen sind in Abs. 5.4 detailliert beschrieben.)
- **Klima-Erwärmung:** Sowohl das Testreferenzjahr als auch die Software Meteororm stellen regional- bzw. ortsaufgelöste Klima-Prognosen zur Verfügung. Das Testreferenzjahr bietet für Sensitivitätsanalysen Daten unterschiedlich warmer Jahre; in der Meteororm-Software können dafür Daten verschiedener Emissions-Szenarien und Jahre verwendet werden (Details sind Abs. 4.6 zu entnehmen). Beim Testreferenzjahr ist auch hier das Aufprägen von Höhen- und Stadteffekten einfach möglich.

¹⁾ Der Effekt ist unabhängig vom Sonnenschutzsystem und tritt daher auch bei Räumen mit wirkungsvollem Sonnenschutz auf. Dort ist die prozentuale Zunahme auf Grund der geringeren Solareinträge durch Fenster sogar noch größer.

7 Literatur und Quellenverzeichnis

- [1] Zimmermann M.: Handbuch der passiven Kühlung, Fraunhofer IRB Verlag, 2003.
- [2] IPCC: Climate Change 2014, Synthesis Report, abgerufen am 27.07.2016, 17:25 UTC, URL: <http://www.de-ipcc.de/de/200.php>
- [3] Feist W., Passivhaus Institut (Hrsg.): PHPP 2007: Passivhaus Projektierungs Paket 2007. 7. Auflage, Darmstadt 2007.
- [4] DIN 4108-2: 2013-02: Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden – Teil 2: Mindestanforderungen an den Wärmeschutz. Beuth-Verlag, Berlin, 2013.
- [5] DIN EN 15251: 2012-12: Eingangsparmeter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden – Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik; Deutsche Fassung EN 15251:2007. Beuth-Verlag, Berlin, 2012.
- [6] VDI 2078, Berechnung der thermischen Lasten und Raumtemperaturen (Auslegung Kühllast und Jahressimulation), Beuth-Verlag, Berlin, Juni 2015.
- [7] Technische Regeln für Arbeitsstätten – Raumtemperatur, ASR A3.5, Ausgabe Juni 2010, veröffentlicht in GMBI 2014, S. 287.
- [8] DIN EN ISO 7730: 2006-05: 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 (ISO 7730:2005); Deutsche Fassung EN ISO 7730:2005. Beuth-Verlag, Berlin, 2006.
- [9] Passivhausinstitut (Hrsg.): Kriterien für den Passivhaus-, EnerPHit- und PHI-Energiesparhaus-Standard, Passivhausinstitut, Version 9f, Stand: 26.08.2016.
- [10] DIN 4102-4: 2016-05: Brandverhalten von Baustoffen und Bauteilen – Teil 4: Zusammenstellung und Anwendung klassifizierter Baustoffe, Bauteile und Sonderbauteile. Beuth-Verlag, Berlin, 2016.
- [11] DIN 4109-1; 1989-11: Schallschutz im Hochbau, Anforderungen und Nachweise. Beuth-Verlag, Berlin, 1989.
- [12] DIN 18041: 2016-03-00: Hörsamkeit in Räumen – Anforderungen, Empfehlungen und Hinweise für die Planung. Beuth-Verlag, Berlin, 2016.
- [13] DIN 18041: 2004-05-00: Hörsamkeit in kleinen bis mittelgroßen Räumen. Beuth-Verlag, Berlin, 2004.

- [14] Pfafferott J.: Enhancing the Design and Operation of Passive Cooling Concepts, Monitoring and Data Analysis in Four Low-Energy Office Buildings with Night Ventilation, Dissertation, Technische Universität Karlsruhe, April 2004.
- [15] Hennings D.: Raumakustische Beratung für das Projekt: Qualitätszertifikat für Bürogebäude mit passiver Kühlung („QualiPass“), Köln, 2005.
- [16] DIN EN 12354-6: 2004-04-00: Bauakustik – Berechnung der akustischen Eigenschaften von Gebäuden aus den Bauteileigenschaften – Teil 6: Schallabsorption in Räumen. Beuth-Verlag, Berlin, 2004.
- [17] DIN EN ISO 3382-1: 2009-10-00: Akustik – Messung von Parametern der Raumakustik – Teil 1: Aufführungsräume. Beuth-Verlag, Berlin, 2009.
- [18] DIN EN ISO 3382-2: 2008-09-00: Akustik - Messung von Parametern der Raumakustik - Teil 2: Nachhallzeit in gewöhnlichen Räumen. Beuth-Verlag, Berlin, 2008.
- [19] Deutscher Wetterdienst, Frankfurter Straße 135, 63067 Offenbach.
- [20] DIN 1055-4: 2005-03-00: Einwirkungen auf Tragwerke – Teil 4: Windlasten. Beuth-Verlag, Berlin, 2003.
- [21] Santamouris M. (Hrsg.): Advances in passive cooling, Earthscan-Verlag, London, 2007.
- [22] Akbari H.: Opportunities for Saving Energy and Improving Air Quality in Urban Heat Islands in [21].
- [23] Schneider A., Maas A.: Einfluss des Mikroklimas auf das energetische und thermische Verhalten von Gebäuden am Beispiel des Standortes Kassel, Bauphysik 32 (2010), Heft 6, S. 348-358.
- [24] Hauser G. et al.: Vergleichende Untersuchungen von Standard-Klimadatensätzen (Testreferenzjahren) mit gemessenen Langzeit-Klimadatensätzen für den Standort Kassel, Bauphysik 28 (2006), Heft 4, S. 221-232.
- [25] Städtebauliche Klimafibel Online, Ministerium für Verkehr und Infrastruktur Baden-Württemberg (Hrsg.), 2012.
- [26] Wikipedia-Artikel zur „Einwohnerentwicklung von Berlin“, Bearbeitungsstand: 24.04.2016, 10:56 UTC, URL: https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Einwohnerentwicklung_von_Berlin&oldid=153755514
- [27] Wikipedia-Artikel zu „London“, Bearbeitungsstand: 27.06.2016, 22:45 UTC, URL: <https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=London&oldid=155682795>

- [28] Bründl W., Mayer H., Baumgartner A.: Untersuchung des Einflusses von Bebauung und Bewuchs auf das Klima und die lufthygienischen Verhältnisse in bayerischen Großstädten; Abschlussbericht zum Teilprogramm „Klimamessungen München“, Bayerisches Staatsministerium für Landesentwicklung und Umweltfragen (Hrsg.), 1986.
- [29] Hartwig H. et al.: Dezentrale Fassadenlüftungstechnik – Schlussbericht, München, 2003.
- [30] Robel F., Hoffmann U., Riekert A.: Daten und Aussagen zum Stadtklima von Stuttgart auf der Grundlage von Infrarot Thermographie. Beiträge zur Stadtentwicklung Nr. 15, Landeshauptstadt Stuttgart, 1978.
- [31] Papadopoulos A. M.: The influence of street canyons on the cooling loads of buildings and the performance of air conditioning systems, *Energy and Buildings*, Bd. 33, 2001.
- [32] Sánchez de la Flor F., Domínguez S.A.: Modelling microclimate in urban environments and assessing its influence on the performance of surrounding buildings, *Energy and Buildings*, Bd. 36, 2004.
- [33] Georgakis C., Santamouris M.: Canyon effects: Calculation of wind speed in urban canyon with the aid of a semi-empirical model based on experimental data, in [21].
- [34] Finke U.: Dezentrale Außenluftansaugung bei raumlufotechnischen Geräten, *HLH*, Bd. 53, Heft 10, 2002.
- [35] Hartwig H.: Zentral – Dezentral, Fassadenintegrierte dezentrale Gebäudetechnik, *gi-GesundheitsIngenieur*, Heft 5, 2004.
- [36] Müller D., Reske M.: Fassadengrenzschichten: Temperatur der angesaugten Luft bei dezentralen Lüftungsgeräten, Abschlussbericht, Frankfurt, 2003.
- [37] Givoni B., Hoffmann M.E.: Effect of building materials on internal temperatures, Forschungsbericht, Building Research Station, Haifa, 1968.
- [38] Cheng V. et al.: Effect of envelope color and thermal mass on indoor temperatures in hot dry climate, *Solar Energy* 78, 2005.
- [39] Santamouris M. (Hrsg.): Passive and low energy cooling for the built environment, Mai 2005, Santorini, Griechenland.
- [40] Synnefa M. et al.: A comparative study of thermal performance of reflective coatings for the urban environment, in [39].
- [41] Shen H. et al.: The effect of reflective coatings on building surface temperatures, indoor environment and energy consumption – an experimental study, *Energy and Buildings*, 2010.
- [42] Schmidt, M.: Gruen cool – Gebäudeklimatisierung durch Verdunstungsleistung von Pflanzen, FLL Fachtagung, November 2009, Essen.

- [43] Reuter T.F.: Mikroklima Bürofassade, Analyse und Optimierung relevanter Fassadenparameter, Master-Thesis, Wuppertal, 2005.
- [44] Lüdemann B. et al.: Kühlung von Gebäuden ohne Kältemaschine, HLH, Bd. 58, Heft 3, 2007.
- [45] Lüdemann B.: Kühlen ohne Kältemaschine, PCM-Techniken für die Raumkühlung, Vortrag, Oktober 2008.
- [46] Finke U. et al.: Der Einfluss der Außenluftqualität auf die Raumluftqualität, HLH, Bd. 56, Heft 10, 2005.
- [47] Voß T., Voss K.: Einfluss von Nachströmelementen in Fassaden auf den Jahresheizwärmebedarf exemplarischer Büroräume beim Objekt Nordstraße, Remscheid, Bergische Universität Wuppertal, b+tga, 2005.
- [48] Mahler B. et al.: DeAL – Evaluierung dezentraler außenwandintegrierter Lüftungssysteme, Abschlussbericht, Stuttgart, 2008.
- [49] Voss K. et al.: QUALIPASS – Qualitätszertifikat für Bürogebäude mit passiver Kühlung, Schlussbericht, 2008.
- [50] Katzschner L. et al.: Das städtische Mikroklima: Analyse für die Stadt- und Gebäudeplanung, Bauphysik 31 (2009), Heft 1, S. 18-24.
- [51] Bollin E. et al.: Energie optimiertes Bauen, Teilkonzept 3: Langzeitmonitoring des Neubauvorhabens Solar Info Center Freiburg, Phase II, Monitoring/Betrieb – Abschlussbericht, Offenburg, 2008.
- [52] Bine Informationsdienst: Gebäude sanieren – Bürohochhaus der sechziger Jahre. Bine Projektinfo 11/08, Bonn, 2008.
- [53] Kleber M.; Wagner A.: Revitalisierung des Haupthauses der KfW Bankengruppe in Frankfurt, Monitoring und Betriebsoptimierung im Rahmen von EnSan, Teilkonzept 3 – Abschlussbericht, Karlsruhe, 2009.
- [54] DIN 4108-2: 2003-07-00: Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden; Teil 2: Mindestanforderungen an den Wärmeschutz. Beuth-Verlag, Berlin 2003.
- [55] DIN EN 13779: 2007-09-00: Lüftung von Nichtwohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlageanlagen und Raumkühlsysteme. Beuth-Verlag, Berlin 2007.
- [56] Voss K., Herkel S., Löhnert G., Wagner, A. Wambsganß, M.: Bürogebäude mit Zukunft – Konzepte, Erfahrungen, Analysen, TÜV-Verlag, 2005.
- [57] Reise, Chr., Klima und Mikroklima, in [56].
- [58] Reske M., Müller D.: Temperaturverteilung in der Fassadengrenzschicht. In: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (Hrsg.)

- DKV-Tagungsbericht 2007. Stuttgart: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. DKV, 2007.
- [59] Wikipedia-Artikel zu „Atmosphärischer Temperaturgradient“, Bearbeitungsstand vom 17.05.2016, 16:10 UTC, URL: https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Atmosph%C3%A4rischer_Temperaturgradient&oldid=154458163
- [60] Manual of the ICAO Standard Atmosphere (extended to 80 kilometers (262 500 feet) (Thrid ed.), International Civil Aviation Organisation, 1993.
- [61] Wikipedia-Artikel zu „Sonnenstrahlung“, Bearbeitungsstand vom 10.07.2016, 17:41 UTC, URL: <https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Sonnenstrahlung&oldid=156023644>
- [62] Voss K., Engelmann P., Musall E.: Energieoptimiertes Bauen: Demonstrationsvorhaben, Sanierung eines Bürogebäudes der 60er Jahre zu einem Niedrigenergiehaus, Schlussbericht, 2010.
- [63] Makulla D. et al.: Dezentrale Fassadengeräte mit Phasenwechselmaterial, HLH, Bd. 63, Heft 8, 2012.
- [64] Kuttler W.: Urbanes Klima – Teil 1, in Gefahrstoffe - Reinhaltung der Luft, Umweltmeteorologie, 70, Nr. 7/8 - Juli/August, S. 329-340.
- [65] Testreferenzjahr 2011, Deutschen Wetterdienst, April 2011.
- [66] Monats- und Jahresmittelwerte für Temperatur, Niederschlag und Einstrahlungssummen bei Wetterkontor.de für das Jahr 2008. Link: <http://www.wetterkontor.de/de/wetter/deutschland/monatswerte.asp?y=2008>
- [67] Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung (BBR), Climate & Environment Consulting Potsdam GmbH, Deutscher Wetterdienst: Projektbericht: Aktualisierte und erweiterte Testreferenzjahre von Deutschland für mittlere, extreme und zukünftige Witterungsverhältnisse, Offenbach, Juli 2011.
- [68] Meteonorm Software, METEOTEST, Fabrikstr. 14, CH-3012 Bern.
- [69] Sonntag D.: Important new Values of the Physical Constants of 1986, Vapour Pressure Formulations based on ITS-90 and Psychrometer Formulae. In: Z. Meteorol. 40, 5, S. 340–344, 1990.
- [70] Beschreibung der im tri-Haus eingesetzten Gebäude-Technik: <http://www.tri-haus.de/projekt-technik.html>
- [71] Passivhaus-Institut (Hrsg.): SommLuft – Excel-Tabelle zur Abschätzung des Fensterluftwechsels.
- [72] DIN EN ISO 6946: 2008-04: Bauteile – Wärmedurchlasswiderstand und Wärmedurchgangskoeffizient – Berechnungsverfahren (ISO

- 6949:2007); Deutsche Fassung EN ISO 6946:2007, Beuth-Verlag, Berlin 2008.
- [73] TRNSYS 16 Manual – Volume 5: Mathematical Reference, Revision 2007-03.
- [74] Datenblatt zu DELTA COOL24-Aludisc-PCM-Platten, Fa. Dörken GmbH & Co. KG, Herdecke, Stand August 2008.
- [75] IPCC, 2007: Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, Pachauri, R.K and Reisinger, A. (eds.)]. IPCC, Geneva, Switzerland, 104 pp.
- [76] IPCC 2007: Zusammenfassung für politische Entscheidungsträger. In: Klimaänderung 2007: Wissenschaftliche Grundlagen. Beitrag der Arbeitsgruppe I zum Vierten Sachstandsbericht des Zwischenstaatlichen Ausschusses für Klimaänderung (IPCC), Solomon, S., D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K.B. Averyt, M. Tignor und H.L. Miller, Eds., Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom und New York, NY, USA. Deutsche Übersetzung durch ProClim-, österreichisches Umweltbundesamt, deutsche IPCC-Koordinationsstelle, Bern/Wien/Berlin, 2007.
- [77] Wiki-Artikel zu „Klimaszenarien“, Bearbeitungsstand: 28.09.2015, 18:24 UTC, URL: <http://wiki.bildungsserver.de/klimawandel/index.php?title=Klimaszenarien&oldid=19496>
- [78] Voss K., Künz C.: Klimadaten und Klimawandel – Untersuchungen zum Einfluss auf den Energiebedarf, den Leistungsbedarf und den thermischen Komfort von Gebäuden, Bauphysik 34 (2012), Heft 5, S. 189-196.
- [79] Fluent 6 User's Guide, im Lieferumfang der CFD-Software Fluent 6 enthalten.
- [80] Ferziger J.H., Peric M.: Numerische Strömungsmechanik, Springer-Verlag, Berlin & Heidelberg, 2008.
- [81] Goris A. (Hrsg.): Bautabellen für Architekten, mit Entwurfshinweisen und Beispielen, 18. Auflage, Werner Verlag, Köln, 2008.
- [82] Pistohl W.: Handbuch der Gebäudetechnik, Band 1: Allgemeines, Sanitär, Elektro, Gas, 8. Auflage, Werner Verlag, Köln, 2013.
- [83] Pistohl W.: Handbuch der Gebäudetechnik, Band 2: Heizung, Lüftung, Beleuchtung, Energiesparen, 8. Auflage, Werner Verlag, Köln, 2013
- [84] Schramek E.-R. (Hrsg.): Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 09/10, einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik, Oldenbourg-Industrie-Verlag, München, 2009.

-
- [85] Zürcher Chr. (Hrsg.): Bauphysik, Bau und Energie, Leitfaden für Planung und Praxis, Band 2, B.G. Teubner-Verlag, Stuttgart, 1998.
- [86] Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): VDI Wärmeatlas: Recherchieren, Berechnen, Konstruieren; Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 9. Auflage, Springer-Verlag, Berlin und Heidelberg. 2002.
- [87] Fluent Schulungsunterlagen zum Geometrie- und Netzeditor Gambit 2.1 vom 16.01.2016.
- [88] Fluent Schulungsunterlagen zur Strömungssimulations-Software Fluent 6.1 vom 22.06.2014.
- [89] Hall M.: Untersuchungen zum thermisch induzierten Luftwechselepotential von Kippfenstern, Dissertation, Universität Kassel, 2004.
- [90] Maas A.: Experimentelle Quantifizierung des Luftwechsels bei Fensterlüftung, Dissertation, Universität Kassel, 1995.

8 Anhänge

8.1 Validierung des TRNSYS-Modells der BTGA-Box

Vor den in Abs. 4 dargestellten Simulationen wird das Simulations-Modell der BTGA-Box mit Hilfe von Wetter- und Messdaten aus dem Jahr 2008 optimiert und validiert.

8.1.1 Zonierung

Die Geometrie des Baukörpers wird aufgemessen und alle Flächen detailliert in das Simulations-Modell übertragen. Dabei werden sowohl der Vorraum als auch das Messbüro abgebildet. Um den Vorraum später leicht vom Messraum abkoppeln zu können und weil er sich hinsichtlich der Wärmedämmeigenschaften, Energieeinträge und Luftwechselraten stark vom Messraum unterscheidet, wird er als separate Zonen angelegt¹⁾.

Wärmeströme durch die Trennwand zwischen den Zonen werden berechnet. Interzonale Wärmebrücken an Boden und Decke werden durch zusätzliche Austauschflächen angenähert.

¹⁾ Der kleine, fensterlose Vorraum wird nicht beheizt und nicht maschinell belüftet. Große Infiltrationsluftströme und große Wärmeströme durch die ungedichtete und ungedämmte Blechtür führen hier zu einem stark vom Messbüro abweichenden Raumklima.

8.1.2 Abweichende Randbedingungen gegenüber Abs. 4.4 ff.

Die Validierungs-Simulationen werden mit folgenden Randbedingungen durchgeführt:

Äußere Randbedingungen:

Wetterdaten:

Es werden die am Campus Haspel gemessene Wetterdaten verwendet. (Details sind Abs. 4.4.1 zu entnehmen.)

Solarstrahlung an der Süd-Fassade:

Für die solare Einstrahlung an der Süd-Fassade werden Messdaten eines dort angebrachten Pyranometers (Kipp & Zonen CM 3) verwendet. Die solaren Strahlungsintensitäten an den restlichen Fassaden bzw. fehlende Messdaten für die Süd-Fassade werden durch Umrechnung von Horizontalstrahlungsdaten der lokalen Wetterstation generiert.

Windgeschwindigkeiten

In der Adaption- und Validierungsphase ist die windgeschützte Lage der BTGA-Box zu berücksichtigen. Weil von der BTGA-Box jedoch keine Winddaten vorliegen, wird auf die Messdaten der lokalen Wetterstation zurückgegriffen. Die dort, in exponierter Lage, gemessenen Windgeschwindigkeiten sind jedoch höher als die an der windverschatteten BTGA-Box. Daher wird in Kurzzeitmessungen ein Korrelationsfaktor (0,66) bestimmt und die Windgeschwindigkeitsmessdaten dementsprechend um ein Drittel reduziert²⁾.

²⁾ Windrichtungsbedingte Unterschiede konnten so nicht erfasst werden.

Innere Randbedingungen:

Fehlende Messdaten aus der BTGA-Box während Messpausen und Umbauarbeiten sind durch die in den Abschnitten 4.3.3 und 4.3.5 beschriebenen Rechenverfahren und Regelungskonzepte angenähert.

Zulufttemperaturen:

Als Zulufttemperatur wird die gemessene Austrittstemperatur des Lüftungselementes oder, sofern eingebaut, der PCM-Box verwendet. Wärmeab- und Zuflüsse für die im Lüftungselement gemessenen Temperaturänderungen werden in der Energiebilanz des Raumes berücksichtigt.

Abluftvolumenstrom:

Bei den Messkampagnen in der BTGA-Box wurden permanent die Strömungsgeschwindigkeiten im Abluftkanal erfasst, nicht jedoch der Volumenstrom.

Zur Umrechnung wird aus Daten mehrerer Kurzzeitmessungen mit einer am Abluftventil aufgesetzten Volumenstrom-Messhaube folgender Zusammenhang zwischen Abluftgeschwindigkeit und Abluftvolumenstrom ermittelt:

$$\dot{V}_{Abl} = 1,51 \cdot v_{Abl}^2 + 21,94 \cdot v_{Abl} \quad \text{Gl. 11}$$

Formelzeichen und Einheiten:

\dot{V}_{Abl} : Abluftvolumenstrom in m³/h

v_{Abl} : Abluftgeschwindigkeit in m/s

In den Anpassungs- und Validierungs-Simulationen wird der Abluftvolumenstrom nach Gl. 11 aus den im Abluftrohr gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten berechnet. So werden auch Winddruck- und -soeffekte an der Fassade in den Simulationen berücksichtigt.

Für die späteren Simulationen der Abschnitte 4.4 ff. werden die bei geschlossenen Fenstern an einem windschwachen Tag¹⁾ (Windgeschwindigkeit an der Wetterstation < 1 m/s) im Abluftkanal gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten gemittelt und daraus nach Gl. 11 Volumenströme (für Tag- und Nachtlüftung) errechnet. Dabei ergeben sich die folgenden, in Abs. 4.3.5 dargestellten, Volumenströme:

- Taglüftung: 40 m³/h
- Nachtlüftung: 140 m³/h
- Abgeschaltete Lüftung: 4 m³/h

¹⁾ Weil die Schwankungen der Abluftgeschwindigkeit (bis zu 10 %) nicht mit den zeitgleich an der Wetterstation gemessenen Windgeschwindigkeitsänderungen korrelieren, konnten die Windeinflüsse auf den Lüftungsvolumenstrom nicht modelliert werden.

Innere Wärmequellen:

Die Glühbirnen, die während der messtechnischen Untersuchungen innere Wärmequellen eines Bürobetriebs simulierten (für Details: s. „Simulierte innere Wärmequellen“ in Abs. 3.6.3), werden mit den in Abs. 4.3.5 beschriebenen Parametern abgebildet.

Heizung:

Zur Beheizung ist der in Abs. 3.6.1 beschriebene Elektroheizkörper mit folgenden Parametern in das Simulations-Modell integriert:

- Einschaltbedingung: Raumlufttemperatur ≤ 19,5 °C
- Ausschaltbedingung: Raumlufttemperatur ≥ 20,5 °C
- Heizleistung: 580 W (entspricht ca. 40 W/m²)

Fensteröffnung

Die Öffnung der Kippfenster erfolgt, in Anlehnung an die Fenstersteuerung während der messtechnischen Untersuchungen, täglich zwischen 8:00 und 8:30 Uhr bzw. 12:00 und 13:00 Uhr. Eine Kopplung an die Außentemperatur, wie bei den späteren Simulationen der Abschnitte 4.4 ff., ist nicht vorhanden.

8.1.3 Vergleich simulierter und gemessener Raumtemperaturen

Für die Validierung werden nur Zeitbereiche berücksichtigt, für die sowohl lokale Wetterdaten als auch Messdaten der Anlagentechnik vorliegen. Weiterhin wird die Analyse auf Phasen beschränkt, in denen die PCM-Box nicht in das Lüftungssystem integriert war und die Heizung ausgeschaltet oder über den Squirrel-Logger angesteuert war. Die folgenden Grafiken zeigen, dass Simulation und Messung in solchen Zeitbereichen sehr gut übereinstimmen; das Modell also die thermischen Effekte korrekt beschreibt.

Abb. 479: Schön-Wetterphase im Sommer: Sowohl am Tage, bei starker solarer Einstrahlung, als auch in der Nacht bei laufender Nachtlüftung wird das thermische Raumverhalten in der Simulation sehr präzise wiedergegeben: Mittlere betragsmäßige Abweichung zwischen simulierter und gemessener Raumtemperatur: 0,17 K, max. betragsmäßige Temperaturabweichung: 0,82 K.

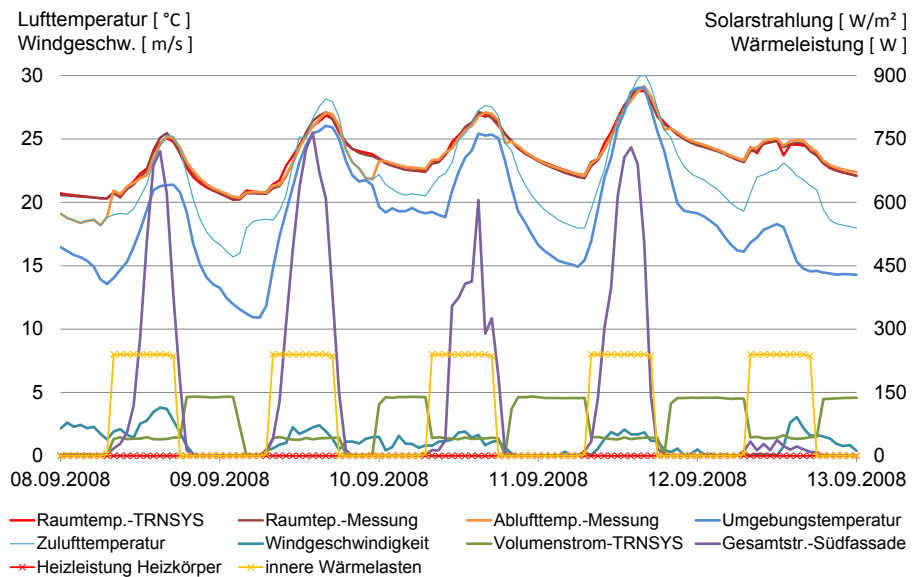
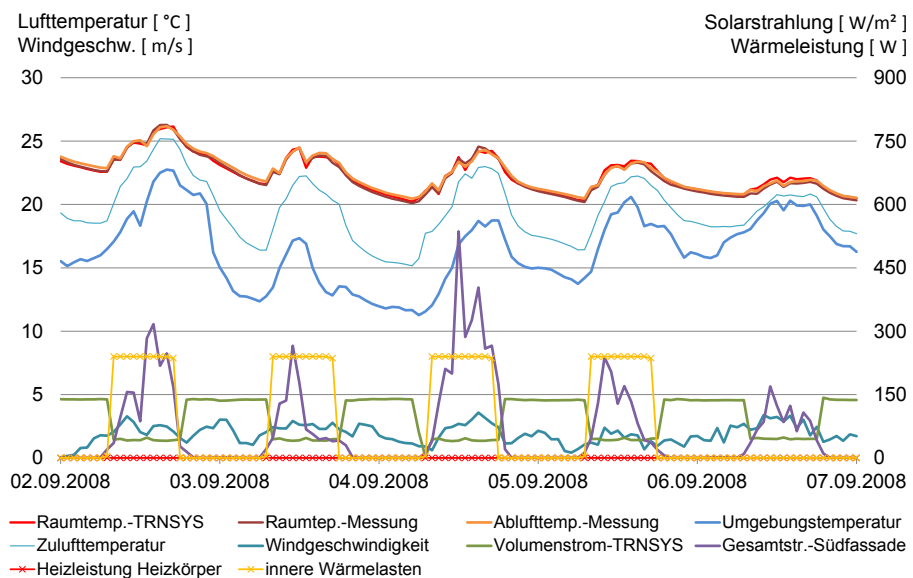


Abb. 480: Abklingverhalten der Raumtemperatur nach dem Ende einer Schön-Wetterphase: Bei meist bewölktstem Himmel und Tageshöchsttemperaturen um 20 °C reduziert sich die mittlere Tagestemperatur im Messraum binnen 4 Tagen von 24,1 °C auf 21,0 °C. Auch dieses Temperaturverhalten wird in der Simulation sehr exakt abgebildet: Mittlere betragsmäßige Abweichung im dargestellten Zeitraum: 0,17 K, max. betragsmäßige Abweichung: 0,43 K.



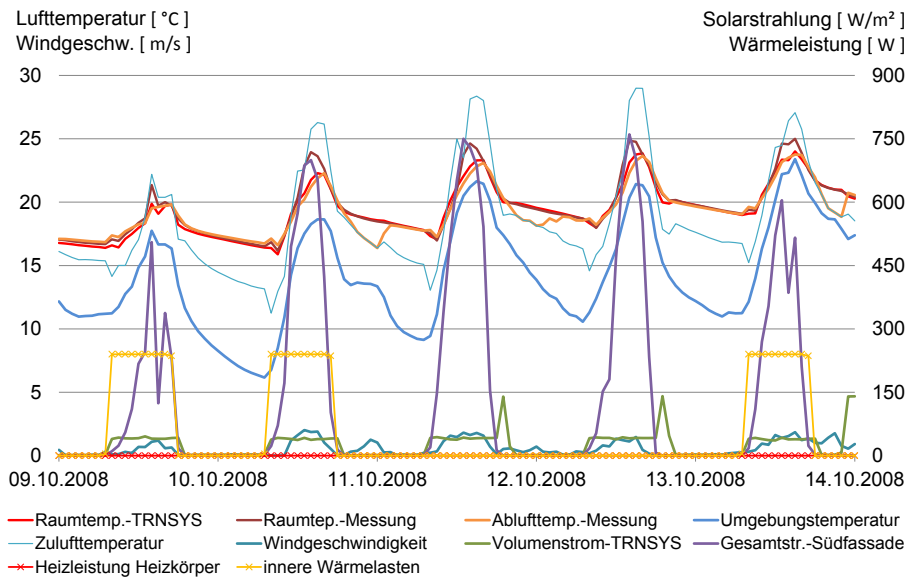


Abb. 481: Schön-Wetter-Periode im Herbst: Auf Grund der niedrigen Außentemperaturen ist die Nachtlüftung nur noch selten in Betrieb. Die starke Abweichung zwischen der gemessenen Abluft- und Raumtemperatur in den Mittagsstunden ist auf Strahlungseinflüsse der tiefer stehenden Sonne am Raumtemperatursensor zurückzuführen. Deshalb dient hier die Ablufttemperatur als Referenz: Mittlere betragsmäßige Abweichung zwischen simulierter Raum- und gemessener Ablufttemperatur: 0,32 K

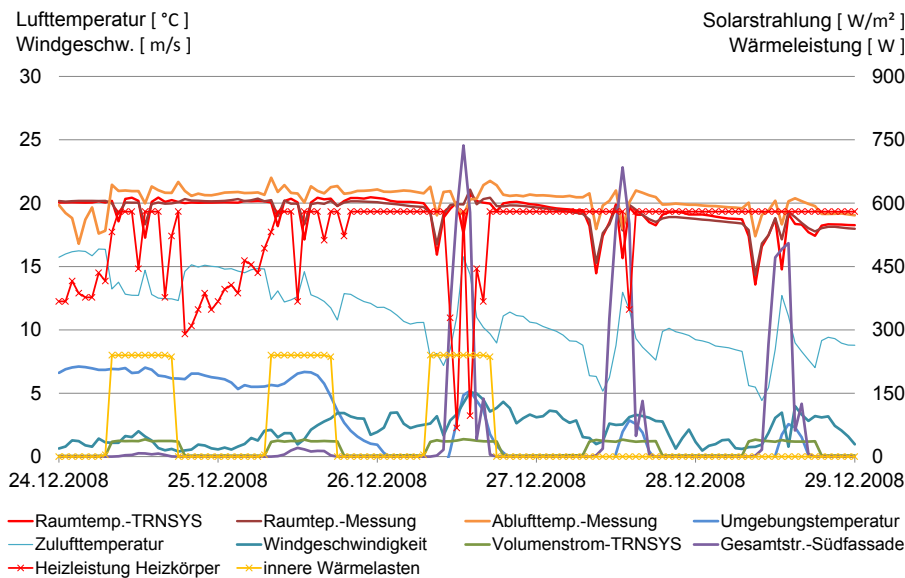


Abb. 482: Heizbetrieb im Winter bei geringer (24.12. bis 25.12.) und starker (26.12. bis 28.12.) solarer Einstrahlung: Die Zuluft ist mit 5 bis 15 °C wesentlich kühler als die Raumluft und sinkt auf Grund des Dichteunterschieds ab. Es bildet sich im Raum eine Temperaturschichtung aus, wodurch der in 90 cm Höhe installierte Raumlufttemperatursensor ca. 20 °C und der ca. 1,90 m höher angebrachte Ablufttemperatursensor 21 °C misst. Die simulierten Raumtemperaturen liegen i.A. geringfügig über der gemessenen Raumlufttemperatur aber wesentlich unter der Ablufttemperatur. Die betragsmäßige Abweichung zwischen gemessener und simulierter Raumlufttemperatur liegt im Mittel bei 0,32 K.

8.2 Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte der in Abs. 4.4.1 dargestellten Klimadaten

Messdaten der Wetterstation am Campus Haspel aus dem Jahr 2008

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-2,3	2	0,0		
	Mittel	6,4	71	2,6		
	Max	12,9	100	8,3		
	Summe				17.512	12.194
Februar	Min	-3,0	1	0,0		
	Mittel	6,5	71	1,8		
	Max	19,1	99	7,3		
	Summe				44.262	19.827
März	Min	-2,5	27	0,0		
	Mittel	6,6	77	2,2		
	Max	20,3	97	8,8		
	Summe				63.803	42.787
April	Min	0,7	28	0,0		
	Mittel	9,8	74	1,5		
	Max	22,6	100	7,1		
	Summe				102.423	66.120
Mai	Min	4,6	18	0,0		
	Mittel	16,4	62	1,5		
	Max	26,4	100	5,5		
	Summe				164.542	73.758
Juni	Min	8,8	31	0,0		
	Mittel	18,1	70	1,4		
	Max	30,4	100	6,0		
	Summe				165.565	79.165
Juli	Min	11,1	23	0,0		
	Mittel	19,3	77	1,5		
	Max	35,7	100	6,7		
	Summe				138.127	75.241
August	Min	11,5	33	0,0		
	Mittel	19,2	75	1,5		
	Max	30,8	100	8,6		
	Summe				115.515	69.100
September	Min	5,9	38	0,0		
	Mittel	14,7	81	1,3		
	Max	29,6	100	11,3		
	Summe				86.790	57.124
Oktober	Min	2,1	52	0,0		
	Mittel	11,1	90	1,2		
	Max	23,6	100	10,1		
	Summe				50.508	32.672
November	Min	-1,2	63	0,0		
	Mittel	7,4	92	1,7		
	Max	18,5	100	9,1		
	Summe				19.897	15.712
Dezember	Min	-5,3	41	0,0		
	Mittel	3,2	91	1,5		
	Max	12,7	100	7,7		
	Summe				16.323	9.743

Mittleres Testreferenzjahr (1988-2007), Region 5 (Essen) , Stadteffekt für ein mittleres Stadtgebiet mit 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel_Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-6,6	33	0,0		
	Mittel	3,5	79	4,7		
	Max	11,5	100	14,0		
	Summe				19.705	15.755
Februar	Min	-8,9	27	1,0		
	Mittel	3,9	72	4,4		
	Max	14,2	100	10,0		
	Summe				40.267	28.203
März	Min	-1,7	27	0,0		
	Mittel	7,1	75	3,9		
	Max	17,2	97	13,0		
	Summe				58.650	43.060
April	Min	-0,2	25	0,0		
	Mittel	10,0	70	3,9		
	Max	21,8	95	11,0		
	Summe				103.000	70.538
Mai	Min	3,9	32	0,0		
	Mittel	14,5	71	3,4		
	Max	28,2	100	11,0		
	Summe				138.918	95.130
Juni	Min	6,6	33	0,0		
	Mittel	16,7	72	3,1		
	Max	31,8	96	9,0		
	Summe				148.912	107.516
Juli	Min	10,4	29	0,0		
	Mittel	19,0	69	2,7		
	Max	30,9	96	8,0		
	Summe				151.989	105.391
August	Min	11,0	27	0,0		
	Mittel	19,1	71	2,4		
	Max	31,7	100	9,0		
	Summe				127.190	91.543
September	Min	5,5	35	0,0		
	Mittel	15,2	76	3,9		
	Max	26,8	98	10,0		
	Summe				81.748	60.328
Oktober	Min	3,8	46	0,0		
	Mittel	11,1	80	5,2		
	Max	22,5	100	16,0		
	Summe				52.765	38.728
November	Min	-0,8	40	0,0		
	Mittel	6,5	85	3,6		
	Max	14,6	100	14,0		
	Summe				22.193	17.805
Dezember	Min	-6,0	39	0,0		
	Mittel	3,8	84	5,4		
	Max	12,7	100	15,0		
	Summe				14.630	12.095

Messdaten der DWD-Station Wuppertal aus dem Jahr 2008

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel_Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-4,7	54	0,0		
	Mittel	5,6	82	4,4		
	Max	12,4	100	9,4		
	Summe				18.765	14.115
Februar	Min	-6,3	19	0,3		
	Mittel	4,5	79	3,4		
	Max	14,8	99	9,6		
	Summe				43.322	22.727
März	Min	-4,1	27	0,1		
	Mittel	5,3	77	3,9		
	Max	17,2	97	11,4		
	Summe				63.743	44.022
April	Min	-1,5	28	0,0		
	Mittel	8,3	74	2,8		
	Max	20,3	98	8,8		
	Summe				105.185	68.974
Mai	Min	3,3	19	0,2		
	Mittel	15,7	67	2,6		
	Max	26,0	98	6,8		
	Summe				164.948	73.835
Juni	Min	5,9	34	0,2		
	Mittel	16,5	74	2,5		
	Max	28,5	98	8,2		
	Summe				168.291	81.688
Juli	Min	8,3	24	0,1		
	Mittel	17,4	78	2,6		
	Max	31,8	98	7,1		
	Summe				141.631	74.432
August	Min	8,6	34	0,4		
	Mittel	17,3	78	2,9		
	Max	27,7	99	8,5		
	Summe				125.169	70.962
September	Min	3,3	38	0,2		
	Mittel	12,8	82	2,9		
	Max	25,7	99	7,7		
	Summe				86.778	45.599
Oktober	Min	0,0	49	0,0		
	Mittel	9,5	88	2,7		
	Max	20,2	99	7,7		
	Summe				52.779	31.421
November	Min	-1,7	62	0,5		
	Mittel	6,2	89	3,2		
	Max	15,9	99	11,9		
	Summe				21.958	17.480
Dezember	Min	-7,0	46	0,0		
	Mittel	1,9	90	2,8		
	Max	10,4	99	7,5		
	Summe				16.374	10.491

Meteonorm-Daten für Wuppertal (Periode für Temperaturparameter: 2000 bis 2009, Periode für Strahlungsparameter: 1991 bis 2010)

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel_Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-10,1	53	0,1		
	Mittel	1,5	85	3,8		
	Max	10,8	100	12,4		
	Summe				20.165	13.680
Februar	Min	-9,2	51	0,1		
	Mittel	1,9	83	4,1		
	Max	11,9	100	14,5		
	Summe				39.812	24.332
März	Min	-4,1	50	0,1		
	Mittel	4,7	77	4,3		
	Max	16,7	99	14,8		
	Summe				67.136	45.389
April	Min	-3,7	37	0,0		
	Mittel	8,2	72	3,4		
	Max	20,0	96	13,4		
	Summe				107.093	66.003
Mai	Min	0,8	38	0,0		
	Mittel	12,6	71	3,2		
	Max	25,8	99	13,1		
	Summe				140.202	83.593
Juni	Min	5,0	42	0,0		
	Mittel	15,3	72	3,4		
	Max	29,4	100	13,0		
	Summe				139.025	82.909
Juli	Min	7,3	35	0,0		
	Mittel	17,3	72	3,0		
	Max	30,2	100	8,6		
	Summe				146.562	76.008
August	Min	6,2	42	0,0		
	Mittel	17,2	72	2,8		
	Max	29,0	96	13,0		
	Summe				121.309	73.446
September	Min	4,3	48	0,1		
	Mittel	13,6	77	3,0		
	Max	23,1	98	13,0		
	Summe				76.886	52.258
Oktober	Min	-2,9	48	0,1		
	Mittel	10,0	78	3,6		
	Max	20,2	100	13,5		
	Summe				51.571	33.289
November	Min	-3,4	54	0,0		
	Mittel	5,2	84	3,1		
	Max	13,6	100	13,1		
	Summe				24.809	18.186
Dezember	Min	-7,3	53	0,1		
	Mittel	2,6	86	4,0		
	Max	12,5	100	14,2		
	Summe				14.007	11.111

8.3 Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte der in Abs. 4.5.1 dargestellten gegenwärtigen Testreferenzjahr-Klimadaten

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, kaltes Jahr, ohne Stadteffekt

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-16,0	23,0	0,0		
	Mittel	-1,0	82,3	3,2		
	Max	10,5	99,0	18,0		
	Summe				20.366	14.442
Februar	Min	-2,1	27,0	0,0		
	Mittel	5,9	79,1	6,2		
	Max	14,9	97,0	16,0		
	Summe				33.205	26.669
März	Min	-1,6	38,0	0,0		
	Mittel	8,1	78,8	3,9		
	Max	17,0	100,0	14,0		
	Summe				70.765	48.567
April	Min	-1,2	21,0	0,0		
	Mittel	7,9	66,2	3,4		
	Max	17,1	97,0	11,0		
	Summe				113.486	74.480
Mai	Min	0,9	33,0	0,0		
	Mittel	12,9	72,9	3,5		
	Max	28,0	97,0	9,0		
	Summe				145.838	102.085
Juni	Min	6,5	24,0	0,0		
	Mittel	16,1	69,8	3,8		
	Max	27,7	97,0	11,0		
	Summe				157.634	107.263
Juli	Min	8,3	28,0	0,0		
	Mittel	16,2	73,5	3,5		
	Max	26,3	98,0	9,0		
	Summe				145.176	105.804
August	Min	11,6	33,0	0,0		
	Mittel	17,6	75,8	3,4		
	Max	29,0	100,0	12,0		
	Summe				128.664	85.911
September	Min	6,3	46,0	0,0		
	Mittel	12,1	81,5	3,3		
	Max	19,8	98,0	9,0		
	Summe				88.998	60.853
Oktober	Min	4,2	34,0	0,0		
	Mittel	11,0	82,8	3,7		
	Max	21,8	98,0	16,0		
	Summe				53.081	37.947
November	Min	-1,6	61,0	0,0		
	Mittel	5,4	87,2	4,9		
	Max	13,8	97,0	14,0		
	Summe				21.545	17.538
Dezember	Min	-11,4	43,0	0,0		
	Mittel	0,1	85,0	3,9		
	Max	8,9	98,0	12,0		
	Summe				14.239	10.955

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, mittelwarmes Jahr, ohne Stadteffekt

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-7,3	35,0	0,0		
	Mittel	3,1	80,9	4,7		
	Max	11,0	97,0	14,0		
	Summe				19.705	15.755
Februar	Min	-8,9	27,0	1,0		
	Mittel	3,5	74,0	4,4		
	Max	14,2	95,0	10,0		
	Summe				40.267	28.203
März	Min	-2,5	28,0	0,0		
	Mittel	6,6	77,8	3,9		
	Max	16,4	99,0	13,0		
	Summe				58.650	43.060
April	Min	-0,4	25,0	0,0		
	Mittel	9,5	72,0	3,9		
	Max	21,6	96,0	11,0		
	Summe				103.000	70.538
Mai	Min	2,5	32,0	0,0		
	Mittel	13,7	74,9	3,4		
	Max	28,0	100,0	11,0		
	Summe				138.918	95.130
Juni	Min	5,3	33,0	0,0		
	Mittel	15,9	75,5	3,1		
	Max	31,3	100,0	9,0		
	Summe				148.912	107.516
Juli	Min	9,0	30,0	0,0		
	Mittel	18,2	73,1	2,7		
	Max	30,3	100,0	8,0		
	Summe				151.989	105.391
August	Min	9,5	27,0	0,0		
	Mittel	18,2	75,1	2,4		
	Max	31,4	100,0	9,0		
	Summe				127.190	91.543
September	Min	4,9	36,0	0,0		
	Mittel	14,6	78,2	3,9		
	Max	26,6	100,0	10,0		
	Summe				81.748	60.328
Oktober	Min	3,5	46,0	0,0		
	Mittel	10,8	81,7	5,2		
	Max	22,2	100,0	16,0		
	Summe				52.765	38.728
November	Min	-1,4	42,0	0,0		
	Mittel	6,1	88,0	3,6		
	Max	14,4	100,0	14,0		
	Summe				22.193	17.805
Dezember	Min	-7,6	39,0	0,0		
	Mittel	3,5	84,9	5,4		
	Max	12,7	97,0	15,0		
	Summe				14.630	12.095

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, warmes Jahr, ohne Stadteffekt

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-8,9	37,0	0,0		
	Mittel	0,5	81,4	2,7		
	Max	8,8	100,0	7,0		
	Summe				23.287	15.753
Februar	Min	-6,0	46,0	0,0		
	Mittel	1,2	87,3	2,8		
	Max	8,7	100,0	8,0		
	Summe				29.163	23.015
März	Min	-7,1	34,0	0,0		
	Mittel	3,1	79,6	3,1		
	Max	17,2	100,0	8,0		
	Summe				68.572	49.819
April	Min	-0,6	40,0	0,0		
	Mittel	8,5	74,4	2,5		
	Max	22,2	100,0	8,0		
	Summe				99.121	74.632
Mai	Min	2,3	24,0	0,0		
	Mittel	14,1	70,0	3,0		
	Max	25,6	100,0	10,0		
	Summe				132.567	92.208
Juni	Min	5,9	26,0	0,0		
	Mittel	17,1	68,0	1,9		
	Max	30,2	100,0	6,0		
	Summe				159.706	105.967
Juli	Min	12,0	20,0	0,0		
	Mittel	23,0	60,4	2,0		
	Max	34,3	100,0	7,0		
	Summe				182.737	106.833
August	Min	9,3	51,0	0,0		
	Mittel	15,4	85,3	2,1		
	Max	23,6	100,0	6,0		
	Summe				105.237	84.467
September	Min	8,4	31,0	0,0		
	Mittel	18,3	75,9	2,1		
	Max	27,9	100,0	8,0		
	Summe				92.110	59.743
Oktober	Min	4,8	53,0	0,0		
	Mittel	13,7	82,7	3,0		
	Max	21,2	100,0	8,0		
	Summe				53.320	37.997
November	Min	0,9	51,0	0,0		
	Mittel	8,6	86,3	3,2		
	Max	16,8	100,0	8,0		
	Summe				24.772	19.818
Dezember	Min	-3,8	46,0	0,0		
	Mittel	5,7	87,8	3,4		
	Max	14,9	100,0	12,0		
	Summe				13.308	11.221

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, kaltes Jahr, Stadteffekt für eine Stadtrandlage bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-15,6	23,0	0,0		
	Mittel	-0,6	80,0	3,2		
	Max	10,6	97,0	18,0		
	Summe				20.366	14.442
Februar	Min	-1,0	27,0	0,0		
	Mittel	6,0	78,3	6,2		
	Max	14,9	97,0	16,0		
	Summe				33.205	26.669
März	Min	-0,9	37,0	0,0		
	Mittel	8,4	76,7	3,9		
	Max	17,5	99,0	14,0		
	Summe				70.765	48.567
April	Min	-0,1	21,0	0,0		
	Mittel	8,5	63,5	3,4		
	Max	17,6	97,0	11,0		
	Summe				113.486	74.480
Mai	Min	1,5	33,0	0,0		
	Mittel	13,4	70,5	3,5		
	Max	28,1	98,0	9,0		
	Summe				145.838	102.085
Juni	Min	7,1	23,0	0,0		
	Mittel	16,5	68,0	3,8		
	Max	27,8	96,0	11,0		
	Summe				157.634	107.263
Juli	Min	8,9	27,0	0,0		
	Mittel	16,7	71,3	3,5		
	Max	26,4	98,0	9,0		
	Summe				145.176	105.804
August	Min	11,6	33,0	0,0		
	Mittel	18,1	73,3	3,4		
	Max	29,2	100,0	12,0		
	Summe				128.664	85.911
September	Min	7,1	45,0	0,0		
	Mittel	12,6	78,7	3,3		
	Max	20,0	97,0	9,0		
	Summe				88.998	60.853
Oktober	Min	5,1	33,0	0,0		
	Mittel	11,5	80,2	3,7		
	Max	21,9	98,0	16,0		
	Summe				53.081	37.947
November	Min	-1,1	61,0	0,0		
	Mittel	5,6	85,8	4,9		
	Max	13,8	98,0	14,0		
	Summe				21.545	17.538
Dezember	Min	-11,0	41,0	0,0		
	Mittel	0,3	83,5	3,9		
	Max	9,2	97,0	12,0		
	Summe				14.239	10.955

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, mittelwarmes Jahr, Stadteffekt für eine Stadtrandlage bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-6,8	33,0	0,0		
	Mittel	3,4	79,7	4,7		
	Max	11,4	100,0	14,0		
	Summe				19.705	15.755
Februar	Min	-8,9	27,0	1,0		
	Mittel	3,8	72,5	4,4		
	Max	14,2	100,0	10,0		
	Summe				40.267	28.203
März	Min	-1,9	27,0	0,0		
	Mittel	6,9	76,1	3,9		
	Max	16,9	97,0	13,0		
	Summe				58.650	43.060
April	Min	-0,3	25,0	0,0		
	Mittel	9,8	70,3	3,9		
	Max	21,8	95,0	11,0		
	Summe				103.000	70.538
Mai	Min	3,5	32,0	0,0		
	Mittel	14,3	72,4	3,4		
	Max	28,1	100,0	11,0		
	Summe				138.918	95.130
Juni	Min	6,2	33,0	0,0		
	Mittel	16,5	72,7	3,1		
	Max	31,6	96,0	9,0		
	Summe				148.912	107.516
Juli	Min	10,0	29,0	0,0		
	Mittel	18,8	70,5	2,7		
	Max	30,6	96,0	8,0		
	Summe				151.989	105.391
August	Min	10,5	27,0	0,0		
	Mittel	18,8	72,0	2,4		
	Max	31,6	100,0	9,0		
	Summe				127.190	91.543
September	Min	5,4	36,0	0,0		
	Mittel	15,0	76,3	3,9		
	Max	26,8	98,0	10,0		
	Summe				81.748	60.328
Oktober	Min	3,8	46,0	0,0		
	Mittel	11,0	80,3	5,2		
	Max	22,4	100,0	16,0		
	Summe				52.765	38.728
November	Min	-1,0	41,0	0,0		
	Mittel	6,4	86,1	3,6		
	Max	14,6	100,0	14,0		
	Summe				22.193	17.805
Dezember	Min	-6,5	39,0	0,0		
	Mittel	3,7	84,0	5,4		
	Max	12,7	100,0	15,0		
	Summe				14.630	12.095

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, warmes Jahr, Stadteffekt für eine Stadtrandlage bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-8,2	36,0	0,0		
	Mittel	1,0	78,5	2,7		
	Max	8,9	99,0	7,0		
	Summe				23.287	15.753
Februar	Min	-5,3	44,0	0,0		
	Mittel	1,6	85,0	2,8		
	Max	8,9	100,0	8,0		
	Summe				29.163	23.015
März	Min	-6,8	33,0	0,0		
	Mittel	3,6	76,9	3,1		
	Max	17,3	100,0	8,0		
	Summe				68.572	49.819
April	Min	0,9	39,0	0,0		
	Mittel	9,1	71,4	2,5		
	Max	22,6	100,0	8,0		
	Summe				99.121	74.632
Mai	Min	3,7	24,0	0,0		
	Mittel	14,6	67,5	3,0		
	Max	25,8	100,0	10,0		
	Summe				132.567	92.208
Juni	Min	7,1	24,0	0,0		
	Mittel	18,0	64,3	1,9		
	Max	31,4	99,0	6,0		
	Summe				159.706	105.967
Juli	Min	13,1	19,0	0,0		
	Mittel	24,0	56,8	2,0		
	Max	34,6	97,0	7,0		
	Summe				182.737	106.833
August	Min	10,4	50,0	0,0		
	Mittel	16,0	82,2	2,1		
	Max	23,7	99,0	6,0		
	Summe				105.237	84.467
September	Min	10,5	31,0	0,0		
	Mittel	19,1	72,2	2,1		
	Max	28,2	100,0	8,0		
	Summe				92.110	59.743
Oktober	Min	6,2	51,0	0,0		
	Mittel	14,1	80,1	3,0		
	Max	21,2	100,0	8,0		
	Summe				53.320	37.997
November	Min	1,8	51,0	0,0		
	Mittel	8,9	84,0	3,2		
	Max	16,9	100,0	8,0		
	Summe				24.772	19.818
Dezember	Min	-2,9	46,0	0,0		
	Mittel	6,0	85,9	3,4		
	Max	14,9	100,0	12,0		
	Summe				13.308	11.221

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, kaltes Jahr, Stadteffekt für ein mittleres Stadtgebiet bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-15,4	22,0	0,0		
	Mittel	-0,4	79,0	3,2		
	Max	10,6	97,0	18,0		
	Summe				20.366	14.442
Februar	Min	-0,6	27,0	0,0		
	Mittel	6,1	78,0	6,2		
	Max	14,9	97,0	16,0		
	Summe				33.205	26.669
März	Min	-0,6	36,0	0,0		
	Mittel	8,6	75,9	3,9		
	Max	17,7	98,0	14,0		
	Summe				70.765	48.567
April	Min	0,3	20,0	0,0		
	Mittel	8,7	62,5	3,4		
	Max	17,9	97,0	11,0		
	Summe				113.486	74.480
Mai	Min	1,7	32,0	0,0		
	Mittel	13,6	69,6	3,5		
	Max	28,2	98,0	9,0		
	Summe				145.838	102.085
Juni	Min	7,2	23,0	0,0		
	Mittel	16,7	67,3	3,8		
	Max	27,8	96,0	11,0		
	Summe				157.634	107.263
Juli	Min	9,1	27,0	0,0		
	Mittel	16,9	70,5	3,5		
	Max	26,5	98,0	9,0		
	Summe				145.176	105.804
August	Min	11,6	33,0	0,0		
	Mittel	18,3	72,4	3,4		
	Max	29,2	99,0	12,0		
	Summe				128.664	85.911
September	Min	7,1	44,0	0,0		
	Mittel	12,8	77,6	3,3		
	Max	20,1	97,0	9,0		
	Summe				88.998	60.853
Oktober	Min	5,5	33,0	0,0		
	Mittel	11,7	79,2	3,7		
	Max	22,0	98,0	16,0		
	Summe				53.081	37.947
November	Min	-0,9	61,0	0,0		
	Mittel	5,7	85,3	4,9		
	Max	13,8	98,0	14,0		
	Summe				21.545	17.538
Dezember	Min	-10,8	40,0	0,0		
	Mittel	0,4	82,8	3,9		
	Max	9,4	97,0	12,0		
	Summe				14.239	10.955

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, mittelwarmes Jahr, Stadteffekt für ein mittleres Stadtgebiet bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-6,6	33,0	0,0		
	Mittel	3,5	79,2	4,7		
	Max	11,5	100,0	14,0		
	Summe				19.705	15.755
Februar	Min	-8,9	27,0	1,0		
	Mittel	3,9	72,0	4,4		
	Max	14,2	100,0	10,0		
	Summe				40.267	28.203
März	Min	-1,7	27,0	0,0		
	Mittel	7,1	75,4	3,9		
	Max	17,2	97,0	13,0		
	Summe				58.650	43.060
April	Min	-0,2	25,0	0,0		
	Mittel	10,0	69,7	3,9		
	Max	21,8	95,0	11,0		
	Summe				103.000	70.538
Mai	Min	3,9	32,0	0,0		
	Mittel	14,5	71,5	3,4		
	Max	28,2	100,0	11,0		
	Summe				138.918	95.130
Juni	Min	6,6	33,0	0,0		
	Mittel	16,7	71,7	3,1		
	Max	31,8	96,0	9,0		
	Summe				148.912	107.516
Juli	Min	10,4	29,0	0,0		
	Mittel	19,0	69,4	2,7		
	Max	30,9	96,0	8,0		
	Summe				151.989	105.391
August	Min	11,0	27,0	0,0		
	Mittel	19,1	70,9	2,4		
	Max	31,7	100,0	9,0		
	Summe				127.190	91.543
September	Min	5,5	35,0	0,0		
	Mittel	15,2	75,6	3,9		
	Max	26,8	98,0	10,0		
	Summe				81.748	60.328
Oktober	Min	3,8	46,0	0,0		
	Mittel	11,1	79,8	5,2		
	Max	22,5	100,0	16,0		
	Summe				52.765	38.728
November	Min	-0,8	40,0	0,0		
	Mittel	6,5	85,3	3,6		
	Max	14,6	100,0	14,0		
	Summe				22.193	17.805
Dezember	Min	-6,0	39,0	0,0		
	Mittel	3,8	83,6	5,4		
	Max	12,7	100,0	15,0		
	Summe				14.630	12.095

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, warmes Jahr, Stadteffekt für ein mittleres Stadtgebiet bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-8,0	36,0	0,0		
	Mittel	1,2	77,3	2,7		
	Max	8,9	99,0	7,0		
	Summe				23.287	15.753
Februar	Min	-5,0	43,0	0,0		
	Mittel	1,8	84,1	2,8		
	Max	9,0	100,0	8,0		
	Summe				29.163	23.015
März	Min	-6,6	32,0	0,0		
	Mittel	3,8	75,9	3,1		
	Max	17,4	100,0	8,0		
	Summe				68.572	49.819
April	Min	1,3	38,0	0,0		
	Mittel	9,3	70,3	2,5		
	Max	22,7	100,0	8,0		
	Summe				99.121	74.632
Mai	Min	4,3	24,0	0,0		
	Mittel	14,9	66,5	3,0		
	Max	25,8	100,0	10,0		
	Summe				132.567	92.208
Juni	Min	7,1	24,0	0,0		
	Mittel	18,3	62,9	1,9		
	Max	31,9	99,0	6,0		
	Summe				159.706	105.967
Juli	Min	13,6	19,0	0,0		
	Mittel	24,4	55,4	2,0		
	Max	34,9	95,0	7,0		
	Summe				182.737	106.833
August	Min	10,6	50,0	0,0		
	Mittel	16,2	80,9	2,1		
	Max	23,8	99,0	6,0		
	Summe				105.237	84.467
September	Min	11,4	31,0	0,0		
	Mittel	19,4	70,7	2,1		
	Max	28,4	99,0	8,0		
	Summe				92.110	59.743
Oktober	Min	6,8	50,0	0,0		
	Mittel	14,3	79,1	3,0		
	Max	21,4	100,0	8,0		
	Summe				53.320	37.997
November	Min	2,2	51,0	0,0		
	Mittel	9,1	83,2	3,2		
	Max	16,9	100,0	8,0		
	Summe				24.772	19.818
Dezember	Min	-2,5	45,0	0,0		
	Mittel	6,1	85,1	3,4		
	Max	14,9	100,0	12,0		
	Summe				13.308	11.221

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, kaltes Jahr, Stadteffekt für eine eng bebaute Innenstadt bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-15,1	22,0	0,0		
	Mittel	-0,2	77,6	3,2		
	Max	10,7	97,0	18,0		
	Summe				20.366	14.442
Februar	Min	0,0	27,0	0,0		
	Mittel	6,1	77,5	6,2		
	Max	14,9	97,0	16,0		
	Summe				33.205	26.669
März	Min	-0,2	35,0	0,0		
	Mittel	8,8	74,8	3,9		
	Max	17,9	97,0	14,0		
	Summe				70.765	48.567
April	Min	1,0	20,0	0,0		
	Mittel	9,1	61,1	3,4		
	Max	18,5	97,0	11,0		
	Summe				113.486	74.480
Mai	Min	2,0	32,0	0,0		
	Mittel	13,9	68,2	3,5		
	Max	28,3	98,0	9,0		
	Summe				145.838	102.085
Juni	Min	7,3	22,0	0,0		
	Mittel	17,0	66,3	3,8		
	Max	27,8	96,0	11,0		
	Summe				157.634	107.263
Juli	Min	9,4	26,0	0,0		
	Mittel	17,2	69,2	3,5		
	Max	26,7	98,0	9,0		
	Summe				145.176	105.804
August	Min	11,6	33,0	0,0		
	Mittel	18,7	71,0	3,4		
	Max	29,3	99,0	12,0		
	Summe				128.664	85.911
September	Min	7,1	44,0	0,0		
	Mittel	13,1	76,1	3,3		
	Max	20,2	97,0	9,0		
	Summe				88.998	60.853
Oktober	Min	6,0	33,0	0,0		
	Mittel	11,9	77,8	3,7		
	Max	22,1	98,0	16,0		
	Summe				53.081	37.947
November	Min	-0,7	61,0	0,0		
	Mittel	5,8	84,5	4,9		
	Max	13,8	98,0	14,0		
	Summe				21.545	17.538
Dezember	Min	-10,6	40,0	0,0		
	Mittel	0,6	81,9	3,9		
	Max	9,6	97,0	12,0		
	Summe				14.239	10.955

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, mittelwarmes Jahr, Stadteffekt für eine eng bebaute Innenstadt bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-6,3	32,0	0,0		
	Mittel	3,6	78,5	4,7		
	Max	11,8	100,0	14,0		
	Summe				19.705	15.755
Februar	Min	-8,9	27,0	1,0		
	Mittel	4,1	71,2	4,4		
	Max	14,2	100,0	10,0		
	Summe				40.267	28.203
März	Min	-1,3	27,0	0,0		
	Mittel	7,3	74,5	3,9		
	Max	17,5	97,0	13,0		
	Summe				58.650	43.060
April	Min	-0,1	25,0	0,0		
	Mittel	10,2	68,7	3,9		
	Max	21,9	94,0	11,0		
	Summe				103.000	70.538
Mai	Min	4,5	32,0	0,0		
	Mittel	14,8	70,1	3,4		
	Max	28,3	100,0	11,0		
	Summe				138.918	95.130
Juni	Min	7,2	33,0	0,0		
	Mittel	17,1	70,2	3,1		
	Max	32,0	96,0	9,0		
	Summe				148.912	107.516
Juli	Min	11,0	29,0	0,0		
	Mittel	19,4	68,0	2,7		
	Max	31,5	96,0	8,0		
	Summe				151.989	105.391
August	Min	11,6	27,0	0,0		
	Mittel	19,5	69,2	2,4		
	Max	31,8	98,0	9,0		
	Summe				127.190	91.543
September	Min	5,8	35,0	0,0		
	Mittel	15,4	74,5	3,9		
	Max	26,9	98,0	10,0		
	Summe				81.748	60.328
Oktober	Min	3,9	45,0	0,0		
	Mittel	11,3	79,0	5,2		
	Max	22,6	100,0	16,0		
	Summe				52.765	38.728
November	Min	-0,5	39,0	0,0		
	Mittel	6,7	84,2	3,6		
	Max	14,7	100,0	14,0		
	Summe				22.193	17.805
Dezember	Min	-5,4	39,0	0,0		
	Mittel	3,8	83,0	5,4		
	Max	12,7	100,0	15,0		
	Summe				14.630	12.095

Testreferenzjahr-Daten für die Region Essen aus den Jahren 1998 bis 2007, warmes Jahr, Stadteffekt für eine eng bebaute Innenstadt bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-7,7	35,0	0,0		
	Mittel	1,5	75,6	2,7		
	Max	9,0	98,0	7,0		
	Summe				23.287	15.753
Februar	Min	-4,7	43,0	0,0		
	Mittel	2,0	82,8	2,8		
	Max	9,1	100,0	8,0		
	Summe				29.163	23.015
März	Min	-6,4	32,0	0,0		
	Mittel	4,1	74,4	3,1		
	Max	17,4	99,0	8,0		
	Summe				68.572	49.819
April	Min	1,9	38,0	0,0		
	Mittel	9,7	68,7	2,5		
	Max	22,9	100,0	8,0		
	Summe				99.121	74.632
Mai	Min	5,1	23,0	0,0		
	Mittel	15,2	65,1	3,0		
	Max	25,9	100,0	10,0		
	Summe				132.567	92.208
Juni	Min	7,2	23,0	0,0		
	Mittel	18,8	61,0	1,9		
	Max	32,6	98,0	6,0		
	Summe				159.706	105.967
Juli	Min	14,3	19,0	0,0		
	Mittel	25,0	53,5	2,0		
	Max	35,4	93,0	7,0		
	Summe				182.737	106.833
August	Min	10,7	50,0	0,0		
	Mittel	16,6	79,2	2,1		
	Max	23,9	99,0	6,0		
	Summe				105.237	84.467
September	Min	12,5	31,0	0,0		
	Mittel	19,9	68,7	2,1		
	Max	28,7	99,0	8,0		
	Summe				92.110	59.743
Oktober	Min	7,7	49,0	0,0		
	Mittel	14,6	77,6	3,0		
	Max	21,6	100,0	8,0		
	Summe				53.320	37.997
November	Min	2,7	51,0	0,0		
	Mittel	9,3	81,9	3,2		
	Max	17,0	99,0	8,0		
	Summe				24.772	19.818
Dezember	Min	-2,0	45,0	0,0		
	Mittel	6,3	84,1	3,4		
	Max	14,9	100,0	12,0		
	Summe				13.308	11.221

8.4 Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte der in Abs. 4.6.1 dargestellten Testreferenzjahr-Klimaprognose

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, kaltes Jahr, ohne Stadteffekt

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-4,1	46,0	0,0		
	Mittel	3,9	83,6	3,9		
	Max	14,3	100,0	11,0		
	Summe				21.987	17.673
Februar	Min	-3,7	52,0	0,0		
	Mittel	4,2	82,2	3,7		
	Max	15,8	100,0	12,0		
	Summe				29.178	23.375
März	Min	-3,4	32,0	0,0		
	Mittel	7,0	77,2	3,0		
	Max	18,9	100,0	9,0		
	Summe				70.996	50.400
April	Min	0,6	25,0	0,0		
	Mittel	10,9	72,5	3,1		
	Max	22,5	100,0	8,0		
	Summe				114.070	72.168
Mai	Min	5,2	24,0	0,0		
	Mittel	15,0	67,9	3,0		
	Max	25,6	100,0	10,0		
	Summe				142.606	93.177
Juni	Min	7,3	25,0	0,0		
	Mittel	16,8	68,7	3,4		
	Max	32,7	97,0	10,0		
	Summe				168.871	105.502
Juli	Min	9,0	24,0	0,0		
	Mittel	19,2	64,5	2,8		
	Max	33,2	100,0	8,0		
	Summe				167.078	107.668
August	Min	8,6	19,0	0,0		
	Mittel	20,2	60,6	3,0		
	Max	31,6	97,0	8,0		
	Summe				148.616	89.943
September	Min	5,1	27,0	0,0		
	Mittel	15,4	69,6	1,7		
	Max	28,3	100,0	7,0		
	Summe				104.830	66.728
Oktober	Min	0,5	48,0	0,0		
	Mittel	11,1	82,1	5,0		
	Max	22,2	100,0	13,0		
	Summe				50.685	37.526
November	Min	-1,6	56,0	0,0		
	Mittel	6,0	86,3	4,6		
	Max	13,8	100,0	14,0		
	Summe				23.849	18.796
Dezember	Min	-7,3	52,0	0,0		
	Mittel	4,5	85,2	4,7		
	Max	13,3	100,0	13,0		
	Summe				13.818	11.417

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, mittelwarmes Jahr, ohne Stadteffekt

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-6,2	44,0	0,0		
	Mittel	4,5	80,4	5,6		
	Max	12,7	100,0	17,0		
	Summe				20.357	15.440
Februar	Min	-4,6	19,0	0,0		
	Mittel	5,4	75,8	3,6		
	Max	13,6	100,0	13,0		
	Summe				45.021	27.428
März	Min	-1,7	21,0	0,0		
	Mittel	7,3	74,9	4,2		
	Max	23,2	97,0	12,0		
	Summe				68.147	49.890
April	Min	0,7	32,0	0,0		
	Mittel	10,0	71,8	2,8		
	Max	22,4	100,0	15,0		
	Summe				109.343	75.214
Mai	Min	5,3	29,0	0,0		
	Mittel	14,6	73,6	2,4		
	Max	25,8	100,0	6,0		
	Summe				145.513	96.993
Juni	Min	5,9	26,0	0,0		
	Mittel	17,0	67,9	2,5		
	Max	30,2	100,0	9,0		
	Summe				163.322	107.276
Juli	Min	9,9	25,0	0,0		
	Mittel	19,7	69,3	2,5		
	Max	34,2	100,0	8,0		
	Summe				153.391	97.720
August	Min	9,8	28,0	0,0		
	Mittel	19,4	71,8	2,6		
	Max	32,7	100,0	8,0		
	Summe				132.672	92.565
September	Min	5,1	27,0	0,0		
	Mittel	15,9	71,9	1,9		
	Max	28,3	100,0	7,0		
	Summe				98.363	65.276
Oktober	Min	3,1	40,0	0,0		
	Mittel	12,3	80,0	3,1		
	Max	21,3	100,0	8,2		
	Summe				60.970	36.824
November	Min	0,2	37,0	0,0		
	Mittel	7,6	84,3	3,1		
	Max	16,8	100,0	9,0		
	Summe				25.993	20.517
Dezember	Min	-1,7	48,0	0,0		
	Mittel	4,8	86,0	4,1		
	Max	13,2	100,0	15,0		
	Summe				14.389	12.036

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, warmes Jahr, ohne Stadteffekt

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-6,2	44,0	0,0		
	Mittel	5,0	79,4	6,4		
	Max	12,7	97,0	17,0		
	Summe				19.807	15.105
Februar	Min	-5,0	33,0	0,0		
	Mittel	5,4	77,3	4,2		
	Max	13,4	95,0	11,0		
	Summe				36.724	26.663
März	Min	-1,5	14,0	0,0		
	Mittel	7,1	66,2	3,4		
	Max	19,2	100,0	14,0		
	Summe				90.986	52.558
April	Min	0,8	26,0	0,0		
	Mittel	10,4	69,9	2,4		
	Max	20,7	100,0	9,0		
	Summe				113.497	79.620
Mai	Min	4,2	23,0	0,0		
	Mittel	15,6	67,0	3,0		
	Max	27,7	100,0	9,0		
	Summe				157.299	101.236
Juni	Min	5,9	1,0	0,0		
	Mittel	18,1	65,1	2,6		
	Max	30,2	100,0	46,0		
	Summe				177.200	106.367
Juli	Min	9,9	27,0	0,0		
	Mittel	21,3	69,1	2,7		
	Max	34,1	100,0	8,0		
	Summe				168.686	106.719
August	Min	11,5	22,0	0,0		
	Mittel	21,3	67,2	2,4		
	Max	36,1	98,0	8,0		
	Summe				143.342	86.146
September	Min	5,1	27,0	0,0		
	Mittel	17,2	71,4	2,2		
	Max	28,3	100,0	7,0		
	Summe				101.709	60.800
Oktober	Min	3,3	51,0	0,0		
	Mittel	12,7	82,1	3,7		
	Max	23,9	100,0	16,0		
	Summe				55.783	39.935
November	Min	-1,6	61,0	0,0		
	Mittel	7,5	83,8	5,0		
	Max	13,8	100,0	14,0		
	Summe				24.852	19.731
Dezember	Min	-1,5	48,0	0,0		
	Mittel	5,2	85,0	4,3		
	Max	14,2	100,0	15,0		
	Summe				15.369	12.184

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, kaltes Jahr, Stadteffekt für eine Stadtrandlage bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-3,5	46,0	0,0		
	Mittel	4,2	82,0	3,9		
	Max	14,4	100,0	11,0		
	Summe				21.987	17.673
Februar	Min	-2,8	52,0	0,0		
	Mittel	4,5	80,7	3,7		
	Max	15,8	100,0	12,0		
	Summe				29.178	23.375
März	Min	-2,6	32,0	0,0		
	Mittel	7,5	75,0	3,0		
	Max	19,0	100,0	9,0		
	Summe				70.996	50.400
April	Min	1,2	24,0	0,0		
	Mittel	11,5	69,8	3,1		
	Max	23,0	100,0	8,0		
	Summe				114.070	72.168
Mai	Min	6,9	24,0	0,0		
	Mittel	15,6	65,2	3,0		
	Max	25,7	100,0	10,0		
	Summe				142.606	93.177
Juni	Min	8,7	25,0	0,0		
	Mittel	17,3	66,3	3,4		
	Max	32,8	95,0	10,0		
	Summe				168.871	105.502
Juli	Min	9,9	23,0	0,0		
	Mittel	19,9	61,5	2,8		
	Max	33,7	99,0	8,0		
	Summe				167.078	107.668
August	Min	9,4	19,0	0,0		
	Mittel	20,9	58,0	3,0		
	Max	31,8	95,0	8,0		
	Summe				148.616	89.943
September	Min	6,7	27,0	0,0		
	Mittel	16,3	65,4	1,7		
	Max	28,7	98,0	7,0		
	Summe				104.830	66.728
Oktober	Min	1,2	47,0	0,0		
	Mittel	11,3	80,6	5,0		
	Max	22,4	100,0	13,0		
	Summe				50.685	37.526
November	Min	-0,7	56,0	0,0		
	Mittel	6,3	84,7	4,6		
	Max	13,8	100,0	14,0		
	Summe				23.849	18.796
Dezember	Min	-7,3	51,0	0,0		
	Mittel	4,7	84,1	4,7		
	Max	13,3	100,0	13,0		
	Summe				13.818	11.417

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, mittelwarmes Jahr,
Stadteffekt für eine Stadtrandlage bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-5,0	43,0	0,0		
	Mittel	4,7	79,3	5,6		
	Max	12,9	100,0	17,0		
	Summe				20.357	15.440
Februar	Min	-4,6	18,0	0,0		
	Mittel	5,9	73,4	3,6		
	Max	13,9	100,0	13,0		
	Summe				45.021	27.428
März	Min	-1,6	21,0	0,0		
	Mittel	7,6	73,5	4,2		
	Max	23,2	98,0	12,0		
	Summe				68.147	49.890
April	Min	1,5	31,0	0,0		
	Mittel	10,5	69,0	2,8		
	Max	22,7	97,0	15,0		
	Summe				109.343	75.214
Mai	Min	5,7	28,0	0,0		
	Mittel	15,3	70,3	2,4		
	Max	26,1	100,0	6,0		
	Summe				145.513	96.993
Juni	Min	7,2	24,0	0,0		
	Mittel	17,8	64,5	2,5		
	Max	31,4	99,0	9,0		
	Summe				163.322	107.276
Juli	Min	10,9	24,0	0,0		
	Mittel	20,4	66,2	2,5		
	Max	34,6	96,0	8,0		
	Summe				153.391	97.720
August	Min	10,7	27,0	0,0		
	Mittel	20,1	68,8	2,6		
	Max	33,3	97,0	8,0		
	Summe				132.672	92.565
September	Min	6,7	27,0	0,0		
	Mittel	16,8	68,1	1,9		
	Max	28,7	98,0	7,0		
	Summe				98.363	65.276
Oktober	Min	4,4	39,0	0,0		
	Mittel	12,9	76,6	3,1		
	Max	21,7	99,0	8,2		
	Summe				60.970	36.824
November	Min	0,8	36,0	0,0		
	Mittel	7,9	82,2	3,1		
	Max	16,9	100,0	9,0		
	Summe				25.993	20.517
Dezember	Min	-1,5	48,0	0,0		
	Mittel	5,1	84,2	4,1		
	Max	13,2	100,0	15,0		
	Summe				14.389	12.036

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, warmes Jahr, Stadteffekt für eine Stadtrandlage bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-5,0	43,0	0,0		
	Mittel	5,1	78,6	6,4		
	Max	12,9	100,0	17,0		
	Summe				19.807	15.105
Februar	Min	-4,1	31,0	0,0		
	Mittel	5,8	75,6	4,2		
	Max	14,1	96,0	11,0		
	Summe				36.724	26.663
März	Min	-1,0	14,0	0,0		
	Mittel	7,7	63,4	3,4		
	Max	19,7	94,0	14,0		
	Summe				90.986	52.558
April	Min	1,7	26,0	0,0		
	Mittel	11,1	66,7	2,4		
	Max	20,9	98,0	9,0		
	Summe				113.497	79.620
Mai	Min	4,5	22,0	0,0		
	Mittel	16,3	64,1	3,0		
	Max	28,0	97,0	9,0		
	Summe				157.299	101.236
Juni	Min	7,2	1,0	0,0		
	Mittel	18,9	61,8	2,6		
	Max	31,4	99,0	46,0		
	Summe				177.200	106.367
Juli	Min	10,9	27,0	0,0		
	Mittel	22,1	66,0	2,7		
	Max	34,6	97,0	8,0		
	Summe				168.686	106.719
August	Min	11,7	22,0	0,0		
	Mittel	22,1	63,9	2,4		
	Max	36,7	96,0	8,0		
	Summe				143.342	86.146
September	Min	6,6	27,0	0,0		
	Mittel	18,1	67,4	2,2		
	Max	28,7	100,0	7,0		
	Summe				101.709	60.800
Oktober	Min	4,4	51,0	0,0		
	Mittel	13,2	79,5	3,7		
	Max	24,0	99,0	16,0		
	Summe				55.783	39.935
November	Min	-0,7	61,0	0,0		
	Mittel	7,7	82,6	5,0		
	Max	13,8	98,0	14,0		
	Summe				24.852	19.731
Dezember	Min	-1,0	48,0	0,0		
	Mittel	5,5	83,3	4,3		
	Max	14,5	100,0	15,0		
	Summe				15.369	12.184

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, kaltes Jahr, Stadteffekt für ein mittleres Stadtgebiet bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-3,3	46,0	0,0		
	Mittel	4,3	81,3	3,9		
	Max	14,4	100,0	11,0		
	Summe				21.987	17.673
Februar	Min	-2,8	51,0	0,0		
	Mittel	4,6	80,1	3,7		
	Max	15,9	100,0	12,0		
	Summe				29.178	23.375
März	Min	-2,3	31,0	0,0		
	Mittel	7,7	74,1	3,0		
	Max	19,1	100,0	9,0		
	Summe				70.996	50.400
April	Min	1,4	24,0	0,0		
	Mittel	11,7	68,8	3,1		
	Max	23,2	100,0	8,0		
	Summe				114.070	72.168
Mai	Min	7,4	24,0	0,0		
	Mittel	15,9	64,2	3,0		
	Max	25,7	100,0	10,0		
	Summe				142.606	93.177
Juni	Min	9,2	25,0	0,0		
	Mittel	17,6	65,3	3,4		
	Max	32,8	95,0	10,0		
	Summe				168.871	105.502
Juli	Min	10,2	23,0	0,0		
	Mittel	20,1	60,5	2,8		
	Max	34,0	99,0	8,0		
	Summe				167.078	107.668
August	Min	9,6	19,0	0,0		
	Mittel	21,1	57,1	3,0		
	Max	31,9	95,0	8,0		
	Summe				148.616	89.943
September	Min	7,4	26,0	0,0		
	Mittel	16,7	63,9	1,7		
	Max	29,0	97,0	7,0		
	Summe				104.830	66.728
Oktober	Min	1,5	46,0	0,0		
	Mittel	11,5	80,0	5,0		
	Max	22,5	97,0	13,0		
	Summe				50.685	37.526
November	Min	-0,3	56,0	0,0		
	Mittel	6,4	84,1	4,6		
	Max	13,8	100,0	14,0		
	Summe				23.849	18.796
Dezember	Min	-7,3	51,0	0,0		
	Mittel	4,7	83,7	4,7		
	Max	13,3	100,0	13,0		
	Summe				13.818	11.417

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, mittelwarmes Jahr,
Stadteffekt für ein mittleres Stadtgebiet bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-4,9	43,0	0,0		
	Mittel	4,8	78,8	5,6		
	Max	12,9	100,0	17,0		
	Summe				20.357	15.440
Februar	Min	-4,5	18,0	0,0		
	Mittel	6,1	72,5	3,6		
	Max	14,1	100,0	13,0		
	Summe				45.021	27.428
März	Min	-1,6	21,0	0,0		
	Mittel	7,7	72,9	4,2		
	Max	23,2	98,0	12,0		
	Summe				68.147	49.890
April	Min	1,9	30,0	0,0		
	Mittel	10,8	67,9	2,8		
	Max	22,9	96,0	15,0		
	Summe				109.343	75.214
Mai	Min	5,8	27,0	0,0		
	Mittel	15,6	69,1	2,4		
	Max	26,2	99,0	6,0		
	Summe				145.513	96.993
Juni	Min	7,7	24,0	0,0		
	Mittel	18,1	63,3	2,5		
	Max	31,9	99,0	9,0		
	Summe				163.322	107.276
Juli	Min	11,4	24,0	0,0		
	Mittel	20,7	65,1	2,5		
	Max	35,0	95,0	8,0		
	Summe				153.391	97.720
August	Min	11,1	26,0	0,0		
	Mittel	20,4	67,7	2,6		
	Max	33,5	97,0	8,0		
	Summe				132.672	92.565
September	Min	7,4	26,0	0,0		
	Mittel	17,1	66,6	1,9		
	Max	29,0	97,0	7,0		
	Summe				98.363	65.276
Oktober	Min	4,9	39,0	0,0		
	Mittel	13,2	75,3	3,1		
	Max	21,8	98,0	8,2		
	Summe				60.970	36.824
November	Min	1,0	35,0	0,0		
	Mittel	8,0	81,4	3,1		
	Max	16,9	99,0	9,0		
	Summe				25.993	20.517
Dezember	Min	-1,4	48,0	0,0		
	Mittel	5,2	83,6	4,1		
	Max	13,2	100,0	15,0		
	Summe				14.389	12.036

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, warmes Jahr, Stadteffekt für ein mittleres Stadtgebiet bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-4,9	43,0	0,0		
	Mittel	5,2	78,3	6,4		
	Max	12,9	100,0	17,0		
	Summe				19.807	15.105
Februar	Min	-3,8	31,0	0,0		
	Mittel	5,9	74,9	4,2		
	Max	14,4	96,0	11,0		
	Summe				36.724	26.663
März	Min	-0,9	13,0	0,0		
	Mittel	8,0	62,4	3,4		
	Max	19,9	94,0	14,0		
	Summe				90.986	52.558
April	Min	2,0	26,0	0,0		
	Mittel	11,4	65,5	2,4		
	Max	21,0	97,0	9,0		
	Summe				113.497	79.620
Mai	Min	4,6	22,0	0,0		
	Mittel	16,5	63,1	3,0		
	Max	28,2	95,0	9,0		
	Summe				157.299	101.236
Juni	Min	7,7	1,0	0,0		
	Mittel	19,2	60,6	2,6		
	Max	31,9	99,0	46,0		
	Summe				177.200	106.367
Juli	Min	11,4	27,0	0,0		
	Mittel	22,4	64,8	2,7		
	Max	35,0	95,0	8,0		
	Summe				168.686	106.719
August	Min	11,8	22,0	0,0		
	Mittel	22,4	62,7	2,4		
	Max	36,9	95,0	8,0		
	Summe				143.342	86.146
September	Min	6,9	26,0	0,0		
	Mittel	18,5	65,9	2,2		
	Max	28,9	100,0	7,0		
	Summe				101.709	60.800
Oktober	Min	4,9	51,0	0,0		
	Mittel	13,4	78,6	3,7		
	Max	24,1	99,0	16,0		
	Summe				55.783	39.935
November	Min	-0,3	61,0	0,0		
	Mittel	7,8	82,2	5,0		
	Max	13,8	98,0	14,0		
	Summe				24.852	19.731
Dezember	Min	-0,8	48,0	0,0		
	Mittel	5,6	82,7	4,3		
	Max	14,6	100,0	15,0		
	Summe				15.369	12.184

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, kaltes Jahr, Stadteffekt für eine eng bebaute Innenstadt bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-3,0	46,0	0,0		
	Mittel	4,4	80,4	3,9		
	Max	14,4	100,0	11,0		
	Summe				21.987	17.673
Februar	Min	-2,7	51,0	0,0		
	Mittel	4,7	79,2	3,7		
	Max	15,9	100,0	12,0		
	Summe				29.178	23.375
März	Min	-1,9	31,0	0,0		
	Mittel	7,9	72,8	3,0		
	Max	19,1	99,0	9,0		
	Summe				70.996	50.400
April	Min	1,8	23,0	0,0		
	Mittel	12,0	67,4	3,1		
	Max	23,5	100,0	8,0		
	Summe				114.070	72.168
Mai	Min	7,8	23,0	0,0		
	Mittel	16,3	62,7	3,0		
	Max	25,8	100,0	10,0		
	Summe				142.606	93.177
Juni	Min	10,0	24,0	0,0		
	Mittel	17,9	64,0	3,4		
	Max	32,9	94,0	10,0		
	Summe				168.871	105.502
Juli	Min	10,7	23,0	0,0		
	Mittel	20,6	58,9	2,8		
	Max	34,3	98,0	8,0		
	Summe				167.078	107.668
August	Min	9,8	18,0	0,0		
	Mittel	21,6	55,6	3,0		
	Max	32,0	95,0	8,0		
	Summe				148.616	89.943
September	Min	8,3	26,0	0,0		
	Mittel	17,3	61,7	1,7		
	Max	29,4	96,0	7,0		
	Summe				104.830	66.728
Oktober	Min	1,7	42,0	0,0		
	Mittel	11,6	79,2	5,0		
	Max	22,6	97,0	13,0		
	Summe				50.685	37.526
November	Min	-0,2	56,0	0,0		
	Mittel	6,5	83,2	4,6		
	Max	13,8	100,0	14,0		
	Summe				23.849	18.796
Dezember	Min	-7,3	50,0	0,0		
	Mittel	4,8	83,2	4,7		
	Max	13,3	100,0	13,0		
	Summe				13.818	11.417

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, mittelwarmes Jahr, Stadteffekt für eine eng bebaute Innenstadt bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-4,8	42,0	0,0		
	Mittel	4,9	78,2	5,6		
	Max	13,0	100,0	17,0		
	Summe				20.357	15.440
Februar	Min	-4,5	18,0	0,0		
	Mittel	6,4	71,2	3,6		
	Max	14,4	100,0	13,0		
	Summe				45.021	27.428
März	Min	-1,5	20,0	0,0		
	Mittel	7,9	72,0	4,2		
	Max	23,3	98,0	12,0		
	Summe				68.147	49.890
April	Min	2,4	30,0	0,0		
	Mittel	11,1	66,4	2,8		
	Max	23,4	95,0	15,0		
	Summe				109.343	75.214
Mai	Min	6,0	27,0	0,0		
	Mittel	16,0	67,3	2,4		
	Max	26,4	97,0	6,0		
	Summe				145.513	96.993
Juni	Min	8,5	23,0	0,0		
	Mittel	18,6	61,5	2,5		
	Max	32,6	98,0	9,0		
	Summe				163.322	107.276
Juli	Min	12,0	24,0	0,0		
	Mittel	21,1	63,5	2,5		
	Max	35,6	94,0	8,0		
	Summe				153.391	97.720
August	Min	11,6	26,0	0,0		
	Mittel	20,8	66,0	2,6		
	Max	34,0	95,0	8,0		
	Summe				132.672	92.565
September	Min	8,3	26,0	0,0		
	Mittel	17,6	64,6	1,9		
	Max	29,4	96,0	7,0		
	Summe				98.363	65.276
Oktober	Min	5,6	38,0	0,0		
	Mittel	13,6	73,5	3,1		
	Max	22,1	98,0	8,2		
	Summe				60.970	36.824
November	Min	1,3	35,0	0,0		
	Mittel	8,3	80,3	3,1		
	Max	17,0	99,0	9,0		
	Summe				25.993	20.517
Dezember	Min	-1,3	48,0	0,0		
	Mittel	5,4	82,6	4,1		
	Max	13,2	100,0	15,0		
	Summe				14.389	12.036

Testreferenzjahr-Prognose für die Region Essen für die Jahre 2021 bis 2050, warmes Jahr, Stadteffekt für eine eng bebaute Innenstadt bei 345.000 Einwohnern

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-4,8	42,0	0,0		
	Mittel	5,3	77,8	6,4		
	Max	13,0	100,0	17,0		
	Summe				19.807	15.105
Februar	Min	-3,7	30,0	0,0		
	Mittel	6,1	73,9	4,2		
	Max	14,9	96,0	11,0		
	Summe				36.724	26.663
März	Min	-0,8	13,0	0,0		
	Mittel	8,4	60,9	3,4		
	Max	20,3	94,0	14,0		
	Summe				90.986	52.558
April	Min	2,5	25,0	0,0		
	Mittel	11,8	63,8	2,4		
	Max	21,2	97,0	9,0		
	Summe				113.497	79.620
Mai	Min	4,7	22,0	0,0		
	Mittel	16,9	61,6	3,0		
	Max	28,6	93,0	9,0		
	Summe				157.299	101.236
Juni	Min	8,5	1,0	0,0		
	Mittel	19,6	58,8	2,6		
	Max	32,6	98,0	46,0		
	Summe				177.200	106.367
Juli	Min	12,0	26,0	0,0		
	Mittel	22,8	63,1	2,7		
	Max	35,6	93,0	8,0		
	Summe				168.686	106.719
August	Min	11,9	22,0	0,0		
	Mittel	22,9	61,0	2,4		
	Max	37,3	95,0	8,0		
	Summe				143.342	86.146
September	Min	7,3	26,0	0,0		
	Mittel	19,0	63,8	2,2		
	Max	29,3	99,0	7,0		
	Summe				101.709	60.800
Oktober	Min	5,6	47,0	0,0		
	Mittel	13,6	77,2	3,7		
	Max	24,2	99,0	16,0		
	Summe				55.783	39.935
November	Min	0,2	61,0	0,0		
	Mittel	7,9	81,5	5,0		
	Max	13,8	98,0	14,0		
	Summe				24.852	19.731
Dezember	Min	-0,5	48,0	0,0		
	Mittel	5,8	81,8	4,3		
	Max	14,7	100,0	15,0		
	Summe				15.369	12.184

8.5 Monats-Minima, -Maxima und –Mittelwerte der in Abs. 4.6.2 dargestellten Meteoronorm-Wetterdaten

Meteoronorm-Klima-Prognose für das Jahr 2020 unter Verwendung des Emissions-Szenarios A2

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-8,3	50,0	0,1		
	Mittel	2,6	80,3	4,4		
	Max	12,1	100,0	15,1		
	Summe				20.731	16.500
Februar	Min	-6,1	33,0	0,0		
	Mittel	3,2	78,6	3,6		
	Max	13,9	100,0	13,5		
	Summe				34.388	21.835
März	Min	-5,1	26,0	0,0		
	Mittel	6,1	74,3	3,7		
	Max	18,3	100,0	12,1		
	Summe				65.194	39.170
April	Min	-4,1	28,0	0,0		
	Mittel	9,0	72,5	3,2		
	Max	21,3	100,0	13,1		
	Summe				109.309	53.434
Mai	Min	0,4	28,0	0,0		
	Mittel	13,5	70,3	3,1		
	Max	27,0	100,0	11,7		
	Summe				141.743	76.902
Juni	Min	3,7	29,0	0,0		
	Mittel	15,9	74,6	3,5		
	Max	28,1	100,0	13,4		
	Summe				144.971	89.313
Juli	Min	5,5	32,0	0,0		
	Mittel	18,0	72,8	3,5		
	Max	32,6	100,0	13,5		
	Summe				147.624	73.268
August	Min	6,7	36,0	0,0		
	Mittel	18,0	74,1	2,6		
	Max	31,6	100,0	13,6		
	Summe				125.195	70.063
September	Min	3,7	39,0	0,0		
	Mittel	15,1	78,6	2,8		
	Max	27,9	100,0	13,0		
	Summe				83.113	51.381
Oktober	Min	1,1	40,0	0,0		
	Mittel	11,3	78,2	3,4		
	Max	22,0	100,0	13,3		
	Summe				51.737	33.679
November	Min	-2,7	44,0	0,1		
	Mittel	6,2	80,8	3,9		
	Max	15,4	100,0	14,1		
	Summe				23.404	16.979
Dezember	Min	-4,7	41,0	0,1		
	Mittel	3,7	81,5	4,3		
	Max	13,6	100,0	14,1		
	Summe				15.139	11.121

Meteonorm-Klima-Prognose für das Jahr 2020 unter Verwendung des Emissions-Szenarios B1

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-8,8	42,0	0,1		
	Mittel	2,8	80,3	4,4		
	Max	12,5	100,0	15,1		
	Summe				19.992	13.355
Februar	Min	-5,3	40,0	0,0		
	Mittel	3,5	78,6	3,6		
	Max	14,6	100,0	13,5		
	Summe				33.423	23.115
März	Min	-5,8	31,0	0,1		
	Mittel	6,2	74,0	3,7		
	Max	18,5	100,0	12,1		
	Summe				64.604	39.886
April	Min	-3,3	29,0	0,0		
	Mittel	9,1	72,5	3,2		
	Max	21,6	100,0	11,7		
	Summe				110.125	66.961
Mai	Min	0,8	30,0	0,0		
	Mittel	13,5	70,3	3,1		
	Max	25,7	100,0	13,0		
	Summe				140.840	81.277
Juni	Min	2,3	38,0	0,1		
	Mittel	16,0	74,3	3,5		
	Max	30,5	100,0	13,4		
	Summe				146.268	86.962
Juli	Min	5,7	29,0	0,0		
	Mittel	18,1	72,8	3,5		
	Max	32,2	99,0	13,5		
	Summe				148.212	80.155
August	Min	6,0	35,0	0,0		
	Mittel	17,9	74,1	2,6		
	Max	31,7	100,0	13,6		
	Summe				126.259	67.679
September	Min	4,2	36,0	0,0		
	Mittel	15,0	78,7	2,8		
	Max	27,9	100,0	13,0		
	Summe				83.188	50.344
Oktober	Min	0,5	30,0	0,1		
	Mittel	11,4	78,3	3,4		
	Max	20,8	100,0	13,3		
	Summe				52.599	32.775
November	Min	-2,4	51,0	0,1		
	Mittel	6,3	80,7	3,9		
	Max	15,6	100,0	14,1		
	Summe				23.123	15.288
Dezember	Min	-4,9	40,0	0,1		
	Mittel	3,8	81,4	4,3		
	Max	13,7	100,0	14,1		
	Summe				14.748	9.465

Meteonorm-Klima-Prognose für das Jahr 2030 unter Verwendung des Emissions-Szenarios A2

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-9,4	46,0	0,1		
	Mittel	3,0	80,3	4,4		
	Max	12,7	100,0	15,1		
	Summe				20.585	13.148
Februar	Min	-5,5	34,0	0,0		
	Mittel	3,6	77,9	3,6		
	Max	13,8	100,0	13,5		
	Summe				33.076	21.719
März	Min	-5,3	36,0	0,1		
	Mittel	6,3	73,8	3,7		
	Max	16,8	99,0	12,1		
	Summe				65.188	40.420
April	Min	-3,8	26,0	0,0		
	Mittel	9,3	72,7	3,2		
	Max	22,8	100,0	13,1		
	Summe				108.713	57.184
Mai	Min	1,1	29,0	0,0		
	Mittel	13,7	70,3	3,1		
	Max	27,3	100,0	13,0		
	Summe				141.704	78.905
Juni	Min	4,0	36,0	0,0		
	Mittel	16,2	75,0	3,5		
	Max	27,9	100,0	12,6		
	Summe				145.032	82.631
Juli	Min	7,2	34,0	0,0		
	Mittel	18,3	72,3	3,5		
	Max	30,7	100,0	13,5		
	Summe				147.343	86.527
August	Min	6,8	35,0	0,0		
	Mittel	18,4	74,0	2,6		
	Max	29,2	100,0	13,6		
	Summe				126.154	71.334
September	Min	5,1	38,0	0,0		
	Mittel	15,5	79,3	2,8		
	Max	28,1	100,0	13,0		
	Summe				83.502	46.378
Oktober	Min	1,1	42,0	0,0		
	Mittel	11,7	78,3	3,4		
	Max	22,6	100,0	13,3		
	Summe				51.941	31.417
November	Min	-1,9	37,0	0,1		
	Mittel	6,5	81,1	3,9		
	Max	15,1	100,0	14,1		
	Summe				23.475	16.358
Dezember	Min	-5,2	36,0	0,1		
	Mittel	4,0	81,6	4,3		
	Max	13,9	100,0	14,1		
	Summe				15.069	9.899

Meteonorm-Klima-Prognose für das Jahr 2030 unter Verwendung des Emissions-Szenarios B1

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-7,9	41,0	0,1		
	Mittel	3,0	80,6	4,4		
	Max	12,7	100,0	15,1		
	Summe				19.924	13.710
Februar	Min	-8,1	46,0	0,0		
	Mittel	3,7	78,1	3,6		
	Max	13,2	100,0	13,5		
	Summe				32.433	19.359
März	Min	-4,1	30,0	0,1		
	Mittel	6,3	74,5	3,7		
	Max	18,8	99,0	12,1		
	Summe				64.586	45.253
April	Min	-4,4	26,0	0,0		
	Mittel	9,2	72,9	3,2		
	Max	23,1	100,0	13,1		
	Summe				110.181	51.147
Mai	Min	1,4	28,0	0,0		
	Mittel	13,7	70,3	3,1		
	Max	25,4	100,0	11,7		
	Summe				141.687	79.973
Juni	Min	3,3	35,0	0,1		
	Mittel	16,1	74,9	3,5		
	Max	28,4	100,0	12,6		
	Summe				147.097	84.321
Juli	Min	6,4	35,0	0,0		
	Mittel	18,4	72,6	3,5		
	Max	30,7	100,0	13,5		
	Summe				149.833	74.990
August	Min	6,4	36,0	0,0		
	Mittel	18,2	74,2	2,6		
	Max	31,6	100,0	13,6		
	Summe				126.560	74.317
September	Min	5,0	33,0	0,0		
	Mittel	15,2	79,4	2,8		
	Max	27,8	100,0	13,0		
	Summe				83.863	51.415
Oktober	Min	1,6	36,0	0,0		
	Mittel	11,6	78,5	3,4		
	Max	22,3	100,0	13,3		
	Summe				52.730	29.278
November	Min	-2,1	44,0	0,1		
	Mittel	6,5	81,3	3,9		
	Max	15,9	100,0	14,1		
	Summe				23.261	14.726
Dezember	Min	-4,7	38,0	0,1		
	Mittel	4,0	81,9	4,3		
	Max	13,9	100,0	14,1		
	Summe				14.691	10.780

Meteonorm-Klima-Prognose für das Jahr 2040 unter Verwendung des Emissions-Szenarios A2

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-9,0	51,0	0,1		
	Mittel	3,3	80,4	4,4		
	Max	13,0	100,0	15,1		
	Summe				20.425	14.947
Februar	Min	-5,8	44,0	0,0		
	Mittel	3,8	78,9	3,6		
	Max	15,0	100,0	13,5		
	Summe				34.149	22.317
März	Min	-5,8	27,0	0,1		
	Mittel	6,5	74,5	3,7		
	Max	18,5	100,0	12,1		
	Summe				65.150	40.562
April	Min	-3,0	29,0	0,0		
	Mittel	9,5	72,7	3,2		
	Max	23,5	100,0	11,7		
	Summe				108.084	59.394
Mai	Min	0,5	27,0	0,0		
	Mittel	13,9	70,2	3,1		
	Max	27,2	100,0	11,7		
	Summe				141.689	79.396
Juni	Min	3,9	33,0	0,0		
	Mittel	16,5	75,0	3,5		
	Max	30,2	100,0	12,6		
	Summe				145.226	81.751
Juli	Min	6,4	35,0	0,0		
	Mittel	18,6	72,6	3,5		
	Max	32,0	100,0	13,5		
	Summe				147.119	83.506
August	Min	7,4	33,0	0,0		
	Mittel	18,8	74,2	2,6		
	Max	30,5	100,0	13,6		
	Summe				127.013	76.154
September	Min	4,7	32,0	0,0		
	Mittel	15,8	79,2	2,8		
	Max	27,4	100,0	13,0		
	Summe				83.972	48.371
Oktober	Min	1,0	37,0	0,1		
	Mittel	12,1	78,5	3,4		
	Max	22,5	100,0	13,3		
	Summe				52.123	31.177
November	Min	-2,4	49,0	0,1		
	Mittel	6,7	81,3	3,9		
	Max	16,3	100,0	14,1		
	Summe				23.450	15.527
Dezember	Min	-5,6	36,0	0,1		
	Mittel	4,2	82,1	4,3		
	Max	14,0	100,0	14,1		
	Summe				14.925	9.143

Meteonorm-Klima-Prognose für das Jahr 2040 unter Verwendung des Emissions-Szenarios B1

Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-8,4	42,0	0,1		
	Mittel	3,2	80,3	4,4		
	Max	12,9	100,0	15,1		
	Summe				19.949	13.352
Februar	Min	-4,9	40,0	0,0		
	Mittel	3,7	78,6	3,6		
	Max	14,9	100,0	13,5		
	Summe				33.759	22.454
März	Min	-5,7	31,0	0,1		
	Mittel	6,5	74,0	3,7		
	Max	18,8	100,0	12,1		
	Summe				64.528	38.674
April	Min	-3,0	29,0	0,0		
	Mittel	9,3	72,5	3,2		
	Max	21,7	100,0	11,7		
	Summe				110.287	66.085
Mai	Min	1,2	31,0	0,0		
	Mittel	13,8	70,1	3,1		
	Max	26,5	100,0	11,7		
	Summe				142.689	80.650
Juni	Min	3,3	37,0	0,1		
	Mittel	16,3	75,1	3,5		
	Max	31,0	100,0	12,6		
	Summe				147.942	83.742
Juli	Min	6,6	34,0	0,0		
	Mittel	18,6	72,6	3,5		
	Max	32,9	100,0	13,5		
	Summe				151.454	83.732
August	Min	7,2	34,0	0,0		
	Mittel	18,5	74,0	2,6		
	Max	30,7	100,0	13,6		
	Summe				126.920	70.150
September	Min	4,2	31,0	0,0		
	Mittel	15,5	79,6	2,8		
	Max	28,5	100,0	13,0		
	Summe				84.519	47.042
Oktober	Min	1,5	30,0	0,1		
	Mittel	11,9	78,3	3,4		
	Max	22,1	100,0	13,3		
	Summe				52.785	34.356
November	Min	-2,4	42,0	0,1		
	Mittel	6,6	80,9	3,9		
	Max	14,4	100,0	14,1		
	Summe				23.396	14.957
Dezember	Min	-5,1	41,0	0,1		
	Mittel	4,2	81,5	4,3		
	Max	14,2	100,0	14,1		
	Summe				14.640	9.994

Meteonorm-Klima-Prognose für das Jahr 2050 unter Verwendung des Emissions-Szenarios A2

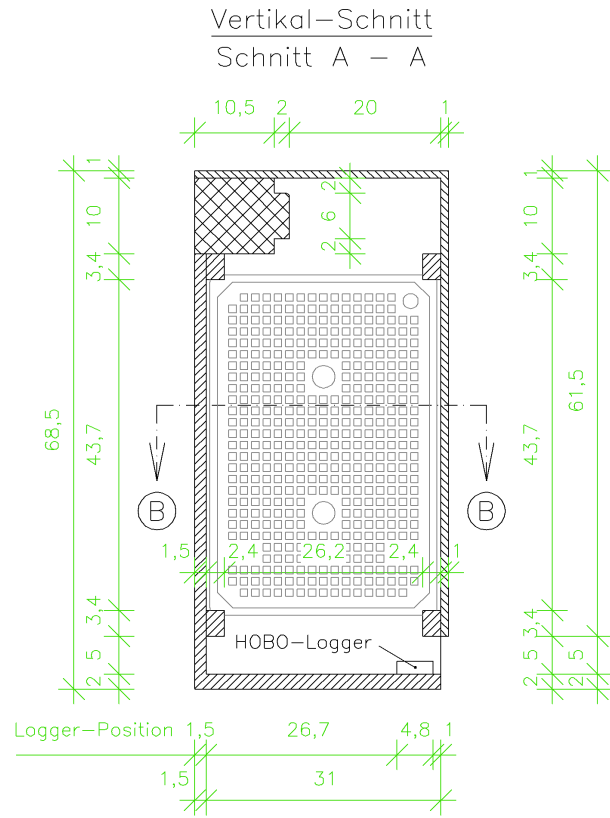
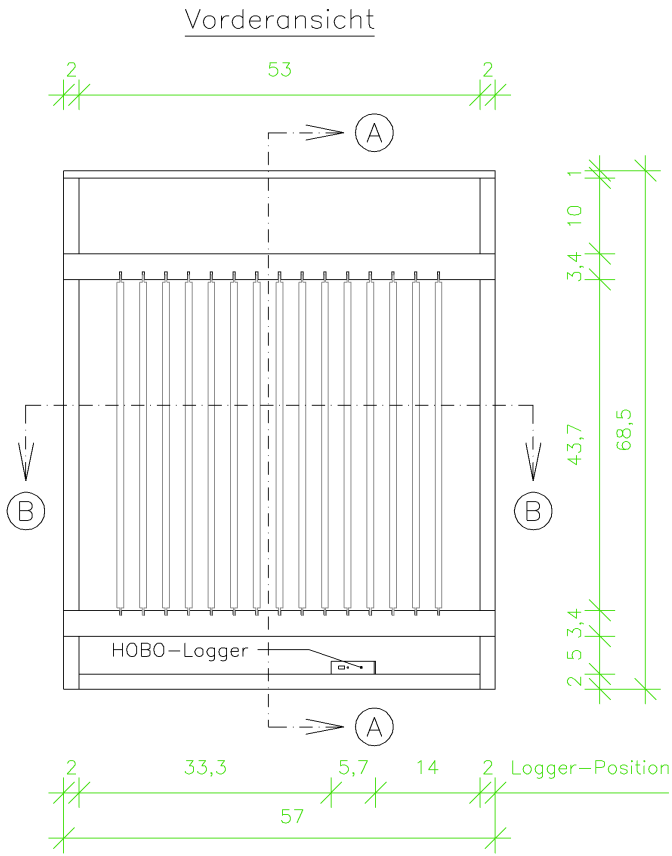
Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-8,1	44,0	0,1		
	Mittel	3,6	80,3	4,4		
	Max	13,3	100,0	15,1		
	Summe				20.242	13.279
Februar	Min	-6,7	34,0	0,0		
	Mittel	4,3	77,9	3,6		
	Max	15,4	100,0	13,5		
	Summe				32.856	23.966
März	Min	-4,4	30,0	0,1		
	Mittel	6,7	74,1	3,7		
	Max	17,2	100,0	12,1		
	Summe				65.143	39.762
April	Min	-4,5	24,0	0,0		
	Mittel	9,8	72,5	3,2		
	Max	22,0	100,0	13,1		
	Summe				107.461	61.337
Mai	Min	1,0	27,0	0,0		
	Mittel	14,1	70,1	3,1		
	Max	24,8	100,0	11,7		
	Summe				141.612	76.997
Juni	Min	3,5	41,0	0,1		
	Mittel	16,7	74,7	3,5		
	Max	28,6	100,0	13,4		
	Summe				145.287	99.598
Juli	Min	7,1	30,0	0,0		
	Mittel	18,9	72,9	3,5		
	Max	32,6	100,0	13,5		
	Summe				146.752	74.304
August	Min	7,3	35,0	0,0		
	Mittel	19,2	73,8	2,6		
	Max	30,8	100,0	13,6		
	Summe				127.919	73.067
September	Min	5,1	34,0	0,0		
	Mittel	16,2	78,8	2,8		
	Max	28,1	100,0	13,0		
	Summe				84.371	52.291
Oktober	Min	1,2	37,0	0,1		
	Mittel	12,4	78,3	3,4		
	Max	23,2	100,0	13,3		
	Summe				52.382	30.922
November	Min	-1,8	44,0	0,1		
	Mittel	7,0	81,0	3,9		
	Max	16,2	100,0	14,1		
	Summe				23.601	16.138
Dezember	Min	-4,2	44,0	0,1		
	Mittel	4,6	81,4	4,3		
	Max	14,3	100,0	14,1		
	Summe				14.818	10.603

Meteonorm-Klima-Prognose für das Jahr 2050 unter Verwendung des Emissions-Szenarios B1

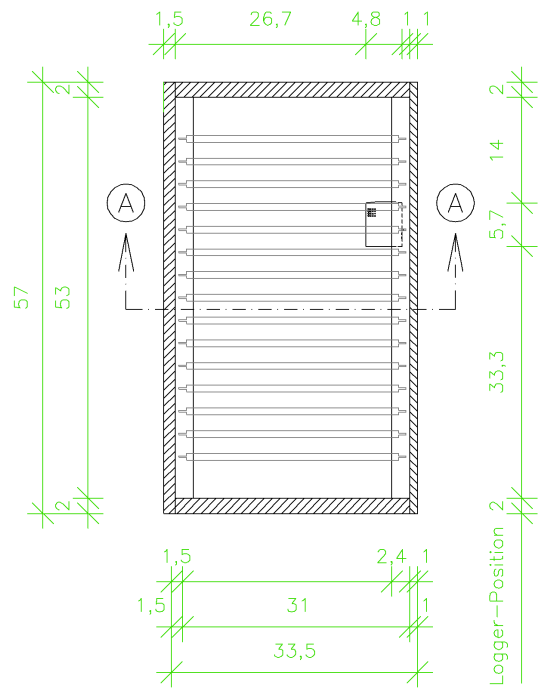
Monat	Funktion	Temperatur [°C]	rel. Feuchte [%]	Windgeschwindigkeit [m/s]	Globalstrahlung [W/m ²]	Diffusstrahlung [W/m ²]
Januar	Min	-8,2	43,0	0,1		
	Mittel	3,4	80,3	4,4		
	Max	13,2	100,0	15,1		
	Summe				19.897	13.355
Februar	Min	-7,1	34,0	0,0		
	Mittel	4,0	77,9	3,6		
	Max	15,1	100,0	13,5		
	Summe				32.777	23.976
März	Min	-4,8	31,0	0,1		
	Mittel	6,6	74,0	3,7		
	Max	19,1	100,0	12,1		
	Summe				64.497	43.953
April	Min	-3,5	34,0	0,0		
	Mittel	9,4	72,3	3,2		
	Max	23,3	100,0	11,7		
	Summe				110.140	69.192
Mai	Min	2,2	34,0	0,0		
	Mittel	14,0	70,2	3,1		
	Max	26,0	100,0	11,7		
	Summe				143.361	76.485
Juni	Min	4,2	38,0	0,1		
	Mittel	16,4	75,1	3,5		
	Max	30,3	100,0	13,4		
	Summe				148.686	89.120
Juli	Min	8,7	33,0	0,0		
	Mittel	18,9	72,6	3,5		
	Max	33,6	100,0	13,5		
	Summe				153.047	81.228
August	Min	7,8	35,0	0,0		
	Mittel	18,8	74,1	2,6		
	Max	31,0	100,0	13,6		
	Summe				127.235	71.736
September	Min	5,7	35,0	0,0		
	Mittel	15,8	79,5	2,8		
	Max	27,9	100,0	13,0		
	Summe				85.156	49.664
Oktober	Min	1,6	37,0	0,1		
	Mittel	12,1	78,2	3,4		
	Max	22,1	100,0	13,3		
	Summe				52.938	34.330
November	Min	-2,7	36,0	0,1		
	Mittel	6,8	81,2	3,9		
	Max	15,6	100,0	14,1		
	Summe				23.546	16.030
Dezember	Min	-4,1	43,0	0,1		
	Mittel	4,5	81,8	4,3		
	Max	14,4	100,0	14,1		
	Summe				14.563	9.930

8.6 Konstruktionsplan der PCM-Box

Maßstab: 1:10



Horizontal-Schnitt Schnitt B - B



Abmessungen der PCM-Platten

- Breite: 30cm
- Höhe: 45cm
- Dicke: 0,9cm / 0,2cm
- Achsabstand: 3,0 cm

Lagerung der PCM-Platten

Maßstab = 1:5

