



ProVentecs GmbH

Hochschule Bremen

Zentrum für energieeffiziente Technik und Architektur (ZeTA)

**„Wärmebrückenfreies, fensteradaptiertes
Lüftungsgerät“**

Abschlussbericht zum Entwicklungsprojekt

Gefördert unter AZ: 34353 / 01 durch die
Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU)

Verfasst von:

Prof. Dr.-Ing. Rolf-Peter Strauß (ProVentecs GmbH)

Dipl.-Ing. (FH) Thomas Seebörger (ProVentecs GmbH)

Maik Schulte M. Eng. (Hochschule Bremen)

Bremen, 18.03.2020

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	34353 / 01	Referat	24	Fördersumme	124.264 €
----	-------------------	---------	-----------	-------------	------------------

Antragstitel Wärmebrückenfreies, fensteradaptiertes Lüftungsgerät

Stichworte Lüftungsgerät, Lüftungstechnik, Gebäudetechnik

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
21 Monate	01.05.2018	31.01.2020	1

Zwischenberichte
2

Bewilligungsempfänger	ProVentecs GmbH Andreestr. 13 28205 Bremen	Tel	0421 / 350 94 95
		Fax	0421 / 350 94 96
		Projektleitung Prof. Dr.-Ing. Rolf-Peter Strauß	
		Bearbeiter M. Eng. Maik Schulte	

Kooperationspartner Hochschule Bremen
Zentrum für energieeffiziente Technik und Architektur (ZeTA)
Neustadtswall 30
28199 Bremen

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Verschiedenste Problematiken führen bei der Sanierung von Gebäuden dazu, dass zu selten energieeffiziente Lüftungsgeräte eingebaut werden. Dabei können gerade sie wesentlich zur Komfortsteigerung, zur Vermeidung von Gebäudeschäden und zur Energieeinsparung beitragen. Zentrale Lüftungsgeräte sind bei der Sanierung hinsichtlich der Integration der voluminösen Luftleitungen problematisch. Hingegen sind dezentrale, in der Außenwand installierte Geräte aufgrund (real) geringerer Wärmerückgewinnungsgrade, teurer zusätzlicher Mauerarbeiten und des notwendigen Kondensatablaufs nachteilig.

Genau hier setzt das Projekt ‚fensteradaptiertes Lüftungsgerät‘ der ProVentecs GmbH an: Ziel ist die Entwicklung eines flachen Lüftungsgerätes, das bei der Sanierung von Fenstern – ohne nennenswerte bauliche Eingriffe und Verkleinerung der Glasfläche – kostensparend und wärmebrückenfrei in oder unter eine vorhandene Fensteröffnung integriert wird. Der adaptive Aufbau des Lüftungsgerätes ermöglicht die individuelle Anpassung an die Fenster, sodass der vorhandene Bauraum optimal genutzt und hohe Wärmerückgewinnungsgrade erzielt werden. So lässt sich eine mechanische Lüftung, ähnlich wie die freie Fensterlüftung, nur deutlich komfortabler, realisieren. Die Entwicklung dieses innovativen Lüftungsgeräts erfolgt in enger und bewährter Zusammenarbeit mit der Hochschule Bremen.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Innerhalb des Forschungsvorhabens werden zwei Prototypen des fensteradaptierten Lüftungsgerätes entwickelt. Priorität bei der Entwicklung haben zum einen die Schallemissionen des Lüftungsgerätes mit dem Ziel eines Schalldruckpegels unter 30 dB(A) im Raum. Zum anderen soll das Lüftungsgerät eine Wärmerückgewinnung von 80% erreichen. Der erste Prototyp dient hauptsächlich zur Untersuchung der Luftschallreduzierung, während der zweite bereits einen Vorserienstand des Lüftungsgeräts darstellt. Dieser soll für die Präsentation auf verschiedenen Messen und an der Hochschule vorbereitet werden.

Zur Bestimmung der Schallemissionen sowie der thermodynamischen Eigenschaften des Lüftungsgeräts werden die Prototypen auf den vorhandenen Prüfständen der Hochschule Bremen analysiert und vermessen. Mittels einer die Entwicklung der Prototypen begleitenden CFD-Strömungsanalyse werden bereits zuvor kritische Stellen (hohe Strömungsgeschwindigkeiten & Verwirbelungen, o.ä.) ermittelt und durch geeignete konstruktive Maßnahmen beseitigt. Mit dem an der Hochschule Bremen vorhandenen Klimaprüfstand werden die Wärmetauscher thermodynamisch vermessen. So kann mithilfe dieses Prüfstandes sowohl der Wärmerückgewinnungsgrad, die interne / externe Dichtheit, die Druckverluste des Lüftungsgerätes als auch das Verhalten bei Frost / Kondensation ermittelt werden.

Ergebnisse und Diskussion

Der erste Prototyp dient im Wesentlichen zur Suche der besten Möglichkeiten, um den Luftschall effektiv und mit geringem Bauraum zu reduzieren. Verschiedenste Schalldämpfmaßnahmen werden mithilfe eines eigens aufgebauten Messkanals getestet und bewertet. Obwohl viel Platz für Schalldämpfmaßnahmen vorgesehen wurde, lassen sich die Schallemissionen mit keiner Maßnahme zufriedenstellend reduzieren. Ursache ist die Nähe der Ventilatoren zu den Luftaustrittsöffnungen des Geräts. Für die Konzeption des zweiten Prototyps wird mit einem Vorversuch die Wirkung von zusätzlicher Schalldämpferstrecke hinter den Ventilatoren gezeigt. Ebenfalls wird ein Ventilator mit niedrigeren Schallemissionen ausgewählt. In den thermodynamischen Messungen erreicht der eingesetzte Filterwärmetauscher einen Wärmerückgewinnungsgrad von gut 77%. Anhand von Simulationen wird eine mögliche Verbesserung des Wirkungsgrads auf mehr als 80 % aufgezeigt.

Im weiteren Projektverlauf wird ein zweiter Prototyp gebaut. Durch optimierte Anordnung der Ventilatoren wird mehr Abstand zu den Luftaustrittsöffnungen geschaffen und Volumen für einen Schalldämpfer auf der Innenseite zur Verfügung gestellt. In Anlehnung an gängige Maße des Fensterbereichs ist das Lüftungsgerät für Rahmen von 80-115 mm Dicke und Wandstärken ab 300 mm einsetzbar. Auch in diesem weiten Einsatzgebiet ist das Gerät wärmebrückenfrei konzipiert und nach Verputzen in der Wand nahezu unsichtbar. CFD-Simulationen belegen den ausbalancierten Betrieb des Wärmetauschers als Folge der Gerätesymmetrie. Somit kann der Wärmetauscher hinsichtlich seines Wirkungsgrads voll ausgeschöpft werden. In Computersimulationen mit COMSOL Multiphysics wird eine große Anzahl verschiedener Schalldämpferausführungen simuliert. Die erfolgreichste Maßnahme kann das Ventilatorgeräusch um ca. 11 dB dämpfen. Bei ca. 30 m³/h erreicht das fensteradaptierte Lüftungsgerät inklusive Feinstaubfilter die Zielmarke von 30 dB(A) Schalldruckpegel im Raum. Im Unterschied zu marktüblichen dezentralen Lüftungsgeräten wird dieser Wert inkl. Verwendung eines Feinstaubfilters und mit einem Wärmerückgewinnungsgrad von >80 % erreicht bei gleichzeitiger Druckstabilität gegenüber Winddruck, was kein Marktgerät mit vergleichbarem Volumenstrom bislang erreicht. Trotzdem soll das Lüftungsgerät weiter verbessert werden, um noch höhere Volumenströme (Ziel 40 m³/h) zu erreichen. Es besteht im Bereich der Ventilatoren und Strömungskanäle Optimierungspotenzial, welches die Schallemissionen noch einmal nennenswert reduzieren kann.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Der entwickelte Prototyp II wurde als Präsentationsobjekt in eine Modellwand der Hochschule Bremen eingebaut. Im Zusammenhang mit einem Info-Aushang wird der eingebaute Prototyp den Besuchern der Hochschule Bremen als Anschauungsmaterial zur Verfügung stehen. Das Informationsmaterial ist auch für einen zukünftigen Messeauftritt einsetzbar.

Weiterhin wird das fensteradaptierte Lüftungsgerät auf der Webseite der ProVentecs GmbH vorgestellt. Interessenten können auf dort die Gerätespezifikationen einsehen und Abbildungen des Prototyps finden. Auf der Startseite von ProVentecs soll in Zukunft für das fensteradaptierte Lüftungsgerät geworben werden. Künftige Vertriebsgespräche mit Herstellern werden aktuell durch neu eingestelltes Vertriebspersonal vorbereitet.

Fazit

Im Forschungsprojekt wurde erfolgreich ein wärmebrückenfreies Lüftungsgerät entwickelt, welches sich adaptiv an verschiedene Fensterrahmen und Wände anpassen kann. In Kombination mit der schlichten Unauffälligkeit ist das fensteradaptierte Lüftungsgerät derzeit einzigartig und ergibt für den Endkunden ein attraktives Produkt. Auch deshalb, weil der in der Dämmebene eingebrachte Wärmetauscher keine Wärmebrückenverluste hat und über 80 % Wärmerückgewinnungsgrad aufweisen kann.

Im Gesamtvergleich schneidet das Gerät damit besser ab als konventionelle Marktgeräte. Gerade im Bereich Schallemissionen erreichen Konkurrenzgeräte das fensteradaptierte Lüftungsgerät nur durch hohe Einbußen im Wärmerückgewinnungsgrad und/oder im Volumenstrom bzw. der Filterklasse. Durch die Optimierungsmaßnahmen der Ventilator-Anströmung und einiger Strömungskanäle lassen sich die Schallemissionen noch weiter reduzieren. Ein Weg für die Weiterentwicklung bis hin zur Serienreife ist damit geschaffen.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis.....	V
Formelzeichen und Abkürzungen.....	VI
Zusammenfassung / Abstract.....	0
1. Einleitung.....	1
2. Entwicklungsarbeiten am Prototyp I.....	5
2.1 Technische Anforderungen.....	5
2.2 Konzepterstellung.....	5
2.3 Konstruktion.....	7
2.4 Aufbau und Inbetriebnahme.....	8
2.5 Thermodynamische Vermessung.....	9
2.5.1 Prüfstands Aufbau und Versuchsplan.....	9
2.5.2 Versuchsdurchführung – Leckageprüfung.....	10
2.5.3 Versuchsdurchführung – Druckverlust- und Strömungsanalyse.....	11
2.5.4 Versuchsdurchführung – Wärmebereitstellungs-/ Temperaturänderungsgrad.....	12
2.5.5 Versuchsdurchführung – Einbauvariante ‚Vertikal‘.....	12
2.5.6 Versuchsdurchführung – Einbauvariante ‚Horizontal‘.....	14
2.6 Akustische Optimierung und Vermessung.....	15
2.6.1 Messaufbau und Rahmenbedingungen.....	15
2.6.2 Versuche mit optimalen Schallreduzierungsmaßnahmen.....	16
2.6.3 Alternativer Ventilator für Prototyp I auf Basis von Schallemissionsmessungen.....	18
2.6.4 Ausblick hinsichtlich der Luftschallreduzierung.....	19
3. Ergebnisbewertung für den Prototyp I.....	20
4. Entwicklungsarbeiten am Prototyp II.....	21
4.1 Technische Anforderungen.....	21
4.2 Konzepterstellung.....	22
4.3 Konstruktion.....	25
4.4 Strömungssimulation am CAD-Modell.....	26
4.5 Schalldämpferauslegung.....	29
4.5.1 Rahmenbedingungen.....	29

4.5.2 Modellerstellung in COMSOL	30
4.5.3 Simulationen mit gängigen Maßnahmen.....	31
4.5.4 Simulationen mit kombinierten Maßnahmen	32
4.6 Aufbau und Inbetriebnahme	33
4.7 Akustische Vermessung.....	35
4.7.1 Prüfaufbau	35
4.7.2 Versuchsdurchführung	35
4.7.3 Vergleich von Schallmessung und –Simulation	36
5. Ergebnisbewertung für den Prototyp II.....	37
8. Gesamtbewertung der erzielten Ergebnisse.....	38
8.1 Produktbewertung hinsichtlich des Stands der Technik.....	38
8.2 Bewertung unter ökonomischen Gesichtspunkten.....	40
8.3 Ökologische Auswirkungen	41
9. Maßnahmen zur Produktpräsentation und Ergebnispublikation	43
10. Fazit und Ausblick	43
Literaturverzeichnis.....	VIII
Anhang	A1
A.1 Berechnung des Druckverlusts in den Wärmetauscher-Nachbildungen	A1
A.2 Schallmessungen an verschiedenen Ventilatoren	A2
A.3 Schalldämpfer-Simulationen in COMSOL.....	A4
A.4 Berechnung des Schalldruckpegels im Raum.....	A5

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Zentrales Lüftungsgerät mit WRG (Passivhaus Institut, 2019).....	1
Abbildung 2:	dezentrales Lüftungsgerät mit Plattenwärmetauscher (SIEGENIA-AUBI KG)2	
Abbildung 3:	dezentrales Lüftungsgerät mit regenerativem Wärmespeicher (LUNOS Lüftungstechnik GmbH)	3
Abbildung 4:	schematische 2D-Darstellung der Luftführung bei symmetrischem Aufbau6	
Abbildung 5:	Konzeptskizze zum Aufbau und der Strömungsführung des Prototyp I in der Prüfbox.....	6
Abbildung 6:	ausgewählter RER140-22/14N/2TDP von ebm-papst für Prototyp I.....	7
Abbildung 7:	CAD-Konstruktionsdarstellung des Prototyp I in einer Prüfbox	8
Abbildung 8:	Nachbildung des Wärmetauschers mit Durchgangsbohrungen und variablem Strömungswiderstand.....	9
Abbildung 9:	aufgebauter Prototyp I in einem Drehgestell für erleichterte Zugänglichkeit	9
Abbildung 10:	Muster des FWT-1K-0920-90-A mit optionalem Filtermaterial	9
Abbildung 11:	Prüfzelle zur thermodynamischen Vermessung des FWT	10
Abbildung 12:	Kondensationsverhalten des FWT-vertikal für 6° Neigung und 2 mm Spaltabstand.....	13
Abbildung 13:	Kondensationsverhalten des FWT-horizontal für 2 mm Spaltabstand.....	14
Abbildung 14:	Frostpunkt des FWT-horizontal mit partiell eingefrorenen Strömungskanälen.....	15
Abbildung 15:	Messaufbau für Kanalschallmessungen am Prototyp I.....	16
Abbildung 16:	Komplettauskleidung der Kanäle, Seitenansicht.....	17
Abbildung 17:	komplett mit Schalldämmmaterial eingekleidete Kanalwand	17
Abbildung 18:	Blende (weiß) im komplett ausgekleideten Kanal	17
Abbildung 19:	komplett mit Schalldämmmaterial ausgekleidete Kanalwand inkl. Schallkulissen.....	17
Abbildung 20:	Kanalschall des Prototyp I mit und ohne Komplettauskleidung im Betriebspunkt MIN	17
Abbildung 21:	Kanalschall des Prototyp I mit Komplettauskleidung in beiden Betriebspunkten	18
Abbildung 22:	Kanalschall im Betriebspunkt MIN mit Komplettauskleidung für Ventilator 5) und Referenzventilator	19
Abbildung 23:	Einfluss eines externen Rohrschalldämpfers auf den Kanalschall	20
Abbildung 24:	Modellwand zu Präsentationszwecken.....	23
Abbildung 25:	Konzeptskizze des Prototyp II.....	24
Abbildung 26:	Explosionszeichnung des Prototyp II (ohne Fenster und Außenanbaukomponenten).....	25
Abbildung 27:	Halbschnitt senkrecht zur Fensterfläche durch den Prototyp II.....	26

Abbildung 28:	Geschwindigkeitsverteilung an den Ausströmungen des Wärmetauschers	26
Abbildung 29:	Geschwindigkeitsfelder der Zu- und Abluft im Bereich des symmetrischen Schnitts	27
Abbildung 30:	Geschwindigkeitsfelder zu Fort- und Außenluft im Bereich des symmetrischen Schnitts.....	28
Abbildung 31:	Geschwindigkeitsfeld der Zuluftöffnung unter der Innenfensterbank.....	28
Abbildung 32:	Schalleistungspegel eines Ventilators für den Prototyp II, maximaler Betriebspunkt	29
Abbildung 33:	Rahmenmaße des Schalldämpfers und Luftführung.....	30
Abbildung 34:	COMSOL Roh-Modell zur Simulation der Zuluftseite.....	31
Abbildung 35:	Modellierung verschiedener Schalldämpf-Maßnahmen in COMSOL.....	32
Abbildung 36:	Simulationsergebnis für Kombination aus Absorptionsmaterial und Helmholtzresonator	33
Abbildung 37:	Innenansicht des Prototyp II ohne Wärmetauscher und Schalldämpfer	34
Abbildung 38:	Prototyp II vor dem Einbau in die Modellwand	34
Abbildung 39:	Schalldämpfer (Zuluftseite) mit Absorptionsmaterial	34
Abbildung 40:	fertig eingebauter Prototyp II	34
Abbildung 41:	Messaufbau für Schallmessungen am Prototyp II nach dem Intensitätsverfahren	35
Abbildung 42:	Schalleistungspegel des eingebauten Prototyp II für zwei Betriebspunkte	36
Abbildung 43:	Vergleich von Messung und Simulation + Rechnung der Schallemissionen vom Prototyp II.....	37
Abbildung 44:	RER 140-22/14N, Referenzventilator aus Prototyp I	A2
Abbildung 45:	RER 125-19/14N.....	A2
Abbildung 46:	RER 125-19/12N/2TDPR.....	A2
Abbildung 47:	REF 100-11/12.....	A2
Abbildung 48:	REF 100-11/14.....	A2
Abbildung 49:	RL65-21/12/2HP.....	A2
Abbildung 50:	RL48-19/12/2.....	A3
Abbildung 51:	3214 J/2H4P	A3
Abbildung 52:	Simulationsergebnisse für gängige Schalldämpf-Maßnahmen.....	A4

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Vor- und Nachteile zentraler Lüftungssysteme mit WRG (Pistohl, et al., 2016) (Schaefer, 1994)	2
Tabelle 2:	Vor- und Nachteile kontinuierlich arbeitender, dezentraler Lüftungssysteme mit WRG (Pistohl, et al., 2016) (Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH, Januar 2019).....	3
Tabelle 3:	Vor- und Nachteile diskontinuierlich arbeitender, dezentraler Lüftungssysteme mit WRG (Pistohl, et al., 2016) (Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH, Januar 2019)	3
Tabelle 4:	interne Leckage des Filterwärmetauscher-Prüflings.....	11
Tabelle 5:	Druckverlustanalyse des Filterwärmetauschers	11
Tabelle 6:	Wirkungsgradverlauf des Filterwärmetauschers	12
Tabelle 7:	Messergebnisse zur Definition des FWT-Frostpunkts ‚Vertikal‘	13
Tabelle 8:	Auftauverhalten des FWT, ‚Vertikal‘	14
Tabelle 9:	Bewertung der erzielten Ergebnisse anhand der ursprünglichen Anforderungen.....	20
Tabelle 10:	Wand- und Fensterrahmenstärken in verschiedenen Ausführungen	23
Tabelle 11:	statische Drücke p_1 bis p_6 (gegen Umgebung) – Vergleich von Messung und Simulation	28
Tabelle 12:	Randbedingungen und allgemeine Modellparameter des COMSOL Schalldämpfer-Modells.....	30
Tabelle 13:	Schalleistungspegel und Schalldruckpegel des Prototyp II.....	36
Tabelle 14:	Bewertung der erzielten Ergebnisse für den Prototyp II anhand der ursprünglichen Anforderungen	38
Tabelle 15:	Vergleich der Produktspezifikationen dezentraler Lüftungsgeräte mit denen des fensteradaptierten Lüftungsgeräts.....	39
Tabelle 16:	Umsatz- und Mitarbeiterentwicklung der ProVentecs GmbH durch FWLA..	41
Tabelle 17:	Materialkostenabschätzung für ein fensteradaptiertes Lüftungsgerät.....	41
Tabelle 18:	berechnete Einsparung von Heizenergie und Emissionen durch Einsatz fensteradaptierter Lüftungsgeräte.....	42
Tabelle 19:	Schallspektren ausgewählter Ventilatoren inklusive des Referenzventilators	A2

Formelzeichen und Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AB-Luft	Abluft
AU-Luft	Außenluft
CAD	Computer Aided Design
DIBt/TZWL	Deutsches Institut für Bautechnik/ Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte
EPP	Expandierfähiges Polypropylen
F7	Feinstaubfilter Kategorie 7
FO-Luft	Fortluft
FWLA	Fensteradaptierte Wohnungslüftungsanlage
FWT	Filterwärmetauscher
G3	Grobstaubfilter Kategorie 3
M5	Medium-Staubfilter Kategorie 5
MAX	Betriebspunkt Maximalleistung
MAX_II	Betriebspunkt Maximalleistung Prototyp II
MAX_II-L	Betriebspunkt Maximalleistung Prototyp II (niedriger)
MIN	Betriebspunkt Minimalleistung
WLA	Wohnungslüftungsanlage
WRG	Wärmerückgewinnung
WÜT	Wärmeüberträger
ZU-Luft	Zuluft

griechische Buchstaben

Bezeichnung	Bedeutung	Einheit
Δp	Druckdifferenz	Pa
Δp_{Va}	Druckverlust Rohraustritt	Pa
Δp_{Ve}	Druckverlust Rohreinlauf	Pa
Δp_{Vr}	Druckverlust Rohrleitung	Pa
$\Delta p_{V,Ges}$	Druckverlust gesamte Bohrung	Pa
$\Delta p_{WÜT}$	Druckverlust über den Wärmetauscher	Pa
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ζ_a	Verlustbeiwert Rohraustritt	dimensionslos
ζ_e	Verlustbeiwert Rohreinlauf	dimensionslos
ζ_v	Verlustfaktor für innere Dämpfung	dimensionslos

η_{AB}	Abluftwirkungsgrad	%
η_{ZU}	Zuluftwirkungsgrad	%
η_{FWT}	Wirkungsgrad Filterwärmetauscher	%
η_{\emptyset}	Durchschnittswirkungsgrad	%
ϑ	Temperatur	$^{\circ}C$
$\lambda_{6000\text{ Hz}}$	Schallwellenlänge bei 6000 Hz	m
ε	akustischer Strömungswiderstand	$\frac{Pa \cdot s}{m^2}$
ρ_0	Luftdichte unter Normalbedingungen (20 $^{\circ}C$, 1 bar)	$\frac{kg}{m^3}$
σ	Lochflächenanteil des Helmholtzresonators	%

lateinische Buchstaben

Bezeichnung	Bedeutung	Einheit
A_R	äquivalente Raumabsorptionsfläche	m^2
d_0	Lochdurchmesser Bohrung im Helmholtzresonator	m
d_S	Schichtdicke des Absorptionsmaterials	m
F	Feuchte der Luft	%
L_P	Schalldruckpegel	dB(A)
L_W	Schalleistungspegel	dB(A)
L	Rohrleitungslänge	m
p	Druck gegen Umgebung	Pa
Q	Richtungsfaktor der Schallabstrahlung	dimensionslos
r_A	Messabstand bei kugelförmiger Abstrahlung	m
Re	Reynoldszahl der Rohrströmung	dimensionslos
t_0	Plattendicke des Helmholtzresonators	m
t_N	Nachhallzeit des Raumes	s
v_m	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
\dot{V}_{Nenn}	Nennluftvolumenstrom	$\frac{m^3}{h}$
V_R	Raumvolumen	m^3

Zusammenfassung / Abstract

Das Projekt „fensteradaptiertes Lüftungsgerät“ ist Teil der Entwicklung eines kompakten Wohnungslüftungsgeräts für den Fensterbereich, welches bislang einzigartig ist. Im Rahmen der Entwicklungsarbeit werden zwei Prototypen entworfen und getestet. Schwerpunkt sind insbesondere die geforderten Schallemissionen für eine angestrebte Passivhauszertifizierung (Schalldruckpegel im Aufstellraum <30 dB(A)) und der adaptive Charakter für den Einbau am Fenster.

Ein erster Prototyp wird zur Untersuchung der Luftschallreduzierung körperschallarm aufgebaut. Verschiedenste Schalldämpfmaßnahmen werden durch Vermessung des Prototyps an einem Messkanal akustisch bewertet. Es zeigt sich, dass deutlich mehr Schalldämpferstrecke als vorhanden erforderlich ist. Außerdem wird in einer Untersuchung ein geeigneterer Ventilator identifiziert. Der eingesetzte Filterwärmetauscher kann in thermodynamischen Messungen 77,1 % Wirkungsgrad beweisen.

Als finales Produkt dieses Forschungsprojekts wird ein zweiter Prototyp entworfen. Auf Basis gängiger Wand- und Fensterrahmenmaße entsteht ein adaptiertes Lüftungsgerät, welches für Rahmen von 80-115 mm Dicke und Wandstärken ab 300 mm einsetzbar ist. Nach Verputzen in der Wand ist das Gerät im Innenraum nahezu unsichtbar, einzig allein eine Fensterbank ist zu sehen. Der Prototyp ist für die Implementierung von Schalldämpfmaßnahmen mit einer Bauhöhe von 250 mm ausgestattet. In Computersimulationen wird aus einer Reihe von Schalldämpfmaßnahmen die erfolgreichste gewählt. Dennoch besitzt der Prototyp II des fensteradaptierten Lüftungsgeräts für einen Schalldruckpegel von <30 dB(A) einen geringeren Volumenstrom als geplant, obwohl er besser abschneidet als vergleichbare Marktgeräte.

Mit dem entwickelten Prototyp II wird ein erster Schritt auf dem Weg zur Akzeptanzsteigerung von Wohnungslüftungsanlagen absolviert. Die Aufrüstung eines Dreipersonenhaushalts könnte über 2.000 kW/h Heizwärme pro Jahr in Form von Erdgas und damit verbunden ca. 0,5 t/a CO₂-Äquivalent einsparen.

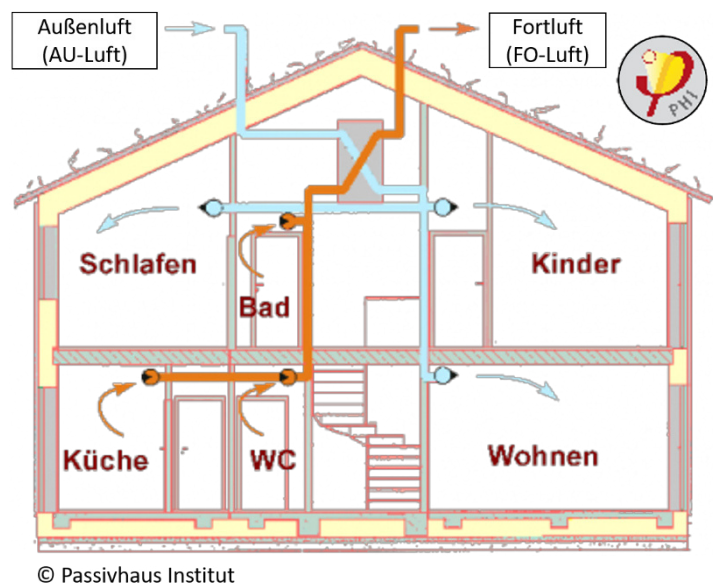
Zur weiteren Verbesserung des fensteradaptierten Lüftungsgeräts können die Strömungskanäle optimiert werden, die in den CFD-Simulationen als potenziell kritisch herausgearbeitet wurden. Durch Verbesserung der Einströmungsbereiche an den Ventilatoren ist eine zusätzliche Reduzierung der Schallemissionen zu erwarten. Seitlich des Lüftungsgeräts lassen sich gegebenenfalls zusätzliche Schallabsorber oder Resonatoren einbringen.

Dieses Förderprojekt der ProVentecs GmbH ist in Kooperation mit der Hochschule Bremen entstanden und wird von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt gefördert.

1. Einleitung

Verschiedenste Problematiken führen bei der Sanierung von Gebäuden dazu, dass zu selten energieeffiziente Lüftungsgeräte eingebaut werden. Dabei können gerade sie wesentlich zur Komfortsteigerung, zur Vermeidung von Gebäudeschäden und zur Energieeinsparung beitragen.

Zentrale Lüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung sind eine effektive Lösung vor allem für Neubauten, um gleichzeitig das Gebäude zu lüften und dabei Energie einzusparen. Meist unter dem Dach installiert sorgt die Anlage über Kanalsysteme in Decken oder Fußböden und zentrale Ventilatoreinheiten für einen geregelten Zu- und Abluftbetrieb (Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH, Januar 2019). Die Wärmerückgewinnung wird dabei über große zentrale meist rekuperativ arbeitende Plattenwärmetauscher realisiert. Namhafte Hersteller dieser Geräte sind unter anderem Paul, Helios, Zehnder oder Vaillant. Folgende Abbildung verdeutlicht die Funktionsweise eines zentralen Lüftungssystems. (Pistohl, et al., 2016)



© Passivhaus Institut
Abbildung 1: Zentrales Lüftungsgerät mit WRG (Passivhaus Institut, 2019)

Mit zentralen Lüftungsgeräten sind viele Vor- aber auch einige Nachteile verbunden, wie nachstehende Tabelle zeigt.

Tabelle 1: Vor- und Nachteile zentraler Lüftungssysteme mit WRG (Pistohl, et al., 2016) (Schaefer, 1994)

zentrale Lüftungssysteme mit Wärmerückgewinnung (WRG)

<ul style="list-style-type: none"> + hohe Wärmerückgewinnungsgrade (75-90 %) (Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH, Januar 2019) + gute Außenlärmschirmung + geringe Gefahr des Luftkurzschlusses + hohe Filterstandzeiten + hochwertige Feinstaubfilter einsetzbar + geringe Winddruckabhängigkeit durch druckstabilen Ventilator 	<ul style="list-style-type: none"> – große Geräteabmessungen – Luftleitungen in Boden/Decke, schränkt Altbausanierung ein – Kosten und Einbauaufwand schrecken häufig ab – hygienischer Betrieb erfordert hohen Wartungsaufwand
--	---

Bei dezentralen, raumweise installierten Lüftungsgeräten mit Wärmerückgewinnung unterscheidet man zwischen zwei Betriebsarten, dem kontinuierlichen (ähnlich dem der zentralen Lüftungsgeräte) und dem diskontinuierlichen Betrieb mit einem regenerativen Wärmetauscher.

Bei kontinuierlich betriebenen, dezentralen Lüftungsgeräten werden wie bei zentralen Lüftungsgeräten meistens Plattenwärmetauscher zur Wärmerückgewinnung verwendet (dargestellt in Abbildung 2). Problematisch dabei ist, dass am Markt verfügbare Wärmetauscher, um akzeptable Wirkungsgrade von >60 % erzielt zu können, Bauhöhen von ca. 100 mm (SIEGENIA-AUBI KG) erforderlich machen. Diese führt jedoch dazu, dass die Integration des Lüftungsgerätes aufgrund des erhöhten baulichen Aufwands erschwert wird. Eine konkretere Übersicht über die Vor- und Nachteile dieser Lüftungsgeräte gibt Tabelle 2.

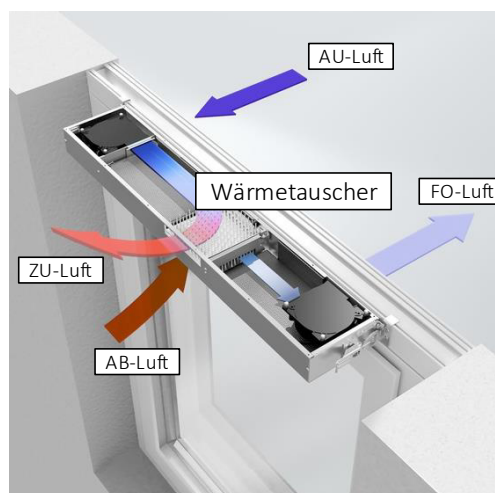


Abbildung 2: dezentrales Lüftungsgerät mit Plattenwärmetauscher (SIEGENIA-AUBI KG)

Tabelle 2: Vor- und Nachteile kontinuierlich arbeitender, dezentraler Lüftungssysteme mit WRG (Pistohl, et al., 2016) (Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH, Januar 2019)

dezentrale Lüftungssysteme mit WRG, kontinuierlich

<ul style="list-style-type: none"> + geringerer Kostenaufwand als für zentrale Geräte + attraktiv bei Altbausanierung + geringerer Platzbedarf 	<ul style="list-style-type: none"> – schlechtere Wärmerückgewinnungsgrade (durch ineffizientere Wärmetauscher aufgrund des Platzmangels) – geringere Schalldämmung – störende Schallemissionen – Gefahr von Luftkurzschlüssen
---	---

Diskontinuierlich betriebene, dezentrale Lüftungsgeräte verwenden für die Wärmerückgewinnung sogenannte regenerative Wärmetauscher / Wärmespeicher. Diese sind aus einem porösen Keramikkörper aufgebaut, durch den Zu- und Abluft zeitlich abwechselnd strömen (Abbildung 3). Je nach Ausführung liegt die Zeit zwischen den Umschaltungen bei ca. einer Minute. Die Abluft gibt dabei Wärme an die Keramik ab und die einströmende kalte Außenluft nimmt sie anschließend wieder auf. Diese Art der Wohnraumlüftung wird von fast allen namhaften Herstellern wie Viessmann, Vaillant oder Lunos angeboten. In Tabelle 3 wird gezeigt, durch was sich dieses System auszeichnet. (Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH, Januar 2019) (SEVentilation GmbH, 2018)

Prinzip Darstellung Einbau
Dezentrales Lüftungsgerät



Dezentrales Lüftungsgerät
mit regenerativem Wärmespeicher

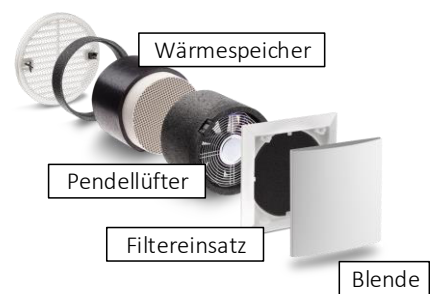


Abbildung 3: dezentrales Lüftungsgerät mit regenerativem Wärmespeicher (LUNOS Lüftungstechnik GmbH)

Tabelle 3: Vor- und Nachteile diskontinuierlich arbeitender, dezentraler Lüftungssysteme mit WRG (Pistohl, et al., 2016) (Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH, Januar 2019)

dezentrale Lüftungssysteme mit WRG, diskontinuierlich

<ul style="list-style-type: none"> + geringe Abmessungen (Kernlochbohrung oft ausreichend) + wärmebrückenfrei + Kondensatablauf & Frostschutz nicht erforderlich 	<ul style="list-style-type: none"> – viele Wanddurchbrüche nötig (ca. 6-12) – druckempfindlich – real schlechtere Wärmerückgewinnung – sehr geringe Schalldämmung – hohe Schallemissionen – häufiger Filterwechselintervalle
---	--

Die ProVentecs GmbH setzt mit dem wärmebrückenfreien, fensteradaptierten Lüftungsgerät an diesem Punkt an. Ziel ist die Entwicklung eines extrem flachen Lüftungsgerätes von 50-60 mm Höhe, das bei der Fenstersanierung kostensparend in eine vorhandene Fensteröffnung integriert wird ohne beim Einbau in andere Gewerke einzugreifen. Ein adaptiver Aufbau ermöglicht die individuelle Anpassung an die Fenster und sorgt dadurch für optimale Bauraumnutzung und hohe Wärmerückgewinnungsgrade. Basis stellt dabei die aktuelle Entwicklung eines innovativen Filterwärmetauschers der ProVentecs GmbH dar. Mit integriertem Luftfilter und einem Wärmerückgewinnungsgrad von 80 %, ist er ideal für den Einbau parallel zum Fensterrahmen oder in der Wand geeignet.

Mit diesen Entwicklungszielen sind auch förderpolitische Ziele gekoppelt. Neben der Einsparung von fossiler Heizenergie durch die Nutzung des Lüftungssystems soll vor allem durch die platzsparende Nutzung des Fensterbereichs die Akzeptanz und Attraktivität von Lüftungsgeräten im Wohnungsbau / in der -Sanierung gesteigert werden. Dies geht mit der Zielsetzung einher Luft- und Wohnraumqualität steigern zu können. Individuelle Luftwechselregelung und der hochwertige Filter vermindern die Ansammlung von Luftschadstoffen und Partikeln im Wohnraum, ebenso eine Entfeuchtung ist möglich. Aufgrund der Kompaktheit wird ein hohes Schalldämmmaß erreicht und elektrische Antriebsenergie für die Lüfter kann aufgrund kurzer, druckverlustarmer Luftwege effizient genutzt werden.

Innerhalb des Forschungsvorhabens sollen seitens der ProVentecs GmbH zwei Prototypen des fensteradaptierten Lüftungsgerätes entwickelt werden. Priorität haben zum einen die Schallemissionen von bestenfalls <30 dB(A) Schalldruckpegel im Raum, zum anderen die maximalen Abmessungen des Gerätes. Zunächst muss ein Konzept für eine wärmebrückenfreie Konstruktion des Lüftungsgerätes am Fensterrahmen erstellt werden, anschließend wird es in CAD ausgearbeitet. Parallel dazu müssen die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten an den kritischen Stellen ausgelegt werden. Die Abmessungen des Geräts, sowie geeignete Ventilatoren sind dafür zu wählen. Für die benutzerfreundliche Integration der Wärmetauscher in das Gerät muss ein einfach zugänglicher Wechselmechanismus konstruiert werden. Weitere Aspekte sind die Gestaltung der Dichtebenen und der Strömungsführung für eine gleichmäßige Durchströmung des Wärmetauschers zur Erzielung hoher Wärmerückgewinnungsgrade.

Aufgabenbereich der Hochschule Bremen ist die thermodynamische und akustische Vermessung der Prototypen. Für die thermodynamischen Messungen wird der vorhandene Klimaprüfstand der Hochschule Bremen genutzt. Wärmerückgewinnungsgrad, Verhalten bei Kondensation, die Standzeit und der Druckverlust, sowie Interne/Externe Dichtheit sollen in Messungen untersucht werden. Entwicklungsbegleitende Strömungssimulationen offenbaren kritische Stellen im Prototypen. Abschließend erfolgen Schallemissionsmessungen der eingebauten Prototypen.

2. Entwicklungsarbeiten am Prototyp I

2.1 Technische Anforderungen

Um ein konkurrenzfähiges, dezentrales Lüftungsgerät zu entwickeln, muss der erste Prototyp insbesondere schalltechnische sowie thermodynamische Qualitäten erfüllen. Es sind folgende Anforderungen und Vorgaben zu berücksichtigen:

Anforderungen an den ersten Prototyp des Lüftungsgeräts:

- Nennluftvolumenstrom: mind. 30 m³/h
- Druckverlust über den Filterwärmetauscher 20-80 Pa (je nach Filterverschmutzung):
Betriebspunkt MIN: 20 Pa, \dot{V}_{Nenn}
Betriebspunkt MAX: 80 Pa, \dot{V}_{Nenn}
- Wärmerückgewinnungsgrad: 80 %
- Passivhauskriterium: <30 dB(A) Schalldruckpegel im Funktionsraum
(<25 dB(A) im Schlafrum)
- körperschallarmer Aufbau
- adaptive Anpassung an verschiedene Fenster und Wanddicken

Besondere Bedeutung soll dabei dem Schalleistungspegel zukommen, da dieser häufig ein Ausschlusskriterium für eine angenehme und gleichzeitig effektive Wohnraumlüftung ist. Schallemissionen setzen sich dabei aus zwei Komponenten zusammen: Luftschall und Körperschall. Luftschall besteht aus Druckwellen, die sich in Luft. Körperschall besteht aus Schwingungen, die sich in festen Medien (z.B. ein Fundament) ausbreiten. Sie können über die Fläche des Mediums Luft zum Mitschwingen anregen und zusätzlichen Luftschall abstrahlen. (Möser, 2015)

Bei der Konzeptionierung von Prototyp und einer zugehörigen Prüfbox steht die Untersuchung der Luftschallemissionen im Vordergrund. Daher müssen Vorkehrungen zur maximalen Reduzierung von Körperschall getroffen werden.

2.2 Konzepterstellung

Bereits in der Vergangenheit wurde in Konzepten, Testaufbauten und Strömungssimulationen mit dem innovativen Wärmetauscher gearbeitet, sodass die Anordnung der Hauptkomponenten bereits wesentlichen Gestaltungsregeln unterliegt:

Die Ventilatoren sind grundsätzlich auf der Druckseite installiert, sodass Luft, bevor sie einen Ventilator erreicht, durch den Wärmetauscher inkl. Filter gezogen wird. Weiterhin gestaltet sich die Positionierung von Wärmetauscher und Ventilator in zweidimensionaler Hinsicht wie in Abbildung 4 dargestellt, da so die beste Anströmsymmetrie erreicht wird. Bei lokal identischem

Zu- und Abluft Volumenstrom arbeitet der Wärmetauscher am effektivsten. Weiterhin ist sicherzustellen, dass der Wärmetauscher in der Dämmebene des Fensters liegt, um die Wärmebrückenfreiheit zu garantieren.

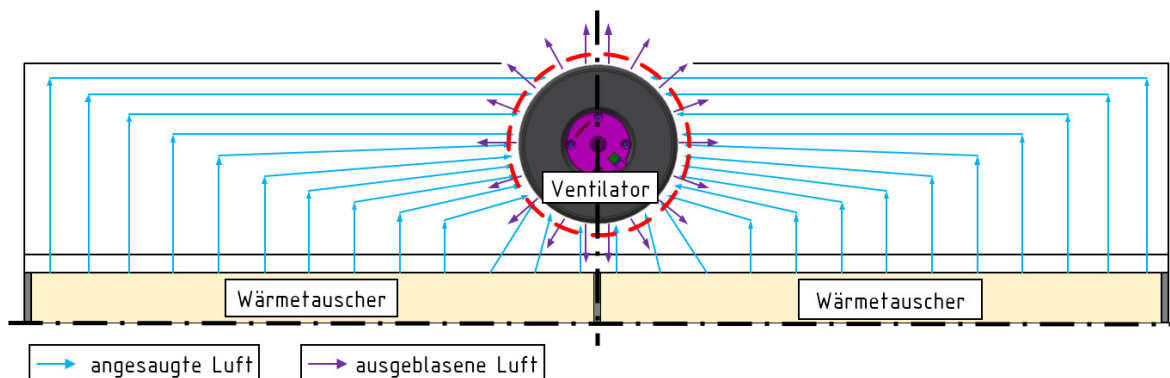


Abbildung 4: schematische 2D-Darstellung der Luftführung bei symmetrischem Aufbau

Ob das Lüftungsgerät im Fensterbankbereich oder in der Leibung eingebaut werden soll, hängt von ihren Vor- und Nachteilen ab. Kurzum ermöglicht ein Einbau in die Fensterleibung tendenziell eine unauffälligere/ unkompliziertere Einbindung im Fensterbereich. Dagegen stehen beim Einbau in die Fensterbank die besseren thermodynamischen und strömungstechnischen Eigenschaften hervor. Aus diesem Grund sieht das Konzept vor, den ersten Prototyp in eine variable Prüfbox nach Abbildung 5 zu integrieren. Beide Luftführungskonzepte sind somit untersuchbar.

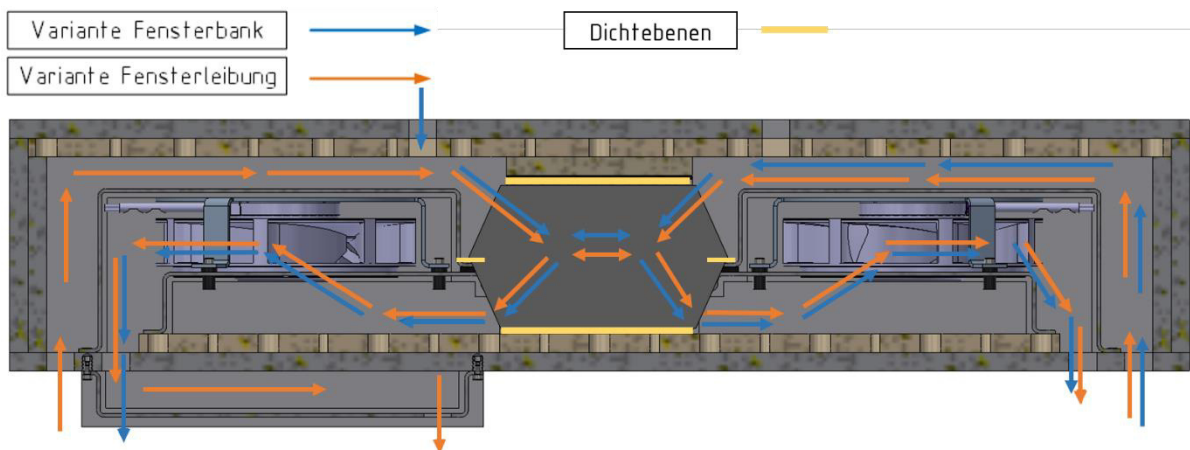


Abbildung 5: Konzeptskizze zum Aufbau und der Strömungsführung des Prototyp I in der Prüfbox

Zur Körperschalldämpfung wird der erste Prototyp in eine massereiche, schallgedämmte Prüfbox aus MDF-Holz integriert. Mit steigender Materialdicke steigt die dynamische Masse und damit der Widerstand gegen Schwingung (Möser, 2015). Zudem besitzt MDF-Holz – anders als Stahl oder Aluminium – eine hohe innere Dämpfung (Verlustfaktoren: $\zeta_{V,Stahl} = 10^{-4}$, $\zeta_{V,Pressholz} = 10^{-2}$) (Möser, 2015). Ähnliches gilt für die Aufhängung der Ventilatoren, hier sollen durch eine massereiche Aufhängung mit hoher Materialstärke in einfacher Form die Körperschallschwingungen gedämpft werden.



Abbildung 6: ausgewählter RER140-22/14N/2TDP von ebm-papst für Prototyp I

Im Vertriebsgespräch mit ebm-papst wurde eine Auswahl an potenziellen Ventilatoren hinsichtlich der Luftparameter und der Schallemissionen geprüft. Gewählt wurden Ventilatoren der Baureihe RER-140 (siehe Abbildung 6). Die Überdimensionierung erlaubt den Betrieb bei geringen Drehzahlen und höhere Strömungsquerschnitte, wodurch die Schallemissionen niedrig gehalten werden sollen. Die Strömungsquerschnitte im Prototyp werden so groß gewählt, dass in allen Kanälen Strömungsgeschwindigkeiten von <1 m/s herrschen.

2.3 Konstruktion

Die Konstruktion des Prototyps ist komplett in eine 16mm MDF-Holz-Prüfbox eingehaust und abgedichtet. Zur Schallvermessung an einem Messkanal sind alle Luftschlitze in vier Einzelschlitze geteilt (siehe Abbildung 7: Pos. 3). Die Schlitze für die Ansaugung der Luft am Fenster sind bei Bedarf über die Blenden verschließbar. Für die Zugänglichkeit des Innenlebens im Optimierungs-/Änderungsfall besitzt die Prüfbox zwei Klemmdeckel, die zusätzlich beim Anpressen der Dichtungen helfen.

Es soll ein 800 mm langer, zweigeteilter ProVentecs Filterwärmetauscher implementiert werden, welcher rund 33 m³/h schafft. Das Dichtmaterial an seinen Trennebenen (siehe Abbildung 7: Pos. 4 und 5) wird durch den oberen Deckel gesichert.

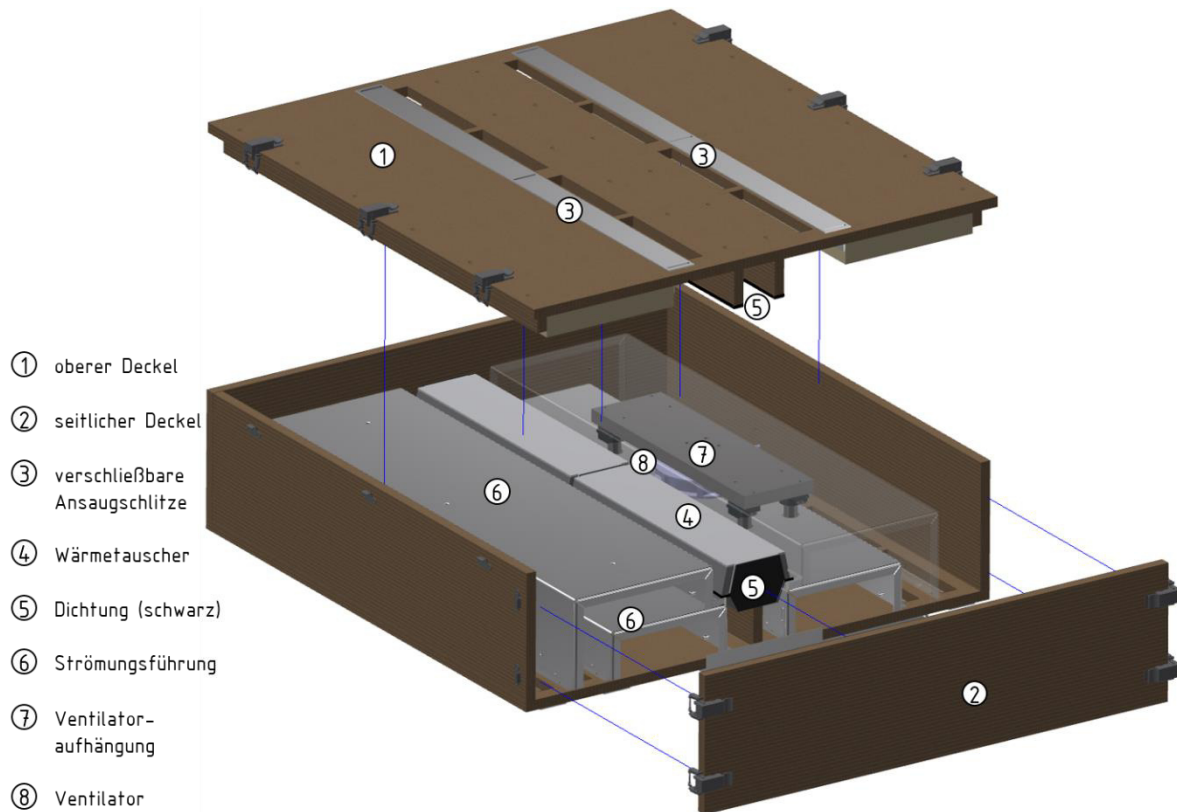


Abbildung 7: CAD-Konstruktionsdarstellung des Prototyp I in einer Prüfbox

Die Strömungskanäle sind durch die U-förmigen Strömungsführungen voneinander getrennt. Jeder Strömungskanalquerschnitt ist so dimensioniert, dass er um bis zu 80 % reduziert werden kann (z.B. durch schalldämpfende Einbauten) ohne 1 m/s an Strömungsgeschwindigkeit zu überschreiten.

Besondere Aufmerksamkeit kommt der Aufhängung der Ventilatoren zu (siehe Abbildung 7: Pos. 7). Sie ist mit einer Plattenmasse von jeweils 7,5 kg und einer Dicke von 20 mm so massereich und biegesteif, dass geringfügigste Schwingungen zu erwarten sind. Dennoch hervorgerufene Schwingungen werden nicht auf die großflächigen Strömungsführungen übertragen (siehe Abbildung 7: Pos. 6), da diese die Ventilatoraufhängung nicht berühren.

2.4 Aufbau und Inbetriebnahme

Für den Betrieb des Prototyps sind 800 mm Wärmetauscher erforderlich. Dieser ist bislang allerdings nur in einer kurzen Länge verfügbar, begründet durch die begrenzte Anzahl an gefertigten Platten und dem Fortschritt des zugehörigen Projekts. Eine thermodynamische Vermessung beschränkt sich daher auf einen Prüfling des Wärmetauschers, ohne dass dieser im Prototypen verbaut ist. Für die akustische Vermessung und das Anfahren verschiedener Betriebspunkte wird eine strömungstechnisch ähnliche Nachbildung des Wärmetauschers aus Styrodur gefertigt. Für den Druckverlust sorgen Durchgangsbohrungen, wie Abbildung 8 zeigt. Über die Einströmung, die Luftreibung in einem geraden Rohr und die Ausströmung entsteht

ein Druckverlust, der sich mithilfe eines erstellten Excel-Berechnungstools auslegen lässt. Es werden 20 Pa Druckverlust bei 33 m³/h erzeugt (entspricht Betriebspunkt MIN), zusätzlicher Druckverlust kann in Form von Strömungswiderstand hinzugefügt werden.



Abbildung 8: Nachbildung des Wärmetauschers mit Durchgangsbohrungen und variablem Strömungswiderstand

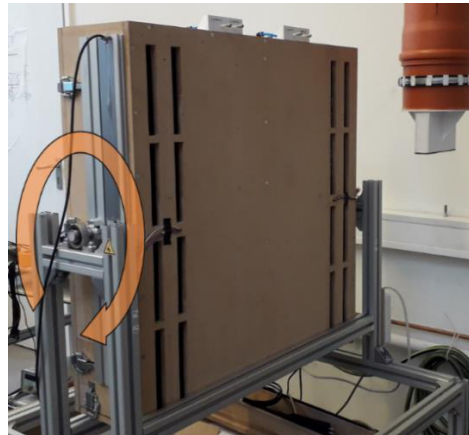


Abbildung 9: aufgebauter Prototyp I in einem Drehgestell für erleichterte Zugänglichkeit

Für bessere Zugänglichkeit des Innenlebens und aller Luftschlitze wurde für den Prototyp ein Rollwagen mit Drehgelenken konstruiert und aufgebaut. Der Prototyp lässt sich damit um 360 Grad drehen, wie in Abbildung 9 angedeutet. Der abschließende Funktionstest als Leibungsgerät und als Fensterbankgerät in den Betriebspunkten liefert keine Auffälligkeiten.

2.5 Thermodynamische Vermessung

2.5.1 Prüfstands Aufbau und Versuchsplan

Wie bereits im vorigen Kapitel angesprochen beschränkt sich die thermodynamische Vermessung auf den Wärmetauscher. Hierfür wurde eine Prüfzelle (Abbildung 11) aufgebaut, die im Klimaprüfstand der Hochschule Bremen eingebaut ist. Prüfling ist ein 82 mm langes Stück des „Filterwärmetauscher FWT-1K-0920-90-A“. Abbildung 10 zeigt ein Vergleichsmuster.

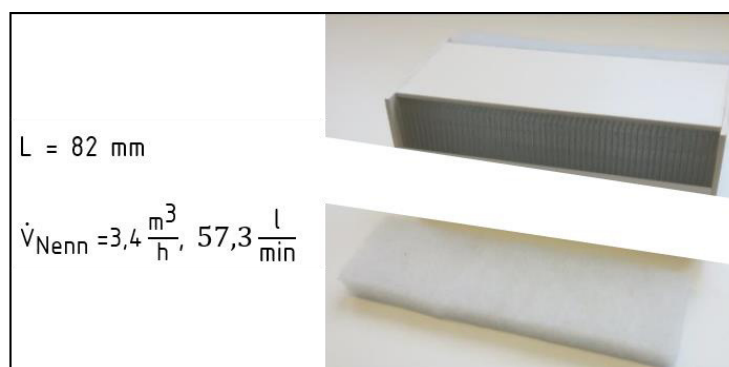


Abbildung 10: Muster des FWT-1K-0920-90-A mit optionalem Filtermaterial

Für die Analyse und Vermessung des Musters werden folgende Größen laufend sensorisch erfasst:

- Außenluftvolumenstrom
- Abluftvolumenstrom
- Druckdifferenz AU-ZU [$\Delta p_{AU-ZU} = p_{AU} - p_{ZU}$]
- Druckdifferenz AB-FO [$\Delta p_{AB-FO} = p_{AB} - p_{FO}$]
- Temperaturen [$\vartheta_{AU}, \vartheta_{ZU}, \vartheta_{AB}, \vartheta_{FO}$]
- relative Feuchten [$F_{AU}, F_{ZU}, F_{AB}, F_{FO}$]

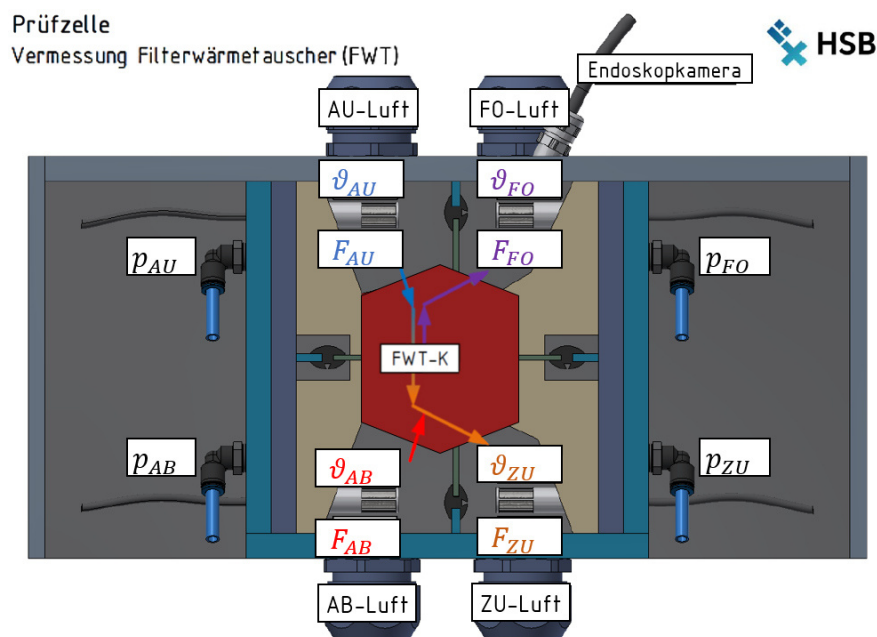


Abbildung 11: Prüfkammer zur thermodynamischen Vermessung des FWT

Die experimentelle Untersuchung des Filterwärmetauschers unter energetischen Aspekten sieht folgende Messreihen vor:

1. Leckageprüfung zur Bestimmung der externen und internen Dichtheit
2. Druckverlust- und Strömungsanalyse [$\Delta p_{AU-ZU}, \Delta p_{AB-FO}$]
3. Wärmebereitstellungs- / Temperaturänderungsgrad
4. Einbauvariante – ‚Vertikal‘: (Kondensation, Frostpunkt und Auftauen)
5. Einbauvariante – ‚Horizontal‘ (Kondensation, Frostpunkt und Auftauen)
6. Langzeitverhalten

2.5.2 Versuchsdurchführung – Leckageprüfung

Zuerst wird in einer Leckageprüfung die Prüfkammer auf ihre externe und interne Dichtheit untersucht. Um die externe Leckage zu ermitteln wird die Prüfkammer über den ZU-Luftanschluss mit Unterdruck beaufschlagt, während alle anderen Anschlüsse verschlossen bleiben. Der resultierende Volumenstrom am ZU-Luftanschluss wird vermessen. Gleicher Versuch wird mit

Überdruck wiederholt. Im Versuch zeigt sich, dass für den relevanten Druckbereich der Vermessung die Leckage $< 3 \%$ ist, womit die Prüfwelle nach außen ausreichend dicht ist.

Die interne Leckage der Prüfbox wird mit Hilfe eines Prüfdummys ermittelt, der die Strömungswege AB-FO und AU-ZU trennt. Während eine der beiden Strömungswege mit Überdruck beaufschlagt wird, erzeugt ein Ventilator im anderen eine Druckdifferenz zur Umgebung von 0 Pa. Der dafür notwendige Volumenstrom ist der interne Leckagevolumenstrom. Die Messung ergab keine messbaren Leckagevolumenströme bis 100 Pa für beide Strömungswege.

Um die interne Leckage des Filterwärmetauschers zu messen wird der Prüfdummy gegen den Prüfling getauscht und analog zum vorigen Versuch vermessen. Der Interne Leckagevolumenstrom des Filterwärmetauschers ergibt sich aus dessen arithmetischem Mittel, nach Abzug der Leckagen der Prüfwelle. Für den relevanten Druckbereich ist keine Leckage über 3 % zu verzeichnen.

Tabelle 4: interne Leckage des Filterwärmetauscher-Prüflings

Druckdifferenz [Pa]	5	10	15	20	25	30
Leckagevolumenstrom [l/min]	0,31	0,61	0,90	1,19	1,46	1,72
Leckage [% bezogen auf $\dot{V}_{Nenn}=57,3 \frac{l}{min}$]	0,5	1,1	1,6	2,1	2,5	3,0

2.5.3 Versuchsdurchführung – Druckverlust- und Strömungsanalyse

Die Druckverluste des Filterwärmetauschers werden in einem Betriebspunkt ermittelt, an dem noch keine Kondensation der Abluft stattfindet ($\vartheta_{AU} = 4 \text{ °C}$, $\vartheta_{AB} = 21 \text{ °C}$, $F_{AB} = 25 \%$). Sowohl auf der Außenluftseite als auch auf der Abluftseite wird der Druckverlust gemessen und mittels LabVIEW aufbereitet. Die Tabelle 5 stellt die Druckverluste abhängig vom relativen Volumenstrom dar, bezogen auf $\dot{V}_{Nenn} = 57,3 \text{ l/min}$.

Tabelle 5: Druckverlustanalyse des Filterwärmetauschers

	Prüfpunkt: 4 °C 21 °C 25 %			
rel. Volumenstrom [%]	75	100	125	150
Druckverlust AU-ZU [Pa]	6,7	9,8	13,1	16,5
Druckverlust AB-FO [Pa]	6,1	9,0	12,3	16,0

Die Ähnlichkeit des Druckverlusts von Außenluft- und Abluftseite weist auf ein ausbalanciertes Strömungsprofil des Wärmetauschers hin, was Grundvoraussetzung für hohe Wirkungsgrade ist.

2.5.4 Versuchsdurchführung – Wärmebereitstellungs-/ Temperaturänderungsgrad

Die Wirkungsgrade werden für eine Ablufttemperatur von 21 °C, einer Außenlufttemperatur von 4 °C (Prüfpunkt DIBt/TZWL) und einer Abluftfeuchte von 25 % für verschiedene Volumenströme ermittelt. Die Abluft kann so bewusst nicht kondensieren (nach den Regeln des Passivhausinstituts). Für den 100 % ausbalancierten Betrieb werden über die Temperaturen $\vartheta_{AU}, \vartheta_{ZU}, \vartheta_{AB}, \vartheta_{FO}$ zuluft- und abluftseitiger Wirkungsgrad nach (2.1) und (2.2) berechnet. Aus dessen Mittelwert berechnet sich der Durchschnittswirkungsgrad.

$$\eta_{ZU} = \frac{\vartheta_{ZU} - \vartheta_{AU}}{\vartheta_{AB} - \vartheta_{AU}} \quad (2.1)$$

$$\eta_{AB} = \frac{\vartheta_{AB} - \vartheta_{FO}}{\vartheta_{AB} - \vartheta_{AU}} \quad (2.2)$$

$$\eta_{\phi} = \frac{\eta_{ZU} + \eta_{AB}}{2} \quad (2.3)$$

Der Wirkungsgradverlauf für verschiedene Volumenströme ist in Tabelle 6 zusammengestellt. Für den Nennvolumenstrom wird ein Wirkungsgrad von 77,1 % erreicht.

Tabelle 6: Wirkungsgradverlauf des Filterwärmetauschers

	Prüfpunkt: 4°C 21°C 25%			
rel. Volumenstrom [%]	75	100	125	150
Wirkungsgrad [%]	79,8	77,1	74,9	72,8

2.5.5 Versuchsdurchführung – Einbauvariante ‚Vertikal‘

Bei der vertikalen Einbauvariante wird der Wärmetauscher stehend, längs der Fensterleibung eingesetzt. Trotzdem darf anfallendes Kondensat die einzelnen Strömungskanäle nicht verstopfen. Das Kondensationsverhalten wird dafür in einem geeigneten Prüfpunkt untersucht ($\vartheta_{AU} = 4 \text{ °C}, \vartheta_{AB} = 21 \text{ °C}, T_{AB} = 75 \text{ %}$). Iterative Versuche zeigen, dass Kondensat bereits bei 6° Neigung des Wärmetauschers gut abläuft, eine weitere Neigung bringt kaum Verbesserung. 2 mm Plattenabstand haben sich als optimal erwiesen.

Mit der Kondensation verändert sich neben der Druckdifferenz auch der Wirkungsgrad des Wärmetauschers, wie in Abbildung 12 grafisch aufgetragen. Mit beginnender Kondensation zeigt sich der Einfluss der Kondensationsenthalpie in Form des steigenden Zuluftwirkungsgrads. Der Druckverlust im Wärmetauscher baut sich derweil bis zu einem Grenzdruck von ca. 45 Pa auf bis Kondensat partiell abläuft und der Druckverlust wieder sinkt. Die schlechtere Durchströmung senkt jedoch den Wirkungsgrad.

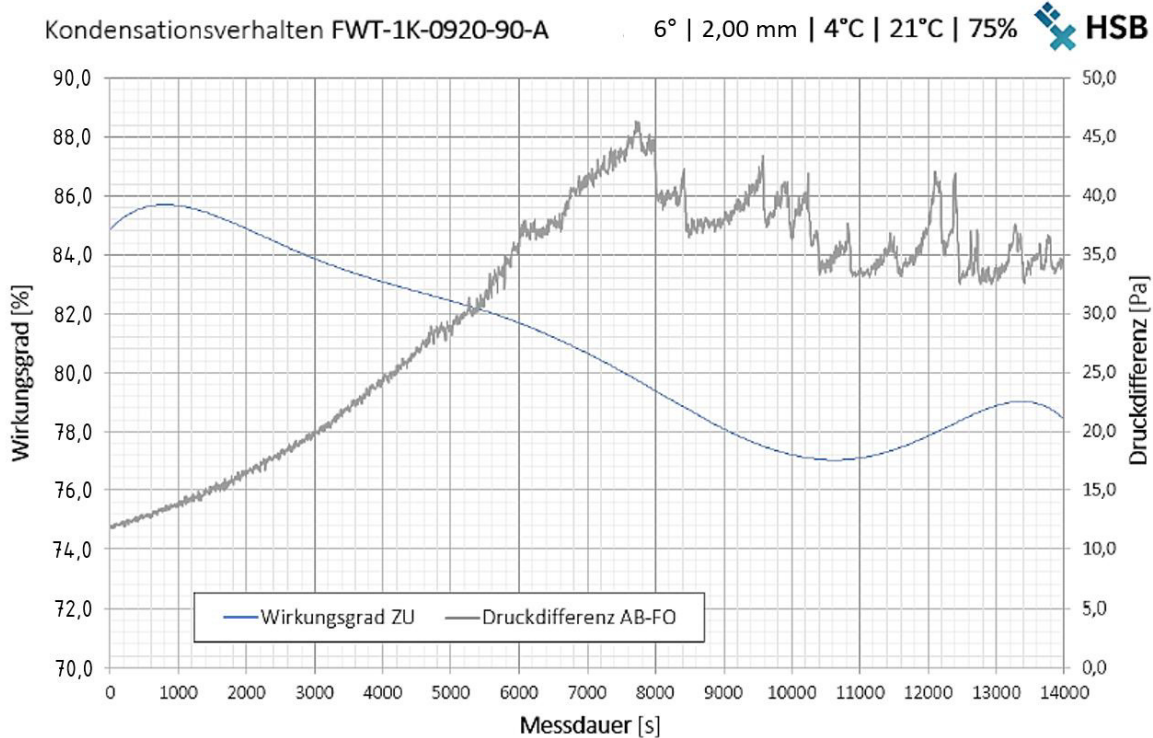


Abbildung 12: Kondensationsverhalten des FWT-vertikal für 6° Neigung und 2 mm Spaltabstand

Gefriert das Kondensat der Abluft aufgrund sehr kalter Außenluft, friert der Wärmetauscher ein und der Wärmeübergang wird unwirksam. Die Frostpunktuntersuchung in Tabelle 7 zeigt, dass der Wärmetauscher erst ab einer Außenlufttemperatur von $<-3\text{ °C}$ eine definierte Enddruckdifferenz von $>70\text{ Pa}$ erreicht und dementsprechend vereist ist.

Tabelle 7: Messergebnisse zur Definition des FWT-Frostpunkts ‚Vertikal‘

Außenlufttemperatur [°C]	Abluftfeuchte [%]	Volumenstrom [l/min]	Enddruckdifferenz AB-FO [Pa]	Frost
-10	50	const.	>70	x
-5	50	const.	>70	x
-3	50	const.	48	-
-1	50	const.	47	-

Spaltabstand: 2,0mm | Neigungswinkel: 6° | Ablufttemperatur: 21 °C

Zur Untersuchung des Auftauverhaltens wird der Wärmetauscher vereist und bei verschiedenen Temperaturen aufgetaut. Aus den Versuchsergebnissen in Tabelle 8 lässt sich entnehmen, dass die Auftaudauer in jedem Fall höchstens 1/4 der Einfrierdauer beträgt, wodurch später ein Vorheizregister nur zeitweise in Betrieb genommen werden muss.

Tabelle 8: Auftauverhalten des FWT, 'Vertikal'

Außenlufttemperatur [°C]	Auftautemperatur [°C]	Einfrierdauer* [min]	Auftaudauer** [min]	Verhältnis
-10	2	90	25	1:4
-10	4	90	20	1:5
-10	10	90	15	1:6

Spaltabstand: 2,0mm | Neigungswinkel: 6° | Ablufttemperatur: 21 °C | Abluftfeuchte: 50 % | Volumenstrom: const.
 * Dauer bis Enddruckdifferenz von 70 Pa
 ** Dauer bis Druckdifferenz <50 Pa

2.5.6 Versuchsdurchführung – Einbauvariante ‚Horizontal‘

Bei der horizontalen Einbauvariante wird der Wärmetauscher liegend längs der Fensterbank oder oberhalb des Fensterrahmens eingesetzt. Es ist daher kein zusätzlicher Neigungswinkel für den kontinuierlichen Kondensatablauf notwendig. Abbildung 13 zeigt das Kondensationsverhalten grafisch. Es ist zu erkennen, dass ein gleichmäßiger Kondensatablauf stattfindet. Es gibt keine Druckspitzen aufgrund partiell abtropfenden Kondensats. Zudem ist die Druckdifferenz deutlich geringer als bei vertikalem Einbau.

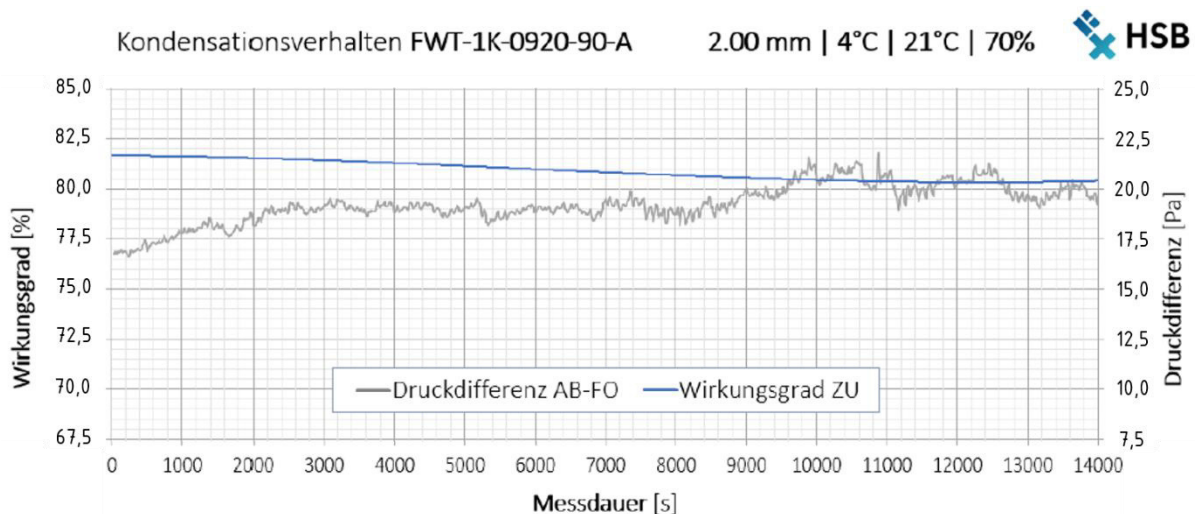


Abbildung 13: Kondensationsverhalten des FWT-horizontal für 2 mm Spaltabstand

Bei horizontalem Einbau läuft auch bei -4 °C Außenlufttemperatur weiterhin kontinuierlich Kondensat ab. Erst bei -6 °C kommt es zur allmählichen Vereisung, wie in Abbildung 14 zu sehen ist. Die Aufnahme der Endoskopkamera zeigt die partielle Vereisung der Strömungskanäle, die trotz der 15h Versuchsdauer nicht abgeschlossen scheint (Grenzdruck von 70 Pa wird nicht erreicht). Insgesamt schneidet der horizontale Einbau damit deutlich besser ab als der vertikale.

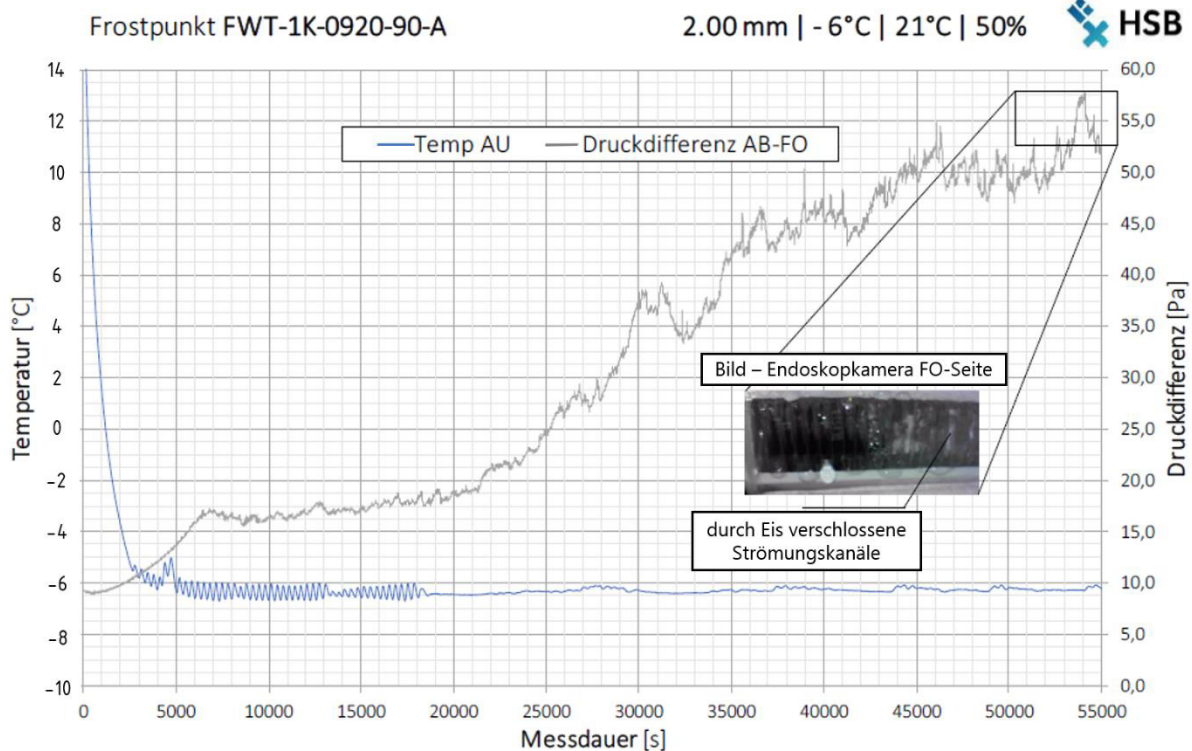


Abbildung 14: Frostpunkt des FWT-horizontal mit partiell eingefrorenen Strömungskanälen

Insgesamt wurden mit dem Prüfling über 200 Versuchsstunden absolviert. Auch nach mehrfacher Kondensation und Vereisung konnte in einem abschließenden Vergleichsversuch keine Beeinträchtigung von Druckverlust und Wärmerückgewinnungsgrad festgestellt werden.

2.6 Akustische Optimierung und Vermessung

2.6.1 Messaufbau und Rahmenbedingungen

Der Prototyp I ist bewusst so gestaltet, dass verschiedene Maßnahmen zur Reduzierung des Luftschalls getestet und bewertet werden können. In Kombination mit der drehbaren Aufhängung des Prototyp I wurde ein Messkanal entworfen, der zu einem Messaufbau führt wie er in Abbildung 15 dargestellt ist. Als Messgerät dient ein Brüel & Kjaer 2260 Investigator mit Messmikrofon und Schaumstoff-Windball.

Zur Bewertung von Schallreduzierungsmaßnahmen anhand des Kanalschalls ist der Bezug zwischen Kanalschall und dem Passivhauskriterium erforderlich. Dazu wird ein Ventilator des Prototyps I so eingestellt, dass mit Messung nach DIN EN ISO 3743-1 das Passivhauskriterium für Funktionsräume (30 dB(A) Schalldruckpegel) erfüllt wird. Der zugehörige Grenzwert für eine Kanalschallmessung wird durch einen Schalldruckpegel von 45 dB(A) auf der Auslassseite festgelegt.



Abbildung 15: Messaufbau für Kanalschallmessungen am Prototyp I

2.6.2 Versuche mit optimalen Schallreduzierungsmaßnahmen

Die Luftschallemissionen des Prototyp I bei Nennvolumenstrom von $33 \text{ m}^3/\text{h}$ werden in den zwei Betriebspunkten untersucht (MIN mit $\Delta p_{W\ddot{U}T,min} = 20 \text{ Pa}$ als „günstigster Fall“ des frisch eingesetzten Filters, MAX mit $\Delta p_{W\ddot{U}T,max} = 80 \text{ Pa}$ als „ungünstiger Fall“ des verschmutzten Filters). Das leere Gerät, ohne Auskleidung, liegt im Betriebspunkt MIN mit rund 58 dB(A) 13 dB über dem gesetzten Grenzwert. Einfache Maßnahmen zur Schallreduzierung, bestehend aus Blende oder Strömungswiderstand, bleiben ohne Wirkung. Deshalb erfolgt die „Komplettauskleidung“ aller Decken- und Wandflächen mit hochwertigem Schallabsorptionsmaterial (siehe Abbildung 16 und Abbildung 17). Zusätzlich dazu werden Strömungsführungen, Schalldämpferkulissen (Abbildung 19) oder Blenden (Abbildung 18) eingesetzt.



Abbildung 16: Komplettauskleidung der Kanäle, Seitenansicht

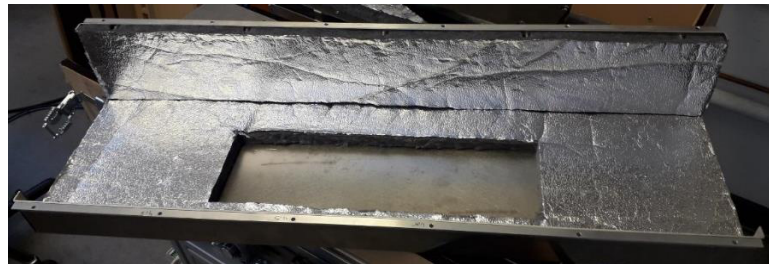


Abbildung 17: komplett mit Schalldämmmaterial eingeleidete Kanalwand



Abbildung 18: Blende (weiß) im komplett ausgekleideten Kanal



Abbildung 19: komplett mit Schalldämmmaterial ausgekleidete Kanalwand inkl. Schallkulissen

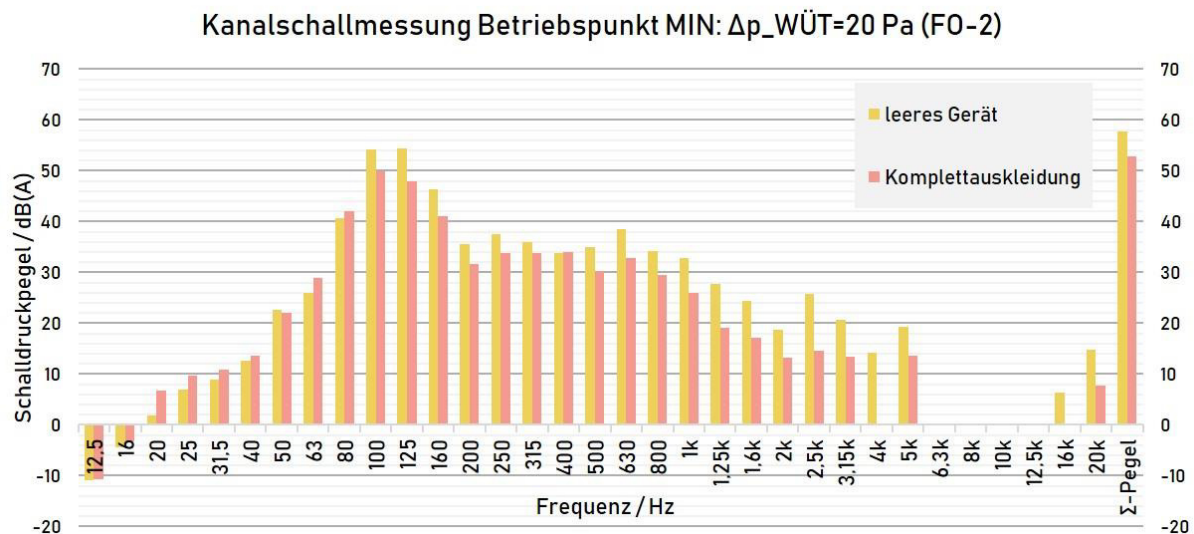


Abbildung 20: Kanalschall des Prototyp I mit und ohne Komplettauskleidung im Betriebspunkt MIN¹

Trotz Auskleidung aller Wandflächen und der Verwendung eines Einlauf rings für den Ventilator tritt nur eine Schallreduzierung um 5 dB auf (siehe Abbildung 20). Der Grenzwert von 45 dB(A) wird auch für das beste Ergebnis noch um 8 dB überschritten. Mit Zusatzmaßnahmen, wie Schallkulissen und Blenden wird aufgrund erhöhter Ventilatorleistung nur 1 – 4 dB Reduzierung erzielt.

¹ Hinweis: Einige Schalldruckpegel lagen unterhalb der Geräteempfindlichkeit und sind deshalb nicht dargestellt, der Summenpegel bleibt davon unbeeinflusst.

Kanalschallmessung mit Komplettauskleidung (FO-2)

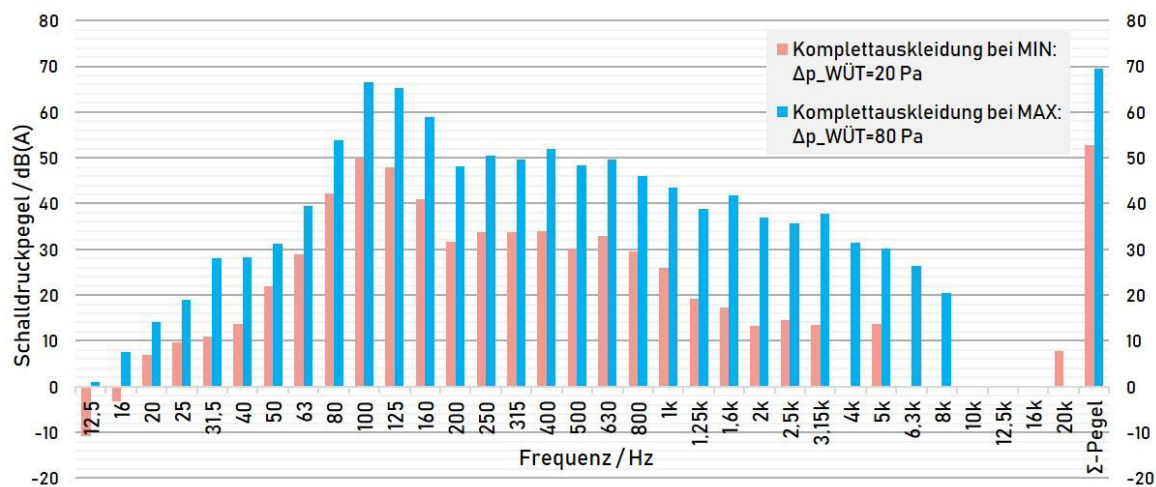


Abbildung 21: Kanalschall des Prototyp I mit Komplettauskleidung in beiden Betriebspunkten

Bei Betrieb des Prototyp I im ungünstigen Betriebspunkt MAX wird mit Komplettauskleidung der Grenzwert von 45 dB(A) sogar um 25 dB überschritten. Der Schwerpunkt der Schallemissionen wird für beide Betriebspunkte in den Terzbändern 100 und 125 Hz identifiziert. Zur Beseitigung dieses Schwerpunkts werden folgende Untersuchungen angestellt:

- Schwingungsmessungen an einem Blech nahe des Ventilatoreinlaufs, durchgeführt mit und ohne Versteifungsmaßnahmen (Ergebnis: Schwingungen sind nicht Schallquelle)
- Drehzahluntersuchung des Ventilators zur Identifikation einer möglichen Anregung (Ergebnis: 100/125 Hz Schallemissionen nicht drehzahlbedingt)
- Schalluntersuchung des Ventilators und Vergleich mit anderen Modellen

Der letzte Aspekt bedarf genauerer Ausführung, da die Wahl des passenden Ventilators die Schallemissionen des Lüftungsgeräts maßgeblich beeinflusst.

2.6.3 Alternativer Ventilator für Prototyp I auf Basis von Schallemissionsmessungen

Die ursprüngliche Wahl des Ventilators in Absprache mit dem Hersteller ebm-papst ist aufgrund der Schallemissionen erneut zu prüfen. Es werden vom Hersteller empfohlene Ventilatoren, inklusive des bislang verwendeten RER140-22/14N/2TDP als Referenz, schalltechnisch untersucht. Testbedingung ist eine freie Ausblasung und die Einsaugung durch den Messkanal mit Strömungswiderstand im Betriebspunkt MAX. Für eine konkrete Übersicht der Messergebnisse wird auf Tabelle 19 im Anhang verwiesen.

Das Modell REF 100-11/14 von ebm-papst (Ventilator 5 in Tabelle 19) wird aufgrund des niedrigsten Summenpegels und seines hochfrequenten Spektrums im Prototyp eingebaut. Eine erneute Schallmessung im Betriebspunkt MIN liefert Ergebnisse nach Abbildung 22.

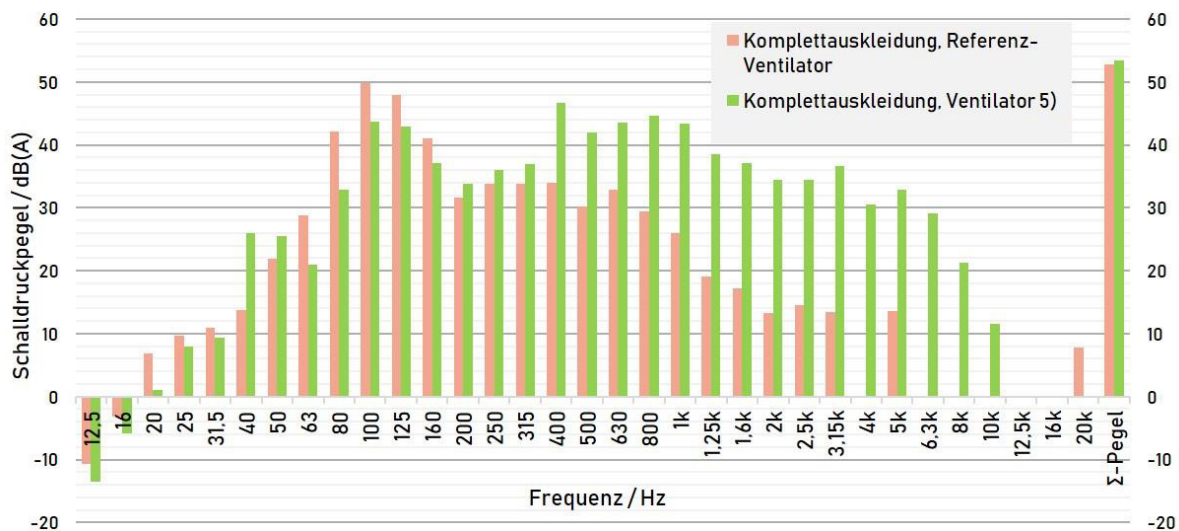
Kanalschallmessung Betriebspunkt MIN: $\Delta p_{W\ddot{U}T}=20\text{ Pa}$ (FO-2)


Abbildung 22: Kanalschall im Betriebspunkt MIN mit Komplettauskleidung für Ventilator 5) und Referenzventilator

Das Schallemissionsspektrum des Prototyp I ist bei Verwendung des REF 100-11/14 deutlich gleichmäßiger und hochfrequenter. Der Summenpegel der Schallemissionen kann im Betriebspunkt MIN jedoch nicht gesenkt werden.

2.6.4 Ausblick hinsichtlich der Luftschallreduzierung

Zur schalltechnischen Verbesserung des Prototyps werden die Hersteller der Ventilatoren und des Schallabsorptionsmaterials in Fachgesprächen hinzugezogen – inklusive einer Vorführung des Prototyp I seitens der ProVentecs GmbH.

Im Gespräch mit dem Ventilatorhersteller ebm-papst wird auf ein unvermeidliches Luftrauschen der Ventilatoren hingewiesen das an den Schaufeln entsteht. Mehr Spielraum wird dem elektrotechnisch bedingten Motorgeräusch von Ventilatoren eingeräumt. Der zu Beginn des Projekts ausgewählte Ventilator RER140-22/14N/2TDP bleibt diesbezüglich die bevorzugte Empfehlung des Herstellers. Im Gespräch mit der Cellofoam GmbH ist die klare Aussage des Herstellers, dass für eine erfolgreiche Dämpfung mit Absorptionsmaterial deutlich mehr Strecke zwischen Ventilator und Ausströmung notwendig ist. Insbesondere für die tiefen Frequenzen von 100/125 Hz sollte mit einer Strecke von $> 2\text{ m}$ gerechnet werden.

Bei einem kompakten, fensterintegrierten Lüftungsgerät liegt der Austritt der Zuluft in unmittelbarer Nähe zum Ventilator, was den Einsatz der empfohlenen Schalldämpferstrecke nicht ermöglicht. Unter diesem Umstand wird das gesetzte Ziel hinsichtlich der Luftschallemissionen nicht erreicht. Dass sich das Ziel mit zusätzlicher Schalldämpferstrecke erreichen lässt, zeigt ein Versuch mit einem zusätzlichen Rohrschalldämpfer (Abbildung 23).

Kanalschallmessung Betriebspunkt MIN: $\Delta p_{WÜT}=20$ Pa (F0-2)

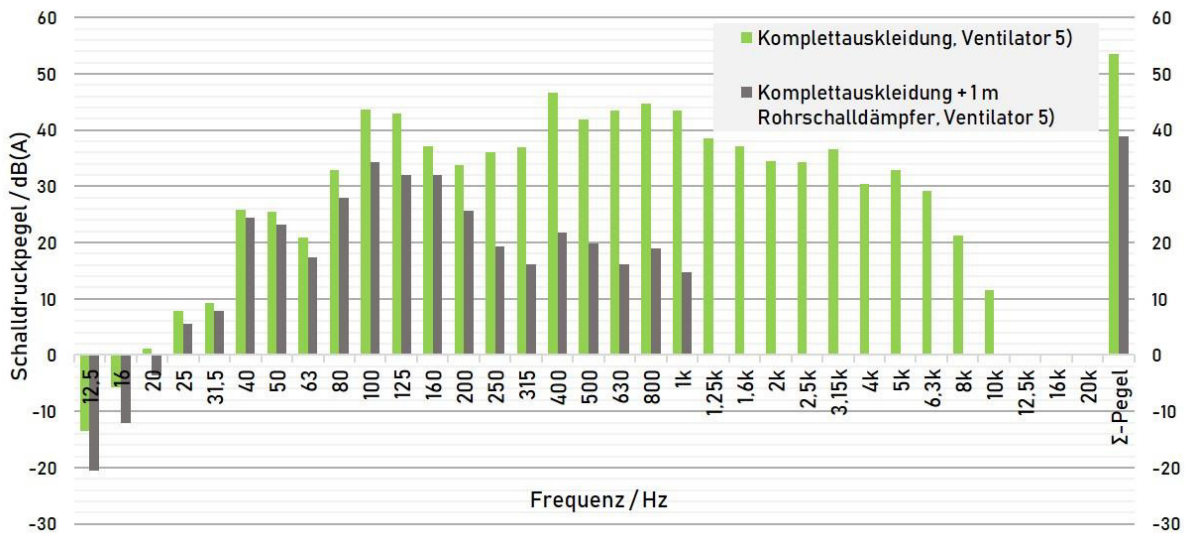


Abbildung 23: Einfluss eines externen Rohrschalldämpfers auf den Kanalschall

3. Ergebnisbewertung für den Prototyp I

Zur zusammenfassenden Bewertung werden die erzielten Ergebnisse den anfangs genannten Anforderungen an den Prototyp gegenübergestellt. Wie Tabelle 9 zeigt, wurden die thermodynamischen und strömungstechnischen Aspekte fast vollständig erfüllt. Thermodynamisch ließen sich zwar nur Prüfmuster des Filterwärmetauschers vermessen – nicht der Prototyp als Gesamtes – dies aber mit zufriedenstellendem Ergebnis. Durch die spezielle Auslegung auf ein derartiges Lüftungsgerät schafft der Filterwärmetauscher bei 800 mm Länge einen Volumenstrom von 33 m³/h bei Erreichung eines Wirkungsgrads von 77,1 %. (Die Weiterentwicklung des Wärmetauschers erreichte in ersten Vermessungen bereits >80 %). Das gesetzte Ziel von 80 % ist damit erreichbar.

Tabelle 9: Bewertung der erzielten Ergebnisse anhand der ursprünglichen Anforderungen

Kriterium	Soll	Ist	Bewertung
Nennluftvolumenstrom	mind. 30 m ³ /h	33 m ³ /h	erfüllt
Druckverlust über den Filterwärmetauscher	Betriebspunkt MIN: 20 Pa, \dot{V}_{Nenn} Durch variable FWT-Nachbildung anfahrbar		erfüllt
	Betriebspunkt MAX: 80 Pa, \dot{V}_{Nenn} Durch variable FWT-Nachbildung anfahrbar		erfüllt
Wärmerückgewinnungsgrad (für FWT)	80 %	77,1 % (>80 %)	erfüllt

Schallemissionen	$L_p < 30$ dB(A), [ca. 35 dB(A) Schallleistungspegel]	8–25 dB über Grenzwert (Kanalschallmessung ab „günstigstem“ Betriebspunkt)	deutlich verfehlt
körperschallarmer Aufbau	keine, in Verbindung mit dem Luftschall stehenden Körperschallschwingungen identifiziert		erfüllt
adaptive Anpassung	an verschiedene Fenster und Wanddicken	theoretisch möglich, aber nicht erprobt	-

Deutlich verfehlt wurde hingegen die geforderte Schallemissionsgrenze. In den Kanalschallmessungen wurde der Grenzwert zur Einhaltung um 8 dB im günstigsten Betriebspunkt überschritten, trotz günstigster Bedingungen. Ursache dafür ist die direkte Nähe von Ventilator und Zuluftauslass, wodurch auch viel Absorptionsmaterial kaum Wirkung erzielt. Durch den körperschallarmen Aufbau des Prototyps konnten zumindest Körperschallschwingungen als Mitursache ausgeschlossen werden.

Eine adaptive Anpassung des Prototyps stand aufgrund der vorrangigen Schalluntersuchungen nicht im Fokus und wurde wegen der zu hohen Schallemissionen auch nicht weiter untersucht. Der Betriebsmodus Fensterleibungsgerät wäre dennoch mit dem Prototyp möglich gewesen. Eine praktische Untersuchung zum Verhalten bei geringerem Bauvolumen, erreicht durch Einengung der Strömungskanäle, wurde aus gleichem Grund eingestellt.

Die Schlussfolgerung ist, dass grundsätzlich mit mehr Bauvolumen und insbesondere erhöhtem Aufwand für Schallreduzierungsmaßnahmen gerechnet werden muss. Die Versuchsergebnisse mit und ohne einen externen Schalldämpfer belegen dies. Eine ursprünglich geplante Bauhöhe des Lüftungsgeräts von ≤ 80 mm ist dementsprechend nicht erreichbar und kann auch für den zweiten Prototyp nicht als Zielstellung formuliert werden.

4. Entwicklungsarbeiten am Prototyp II

4.1 Technische Anforderungen

Das Wissen aus den Untersuchungen am Prototyp I wird genutzt, um einen verbesserten Prototyp II aufzubauen. Im Vordergrund der Entwicklung steht dieses Mal der Produktcharakter. Der Prototyp ist neben einer Weiterentwicklung auf dem Weg zum fertigen Produkt insbesondere als Präsentationsobjekt gedacht. Funktionalität und Flexibilität sind, neben geringen Schallemissionen, sehr wichtig.

Anforderungen an den zweiten Prototyp des Lüftungsgeräts:

- Nennluftvolumenstrom: 30 m³/h (60 m³/h)
- Druckverlust bis MAX_II (100 Pa, 60 m³/h), je nach Filterverschmutzung
- (Wärmerückgewinnungsgrad: >75 %)
- adaptive Anpassung an verschiedene Fenster (Rahmendicke)
- und verschiedene Wanddicken (Passivhauswand, schmale Altbauwand)
- einfacher Einbau/ Montage
- einfache Zugänglichkeit des Wärmetauschers und der Ventilatoren
- Schalldruckpegel im Raum: <30 dB(A), (entspricht ca. 35 dB(A) Schallleistungspegel)
- Körperschallentkopplung der Ventilatoren

Das Lüftungsgerät wird einen Schalldämpfer benötigen, wodurch mit deutlich über 80 mm Bauhöhe kalkuliert werden muss. Bei derartigem Bauhöhenzuwachs bietet sich die Möglichkeit an einen größeren Wärmetauscher für mehr Volumenstrom zu verbauen. Im Idealfall bleibt der Prototyp für den Betriebspunkt MAX_II (Mehrpersonenbetrieb mit 60 m³/h) unter dem geforderten Schalldruckpegel, auf jeden Fall gilt der Grenzwert aber für den Normalbetrieb (30 m³/h). Der Wärmerückgewinnungsgrad ist primär vom Wirkungsgrad des vermessenen Filterwärmetauschers abhängig ($\eta_{FWT} = 77,1\%$). In jedem Fall muss der Wärmetauscher für Nutzer zwecks Wechselintervall leicht zugänglich sein. Wartungspersonal sollte ohne Montagearbeiten die Ventilatoren austauschen können.

4.2 Konzepterstellung

Im Wesentlichen sind die Rahmendicke des Fensters und die Außenwandstärke entscheidend. Hier sind verschiedenste Maße möglich, wie in Tabelle 10 dargestellt. Die geringsten Wandstärken werden durch Wärmedämmverbundsysteme erreicht und sind auf teils sehr dünne Wärmedämmschichten (3-10 cm) zurückzuführen. Zweischalige Außenwände sind dagegen dicker. Da das Lüftungsgerät in Kombination mit einer Fenstersanierung angeboten werden soll, bieten sich passivhauszertifizierte Fenster als Orientierungspunkt an. Ein Blick in die Komponentendatenbank des Passivhausinstituts offenbart Rahmendicken im Bereich von ca. 80 – 160 mm. Eine Häufigkeitsverteilung dazu wird nicht angegeben, aus eigenen Erfahrungen kann aber mit 80 – 120 mm für viele Fälle gerechnet werden.

Tabelle 10: Wand- und Fensterrahmenstärken in verschiedenen Ausführungen

Wandtyp	Wandstärke
Wärmedämmverbundsystem	mind. 24 cm (baunetzwissen.de) 20,5 - 47,5 cm (DGfM, 2016)
Zweischalige Außenwand	mind. ca. 30 cm (baunetzwissen.de) ca. 44 cm (DGfM, 2016)
Einschalige Wand (Hochdämmende Steine)	36,5 - 49 cm (baunetzwissen.de) ca. 38 cm (DGfM, 2016)
Fenstertyp	Rahmendicke
Passivhausfenster (z.B. Kunststoff, Holz)	ca. 80 - 160 mm (Passivhaus Institut)



Abbildung 24: Modellwand zu Präsentationszwecken

Weiterhin muss der Prototyp aber auch in die dafür vorhandene Modellwand mit Fenster (Abbildung 24) passen, damit er als Präsentationsobjekt eingesetzt werden kann. Seine Breite ist dadurch auf 750 mm limitiert. Eine geschätzte Skalierung des Filterwärmetauschers auf 60 m³/h für 700 mm Länge ergab, unter Beibehaltung der bewährten Geometrie, eine Breite von rund 140 mm mit Filter im Gehäuse (Abbildung 25). Um die gesamte Kartusche zu entnehmen, muss sie zwischen Fensterrahmen und Innenwand wie gezeigt vorbeigeführt werden, wenn das Lüftungsgerät komplett in der Wand verputzt wird. Für den ungünstigen (aber eher unwahrscheinlichen) Fall einer sehr dünnen Wand mit dickem Fenster wird dies allerdings schnell unmöglich, weshalb ein sinnvoller Mittelweg zu wählen ist.

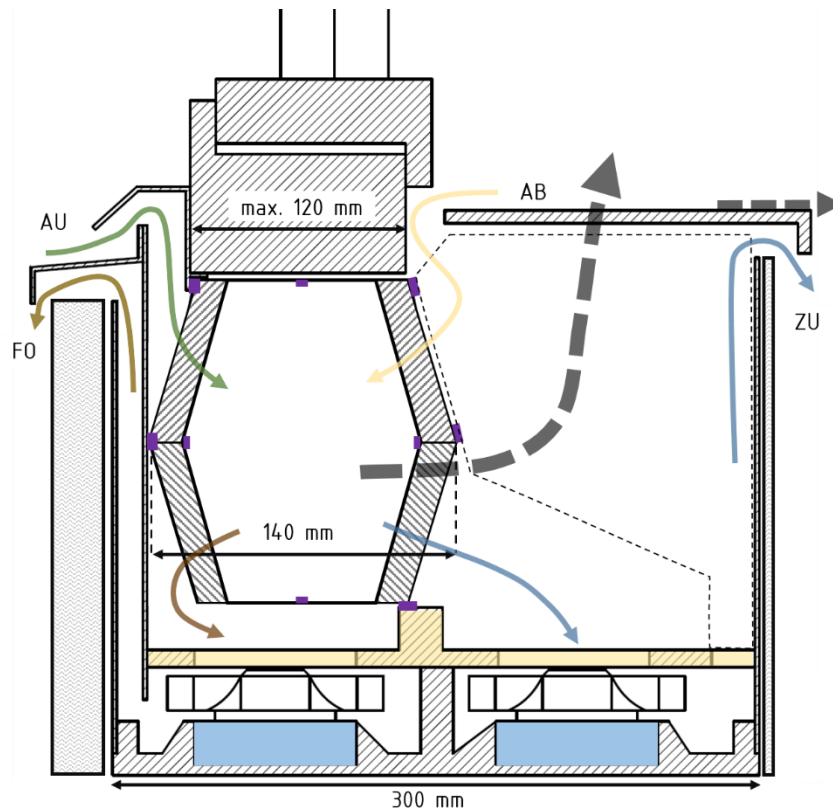


Abbildung 25: Konzeptskizze des Prototyp II

Dem Prototyp wird eine Tiefe von 300 mm eingeräumt, wie Abbildung 25 zeigt. Die Mehrheit der Wände kann damit bedient werden. Bei dieser maximalen Tiefe kann ein Fensterrahmen höchstens rund 120 mm dick sein, damit die Kartusche entsprechend der Darstellung noch herausgenommen werden kann. Die Dichtebenen für die Kartusche (violett) liegen definiert im Inneren des Prototyps, sodass es zu keinem falschen Einsatz der Kartusche kommen kann. Zur Entnahme von Schalldämpfer und Kartusche braucht nur die Fensterbank wie angedeutet hervorgezogen werden. Der Schalldämpfer wird im gestrichelt dargestellten Bereich untergebracht und bedarf konkreter Auslegung. Er wirkt sowohl für Zu- als auch Abluftstrom. Zur Reduzierung von Druckverlusten und letztendlich auch Schallemissionen sind die Querschnitte so gewählt, dass Strömungsgeschwindigkeiten $> 1,5$ m/s vermieden werden.

Im unteren Bereich des Prototyps sind EPP-Formteile vorgesehen, um komplexe Bauteilformen kostengünstig zu realisieren. Durch das Anheben des Trennelements (gelb) sind die Ventilatoren zu Wartungszwecken erreichbar. In der gezeigten Konzeptskizze sind zudem Massfundamente (blau) angedeutet, die der Schwingungsdämpfung dienen. Sämtliche Vertiefungen werden als Kondensatwanne und zur Rückbefeuchtung der trockenen Zuluft genutzt.

4.3 Konstruktion

Insgesamt ist der Prototyp auf vier EPP-Formteile beschränkt. Eine Grundebene bildet die Basis und dient zeitlich als Kondensatwanne (Abbildung 26: Pos. 1). Durch einfache Vertiefungen lassen sich Ventilatoren, Kondensatschläuche und ein Füllstandmelder ohne Montageaufwand auswechseln/ platzieren. Front- und Rückseite zur Innen- und Außenwand hin werden im Bedarfsfall nur verputzt und müssen höhere Stabilität aufweisen. Sie sind daher aus Stahlblech, welches in Nuten eingesetzt und verklebt wird.

Die Trennebene (Pos. 2) aus EPP separiert Saug- und Druckseite der Ventilatoren und beinhaltet gleichzeitig dessen Einströmöffnungen. Auflagekanten und Haltefüße sichern den benötigten Abstand zu den Ventilatorlaufrädern. Über eine runde Kante der Trennebene (Abbildung 26: Vergrößerungsansicht) bleibt die Kartusche nach dem Einsetzen in Position, der Klemmkeil sichert sie endgültig und stellt die Dichtungsfläche für den Schalldämpfer her.

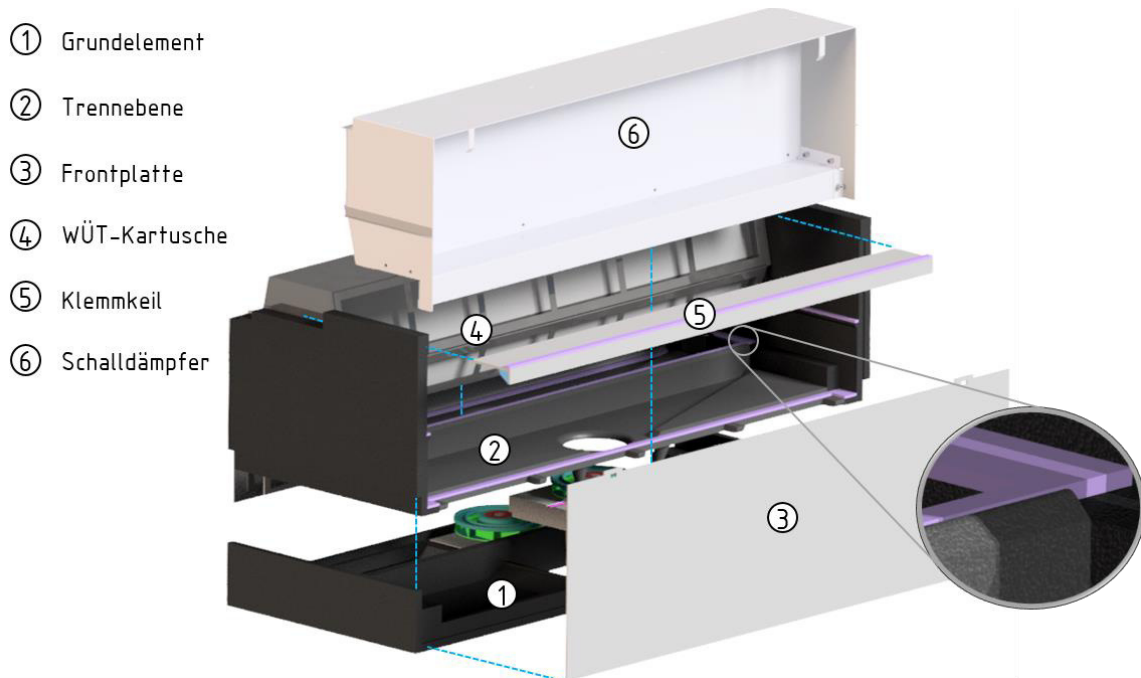


Abbildung 26: Explosionszeichnung des Prototyp II (ohne Fenster und Außenanbaukomponenten)

Beim Einbau des Lüftungsgeräts in verschiedene Fensterbereiche ist eine definierte Positionsabhängigkeit in Form eines Kantenprofils umgesetzt (Abbildung 27), welches immer an der Außenkante des Fensterrahmens verschraubt ist und als Anschlagfläche für den Prototyp dient. Je nach Fenster können vorgefertigte Kantenprofile verbaut werden, eine notwendige Anpassung der Außenfensterbank auf den jeweiligen Anwendungsfall ist aber unvermeidlich. Der Prototyp selbst bleibt für jede Einbausituation gleich.

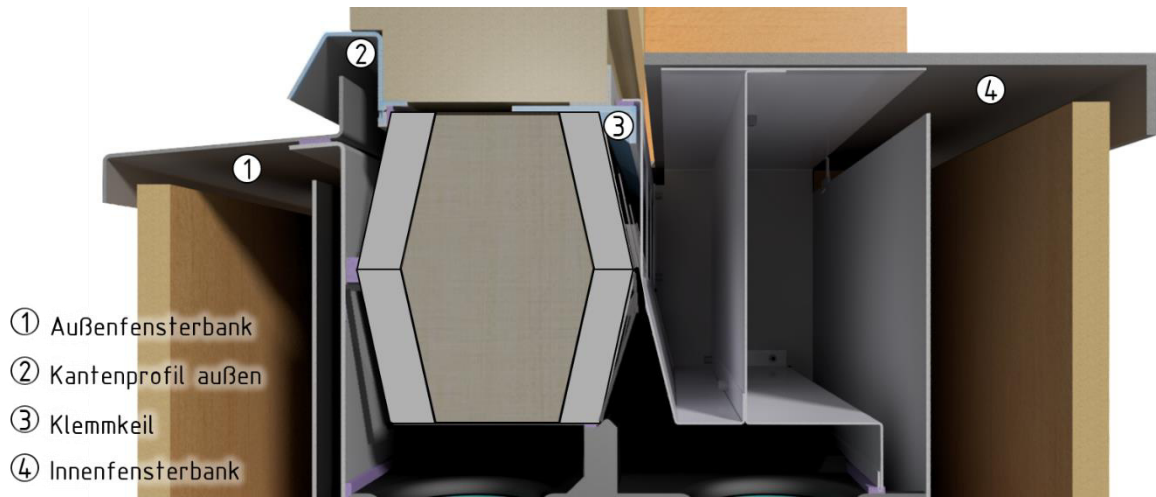


Abbildung 27: Halbschnitt senkrecht zur Fensterfläche durch den Prototyp II

Bis 115 mm darf der Fensterrahmen tief sein, bevor die Entnahme von WÜT-Kartusche und Schalldämpfer nicht mehr möglich ist. Ein leichtes Ankippen von Kartusche und Schalldämpfer ermöglicht das Entnehmen im Grenzfall. Die laut Konzept angedachten 120 mm Rahmentiefe können mit der Konstruktion leider nicht abgedeckt werden.

4.4 Strömungssimulation am CAD-Modell

Um die gleichmäßige Anströmung des Wärmetauschers zu gewährleisten und die Zu-/Abluftstrom-Balance zu prüfen, werden Strömungssimulationen mit einem CFD-Tool durchgeführt. Als Grundlage dient eine Spiegelhälfte des erstellten CAD-Modells mit Spiegelachse durch die Ventilatormitte. Modellvorgabe ist 30 m³/h pro Luftstrom und Spiegelhälfte, sowie ca. 60 Pa Druckverlust über den Wärmetauscher. Dieser ist in drei gleichgroße Segmente pro Hälfte geteilt, damit die Massenstromverteilung entlang der z-Achse entsprechend Abbildung 28 sichtbar wird.

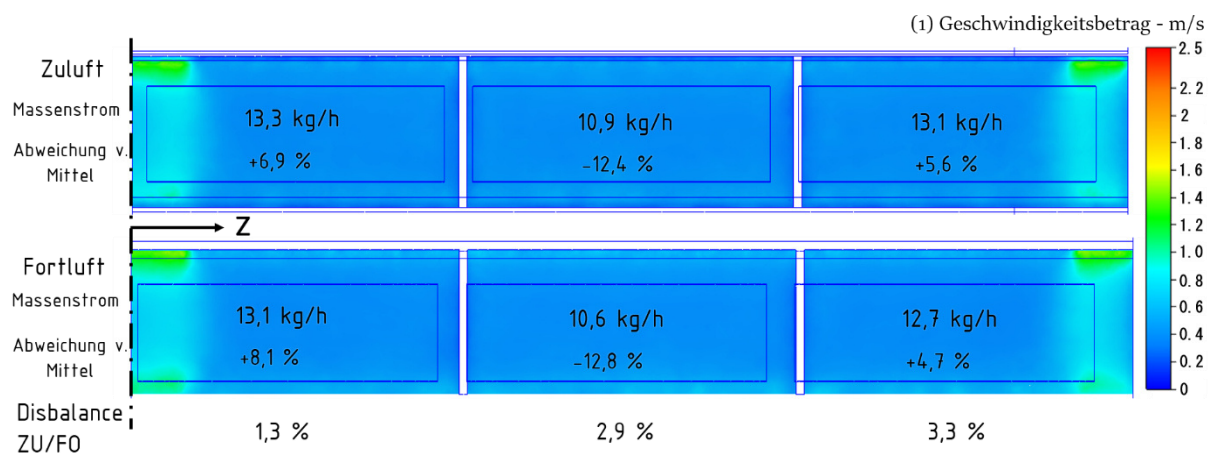


Abbildung 28: Geschwindigkeitsverteilung an den Ausströmungen des Wärmetauschers

Besonders entscheidend ist die geringe Disbalance von max. 3,3 %, was auf die Symmetrie des Lüftungsgeräts zurückzuführen ist. Eine größere Abweichung führt zu Einbußen beim Wärmetauscherwirkungsgrad. Abweichungen des Betriebsmassenstroms vom Mittel sind hingegen nicht so gravierend. Laut der thermodynamischen Vermessung (siehe Kapitel 2.5.5) sorgt eine Erhöhung auf 125 % des Nennvolumenstroms nur für eine Wirkungsgradreduzierung um rund zwei Prozentpunkte.

Weiterhin werden die Aus- und Einströmungen der Luft am Lüftungsgerät untersucht, um kritische Bereiche aufzudecken. In Abbildung 29 sind die Geschwindigkeitsfelder der Zu- und Abluftsimulation in einer Grafik zu sehen. Es fällt die erhöhte Strömungsgeschwindigkeit in der Abluftansaugung auf, wo jedoch optisch bedingt keine Kanalerweiterung möglich ist. Eine zukünftige Optimierung der Geometrie ist aber ratsam. Auf der Zuluftseite tritt wie erwartet ein Coandă-Effekt ein, der die Strömung an der Wand entlanglaufen lässt. Einem Luftkurzschluss wird damit vorgebeugt.

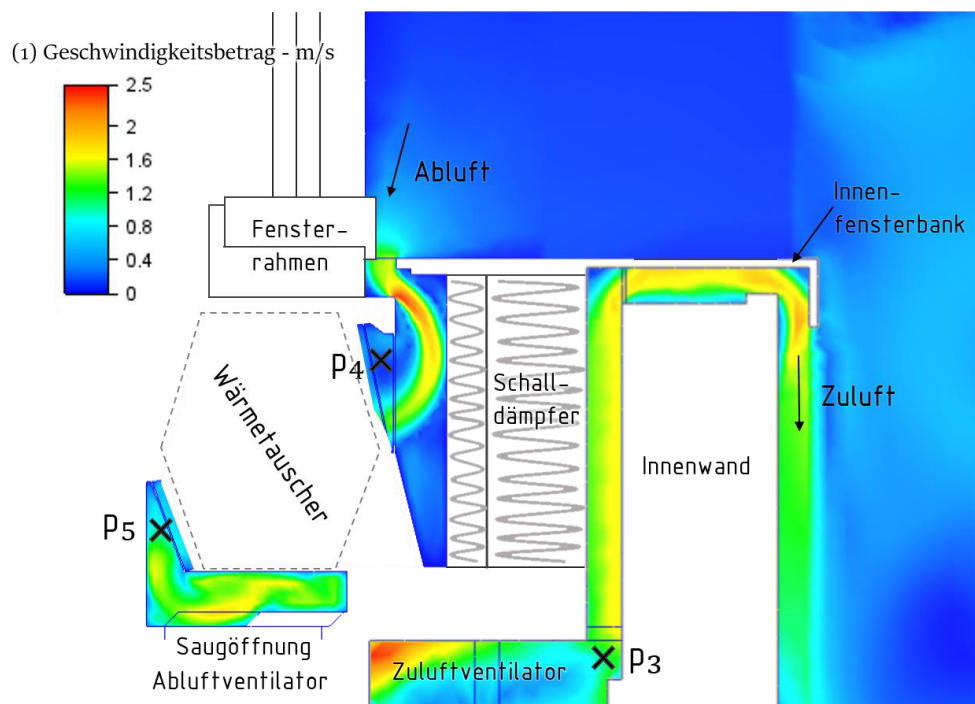


Abbildung 29: Geschwindigkeitsfelder der Zu- und Abluft im Bereich des symmetrischen Schnitts

Eine ähnliche Verteilung der Geschwindigkeitsfelder findet sich auf der Außenseite. Abbildung 30 zeigt die Simulationsergebnisse für die Fort- und Außenluft ebenfalls in einer Grafik. Erhöhte Strömungsgeschwindigkeiten sind diesmal vor allem im Fortluftkanal hervorzuheben. Für 60 m³/h ist dieser zu schmal, wegen der maximalen Gerätetiefe von 300 mm kann er aber nicht breiter ausfallen. In einer künftigen Konstruktion besteht hier Optimierungsbedarf, gleiches gilt für die Außenluftansaugung. Die 180° Kanalumlenkung für den Schlagregenschutz muss dabei erhalten bleiben.

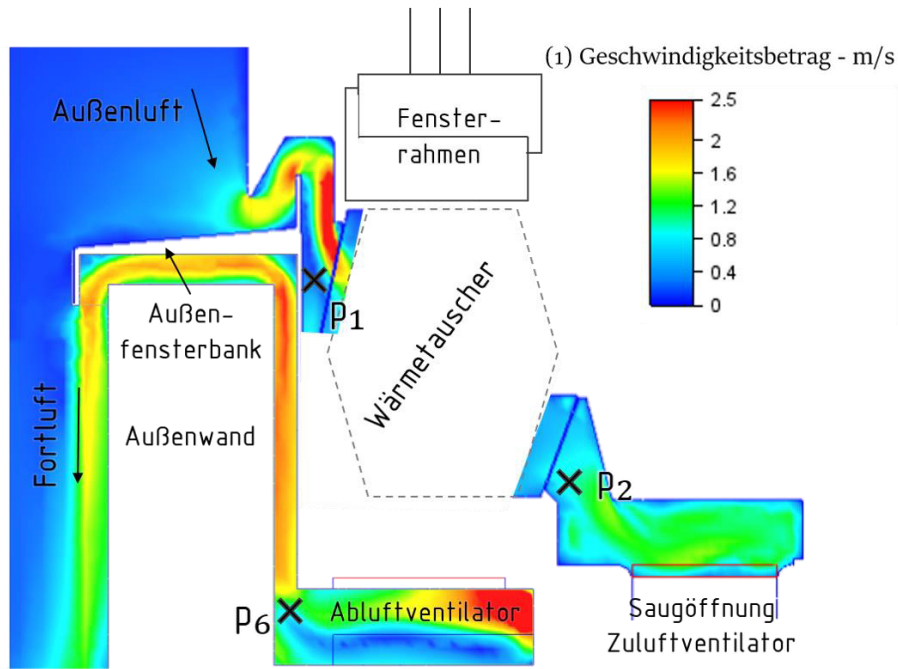


Abbildung 30: Geschwindigkeitsfelder zu Fort- und Außenluft im Bereich des symmetrischen Schnitts

Weiterhin lässt sich die Ausströmung der Zuluft grafisch aufzeigen. Es lässt sich in Abbildung 31 erkennen, dass eine gleichmäßige Ausströmungsgeschwindigkeit entlang der z-Achse herrscht. Strömungsgeräusche und Verwirbelungen werden so reduziert. Der vorab gezeigte Coandă-Effekt ist entlang der gesamten Fensterbank gewährleistet.

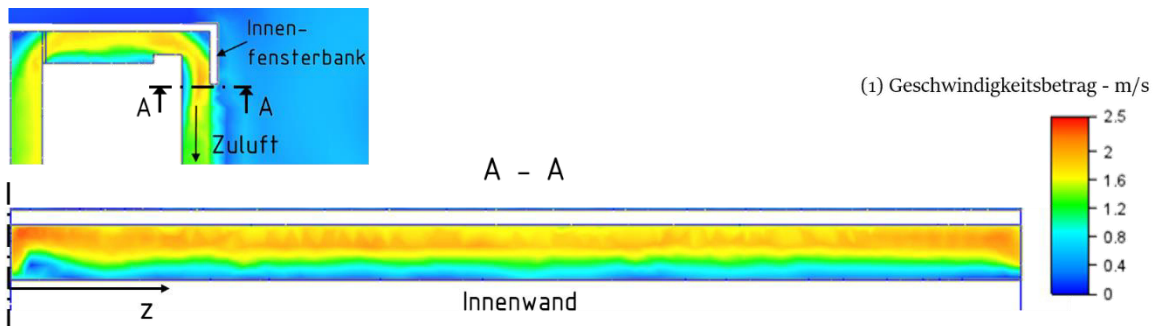


Abbildung 31: Geschwindigkeitsfeld der Zuluftöffnung unter der Innenfensterbank

Zuletzt werden noch die Druckverluste der Ein- und Ausströmungen untersucht. Sie stellen ein Maß für Reibungsverluste und damit auch für mögliche Strömungsgeräusche dar. Die Drücke p_1 bis p_6 aus den Schnittdarstellungen werden aufgenommen und über die z-Achse gemittelt, um sie mit Messungen am fertigen Prototyp zu vergleichen. Die Messergebnisse werden an dieser Stelle vorausgegriffen, ein Vergleich liefert Tabelle 11.

Tabelle 11: statische Drücke p_1 bis p_6 (gegen Umgebung) – Vergleich von Messung und Simulation

Druck / Pa	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6
Simulation	-10,2	-57,6	6,8	-4	-52,6	9,7
Messung	-7	-64	4	-2	-63	8

Obwohl sich in der Messung der Zustand der Strömungssimulation nicht genau nachstellen ließ, erkennt man die Übereinstimmung. In beiden Fällen heben sich die recht hohen Druckverluste der Außen- und Fortluftseite ab, ausgelöst durch die teils erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten. Die angesprochene Optimierung/Verbreiterung der Strömungskanäle in einer weiterentwickelten Konstruktion kann auch hier Abhilfe schaffen.

4.5 Schalldämpferauslegung

4.5.1 Rahmenbedingungen

Ziel ist es den Schalldämpfer so auszulegen, dass das Lüftungsgerät das anfänglich formulierte Kriterium von 35 dB(A) maximalem Schalleistungspegel erfüllt. Ausgangspunkt sind die Schallemissionen des Ventilators (Abbildung 32) im ungünstigsten Betriebspunkt MAX_II (Mehrpersonenbetrieb mit 60 m³/h, 100 Pa), ermittelt in einer Schallemissionsmessung mithilfe des Messkanals. Damit der Summenpegel auf unter 35 dB(A) fällt, muss eine Dämpfung im Bereich von 50 Hz bis 8 kHz erfolgen, teilweise um bis zu >20 dB.

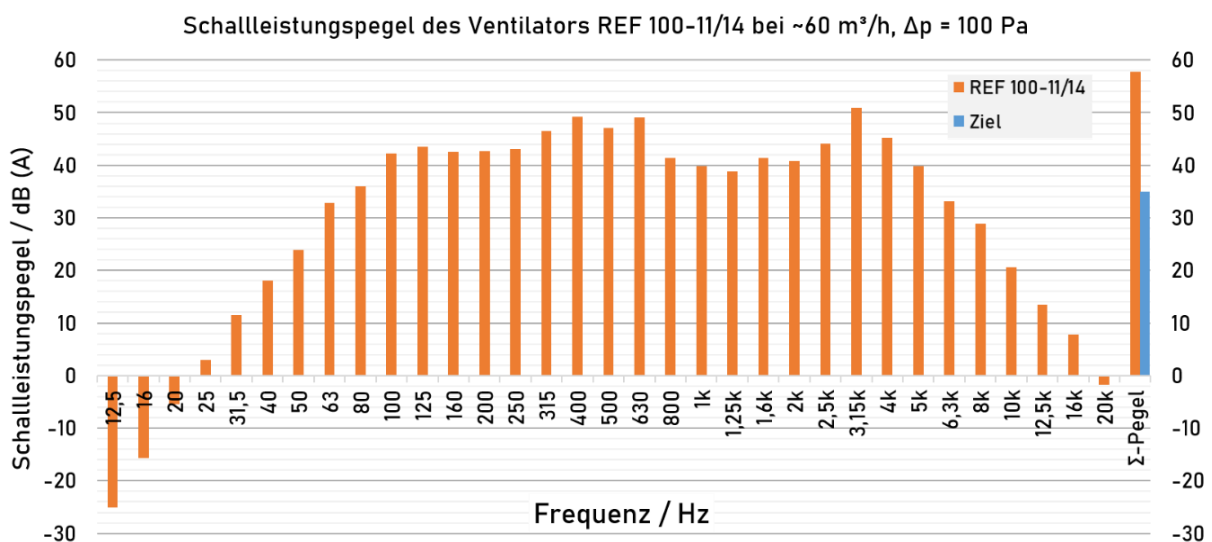


Abbildung 32: Schalleistungspegel eines Ventilators für den Prototyp II, maximaler Betriebspunkt

Um verschiedene Möglichkeiten der Schalldämpfung zu erproben, ohne dass umfangreiche Versuchsaufbauten erforderlich sind, sollen Akustiksimulationen mit dem Acoustics Module von COMSOL Multiphysics durchgeführt werden. Auf der Abluftseite ist aufgrund des Wärmetauschers und des längeren Strömungswegs mit weniger Schallemissionen zu rechnen als auf der Zuluftseite. Die Kammeraufteilung des Schalldämpfers in Abbildung 33 von ca. 2:1 lässt daher noch genug Platz für Strömungskanal und Schalldämpfung auf der Abluftseite.

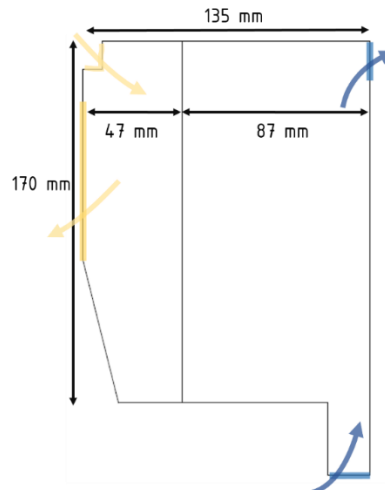


Abbildung 33: Rahmenmaße des Schalldämpfers und Luftführung

4.5.2 Modellerstellung in COMSOL

Um Akustiksimulationen durchzuführen wird ein vereinfachtes CAD-Modell der Zuluftseite des Prototyps erstellt. Die Abluftseite wird nicht simuliert, da die Schallabsorptionsparameter des Filterwärmetauschers unbekannt sind und diese Seite schalltechnisch weniger kritisch ist. Einen Überblick über die Randbedingungen und allgemeine Modellparameter gibt Tabelle 12.

Tabelle 12: Randbedingungen und allgemeine Modellparameter des COMSOL Schalldämpfer-Modells

Randbedingungen und allgemeine Modellparameter	Wert/ Eigenschaft
Schallleistung Eintritt	Schallleistung REF 100-11/14 (60 m ³ /h, 100 Pa) in Terzen
Eintritt-Ports	4 Stück
Austritt-Ports	27 Stück
Fluidmaterial	Luft
Fluidtemperatur	20 °C
Druck	1013 mbar
Frequenzbereich Berechnung	30 – 6000 Hz
Schrittweite Berechnung	10 Hz [30 – 1000 Hz] 50 Hz [1000 – 6000 Hz]
Netzauflösung	$Elementgröße = \left[\frac{\lambda_{6000\text{ Hz}}}{6} \dots \frac{\lambda_{6000\text{ Hz}}}{4} \right]$

Am Eintritt (Abbildung 34 Pos. 2) wird die frequenzabhängige Schallleistung des Ventilators hinterlegt. Damit sich die Moden der Schallwelle in dem Querschnitt ausbilden können, ist eine Vorlaufstrecke mit schallharten Wänden an Ein- und Austritt erforderlich (Pos. 4). Moden sind Wellenanordnungen, die sich in der Querschnittsebene des Kanals ausbilden und in COMSOL jeweils genau einem Port zugeordnet werden. Jede Mode besitzt eine kanalquerschnittsabhängige Grenzfrequenz oberhalb der sie sich nicht mehr ausbilden kann. Ein Port stellt einen reflexionsfreien Kanalschnitt dar. (COMSOL Multiphysics, 2018)

Der Frequenzbereich der Berechnungsstudie ist sinnvoll und ressourcenoptimiert einzugrenzen. In Testsimulationen mit Schallabsorptionsmaterial erwiesen sich Einzelpegel von ≤ 10 dB(A) ab 5 kHz mit sinkender Tendenz, weshalb nur Frequenzen bis 6000 Hz betrachtet werden. Zudem ist mit einem großen Frequenzbereich auch hoher Rechenaufwand verbunden. Aus gleichem Grund wird die Netzauflösung auch nur so hoch gewählt, wie in Beispielmolellen und im User's Guide empfohlen.

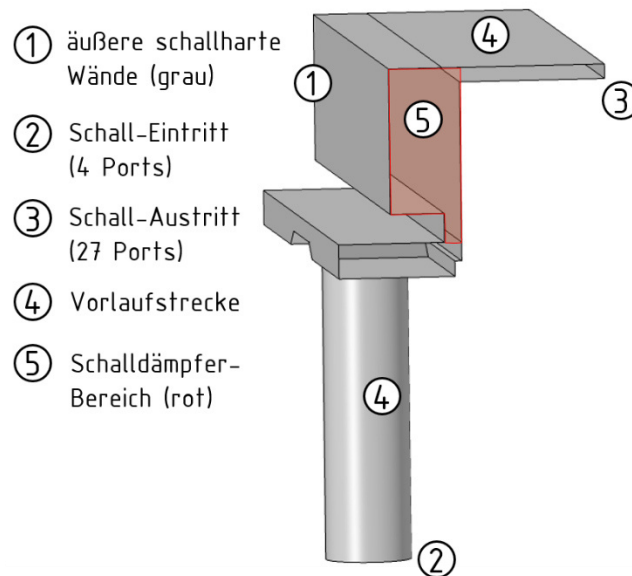


Abbildung 34: COMSOL Roh-Modell zur Simulation der Zuluftseite

Das dargelegte Modell kann nur die Schallausbreitung bis zum Auslass in den Raum berücksichtigen. Häufig kommt es aber an Kanalauslässen in den Raum aufgrund des plötzlichen Querschnittsprunges zur Mündungsreflexion. Mit einem Berechnungsansatz lässt sich die zugehörige Dämpfung für quadratähnliche Auslässe abschätzen. Je stärker ein Auslass davon abweicht, desto größer ist aber die Unsicherheit. Aufgrund der schlitzartigen Gestalt des Luftauslasses am Prototyp (700 x 20 mm) wird aus Sicherheitsgründen zunächst auf die Berücksichtigung der Mündungsreflexion verzichtet.

4.5.3 Simulationen mit gängigen Maßnahmen

Um einen Vorausblick auf die Chancen zur Erreichung des Ziels (Schalleistungspegel < 35 dB(A)) zu erhalten, werden vorab gängige Maßnahmen der Schalldämpfung simuliert. In Abbildung 52 ist der Schalleistungspegel am Schalldämpferausstritt für verschiedene Maßnahmen aufgetragen, darunter auch der leere Schalldämpfer. Zum Vergleich ist der Pegel am Eintritt (Input durch Ventilator) ebenfalls aufgeführt.

Die einfachste Form der Schalldämpfergestaltung stellt eine Auskleidung der Kammer mit Absorptionsmaterial dar. Hierfür wird der entsprechende Bereich im COMSOL-Modell mit einem Strömungswiderstand als Absorptionsmaterial definiert (siehe Abbildung 35). Lockeres

Material (z.B. Mineralwolle) wird mit $\varepsilon = 8.000 \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}$ und ein optimal ausgelegtes Schallabsorptionsmaterial mit $800 \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{m}} < \varepsilon d_s < 2.000 \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{m}}$ angegeben (Fuchs, 2007). Beide Varianten werden mit einer Schichtdicke $d_s = 63 \text{ mm}$ simuliert. In Abbildung 52 ist allerdings nur die zweite Variante mit $16.000 \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}$ aufgeführt, da dieses Material ab ca. 2,5 kHz tendenziell etwas effektiver ist. Es ist ersichtlich, dass das Absorptionsmaterial bei mittleren aber besonders bei hohen Frequenzen viel Dämpfung bewirkt. Tiefe Frequenzen werden nur schwach gedämpft, dies ist ein bekanntes Problem in der Praxis.

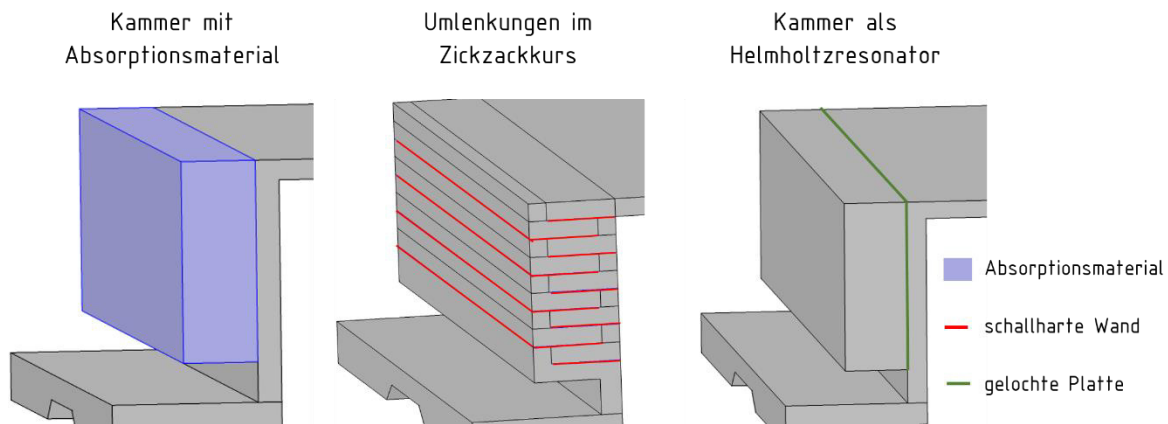


Abbildung 35: Modellierung verschiedener Schalldämpf-Maßnahmen in COMSOL

Ein weiterer Versuch wird mit Umlenkungen entsprechend Abbildung 35 durchgeführt, da diese ebenfalls häufig in der Praxis zur Anwendung kommen. Die zugehörige Dämpfung ist vergleichsweise schwach, selbst die leere Schalldämpferkammer schneidet besser ab.

Auch ein Helmholtzresonator wird untersucht, welcher in Form einer gelochten Platte der Stärke t_0 , des Lochdurchmessers d_0 und des Lochflächenanteils σ umgesetzt wird. Anders als Absorptionsmaterial, kann der Resonator für tiefe Frequenzen ausgelegt werden (hier ca. 100 Hz). Dieser wirkt dann allerdings sehr schmalbandig.

Das Absorptionsmaterial ist die beste Einzelmaßnahme, allerdings mit noch einem deutlich zu hohen Schalleistungspegel von 47 dB(A) am Austritt. Um mit gegebenen Mitteln dennoch eine größtmögliche Dämpfung zu erzielen, sollen im nächsten Schritt Helmholtzresonator und Absorptionsmaterial kombiniert werden.

4.5.4 Simulationen mit kombinierten Maßnahmen

Um ein optimiertes Verhältnis von Absorptionsmaterial und Resonator zu ermitteln, wird das Materialvolumen iterativ erhöht, sodass alle Frequenzen $\geq 800 \text{ Hz}$ zumindest unterhalb von 30 dB(A) bleiben. Dies ist der Fall für eine 100 mm lange Absorberstrecke (Abbildung 36). Das Restvolumen kann mit einem Helmholtzresonator bestückt werden, welcher mittels eines erstellten Excel-Tools auf die Frequenzen der verbliebenden Peaks ausgelegt ist. Dennoch bleibt der gezeigte Summenpegel mit ca. 47 dB(A) genauso hoch wie als wenn nur

Absorptionsmaterial verwendet wird. Hauptsächlich ist dies auf den hohen Volumenbedarf des Helmholtzresonators zurückzuführen.

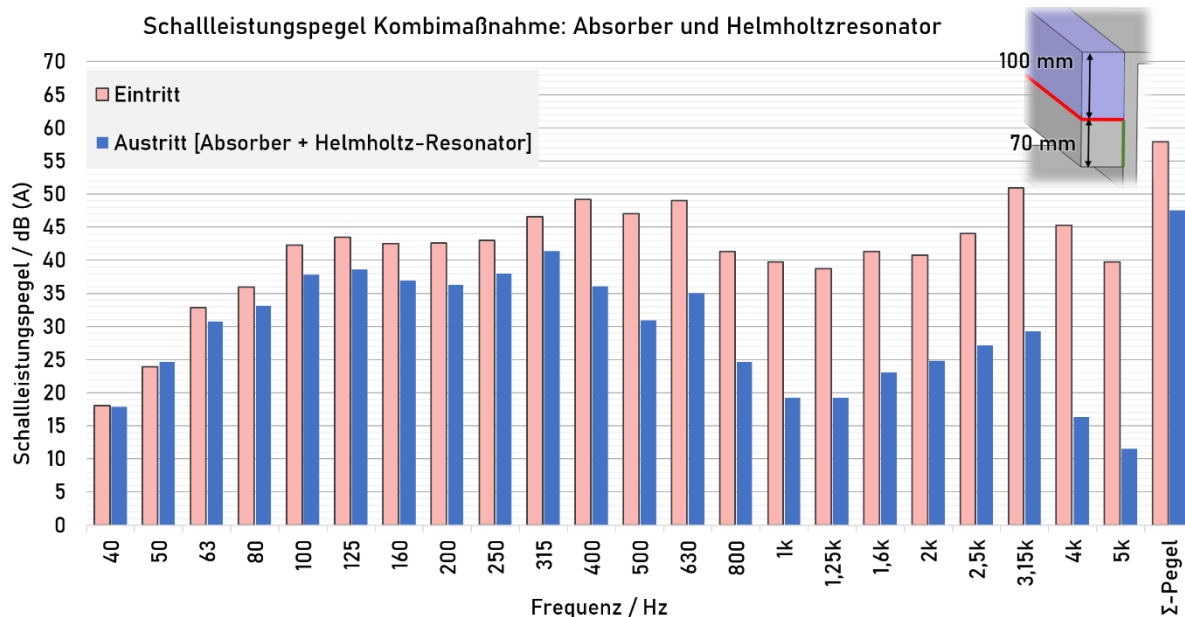


Abbildung 36: Simulationsergebnis für Kombination aus Absorptionsmaterial und Helmholtzresonator

Es bleibt zu erwähnen, dass zudem Umlenkungen mit Absorptionsmaterial getestet wurden, angefangen bei zweifacher bis hin zu mehreren Umlenkungen in Form einer Labyrinthstrecke. Alle Simulationsergebnisse offenbarten jedoch Summenpegel von >47-50 dB(A), teilweise sogar >50 dB(A). Mit wachsender Anzahl an Umlenkungen sinkt das verfügbare Volumen für Absorptionsmaterial und damit auch die Dämpfung.

Zur Plausibilitätsprüfung der Ergebnisse wurde ein kombiniertes Modell mit feiner aufgelöstem Frequenzbereich und ebenso mit feinerem Netz simuliert. Eine Abweichung der Ergebnisse konnte nicht festgestellt werden.

Insgesamt verbleibt die Kammer mit Absorptionsmaterial als bester Schalldämpfer, es muss allerdings mit rund 47 dB(A) Schalleistungspegel für den Betriebspunkt von 60 m³/h und 100 Pa gerechnet werden.

4.6 Aufbau und Inbetriebnahme

Hauptkomponenten des Prototyps sind die EPP-Formteile, welche in einem späteren Serienprodukt glatt aufgeschäumt würden. Durch den einmaligen Mustercharakter ist die Oberfläche allerdings CNC-gefräst und dementsprechend rauer. Der fertig aufgebaute Prototyp ist in Abbildung 38 dargestellt. Einen Blick auf die Dichtebenen und auch die Kondensatabfuhr bietet Abbildung 37. Im Zuluftkanal des Schalldämpfers ist eine rund 60 mm dicke Schicht des Absorptionsmaterials F800 FR HO ALG-01 von Cellofoam eingesetzt (Abbildung 39).



Abbildung 37: Innenansicht des Prototyp II ohne Wärmetauscher und Schalldämpfer

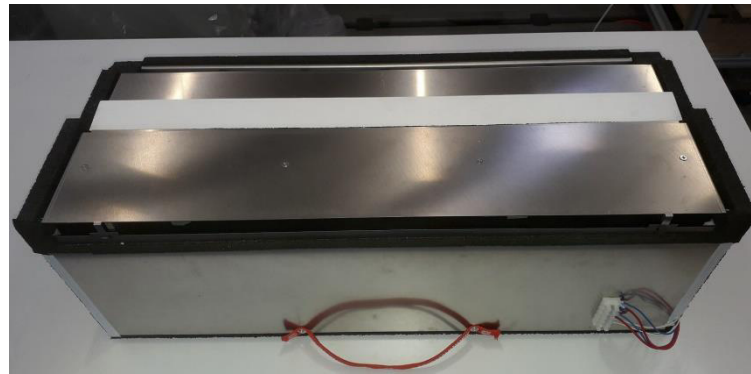


Abbildung 38: Prototyp II vor dem Einbau in die Modellwand

Für den Einbau des Prototyps wird die Modellwand so angepasst, dass einfaches Entnehmen zu Mess- und Präsentationszwecken möglich ist. Die rote Schlaufe dient als Griff zum Herausziehen und ist nicht serienmäßig. Abbildung 40 zeigt den Prototyp im komplett eingebauten Zustand, mit angepasster Innenfensterbank. Über einen Drehregler lässt sich die Leistung der Ventilatoren zu Mess- und Präsentationszwecken steuern.



Abbildung 39: Schalldämpfer (Zuluftseite) mit Absorptionsmaterial



Abbildung 40: fertig eingebauter Prototyp II

In einer Funktionsprüfung konnten alle Komponenten mit allgemein zufriedenstellendem Ergebnis getestet werden. Es ist eine mäßige Stabilität der Verklebung von Blech und EPP zu bemerken, diese würde sich bei Serienfertigung durch eine glatte Oberfläche der EPP-Teile aber verbessern. Ein Aspekt ist allerdings, dass der Prototyp den Betriebspunkt MAX_II ($60 \text{ m}^3/\text{h}$ bei 100 Pa) nicht erreicht: Es sind maximal $60 \text{ m}^3/\text{h}$ bei 90 Pa anfahrbar (MAX_II-L.) Durch den eingegengten Ventilatoreinlaufbereich wird die Einströmung bei hohem Volumenstrom von oben behindert und seitlich stärker eingeschränkt als vorausgesehen.

Weiterhin existiert auch zum gegebenen Zeitpunkt noch kein einsatzbereiter Filterwärmetauscher in der geforderten Länge. Es muss auch für den zweiten Prototyp auf eine Nachbildung zurückgegriffen werden. Eine thermodynamische Vermessung des Prototyp II findet daher nicht statt, es wird auf die Vermessung des Filterwärmetauschers aus Kapitel 2.5 verwiesen.

4.7 Akustische Vermessung

4.7.1 Prüfaufbau

Die Schallemissionen sollen in einem realitätsnahen Szenario für den Innenraum gemessen werden. Die Modellwand mit dem Prototyp wird dazu in einem ruhigen Raum platziert und mittels Schallintensitätsmessverfahren mit dem Brüel & Kjaer 2260 Analysator vermessen. Entsprechend Abbildung 41 sind die Messflächen definiert, die abgefahren werden.



Abbildung 41: Messaufbau für Schallmessungen am Prototyp II nach dem Intensitätsverfahren

Für die Schallmessungen werden Fortluft und Außenluft durch eine Blechhaube kurzgeschlossen. Damit wird verhindert, dass der Schall der Außenwandseite in den Raum abgestrahlt wird und die Messung beeinflusst.

4.7.2 Versuchsdurchführung

Es werden insgesamt zwei Versuche durchgeführt, angelehnt an realitätsnahe Betriebszenarien. Zum einen wird der maximal mögliche Betriebspunkt MAX_II-L angefahren, weiterhin wird für 35 m³/h und 50 Pa der Normalbetrieb bei mäßiger Filterverschmutzung

nachgestellt. Abbildung 42 stellt die Versuchsergebnisse für beide Szenarien gegenüber, Tabelle 13 ergänzt die sich daraus errechnenden Schalldruckpegel für einen durchschnittlichen Schlaf-/Wohnraum.

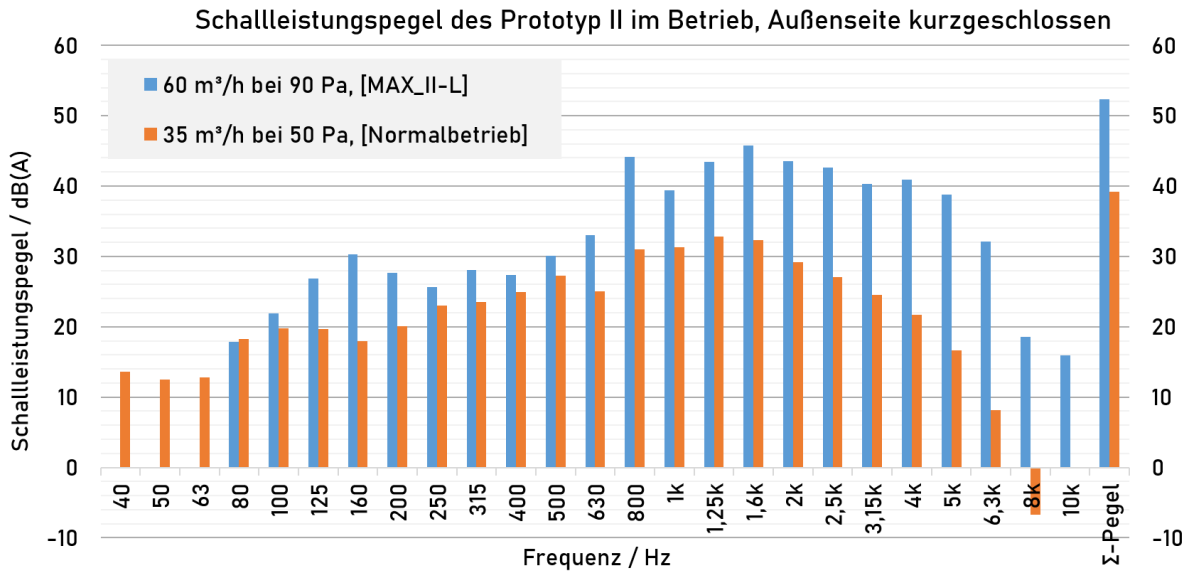


Abbildung 42: Schalleistungspegel des eingebauten Prototyp II für zwei Betriebspunkte²

Bei 35 m³/h tritt bereits ein Schalldruckpegel von 35,5 dB(A) auf (L_w= ca. 39 dB(A)). Damit ist der Grenzwert aus den Anforderungen um wenigstens 5 dB überschritten. Für 60 m³/h wird der Grenzwert sogar um 17 dB überschritten. Damit liegt der Schalleistungspegel auch um 5 dB höher als durch Simulation vorhergesagt. Entgegen dem, fallen beide Messungen durch überraschend geringe Emissionen bis 125 Hz auf. Der konkrete Vergleich von Messung und Simulation wird im folgenden Kapitel thematisiert.

Betriebsszenario	Schalleistungspegel / dB(A)	Schalldruckpegel im Raum ³ / dB(A)
35 m ³ /h bei 50 Pa [Normalbetrieb]	39,1	35,5
60 m ³ /h bei 90 Pa [MAX_II-L]	52,3	48,6

4.7.3 Vergleich von Schallmessung und –Simulation

Während in der Simulation die Schallemissionen des gleichmäßig angeströmten Ventilators berücksichtigt wurden, ist der reale Fall ein anderer. Die beschriebene Einengung des Einlaufbereichs ruft zusätzliche Strömungsgeräusche hervor und der Betriebspunkt wird nicht erreicht. Zur Prüfung des Simulationsmodells wird eine Schallmessung des Ventilators im

² Hinweis: Einige Intensitätspegel lagen unterhalb der Geräteempfindlichkeit und sind deshalb nicht dargestellt, der Summenpegel bleibt davon unbeeinflusst.

³ Raum mit 40 m³, Nachhallzeit: 0,45 s, halbkugelförmige Schallabstrahlung, Berechnung in Anhang A.4

eingebauten Zustand ohne Schalldämpfer durchgeführt und die Ergebnisse werden als Schallquelle im Simulationsmodell hinterlegt. Zusätzlich wird nun die Mündungsreflexion berücksichtigt, indem die Simulationsergebnisse mit einem Berechnungsansatz nach VDI 2081 verrechnet werden. Eine Schallemissionsmessung entsprechend des Simulationsmodells (nur Zuluftventilator) wird in Abbildung 43 den Daten aus Simulation + Rechnung gegenübergestellt und liefert den endgültigen Vergleich.

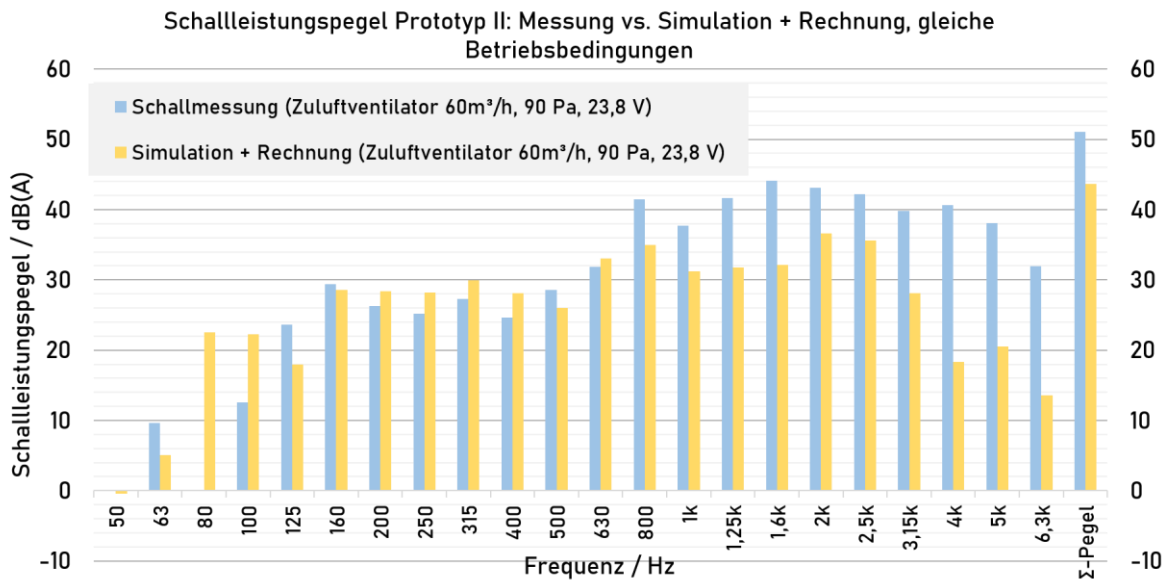


Abbildung 43: Vergleich von Messung und Simulation + Rechnung der Schallemissionen vom Prototyp II

Die Ähnlichkeit von gemessenen und theoretischen Ergebnissen ist weitgehend sichtbar. Für sehr tiefe Frequenzen gibt es deutliche Abweichungen, welche aus Messungenauigkeiten resultieren können. Tiefe Frequenzen neigen in schallharten Räumen zu stehenden Wellen, die das Messergebnis beeinflussen. Die Abweichungen ab ca. 1,25 kHz sind auf die Folieneinlage des Absorptionsmaterials zurückzuführen, welche nicht vom Simulationsmodell berücksichtigt werden kann. Laut Herstellerdatenblatt weicht allerdings im kHz-Bereich die Absorptionskurve des beschichteten Materials von der des Unbeschichteten ab.

5. Ergebnisbewertung für den Prototyp II

Zur zusammenfassenden Bewertung werden auch für den zweiten Prototyp die erzielten Ergebnisse den anfangs genannten Anforderungen gegenübergestellt. Einige Aspekte werden genauer betrachtet. Die nachfolgende Tabelle gibt Übersicht.

Tabelle 14: Bewertung der erzielten Ergebnisse für den Prototyp II anhand der ursprünglichen Anforderungen

Kriterium	Soll	Ist	Bewertung
Nennluftvolumenstrom	30 m ³ /h (60 m ³ /h)	60 m ³ /h	erfüllt
Druckaufbau	Betriebspunkt MAX_II: 100 Pa bei 60 m ³ /h	Betriebspunkt MAX_II-L: 90 Pa bei 60 m ³ /h	leicht verfehlt
adaptive Anpassung an verschiedene Fenster	Standardfenster, Passivhausfenster	Fenster mit Rahmendicke von <80-115 mm	größtenteils erfüllt
und verschiedene Wanddicken	dünne Verbundsystem- Wände, 2-schalige Passivhauswand	Wanddicken von 300+ mm	erfüllt
einfacher Einbau	Prototyp ist „einbaufertig“, definierte Anschlagkante sichert Einbau in der Dämmebene		erfüllt
einfache Wartung	einfaches Wechseln des Wärmetauschers (Nutzer), leicht zugängliche Ventilatoren für Wartungspersonal		erfüllt
Schallemissionen	<30 dB(A) Schalldruck- pegel im Raum [L _w <35 dB(A)]	5-17 dB über Grenzwert (Schallleistungspegel ab 35 m ³ /h)	leicht verfehlt

Während der geforderte Nennluftvolumenstrom wie geplant erreicht wird, liegt eine Druckdifferenz von 100 Pa für den Betriebspunkt MAX_II außer Reichweite. Die Ventilatoren besitzen nicht genug freien Einströmbereich. Erfüllt ist hingegen die Adaptabilität des zweiten Prototyps. Mit möglichen Wanddicken ab 300 mm lassen sich die meisten zweischaligen Wände, sowie viele Dämmverbundsysteme bedienen. Die Adaption an Fensterrahmendicken von bis zu 115 mm ist möglich, wodurch die meisten Standardfenster abgedeckt werden. Auch Passivhausfenster können unter der Voraussetzung berücksichtigt werden, dass bei einer Sanierung ein keins mit besonders dickem Fensterrahmen gewählt wird. So wird der einfache und diskrete Entnahmemechanismus des Wärmetauschers gewährleistet. Verfehlt werden allerdings auch für den zweiten Prototyp die Schallemissionen. Für 35 m³/h, bei mäßiger Filterverschmutzung, ist der Schalldruckpegel im Raum noch um 5 dB zu hoch. Optimierungsmaßnahmen an den Ventilatoreinläufen und in den durch CFD herausgearbeiteten Strömungskanälen bieten aber noch merkliches Reduzierungspotenzial. Andernfalls kann auch der Volumenstrom auf <30 m³/h reduziert werden.

8. Gesamtbewertung der erzielten Ergebnisse

8.1 Produktbewertung hinsichtlich des Stands der Technik

Endergebnis der Entwicklungsarbeiten ist der zweite Prototyp des fensteradaptierten Lüftungsgeräts, welcher in vorangegangenen Kapiteln ausführlich behandelt wurde. Um die

erzielten Ergebnisse auf den aktuellen Technikstand zu beziehen, werden die Produktspezifikationen des zweiten Prototyps herangezogen und mit denen repräsentativer Marktprodukte verglichen. In Tabelle 15 sind dezentrale Geräte von drei verschiedenen Herstellern als beispielhafter Vergleich zum Prototyp aufgelistet. Alle Hersteller stehen derselben Herausforderung gegenüber: Ein leises Gerät mit hoher Wärmerückgewinnung und geeignetem Volumenstrom muss in den begrenzten Fensterbereich integriert werden.

Tabelle 15: Vergleich der Produktspezifikationen dezentraler Lüftungsgeräte mit denen des fensteradaptierten Lüftungsgeräts⁴

Hersteller:	HAUTAU	Schüco	SIEGENIA	ProVentecs GmbH
Produkt:	VENTRA	VentoTherm Twist 2x2	AEROMAT VT WRG 1000	fensteradaptiertes Lüftungsgerät
Abmessungen B x H x T [mm]:	485 x 98 x 240	1.000 x 110 x 345	mind. 1000 x 100 x 313	mind. 750 x 250 x 300
Volumenstrom	8 m ³ /h 15 m ³ /h 30 m ³ /h	12 m ³ /h 24 m ³ /h 48 m ³ /h	22 m ³ /h 38 m ³ /h 52 m ³ /h	bis 60 m ³ /h
Schalldruckpegel im Raum	25 dB(A) 37 dB(A) 62 dB(A)	21,0 dB(A) 37,2 dB(A) 42,9 dB(A)	24 dB(A) 36 dB(A) 43 dB(A)	35,5 dB(A) [35 m ³ /h] 48,6 dB(A) [60 m ³ /h]
Wärmebereitstellungsgrad:	86 % [15 m ³ /h]	max. 80 %	max. 62 %	>77,1 % [60 m ³ /h]
Außenluftfilter	G3 (optional M5)	G3 (optional F7)*	F7 möglich	F-Klasse
Ventilatoren	2x Axialventilatoren	2x2 Querstromventilatoren	2x Radialventilatoren	2x Radialventilatoren

*durch Verwendung von F7-Filtern verändern sich die Betriebsdaten

Lüftungsgeräte anderer Hersteller benötigen eine individuell angepasste Einbausituation am Fenster oder sind nicht diskret im Fensterbereich einsetzbar (vgl. z.B. HAUTAU VENTRA und Schüco VentoTherm Twist)⁵. Im Gegensatz dazu kann sich das fensteradaptierte Lüftungsgerät der ProVentecs GmbH an verschiedene Wanddicken ab 300 mm und unterschiedliche Fenster anpassen und integriert sich dennoch nahezu unsichtbar in den Innenbereich.

Abgesehen von Push-Pull-Systemen (vgl. VentoTherm Twist), besitzt nur ein Teil der Geräte auf dem Markt einen Wärmebereitstellungsgrad von >75 %. Ausnahmen davon sind in der Regel mit geringen Volumenströmen <20 m³/h aufgrund des Wärmetauschers verbunden (vgl. HAUTAU VENTRA). Mit dem innovativen Filterwärmetauscher besitzt das Lüftungsgerät der ProVentecs GmbH hingegen einen entscheidenden Vorteil. Trotz größter Kompaktheit sind

⁴ (HAUTAU GmbH, 2019), (Schüco International KG, 2019), (SIEGENIA-AUBI KG, 2019)

⁵ Aus Urheberrechtsgründen muss für Produktabbildungen auf die Hersteller verwiesen werden

bereits 77,1 % Wärmerückgewinnungsgrad – der Bereitstellungsgrad fällt aufgrund der Geräteabwärme höher aus – bei angemessenen Volumenströmen bis 60 m³/h erreichbar.

Hinsichtlich der Schallemissionen zeichnet sich für jedes dezentrale Gerät der Platzmangel für schalldämpfende Maßnahmen ab. Dennoch ist man als Hersteller grundsätzlich bemüht, niedrige Schallemissionen für eine Passivhauszertifizierung zu ermöglichen. Angegeben werden diese häufig in Form eines Schalldruckpegels im Raum, nicht selten mit günstiger Raumdämpfung. Niedrige Schallemissionen stehen zudem stets in Verbindung mit niedrigen Volumenströmen (vgl. VentoTherm Twist, VENTRA) oder einer niedrigen Filterklasse aufgrund druckschwacher Querstromventilatoren (vgl. VentoTherm Twist). Werden dennoch mäßige Volumenströme bei geringen Schallemissionen erreicht, geht dies mit geringen Wärmerückgewinnungsgraden einher (vgl. z.B. SIEGENIA AEROMAT VT WRG 1000). Der Schalldruckpegel des fensteradaptierten Lüftungsgeräts von 35,5 dB(A) sticht daher als führend hervor, legt man für Vergleichsprodukte einen Volumenstrom von ca. 35 m³/h zugrunde und berücksichtigt den Wärmebereitstellungsgrad, sowie eine hohe Filterklasse. Für das gesetzte Ziel von max. 30 dB(A) muss der Volumenstrom aber auf <30 m³/h reduziert werden.

8.2 Bewertung unter ökonomischen Gesichtspunkten

Auf Basis des technischen Vergleichs mit Serienprodukten können die Marktchancen des fensteradaptierten Lüftungsgeräts abgeschätzt werden. Der hohe Grad an Ästhetik und Unauffälligkeit ist mit kaum einem Gerät auf dem Markt vergleichbar. Tendenziell ist mit einer erhöhten Akzeptanz von Kunden zu rechnen. Hinsichtlich der Schallemissionen ist das fensteradaptierte Lüftungsgerät ebenfalls attraktiver, berücksichtigt man vor allem den hohen Wärmerückgewinnungsgrad. Insgesamt ist mit besseren Marktchancen als für vergleichbare Produkte zu rechnen.

Im Projektantrag wurde eine Prognose für den Verkauf von fensteradaptierten Lüftungsgeräten aufgestellt. Ursprünglich wurde bereits für 2019 eine erste Verkaufszahl von ca. 800 Geräten aufgestellt. Durch die Projektverlängerung bis Anfang 2020 ist frühestens bis Jahresende mit einem Verkauf zu rechnen. Die angenommene Umsatzentwicklung verzögert sich dementsprechend. Tabelle 16 gibt eine aktualisierte Prognose wieder. Mit jährlich steigender Bekanntheit erfolgt ein Zuwachs des Marktanteils von fensteradaptierten Wohnungslüftungsanlagen (FWLA). Entsprechend eines abgeschätzten Stückpreises resultieren die dargestellten Umsätze. Die Mitarbeiterzahlen sind für die fortgeschrittene Prognose anhand branchenüblicher Umsätze pro Mitarbeiter abgeschätzt.

Tabelle 16: Umsatz- und Mitarbeiterentwicklung der ProVentecs GmbH durch FWLA

Jahr	2020	2025	2030	2035	Einheit
Gesamtmarkt WLA ⁶	160.000	500.000	940.000	1.140.000	Stk./a
Anteil FWLA ⁷	0,5	3	7	9	%
FWLA	800	15.000	65.800	102.600	Stk./a
Stückpreis	700	650	600	590	€/Stk.
Umsatz	0,56	9,8	39,5	60,5	Mio. €/a
Mitarbeiter	9	70	208	275	Person

Die Materialkosten eines Lüftungsgeräts sinkt mit größerer Stückzahl aufgrund von Mengenrabatten (z.B. für Elektronikkomponenten) und verteilten Anschaffungskosten. EPP-Formteile benötigen beispielsweise individuell gefertigte Werkzeuge, nach Erfahrungswerten von Herstellern für zum Teil 6-stellige Beträge. Bei erhöhter Auflagenzahl fallen diese Investitionskosten weniger ins Gewicht. Tabelle 17 gibt eine grobe Kostenschätzung der Einzelkomponenten ab.

Tabelle 17: Materialkostenabschätzung für ein fensteradaptiertes Lüftungsgerät

Auflagenzahl	1.000	10.000	100.000	Einheit
EPP-Formteile	250	70	50	€/Stk.
Blechkomponenten	200	180	150	€/Stk.
WÜT	10	-	-	€/Stk.
Ventilatoren	60	50	40	€/Stk.
Elektronik	40	30	20	€/Stk.
Gesamt	530	330	260	€/Stk.

8.3 Ökologische Auswirkungen

Hauptsächlich sorgt die Verwendung eines dezentralen Lüftungsgeräts für die Einsparung von Heizenergie und damit auch fossilen Energieträgern und Treibhausgasen. 70,5 % des Energieverbrauchs eines deutschen Haushalts gingen 2017 auf die Bereitstellung von Raumwärme zurück. Dies sind rund 11.600 kWh/a für den durchschnittlichen, deutschen Haushalt (Statistisches Bundesamt, 2018). Von den CO₂-Emissionen privater Haushalte fielen 2015 60,5 % nur auf die Raumwärmeerzeugung zurück (Umweltbundesamt, 2018). Dies ist Grund genug den Heizenergiebedarf durch Sanierung oder Lüftungsanlagen mit Wärmerückgewinnung zu senken.

Bei der konventionellen Raumlüftung durch offene Fenster geht ein Teil der gespeicherten Raumwärme verloren, zudem kann falsches Lüften zur weiteren Auskühlung des Raumes führen. Mit dem fensteradaptierten Lüftungsgerät kann mindestens 75 % der sonst verlorenen Wärme rückgewonnen werden. Wird als Beispiel ein 3-Personen-Haushalt mit einem

⁶ WLA: Wohnungslüftungsanlage (zentrales oder ca. 3 dezentrale Geräte)

⁷ FWLA: fensteradaptierte Wohnungslüftungsanlage

empfohlenen Luftwechsel von 30 m³/h pro Person (Passivhaus Institut, 2019) angenommen, so ergibt sich eine Energieeinsparung, wie in Tabelle 18 berechnet.

Tabelle 18: berechnete Einsparung von Heizenergie und Emissionen durch Einsatz fensteradaptierter Lüftungsgeräte

Berechnungsgröße	Einheit	Betrag
Luftwechsel	m ³ /h	90
Außentemperatur Jahresdurchschnitt (2017)	°C	9,6 ⁸
ΔT (20 °C Raumtemperatur)	K	10,4
spez. Wärmekapazität Luft	kJ/m ³ *K	1,2
jährl. Wärmemenge Abluft	GJ/a	9,84
Wärmerückgewinnungsgrad	%	75
eingesparte Wärmeenergie	GJ/a [kWh/a]	7,38 [2.050]
Emissionsfaktor Erdgas ⁹	kg CO ₂ -Äquivalent/kWh	0,25 ¹⁰
eingespartes CO₂-Äquivalent (Gas-Brennwertkessel η=100%)	t/a	0,51

Diese beispielhafte Rechnung zeigt, dass die Aufrüstung einer Wohnung mit fensteradaptierten Lüftungsgeräten eine deutliche Energieersparnis ermöglicht. Eine Optimierung des Wärmerückgewinnungsgrads, sowie der Teillastbetrieb führen zu einer weiteren Steigerung. Die angegebenen Emissionseinsparungen berücksichtigen die Herstellungs- und Transportkette des Brennstoffs, welche zusätzliche Emissionen verursacht.

Wird für 2020 mit einem Verkauf von 800 fensteradaptierten Lüftungsgeräten für ca. 300 Haushalte entsprechend des Beispiels gerechnet, so können bereits rund 153 Tonnen CO₂-Äquivalent an Emissionen pro Jahr eingespart werden. Kann mit dem fensteradaptierten Lüftungsgerät darüber hinaus die Attraktivität der Wohnraumlüftung gesteigert werden, ist mit einer Erhöhung der Einbringung von Lüftungssystemen in deutschen Haushalten zu rechnen.

Zur Herstellung des fensteradaptierten Lüftungsgeräts werden insbesondere die Kunststoffmaterialien sparsam eingesetzt. Viele Komponenten sind zudem aus wiederverwertbarem Edelstahl. Alle 5-10 Jahre wird ein Wechsel der Ventilatoren empfohlen, was den Lebenszyklus des Geräts verlängert. Der eingesetzte Filterwärmetauscher wird bereits aus 100 % recyclebarem Kunststoff gefertigt, es befindet sich aber zusätzlich ein papierbasierter Filterwärmetauscher in Entwicklung.

⁸ (statista.com , 2020)

⁹ CO₂-Äquivalent berücksichtigt alle emittierten Treibhausgase gewichtet hinsichtlich ihrer Klimaschädlichkeit

¹⁰ (KEA Klimaschutz- und Energieagentur Baden-Württemberg GmbH)

9. Maßnahmen zur Produktpräsentation und Ergebnispublikation

Der entwickelte Prototyp II wurde als Präsentationsobjekt konzeptioniert und auf die Modellwand der Hochschule Bremen angepasst. Für einen realitätsnahen Präsentationseffekt ist eine optische Aufarbeitung der Wand vorgesehen. Im Zusammenhang mit einem Info-Aushang wird der eingebaute Prototyp den Besuchern der Hochschule Bremen als Anschauungsmaterial zur Verfügung stehen. Das Informationsmaterial ist auch für einen zukünftigen Messeauftritt einsetzbar. Mithilfe der Modellwand lassen sich gegebenenfalls Imagevideos produzieren, andernfalls kann sie selbst als Präsentationsobjekt an einem Messestand dienen.

Weiterhin wird das fensteradaptierte Lüftungsgerät auf der Webseite der ProVentecs GmbH vorgestellt. Interessenten können auf dort die Gerätespezifikationen einsehen und Abbildungen des Prototyps finden. Auf der Startseite von ProVentecs soll in Zukunft für das fensteradaptierte Lüftungsgerät geworben werden. Künftige Vertriebsgespräche mit Herstellern werden durch neu eingestelltes Vertriebspersonal vorbereitet und sollen die Möglichkeiten der Serienfertigung ausbreiten.

10. Fazit und Ausblick

In diesem Forschungsprojekt konnten erfolgreich zwei Prototypen entwickelt und vermessen werden. Der zweite Prototyp kommt einem fertigen Lüftungsgerät bereits sehr nahe. Durch den innovativen Filterwärmetauscher lassen sich Gerätespezifikationen erzielen, die von Vergleichsprodukten nur teilweise erreicht werden. Die adaptive Anpassung an verschiedene Einbausituationen ist in Kombination mit der hohen Ästhetik nahezu einzigartig.

In den thermodynamischen Messungen konnte der hohe Wärmerückgewinnungsgrad des Filterwärmetauschers bewiesen werden. Zum aktuellen Zeitpunkt liegen bereits Messergebnisse einer Weiterentwicklung vor, die einen Wärmerückgewinnungsgrad von >80 % bestätigen.

Obwohl der zweite Prototyp den gesetzten Anforderungen an Schallemissionen erst bei <30 m³/h Volumenstrom genügt, sticht er im Produktvergleich insgesamt positiv hervor. Zur Steigerung der Akzeptanz und im Hinblick auf eine Passivhauszertifizierung für >30 m³/h, sind weitere Verbesserungen möglich. Steht mehr Fensterbreite als 750 mm zur Verfügung, lassen sich links und rechts des Lüftungsgeräts Absorptions-/Resonatorboxen verbauen. Für ein schmales Fenster kann eine solche Box unterhalb des Lüftungsgeräts für zusätzliche Schallabsorption sorgen. Weiterführende Simulationen mit COMSOL sollten dann zur Auslegung herangezogen werden.

Im Hinblick auf einen weiterentwickelten Prototyp kann die Strömungsführung im Bereich der Ventilatoren verbessert werden. Zudem besteht Optimierungspotenzial in den Bereichen, die durch die Strömungssimulation herausgearbeitet wurden. Danach ist mit besseren Ventilatorwirkungsgraden und geringeren Schallemissionen zu rechnen. Aus fertigungstechnischer Sicht kann, neben der Klebung, eine zusätzliche Verbindung der Blechwände mit den EPP-Komponenten für mehr Stabilität sorgen. Alles in Allem lässt sich aber der Großteil des zweiten Prototyps für eine Weiterentwicklung übernehmen.

Literaturverzeichnis

- baunetzwissen.de.** _Mauerwerk. *baunetzwissen.de*. [Online] [Zitat vom: 06. 01 2020.] <https://www.baunetzwissen.de/mauerwerk/fachwissen/wand/einschalige-aussenwaende-162708>.
- Behrens, Jan. 2006.** Schalldämpferauswahl für Lüftungsanlagen. *IKZ-FACHPLANER*. 2006, 07.
- Böswirth, Leopold und Bschorer, Sabine. 2012.** *Technische Strömungslehre*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012.
- COMSOL Multiphysics. 2018.** *Acoustics Module User's Guide 5.4*. 2018. Part number: CM020201.
- DGfM. 2016.** Der Ratgeber rund um die Außenwand. Duisburg : Industrieverband WerkMörtel e.V., 2016. November.
- EN ISO 3743-1 .** Bestimmung der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen.
- Fuchs, Helmut V. 2007.** *Schallabsorber und Schalldämpfer*. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 2007.
- HAUTAU GmbH. 2019.** VENTRA® 302 E/N Wartungs- und Bedienungsanleitung. 2019. 08/2019.
- KEA Klimaschutz- und Energieagentur Baden-Württemberg GmbH.** Emissionsfaktoren. *kea-bw.de*. [Online] [Zitat vom: 16. 01 2020.] <https://www.kea-bw.de/kommunaler-klimaschutz/wissensportal/emissionsfaktoren>.
- Lang, Cornelia und Stache, Nikolai. 2010.** *Hydraulik von Rohrleitungssystemen*. Karlsruhe : Institut für Hydromechanik, 2010.
- LUNOS Lüftungstechnik GmbH.** e² mit Wärmerückgewinnung; techn. Infoblatt
- Möser, Michael. 2015.** Körperschall. *Technische Akustik, 10. Aufl.* Berlin : Springer Vieweg, 2015.
- Passivhaus Institut. 2019.** Arten der Gebäudelüftung. *passipedia.de*. [Online] 28. 2 2019. [Zitat vom: 9. 12 2019.] https://passipedia.de/planung/haustechnik/lueftung/grundlagen/arten_der_gebaeudelueftung.
- . Komponentendatenbank. *passivehouse.com*. [Online] [Zitat vom: 06. 12 2019.] <https://database.passivehouse.com/de/components/list/window>.
- . 2019. Luftmengen. *passipedia.de*. [Online] 13. 03 2019. [Zitat vom: 16. 01 2020.] <https://passipedia.de/planung/haustechnik/lueftung/grundlagen/luftmengen>.

Pistohl, Wolfram, Rechenauer, Christian und Scheuerer, Birgit. 2016. *Handbuch der Gebäudetechnik Band 2.* Köln : Bundesanzeiger Verlag, 2016.

Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH. Januar 2019. *Wohnungslüftung Grundlagen, Anforderungen und technische Lösungen.* Dresden : Sächsische Energieagentur – SAENA GmbH, Januar 2019.

Schaefer, Helmut. 1994. *VDI-Lexikon Energietechnik.* s.l. : VDI-Verlag, 1994.

Schüco International KG. 2019. VentoTherm Twist Produktkatalog. 2019. 07/2019.

Schulz, Andreas. 2014. Dezentrale Lüftung. [Online] Bauverlag BV GmbH, März 2014. [Zitat vom: 10. 12 2019.]

https://www.bundesbaublatt.de/artikel/bbb_Dezentrale_Lueftung_1950146.html.

SEVentilation GmbH. 2018. dezentrale-lueftung.com. [Online] SEVentilation GmbH, 2018. [Zitat vom: 9. 12 2019.] <https://dezentrale-lueftung.com/waermerueckgewinnung/>.

SIEGENIA-AUBI KG. 2019. Original Betriebsanleitung AEROMAT VT WRG 1000. 2019. 03/2019.

—. [siegenia.com](https://www.siegenia.com). [Online] Siegenia-Aubi KG. [Zitat vom: 9. 12 2019.]

<https://www.siegenia.com/de/products/comfort-systems/window-ventilators/aeromat-vt-wrg>.

statista.com . 2020 . Entwicklung der Jahresmitteltemperatur in Deutschland in ausgewählten Jahren von 1960 bis 2019 . *statista.com*. [Online] 02. 01 2020 . [Zitat vom: 16. 01 2020.]

<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/914891/umfrage/durchschnittstemperatur-in-deutschland/>.

Statistisches Bundesamt. 2018. Pressemitteilung Nr. 378 vom 4. Oktober 2018. *destatis.de*. [Online] 04. 10 2018. [Zitat vom: 16. 01 2020.]

https://www.destatis.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2018/10/PD18_378_85.html.

Umweltbundesamt. 2018. Kohlendioxid-Emissionen im Bedarfsfeld „Wohnen“.

umweltbundesamt.de. [Online] 13. 06 2018. [Zitat vom: 16. 01 2020.]

<https://www.umweltbundesamt.de/daten/private-haushalte-konsum/wohnen/kohlendioxid-emissionen-im-bedarfsfeld-wohnen>.

Anhang

A.1 Berechnung des Druckverlusts in den Wärmetauscher-Nachbildungen

Für den Druckverlust eines Rohreinlaufs, mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit v_m im Rohr und dem Verlustbeiwert ζ_e für den Einlauf, gilt:

$$\Delta p_{Ve} = \rho_0 \cdot \frac{1}{2} \zeta_e v_m^2 \quad (\text{A.1.1}) \quad (\text{Lang, et al., 2010})$$

Für den Druckverlust im geraden Rohr gilt unter Voraussetzung einer laminaren Strömung im Bereich $Re \leq 2320$, mit der Rohrlänge L und dem Rohrdurchmesser d_R :

$$\Delta p_{Vr} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{L}{d_R} \cdot \rho_0 \cdot \frac{v_m^2}{2} \quad (\text{A.1.2}) \quad (\text{Böswirth, et al., 2012})$$

An der Ausströmungsöffnung ergibt sich, analog zum Einlauf, über einen Verlustbeiwert ζ_a ein Druckverlust von:

$$\Delta p_{Va} = \rho_0 \cdot \frac{1}{2} \zeta_a v_m^2 \quad (\text{A.1.3}) \quad (\text{Böswirth, et al., 2012})$$

Alle Druckverluste addiert ergeben den Gesamtdruckverlust über eine Bohrung:

$$\Delta p_{V,Ges} = \Delta p_{Ve} + \Delta p_{Vr} + \Delta p_{Va} \quad (\text{A.1.4})$$

A.2 Schallmessungen an verschiedenen Ventilatoren

Tabelle 19: Schallspektren ausgewählter Ventilatoren inklusive des Referenzventilators

		Schallvermessung im Betriebspunkt MAX: 33 m ³ /h bei 80 Pa																														
Messobjekt	Σ-Pegel / dB(A)	Schalldruckpegel-Spektrum A-bew.																														
		12,5 Hz	16 Hz	20 Hz	25 Hz	31,5 Hz	40 Hz	50 Hz	63 Hz	80 Hz	100 Hz	125 Hz	160 Hz	200 Hz	250 Hz	315 Hz	400 Hz	500 Hz	630 Hz	800 Hz	1 kHz	1,25 kHz	1,6 kHz	2 kHz	2,5 kHz	3,15 kHz	4 kHz	5 kHz	6,3 kHz	8 kHz	10 kHz	12,5 kHz
		im Prototyp I verwendeter Ventilator als Referenz																														
1	78,8	[Color-coded spectrum data for object 1]																														
2	80,4	[Color-coded spectrum data for object 2]																														
3	77,6	[Color-coded spectrum data for object 3]																														
4	71,2	[Color-coded spectrum data for object 4]																														
5	68,9	[Color-coded spectrum data for object 5]																														
6	75,2	[Color-coded spectrum data for object 6]																														
7*	66,4	[Color-coded spectrum data for object 7]																														
8	87,7	[Color-coded spectrum data for object 8]																														
		* Ventilator erreicht keine 33 m ³ /h unter gegebenen Bedingungen																														
		[Red box] nah am Summenpegel (hoch)												[Green box] weit entfernt vom Summenpegel (niedrig)																		



Abbildung 44: RER 140-22/14N, Referenzventilator aus Prototyp I



Abbildung 45: RER 125-19/14N



Abbildung 46: RER 125-19/12N/2TDPR



Abbildung 47: REF 100-11/12



Abbildung 48: REF 100-11/14

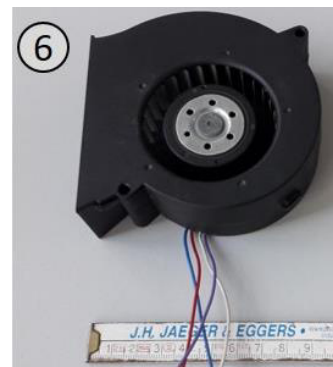


Abbildung 49: RL65-21/12/2HP



Abbildung 50: RL8-19/12/2



Abbildung 51: 3214 J/2H4P

A.3 Schalldämpfer-Simulationen in COMSOL

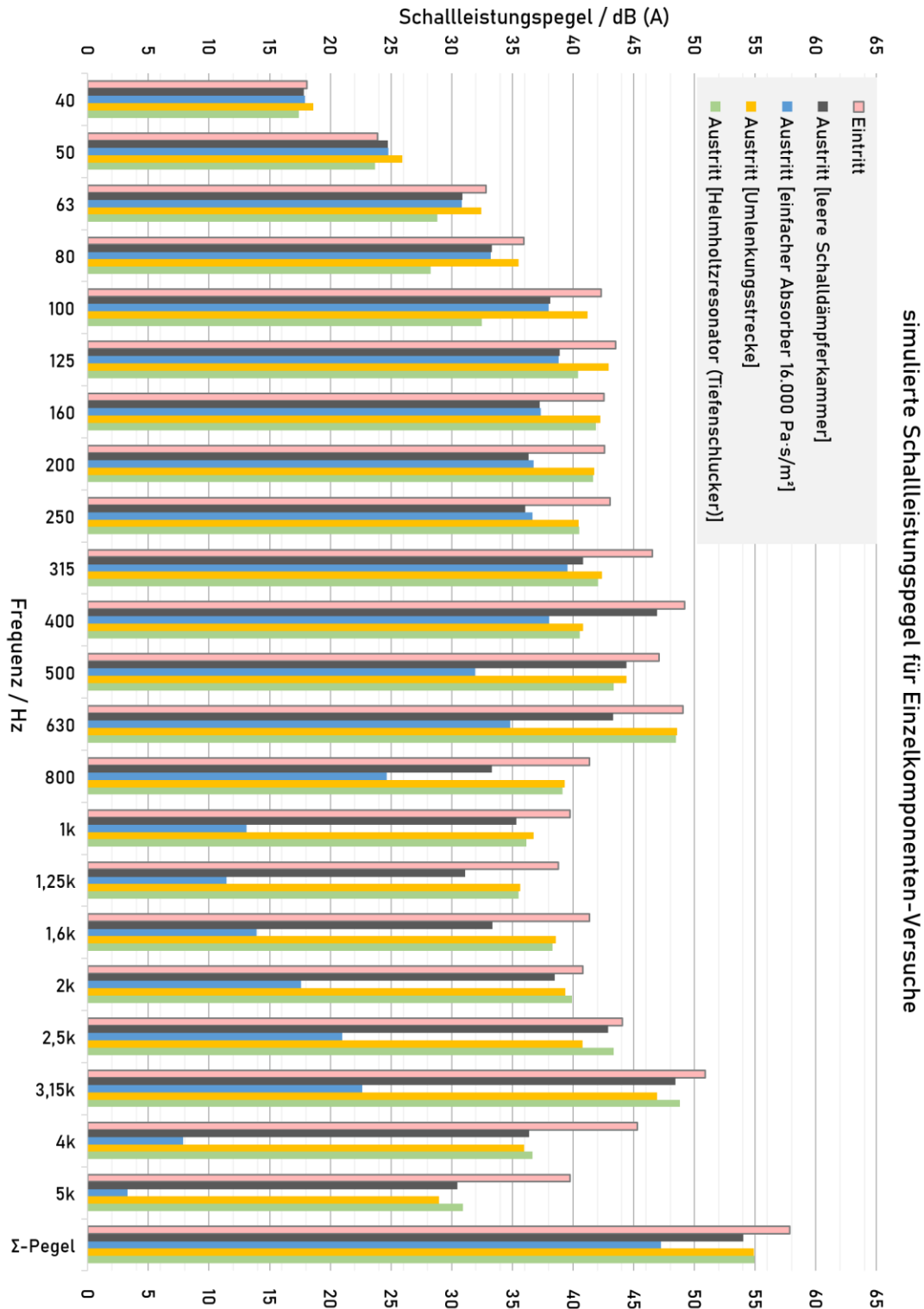


Abbildung 52: Simulationsergebnisse für gängige Schalldämpf-Maßnahmen

A.4 Berechnung des Schalldruckpegels im Raum

Strahlt eine Schallquelle mit einem Schalleistungspegel L_W in einen Raum hinein, so ist der Schalldruckpegel in einem Messabstand r_A von der Quelle zu berechnen mit:

$$L_P = L_W + 10 \cdot \lg \left[\frac{Q}{4\pi r_A^2} + \frac{4}{A_R} \right] \quad (\text{A.5.1}) \quad (\text{Behrens, 2006})$$

Der diffuse Anteil des Schalls wird dabei von der äquivalenten Absorptionsfläche A des Raumes bestimmt, welche sich berechnet:

$$A_R = 0,163 \frac{V_R}{t_N} \quad (\text{A.5.2}) \quad (\text{Behrens, 2006})$$

t_N ist die Nachhallzeit des Raumes und V_R das Raumvolumen.

Der Richtungsfaktor Q ist für halbkugelförmige Abstrahlung mit 2 zu belegen. Der Abstand r_A von der Quelle ist nach EN ISO 3743-1 abhängig vom Raumvolumen:

$$r_A = 0,3V_R^{1/3} \quad (\text{A.5.3}) \quad (\text{EN ISO 3743-1})$$