

Florian Alois Eckschlager, B.Sc.

Konzeptionierung eines Prüfstandes zur Untersuchung aktivierter Fassadensysteme

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. (FH) Dr.techn. Andreas Heinz
Dipl.-Ing. Dr.techn. Thomas Mach
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Mai 2017

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG *AFFIDAVIT*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Konzeptionierung eines Prüfstandes zur Untersuchung aktivierter Fassadensysteme

Autor: Florian Eckschlager

1. Stichwort: autarkes Kühlen
2. Stichwort: Kältemaschine
3. Stichwort: Kühlsysteme

Die energieeffiziente Klimatisierung von Gebäuden gewinnt auch im mitteleuropäischen Raum immer mehr an Bedeutung. Vor allem der moderne architektonische Stil mit großflächigen Verglasungen und steigende Behaglichkeitsanforderungen sind die treibenden Kräfte für die Entwicklung neuer Fassadensysteme. Diese Arbeit beschäftigt sich daher mit der Konzeptionierung eines Prüfstandes an der Fassade eines bestehenden Gebäudes, mit welchem unterschiedlichste Kühlsysteme für die Kühlung eines dahinter liegenden Raumes getestet werden sollen. Zukünftig soll der Prüfstand für das über mehrere Jahre laufende Projekt „COOLSKIN“ verwendet werden, in dem Systeme zur autarken Kühlung über die Fassade untersucht werden.

Eine hierfür installierte Photovoltaikanlage soll zur Bereitstellung der notwendigen Energie dienen, um eine Kältemaschine anzutreiben und die notwendige Kühlenergie aufbringen zu können. Um eine Vorstellung über die notwendigen Systemkomponenten und das Verhalten dieser in einem Gesamtkonzept zu erlangen, wurden erste Simulationsergebnisse zu unterschiedlichen Randbedingungen eines Referenz-Bürraumes ausgewertet. Mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse wurden darauffolgend einige Systemkonzepte für ein fassadenintegriertes System abgeleitet und bewertet. Unter Berücksichtigung der vorhandenen Platzverhältnisse an dem bestehenden Gebäude konnte das vielversprechendste Konzept ausgewählt werden. Dieses lieferte die Grundlage für die Dimensionierung und die Auswahl aller benötigten Komponenten inklusive der Messstellen, um eine Gesamtbeurteilung des Prüfstandes für spätere Versuchsdurchführungen vornehmen zu können.

Die ersten Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass für die Aufbringung der notwendigen Kühlenergie eine Kompressions-Kältemaschine mit einer Leistung von rund 1 kW notwendig ist. Eine Form der Energiespeicherung (bspw. eine elektrische Speicherung) ist für die angestrebte Autarkie unumgänglich. Der abgeleitete Prüfstandsaufbau bietet durch die unterschiedlichsten Kühlsysteme eine breite Vielfalt an unterschiedlichen Versuchsdurchführungen, u.a. mit der Betonkernaktivierung einer Massivdecke, mit der zugleich eine Speicherwirkung erzielt wird. Der Prüfstand mit allen erforderlichen Systemkomponenten und den wesentlichen Teilen des Messequipments wurde nach der Auswahl und Dimensionierung hinsichtlich der Unterbringung an der Fassade mithilfe eines CAD-Programms konstruiert. Die vorhandenen Platzverhältnisse konnten bis auf einen Überstand von ca. 10 cm in der Tiefe der Fassade eingehalten werden.

ABSTRACT

Title: Conceptual design of a test rig for the investigation of an active façade system

Author: Florian Eckschlager

1st keyword: Self-sustaining cooling

2nd keyword: Refrigeration machine

3rd keyword: Cooling systems

In central Europe the importance of energy efficiency in climate controlled buildings is becoming more and more important. One of the main reasons for this trend is the increasing prevalence in modern architectural styles to include large glass panels and increasing comfort requirements. Therefore, this thesis deals with a conceptual design of a test rig installed on a façade of an existing test building. It should be possible to control the indoor climate with various cooling systems behind a facade. In the future, the test rig will be used for the CoolSkin-Project which is running several years and examines façade systems for self-sustaining cooling.

For this purpose, a photovoltaic system is used converting sunlight to electricity, and provides the necessary energy for the refrigeration unit. For an overview of the required components and the behaviour of the overall system, simulation results were analysed. Therefore, multiple boundary conditions were set to a reference office room. With the obtained results different system concepts were derived and evaluated. Considering the available space on the outer side of the façade, the most promising concept was selected. Consequently, this concept provided the basis for dimensioning and selection of all required components. To evaluate the performance of the test rig, several measuring points were considered in a separate measurement concept.

The results of the simulation showed that a vapor-compression refrigeration with a cooling capacity of 1 kW is needed, to provide the necessary cooling energy. A storage system, either electrical or thermal, is unavoidable to ensure a self-sustaining cooling system. The derived concept of the test rig with different cooling systems, e.g. a thermal activated concrete ceiling, offers a wide variety of test runs. In addition to that, the thermally activated concrete ceiling achieves a storage effect, whereby an external thermal storage in the façade could be avoided. After dimensioning and selection of all components, the installation of the test rig was evaluated using CAD. The required dimensions were met, except the depth, which is 10 cm deeper than allowed.

VORWORT

Diese Masterarbeit wurde im Studienjahr 2016/2017 am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz verfasst. Die Arbeit entstand im Rahmen des Projekts CoolSkin: „Autarkes Kühlen über Gebäudehüllen“, das vom österreichischen Klima- und Energiefonds finanziert wird. Projektpartner waren neben dem Institut für Wärmetechnik (IWT) noch das Austrian Institute of Technology (AIT), das Hans Höllwart-Forschungszentrum für integrales Bauwesen AG, qpunkt GmbH sowie das Architekturbüro Reinberg ZT GesmbH.

Für die großartige Chance am Institut für Wärmetechnik eine Masterarbeit zu verfassen möchte ich mich an dieser Stelle bei Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer bedanken. Vielen Dank auch für die Korrekturen und das Feedback zu meiner Arbeit.

Einen ganz besonderen Dank möchte ich an meinen Betreuer, Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Heinz, aussprechen. Die vor allem in der Schlussphase fast wöchentlich stattgefundenen Besprechungen und Ratschläge waren für den erfolgreichen Abschluss der Masterarbeit von großer Bedeutung. Herzlichen Dank für deine beanspruchte Zeit, das nette Arbeitsklima und deinen sympathischen Charakter mir gegenüber.

An dieser Stelle möchte ich ebenfalls das tolle Arbeitsklima aller Diplomanden untereinander erwähnen. Die Kaffeepausen und der gegenseitige Wissensaustausch waren für das produktive Arbeiten sehr vorteilhaft. Auch die netten Gespräche mit meinen WG-Kollegen, Johanna und Christian, waren sehr hilfreich, um auch einmal von der Thematik abgelenkt werden zu können.

Von ganzem Herzen danke ich meinen Eltern, Arnold und Elisabeth, die mir das Studieren ermöglicht haben. Die vielen Unterstützungen sowohl in finanzieller als auch in mentaler Form sind unbezahlbar. Vor allem auch die großartige Möglichkeit, ein Semester im Ausland zu studieren, habe ich größtenteils meinen Eltern zu verdanken.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Freundin Magdalena ganz besonders für die Unterstützung bedanken. Dein Verständnis für die beanspruchten Wochenenden in der Schlussphase der Arbeit ist nicht selbstverständlich.

Graz, 20.03.17

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN ZU AUSGEWÄHLTEN SYSTEMKOMPONENTEN</u>	3
2.1	Photovoltaik	3
2.1.1	Unterschiedliche Photovoltaiktechnologien	4
2.1.2	Bauwerksintegration von Photovoltaik	7
2.1.3	Eignung von Photovoltaiktechnologien für die Fassadenintegration	8
2.2	Elektrische Speicherung und Netzkopplung	9
2.3	Kälteerzeugung	12
2.3.1	Typen von Wärmepumpen/Kältemaschinen	12
2.3.2	Vergleichsprozess für Kompressions-Wärmepumpen/Kältemaschinen	13
2.3.3	Mögliche Bauteile einer Kompressions-Kältemaschine	15
2.4	Kühlsysteme	18
3	<u>GRUNDLEGENDE SYSTEMBETRACHTUNGEN</u>	26
3.1	Randbedingungen	26
3.1.1	Standort und Klima	26
3.1.2	Anordnung der Referenzbüro Räume	27
3.1.3	Fassadenkonfigurationen	28
3.1.4	Annahmen zur Simulation	29
3.2	Methodik zur Auswertung der Ergebnisse	30
3.2.1	Ableitung relevanter Kriterien für die tageweise Betrachtung	35
3.3	Ergebnisse zum Standort Ljubljana	36
3.3.1	Südliche Ausrichtung- Variante 1- thermische Speicherung	36
3.3.2	Abschätzung der thermischen Speichergröße	39
3.3.3	Südliche Ausrichtung - Variante 2 - elektrische Speicherung	40
3.3.4	Abschätzung der elektrischen Speichergröße	42
3.3.5	Vergleich unterschiedlicher geografischer Ausrichtung- Variante 2	43
3.3.6	Kumulierte Betrachtung unterschiedlicher Ausrichtung- Variante 2	45
3.3.7	Sinnhaftigkeit einer Wärmerückgewinnung in der Lüftungsanlage	45
3.4	Weitere ausgewählte Ergebnisse zu unterschiedlichen Konfigurationen	46
3.4.1	Auswirkungen unterschiedlicher Fassadenkonfigurationen in Ljubljana	46
3.4.2	Auswirkungen der unterschiedlichen Standorte	48
4	<u>WÄRMETECHNISCHE SYSTEMKONZEPTE</u>	50
4.1	Übersicht möglicher Systemkomponenten	50
4.2	Überschlägige Berechnungen zur möglichen Kühlung	55
4.2.1	Hygienisch notwendiger Luftwechsel	56
4.2.2	Minimale Oberflächentemperatur zur Vermeidung einer Kondensatbildung	57
4.2.3	Abfuhr der Kühllast durch Frischluftkühlung	58

4.2.4	Kühlung durch die Fassadeninnenfläche	59
4.2.5	Notwendige Fläche für Kühlsegel, Kühldecken und Betonkernaktivierung	60
4.2.6	Kühlung des Kondensators mit Fortluft	60
4.3	Ableitung schematischer Cool Skin Systemkonzepte	61
4.3.1	Systemkonzept A: Elektrischer Speicher und Kombination aus direktem und indirektem Kühlsystem	61
4.3.2	Systemkonzept B: Thermischer Speicher und indirektes Kühlsystem mit einer Fan Coil-Anlage	63
4.3.3	Systemkonzept C: Thermischer Speicher mit kombinierter Frischluft- und „Fassadenkühlung“	66
4.4	Auswahl eines Konzeptes für die Integration eines Fassadenprüfstandes in die MPC-Box der TU Graz	67
4.4.1	MPC-Box der TU Graz	67
4.4.2	Auswahl und detaillierte Beschreibung des gewählten Systemkonzepts	69

5 DIMENSIONIERUNG UND AUSWAHL DER BAUTEILE **73**

5.1	Bauteile der Kältemaschine	73
5.1.1	Auswahl eines geeigneten Kompressors und Definition des Kältekreises	73
5.1.2	Auswahl des Innengeräts - Direktverdampfer (-kondensator)	78
5.1.3	Auswahl des an der Außenseite der Fassade liegenden Wärmetauschers	79
5.1.4	Auslegungsfall für den Kältekreis bei direkter Kühlung	80
5.1.5	Dimensionierung der Kältemittelleitungen	84
5.1.6	4-Wege Umkehrventil	84
5.1.7	Elektronisches Expansionsventil	85
5.1.8	Auswahl der Ventile für den Umschaltpunkt 1 und 2	86
5.1.9	Accumulator (Niederdrucksammler)	87
5.1.10	Filter	88
5.1.11	Interner Wärmetauscher	89
5.1.12	Plattenwärmetauscher	90
5.2	Bauteile für die indirekte Kühlung des Innenraumes	91
5.2.1	Auslegung und Auswahl eines Mischventils	92
5.2.2	Auslegung und Auswahl der Pumpe	95
5.2.3	Kühlsegel als weiteres indirektes Kühlsystem	98
5.2.4	Ergebnisse zur Ventilautorität und der Förderhöhe der Pumpe mit dem Deckensegel	99
5.3	Bauteile des Außenluftsystems	100
5.3.1	Druckverlustberechnung und Auswahl eines Radialluftventilators	101
5.3.2	Weiteres Außenluftsystem- Gebläsekonvektor von Roller	104
5.4	Zusammenfassung aller Bauteile für den Fassadenprüfstand	105

6 MESSKONZEPT **106**

6.1	Messstellen und Messequipment	106
6.2	Ausgewählte Messsensoren für Druck und Volumenstrom	109
6.3	Beurteilung der Gesamtpformance des Prüfstandes	111
6.3.1	Überprüfung des Kompressors	112
6.3.2	Effizienz der Kältemaschine/Wärmepumpe	113

6.3.3	Effizienz der Wärmetauscher	116
6.3.4	Einflüsse auf die Komfortverhältnisse im Innenraum	120

7 KONSTRUKTION DES FASSADENPRÜFSTANDES **122**

7.1	Unterbringung und Montage des Prüfstandes an der Fassade	122
7.2	Indirekte Kühlsysteme im Innenraum	123
7.3	Außenluftsystem	125
7.4	Ausschnitt aus dem Kältemittelkreislauf mit Anschlussstellen zu den Kühlsystemen	125
7.5	Versorgungseinheit der indirekten Kühlsysteme	126
7.6	Positionierung der Bauteile in der Rahmenkonstruktion	127
7.7	Prüfstands Aufbau an der Fassade der MPC-Box	131

8 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN **133**

LITERATUR **136**

ANHANG **A1**

A-1	Stoffdaten von Luft	A1
A-2	Kompressordatenblatt Secop SC10G	A2
A-3	Variable Drehzahlkompressoren von Danfoss	A4
A-4	Formelsyntax für das Berechnungsmodell in EES (siehe Kapitel 5.1.1)	A6
A-5	Abmessungen und Leistungsdaten zum Gebläsekonvektor HKN 20 EC	A8
A-6	Angebot und Auslegungsdaten des Außenluftlammellenwärmetauschers	A12
A-7	Datenblatt 4-Wege Umkehrventil	A14
A-8	Berechnungsergebnisse und Datenblatt des Expansionsventils	A15
A-9	Berechnungsergebnisse und Datenblatt der Kugelabsperrventile Typ GBC 6s	A18
A-10	Datenblatt des Accumulators (Niederdrucksammlers)	A20
A-11	Technische Daten des ausgewählten Filters	A22
A-12	Datenblatt des Plattenwärmetauscher	A23
A-13	Datenblatt zum Mischventil und Antrieb	A25
A-14	Druckverlust in den Deckenrohren	A29
A-15	Datenblattauszug des Heizungsverteilers	A30
A-16	Datenblatt der ausgewählten Umwälzpumpe	A31
A-17	Datenblatt zum ausgewählten Kühlsegel	A34
A-18	Moody Diagramm und mittlere Rauigkeiten versch. Oberflächen	A36
A-19	Widerstandsbeiwerte ξ von Einzelwiderständen bei Strömung von Luft	A37
A-20	Auswahl Wetterschutzgitter der Firma Schako	A39
A-21	Datenblatt und Kennfeld des ausgewählten Radialluftventiators	A41

1 EINLEITUNG

Durch den derzeitigen Gebäudezustand ist der Kühlbedarf stetig im Steigen. Vor allem der architektonische Stil mit großflächigen Verglasungen in Zusammenhang mit den steigenden Behaglichkeitsanforderungen sind dafür die treibenden Kräfte. Derzeit am Markt erhältliche Kühlsysteme verbrauchen teilweise eine große Menge an fossiler Energie und sind oftmals in der Umsetzung als auch ästhetisch nicht ansprechend. Unter anderem wird aus diesem Grund ein Fassadensystem zur Kühlung von Innenräumen gesucht, welches auf der Basis von erneuerbaren Energien arbeitet, architektonisch ansprechend ist und einen hohen Standard an thermischer Behaglichkeit bietet. Ziel des Forschungsprojektes, in dessen Rahmen diese Arbeit stattfindet, ist die Erforschung von fassadenintegrierten Systemen zur Kühlung von Innenräumen. Im Projekt werden derartige Systeme – entsprechend dem Kurztitel - von den mitwirkenden Projektpartnern als „COOLSKIN“ bezeichnet. Die auftretende Solarstrahlung soll mit den an der Fassade angebrachten Photovoltaik-Modulen (PV-Modulen) direkt oder zeitversetzt für die Umwandlung in Kühlenergie genutzt werden, um den dahinter liegenden Raum entsprechend kühlen zu können. Das System soll an sich energetisch autark sein, d.h. keine externen Energiequellen benötigen. Prinzipiell herrscht eine zeitlich gute Übereinstimmung zwischen dem auftretenden Angebot an Solarstrahlung und der vorhandenen Kühllast im Gebäude. Durch dieses Prinzip ist es naheliegend, dass die Solarenergie für das weitere Antreiben einer Kälte-Bereitstellungsanlage verwendet wird. Eine 100-prozentige Deckung der auftretenden Kühllasten könnte z.B. mit der systemtechnischen Erweiterung eines Kältespeichers oder auch durch Backup-Lösungen mit erneuerbaren Energieträger bewerkstelligt werden. (IWT, 2014)

Diesbezüglich werden vor allem Kenntnisse über den aktuellen Stand der Technik von Photovoltaik als funktionale Bauwerksintegration sowie die unterschiedlichen Systemen zur Gebäudekühlung benötigt. Die Herausforderung beim Einsatz von Photovoltaik am Gebäude ist die Integration energietechnischer Systeme, welche bauphysikalische und auch architektonische Anforderungen an die Gebäudehülle in einem Bauteil lösen sollen. Der Mehrfachnutzen durch die integrierte PV am Gebäude soll dabei ebenfalls im Fokus des Projektes stehen. Diese Multifunktionalität hat mehrere Aspekte wie z.B. den Schutz vor Sonne, Schallschutz und eine mögliche Klimatisierung. Die Klimatisierung erweist sich bei Gebäuden mit erhöhtem Kühlbedarf als besonders vorteilhaft. Setzt man beispielsweise in einem Büroraum statt normalen Fenstern, BIPV¹-Fenster ein, kann der Wärmeeintrag um rund 80% reduziert werden und die eintreffenden Sonnenstrahlen zugleich in Strom umgewandelt werden. Systeme für die Gebäudekühlung werden derzeit in unterschiedlichsten Formen angeboten. Bei größeren Gebäuden werden meist zentrale Anlagen verwendet, welche die einzelnen Räume über ein Verteilersystem versorgen. Nachteilig bei diesen Anlagen sind der hohe Planungs- und Installationsaufwand und zudem auch noch die nicht vernachlässigbaren Energieverluste durch die Verteilung. Die dezentralen Geräte haben hingegen den Vorteil, dass die Kälteumwandlung direkt an Ort und Stelle geschieht. Hierbei kommen zum Beispiel die Split- und Multisplit-Anlagen² zum Einsatz. Eine schnelle Nachrüstbarkeit sowie das Fehlen von Verteilersystemen sind in dieser Hinsicht vorteilhaft zu erwähnen. Allerdings sind die ästhetisch wenig

¹ BIPV steht allgemein für die Bauwerksintegration von Photovoltaik

² Bauliche Trennung der Kältemaschine in ein Außen- und Innengerät zur Klimatisierung des Raumes. Weiteres wird dazu im Grundlagenkapitel beschrieben.

ansprechenden Außengeräte schwer in eine Fassade integrierbar und deren Geräuschemissionen sind nicht unerheblich. (IWT, 2014)

Das Gesamtprojekt „CoolSkin“ ist in mehrere Phasen gegliedert. Zu Beginn sollen verschiedenste Systemkonfigurationen aufgestellt und bewertet werden. Die erfolgversprechendsten Konzepte werden numerisch modelliert und durch simulationstechnische sowie labortechnische Untersuchungen analysiert. Im letzten Schritt wird durch weitere numerische Analysen die Integrationsfähigkeit in die Fassade untersucht. Bei der gesamten Bearbeitung des Projektes sollen dabei die durchgeführten Analysen mit experimentellen Arbeiten kombiniert werden. Zudem bietet ein Feldtest unter realen Einsatzbedingungen die finalen Erkenntnisse über das entwickelte System. (Rennhofer, 2015)

Im Zuge dieser Arbeit und als Beitrag zur Entwicklung von fassadenintegrierten Kühlsystemen wird hierbei die Konzeptionierung eines Fassadenprüfstandes zur Untersuchung aktivierter Fassadensysteme durchgeführt. Als ersten Schritt werden dafür die grundlegend notwendigen Systemkomponenten in Kapitel 2 vorgestellt. Die Grundkonfiguration dieser Systeme besteht dabei aus der Umwandlung der Sonnenenergie in elektrischen Strom mithilfe einer Photovoltaik-Anlage, der Kälteerzeugung durch eine Kältemaschine und einem geeigneten Abgabesystem zur Kühlung des Innenraumes. Die Erweiterungen dieser Systemkomponenten mit einem Speicher und einer Netzkopplung sind optional und werden im darauffolgenden Kapitel 3 detailliert betrachtet. Im Kapitel 3 wird auf Basis von vorhandenen Simulationsergebnissen zu unterschiedlichen Randbedingungen eines Referenz-Bürraumes das Verhalten der Systemkomponenten in einem Gesamtkonzept analysiert. Dabei wird vor allem auf die Energiebereitstellung durch das in die Fassade integrierte photovoltaische System und die Umwandlung in Kühlenergie (bzw. Heizenergie) zur Abdeckung einer vorhandenen Kühllast (bzw. Heizlast) im Detail eingegangen. Durch das zeitlich versetzte Auftreten des Kühlbedarfes im Vergleich zum Kühlangebot wird die Notwendigkeit von Speichersystemen näher analysiert. Nach den getätigten Überlegungen hinsichtlich der bautechnologischen Gestaltung der Fassade und der Definition eines Referenzbürraumes werden unter Berücksichtigung der Simulationsergebnisse wärmetechnische Systemkonzepte abgeleitet. Kapitel 4 beschreibt demnach die Ableitung möglicher Konzepte für einen Fassadenprüfstand, wobei diesbezüglich auf die Komponenten der Kälteerzeugung, Speicherung, Lüftung und Kühlsysteme im Detail eingegangen wird. Die Frage der elektrischen Anbindung des Prüfstandes mittels der vorgesehenen PV-Module wird im Projekt COOLSKIN vom Austrian Institute of Technology (AIT) behandelt und eigens in einem Prüfverfahren getestet.

Nach umfangreichen Bewertungen wird für den Prüfstandsaufbau ein Systemkonzept ausgewählt und folglich im Kapitel 5 die dafür benötigten Bauteile dimensioniert und ausgewählt. Der Prüfstandsaufbau ist an einem vorhandenen Versuchs-Gebäude des IWT (MPC-Box) geplant, wodurch bei der Bauteilerauswahl verstärkt auf die Platzverhältnisse an der vorhandenen Fassade geachtet werden muss. Ein weiterer wichtiger Bestandteil bei der Planung eines Prüfstandes ist das Messkonzept, womit sich das Kapitel 6 im Detail beschäftigt. Mit Hilfe des Messkonzeptes können unterschiedliche Versuchssequenzen aufgezeichnet und ausgewertet werden. Die Messstellen werden dabei gezielt gewählt, um relevante Kennzahlen der Kältemaschine bzw. Komfortverhältnisse für die Personen im Innenraum bestimmen zu können. Im abschließenden Kapitel 7 wird der gesamte Prüfstandsaufbau an der Fassade der MPC-Box konstruiert. Dabei wird im speziellen auf die benötigten Platzverhältnisse eingegangen sowie auf die Einbaukriterien einzelner Bauteile hingewiesen.

2 GRUNDLAGEN ZU AUSGEWÄHLTEN SYSTEMKOMPONENTEN

Das folgende Kapitel dient zur Beschreibung der grundlegend notwendigen Systemkomponenten für ein fassadenintegriertes System zur Kühlung von Innenräumen. Aufgrund der anzustrebenden Energieautarkie ist neben der Grundkonfiguration (Abbildung 2-1) auch eine Form von Speichersystem notwendig, um auftretende Kühllasten bedarfsgerecht abdecken zu können. Die Grundkonfiguration derartiger Fassadensysteme besteht aus der Umwandlung der Sonnenenergie in elektrischen Strom mithilfe einer Photovoltaik-Anlage, der Kälteerzeugung durch eine Kältemaschine und einem geeignetem Kühlsystem zur Kühlung des Innenraumes.



Abbildung 2-1: Grundkonfiguration des Systemaufbaus (IWT, 2014)

2.1 Photovoltaik

Allgemein wird als Photovoltaik die Technologie einer Umwandlung der Sonnenenergie in elektrische Energie mittels Solarzellen bezeichnet. Die exergetisch hochwertige Energie kann darauf folgend für einen entsprechenden Anwendungsfall beliebig in andere Energieformen umgewandelt werden. Eine weitere positive Eigenschaft ist der nahezu wartungsfreie Betrieb einer Solaranlage, da keine bewegten Teile bzw. keine zusätzliche Hilfsenergie benötigt werden. Der Einsatz der Solartechnologie hat sich in den letzten Jahren stark verändert. Früher oft in kleinen bis mittleren netzautarken Anwendungen (z.B.: Taschenrechner) verwendet, leisten netzgekoppelte Solarkraftwerke heutzutage einen wachsenden Beitrag zur öffentlichen Energieversorgung. (Wesselak & Voswinckel, 2015)

Eine im Oktober 2016 veröffentlichte Studie des Fraunhofer Instituts für Solare Energiesysteme fasst die Entwicklung in der Photovoltaikbranche zusammen. Generell zeigt sich, dass die Photovoltaik Technologie in einem stark wachsenden Markt (Wachstumsrate von 41% in den Jahren 2000 - 2015) befindet. Aus Hersteller-Sicht profitiert China mit einem Anteil von 71% der weltweit hergestellten Solarmodule am stärksten, für Europa beträgt dieser Anteil lediglich 5%. Anders zeigt sich dieses Verhalten bei der Betrachtung der weltweit installierten PV-Systeme, welche im Jahr 2015 zu 40% (2014: 48%) in Europa Einsatz fanden, wohingegen China mit 21% (2014: 17%) deutlich geringer ausfiel. In Deutschland wurden durch die installierten PV-Systeme rund 7% des Jahresenergiebedarfes (38,4 TWh) abgedeckt, wodurch ein Ausstoß von 24 Mio. t CO₂ vermieden wurde. Bei derzeitigen Technologien erreichen mono-kristalline Solarmodule einen Labor-Zellwirkungsgrad von 25,6%, multi-kristalline Module maximal 20,8% und die Dünnschicht Technologie weist Wirkungsgrade von 21% bei CdTe Zellen auf. Diese vorerst moderat erscheinenden Zellwirkungsgrade deuten allerdings auf das in der Zukunft liegende Potential dieser Technologie. Ein Rückblick der letzten 35 Jahre bestätigt einen rapiden Preisfall der Module durch auftretende Skalierereffekte und technologische Fortschritte bei steigenden Produktionsmengen in der Photovoltaikindustrie. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 2-2 als „Preis-Lernkurve“ dargestellt. Es ist dabei der auf die Leistung bezogene

Modulpreis in Abhängigkeit der insgesamt installierten Leistung dargestellt. Aus diesem Diagramm kann abgelesen werden, dass sich der leistungsbezogene Preis bei jeweiliger Verdoppelung der installierten Leistung um 23% reduziert. (Philipps & Warmuth, 2016)

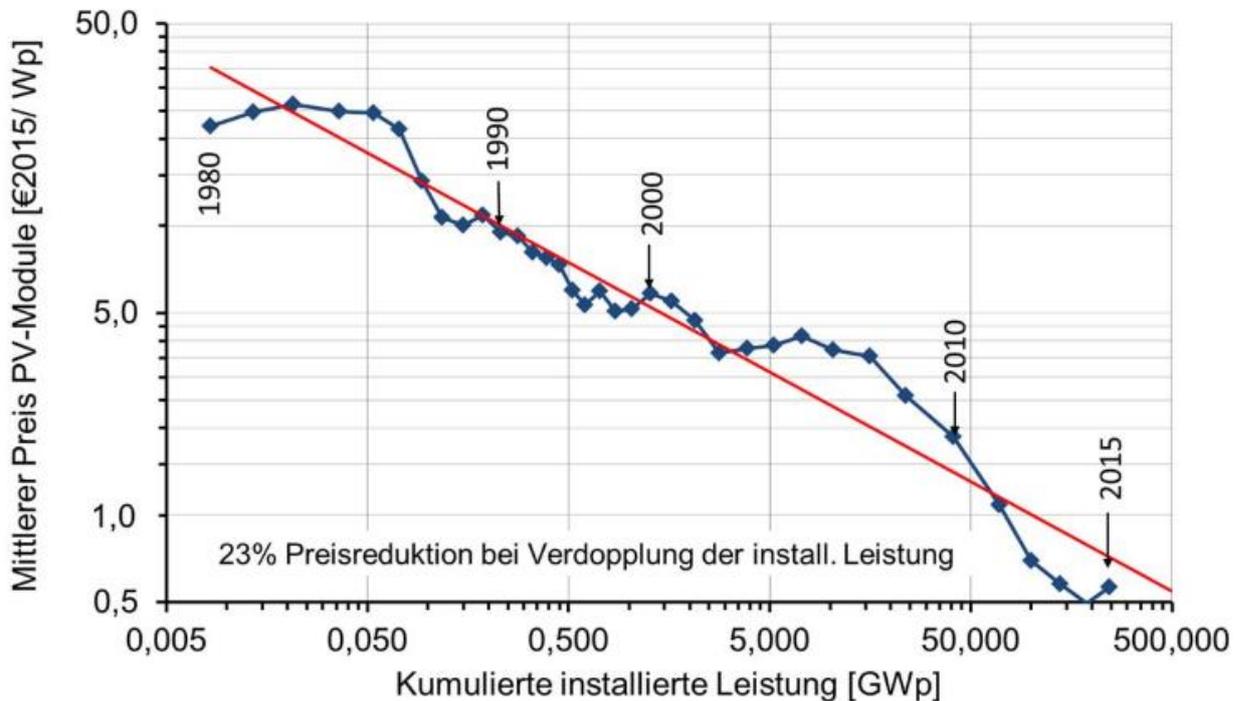


Abbildung 2-2: Historische Preisentwicklung für PV-Module (Philipps & Warmuth, 2016)

2.1.1 Unterschiedliche Photovoltaiktechnologien

Dieses Kapitel soll zur groben Übersicht der vorhandenen Technologien in der Photovoltaikbranche dienen. Prinzipiell wird in kristalline, Dünnschicht- und Multijunction-Solarzellen unterschieden. Je nach eingesetztem Material und Herstellungsverfahren werden dabei weitere Untergruppen gebildet. In Kapitel 2.1.3 werden abschließend ausgewählte Technologien hinsichtlich der Unterschiede bzgl. Effizienz, Ertrag, Funktion und Architektur gegenübergestellt.

a) Kristalline Solarzellen

Je nach verwendetem Halbleitermaterial werden diese in mono- und polykristalline Solarzellen unterschieden. Das häufigste eingesetzte Material ist Silizium, welches aus der Reduktion von Siliziumdioxid SiO_2 (Vorkommen als Quarzsand) mit Kohlenstoff gewonnen wird (Gleichung 2-1). Das Herstellungsverfahren ist in Abbildung 2-3 dargestellt, wobei sich die monokristallinen von den polykristallinen Zellen nur durch das Kristallisationsverfahren unterscheiden. Nach der metallurgischen Herstellung von Silizium muss über einen Reinigungsprozess als Grundstoff das solarreine Silizium gewonnen werden. Dazu wird Chlorwasserstoff und feingemahlenes Silizium in Trichlorsilan überführt (Gleichung 2-2). Das gereinigte Trichlorsilan wird anschließend mit Wasserstoff in einem Reaktor bei etwa $1100\text{ }^\circ\text{C}$ reduziert und als polykristallines Silizium abgeschieden (Gleichung 2-3). (Wesselak & Voswinckel, 2015 S. 45ff)



Für die Herstellung von monokristallinem Silizium wird solarreines Silizium eingeschmolzen und mit Kristallisationskeimen werden sogenannte Einkristalle gebildet. Im Unterschied dazu wird bei den polykristallinen Zellen beim Abkühlen auf eine gerichtete Kristallisation und die Entstehung einer grobkörnigen Struktur geachtet. Ein anschließendes Sägen bringt die Siliziumblöcke in eine gewünschte Größe und durch das Eindiffundieren von beispielsweise Phosphoratomen wird ein p-n Übergang erzeugt. Die anschließende Aufbringung der Antireflexionsbeschichtung und der Kontaktierung bilden den Abschluss in der Herstellungskette. (Wesselak & Voswinckel, 2015 S. 45ff)

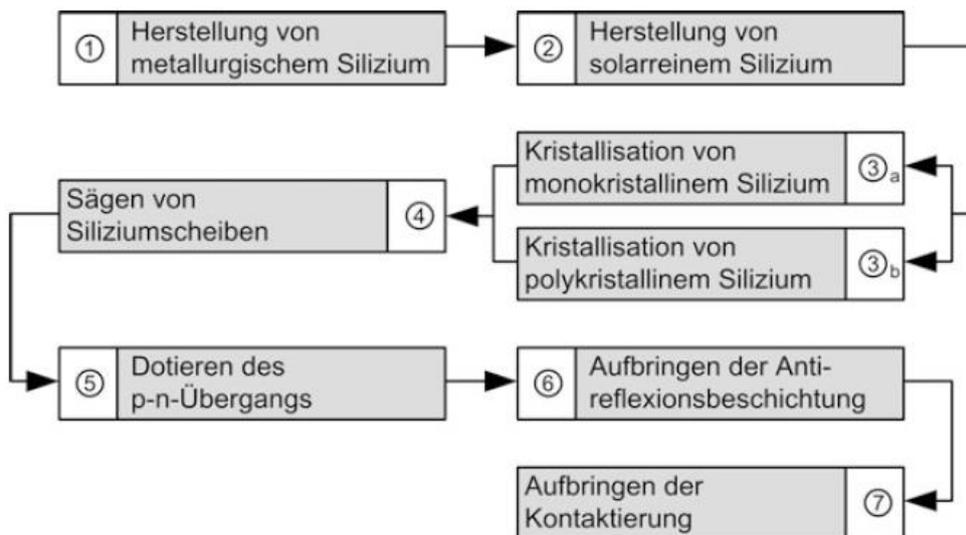


Abbildung 2-3: Herstellungsverfahren kristalliner Silizium Solarzellen (Wesselak & Voswinckel, 2015)

b) Dünnschichtsolarzellen

Anders als bei kristallinen Zellen besitzen Dünnschichtsolarzellen ein Trägermaterial, auf dem die Mikrometer dünne Halbleiterschicht aufgetragen ist. Als Halbleitermaterialien kommen unter anderem Cadmiumtellurit (CdTe), Kupferverbindungen (CIS/CIGS, Kupfer-Zink-Zinnsulfid (CZTS)), organische Stoffe (OPV) und amorphes/mikrokristallines Silizium (a-Si/ μ Si) zum Einsatz. (Wesselak & Voswinckel, 2015)

Als Trägerplatte, auch unter dem Begriff Substrat bekannt, kommen unterschiedliche Materialien zum Einsatz. Am häufigsten verwendet werden dabei Fenstergläser, aber auch Folien aus Kunststoff und Metallen sind möglich. Abbildung 2-4 zeigt dabei einen prinzipiellen Aufbau eines Dünnschichtmoduls. Das Substrat befindet sich entweder auf der Vorderseite (lichtzugewandte Seite) oder auf der Rückseite (lichtabgewandte Seite). Demnach unterscheidet man einen Substrataufbau und einen Superstrataufbau. (FVEE, 2010)

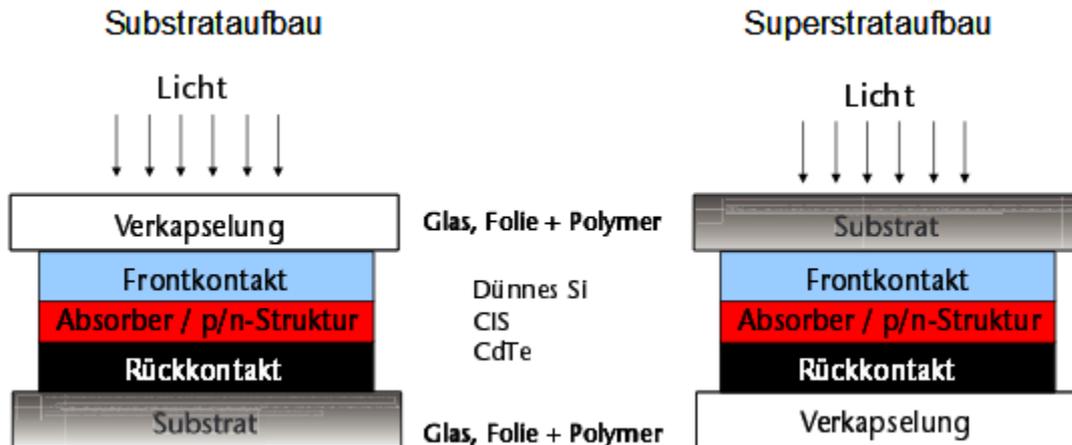


Abbildung 2-4: Prinzipieller Aufbau einer Dünnschichtsolarzelle (FVEE, 2010)

Obwohl die Wirkungsgrade der kristallinen Solarzellen (im Mittel zwischen 12% und 18%) größer sind als bei Dünnschichtmodulen (im Mittel zwischen 5% und 13%) ergeben sich Vorteile für den Einsatz dieser Technologie. Geringer Material- und Energiebedarf bei großflächigen automatisierten Herstellungsverfahren und eine leichtere Einbindung in die Gebäudehülle zählen dabei als wesentliche Vorteile. Für die Gebäudeintegration kann diese Technologie vor allem durch die leichte Anpassung an die Gebäudehülle mit zusätzlichen Funktionen wie einer Abschattung und einer ansprechenden Ästhetik punkten (FVEE, 2010).

c) Multijunction- Solarzellen

Im Gegensatz zu den Dünnschicht Solarzellen bestehen die Multijunction Solarzellen (auch als Stapelsolarzellen bekannt) aus mehreren übereinanderliegenden Halbleiterschichten, wodurch ein größerer Bereich des optischen Spektrums zur Stromerzeugung nutzbar wird. Wie bei der Dünnschicht Technologie besitzen auch die Multijunction Zellen einen gemeinsamen Träger. Der oberste p-n Übergang besitzt den größten Bandabstand und emittiert dadurch die energiereichsten Photonen, gefolgt von Schichten mit niedrigeren Bandabständen. (Wesselak & Voswinkel, 2015) Aufgrund der aufwändigen Produktion hat sich diese Technologien im PV Markt noch nicht sehr stark etabliert, trotz der hohen Wirkungsgrade von über 40% (Fraunhofer ISE, 2014), die in Labortests erreicht wurden

Abbildung 2-5 zeigt einen typischen Aufbau einer a-Si/ μ Si Tandemzelle. Wie sich aus dem Namen ableiten lässt, handelt es sich dabei um 2 Halbleiterschichten, eine amorphe- und eine mikrokristalline Siliziumschicht. Unter dem Trägermaterial (Glas-Schicht) befindet sich dabei eine transparente und gleichzeitig leitfähige Schicht (TCO). Im Anschluss daran werden die Licht-absorbierenden Halbleiterschichten mit einer p/n-Struktur angebracht und durch eine metallische Leiterschicht nach außen begrenzt. (FVEE, 2010)

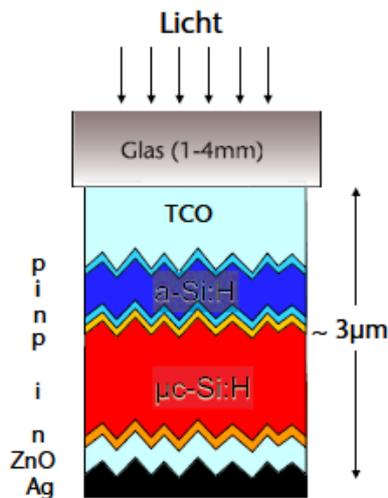


Abbildung 2-5: Aufbau einer a-Si/μSi Tandemzelle (FVEE, 2010)

2.1.2 Bauwerksintegration von Photovoltaik

Unter Bauwerksintegration von Photovoltaik (kurz GIPV: **G**ebäude**i**ntegration von **P**hoto**v**oltaik) versteht man eine Nutzung von Gebäudeoberflächen zur Stromproduktion. Dabei dürfen die GIPV-Systeme nicht nur einzeln und isoliert betrachtet werden sondern im Zusammenhang mit Architektur, Energieversorgung, Baumaterialien (Umweltwirkung bzw. Life Cycle Assessment), Nutzungsverhalten, etc. Einklang finden (Fechner et al., 2009). Ein zusätzlicher Preisfall der Photovoltaik-Module soll ebenfalls zu einer gezielten Verschmelzung von Gebäudebauteilen und energietechnischen Systemen führen (Fechner et al., 2016).

Durch eine solche Integration können die Gebäudeaußenteile neben den Grundfunktionen (Wetterschutz, Sonnenschutz, Schallschutz, Wärmeschutz, Belichtungseffekte) um die Funktion der Stromerzeugung erweitert werden. Damit stehen zukünftige Gebäude nicht nur vor der Aufgabe der Erfüllung von Funktionalität und Ästhetik, sondern auch für einen bestimmten Autarkiegrad bei optimaler Stromerzeugung. Bei neuen und auch bereits bestehenden Gebäudeteilen muss die Integration von Photovoltaik an das Material, die Konstruktion und Form der Gebäude, Ästhetik und Harmonie angepasst werden. Abbildung 2-6 stellt dabei mögliche Gestaltungsvarianten für gebäudeintegrierte Photovoltaik dar (Fechner et al., 2009).

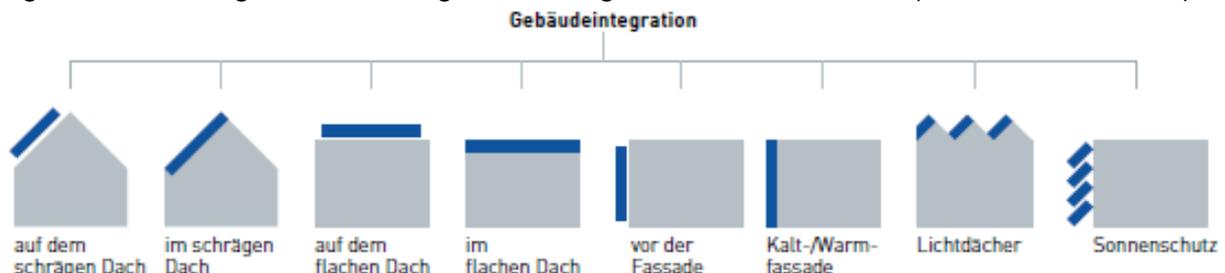


Abbildung 2-6: Mögliche Gestaltungsvarianten von GIPV (Fechner et al., 2009).

Im Allgemeinen befindet sich die Photovoltaik-Gebäudeintegration in einem Aufschwung, aber diese ist ihren technischen Möglichkeiten und Potentialen bei Weitem noch nicht ausgereizt. Die Abbildung 2-7 soll die Ausnutzung von gebäudeintegrierter Photovoltaik im Jahr 2014 zeigen und dabei bei auf die nicht genutzten Potentiale hinweisen. Der integrierte Anteil an PV in ein Bauwerk beläuft sich auf 2,4% (1,2% Fassadenintegriert + 1,2% dachintegriert), wobei insgesamt 85% der installierten Photovoltaikleistung durch eine Aufdachmontage am Gebäude angebracht sind, also grundsätzlich in unmittelbarer Nähe zum Gebäude. Nur rund 11,7% der

installierten Gesamtleistung ist freistehend. Dies zeigt prinzipiell die nicht genutzten Potentiale zur Integration in ein Bauwerk, der durch eine günstige aber zugleich hochwertige Entwicklung von bauwerksintegrierten Systemen zum Durchbruch verholfen werden könnte. Durch GIPV-Systeme können vielseitige Vorteile wie die bereits vorhandene Unterkonstruktion durch das bestehende Gebäude, die fehlende Flächenkonkurrenz zu anderen Nutzungen (im Vergleich zu freistehenden Anlagen), der geringere Aufwand für elektrische Anschlüsse zur weiteren Energieeinspeisung, die höhere architektonische Qualität usw. abgeleitet werden. (Fechner et al., 2016)

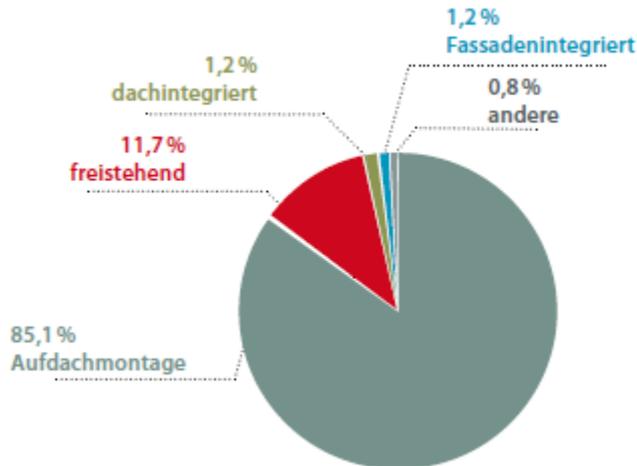


Abbildung 2-7: Montageorte von Photovoltaikanlagen in Österreich im Jahr 2014 (Fechner et al., 2016).

Der technische Trend für die PV-Installation in Gebäuden verändert sich dahingehend, dass zukünftig durch eine Kombination mit einer Wärmepumpe und einem elektrischen Speichersystem der Eigenenergiebedarf (Kühlung, Heizung, Strombedarf) abgedeckt werden kann. Als Grund für diese Entwicklung kann z.B. der Klimawandel oder der generelle Trend für die Ablösung des fossilen Energiesystems durch erneuerbare Energien angegeben werden. Des Weiteren sind die niedrigen Einspeisetarife zu nennen, die vor allem eine starke Motivation zur Deckung des Eigenbedarfes darstellen. Somit bewegt sich der PV-Gebäudemarkt weg von einer Volleinspeisung und führt entsprechend zur Optimierung von gesamten Solarstromsystemen. (Fechner et al., 2016)

2.1.3 Eignung von Photovoltaiktechnologien für die Fassadenintegration

Im Rahmen des CoolSkin Projektes wurde vom Austrian Institute of Technology (AIT) eine Bewertung unterschiedlicher Photovoltaiktechnologien für die Integration in eine Fassade durchgeführt. In Tabelle 2-1 wurden dabei 17 Eigenschaften aus technischer- (die ersten 8 grün hervorgehobenen Eigenschaften) und architektonischer Eignung (die letzten 9 blau dargestellten Eigenschaften) abgeleitet.

Bewertet wurde bei den kristallinen Zellen das monokristalline Silizium (mc-Si) und das polykristalline Silizium (pc-Si). Bei der Dünnschichttechnologie wurde die Kupfer-Indium-Gallium-Diselenid (CIGS), Cadmiumtellurid (CdTe), Kupfer-Zink-Zinn-Sulfid (CZTS) und die organische Photovoltaik (OPV) genauer analysiert. Abschließende Vertreter der Multijunction Technologie sind monokristallines und amorphes Silizium (HIT), mikrokristallines und amorphes Silizium (a-Si/ μ -Si) und monokristallines Silizium und Galliumarsenid (c-Si/GaAs). Die Technologien wurden dabei hinsichtlich der Erfüllung der zuvor definierten Eigenschaften mit 1 bis 5 Punkten bewertet. Aus dieser Darstellung zeigt sich recht deutlich, dass zum Beispiel das mc-Si die technologische Eignung mit dem Faktor 31 am besten erfüllt (Summe aller

technologischen Eigenschaften), während hingegen die architektonische Eignung nur mit 27 bewertet wurde (Summe aller architektonischen Eigenschaften). Die beste architektonische Eignung erzielt die OPV- Technologie mit einem Bewertungsergebnis von 35. Um einen ausreichenden Ertrag zum Betrieb der Kältemaschine als auch ein architektonisch ansprechendes System zu erhalten, erfordert die Auswahl der PV- Technologie ein annähernd gleich großes Verhältnis der technologischen und architektonischen Eigenschaften. (Mach et al., 2016)

Tabelle 2-1: Erfüllung der Eigenschaften je Technologie mit 1-5 Punkten. Eigenschaften wurden mit einer Gesamtrelevanz bewertet, die erlaubt Ergebnisse weiter zu gewichten. (Mach et al., 2016)

	Eigenschaften	hohe Bewertung	niedrige Bewertung	kristallin		Dünnschicht				Multijunction		
				mc-Si	pc-Si	CIGS	CdTe	CZTS	OPV	HIT	a-Si/ μ-Si	c-Si/ GaAs
		5	1									
technologische Eignung	Zelleffizienz	hoch	niedrig	5	4	3	3	2	1	5	2	5
	Moduleffizienz	hoch	niedrig	5	4	3	3	2	1	5	2	5
	Degradation	niedrig	hoch	5	5	3	2	2	1	5	3	5
	Lebensdauer	lang	kurz	5	5	3	2	2	1	5	3	5
	Winkelabhängigkeit	niedrig	hoch	3	3	4	4	4	4	4	4	4
	Investitionskosten	niedrig	hoch	2	3	4	4	5	5	1	4	1
	Marktverbreitung	hoch	niedrig	4	5	2	3	1	1	2	2	1
	Eigenerwärmung	niedrig	hoch	2	1	4	3	4	5	3	5	4
Σ aus technologischer Eignung				31	30	26	24	22	19	30	25	30
architektonische Eignung	Wetterbeständigkeit	hoch	niedrig	5	5	3	4	3	1	5	3	4
	Gewicht	niedrig	hoch	1	1	3	2	4	5	1	2	1
	Flächenbedarf	hoch	niedrig	5	3	4	3	2	1	5	2	5
	Austauschbarkeit	gut	schlecht	3	3	3	3	3	5	3	3	3
	flexible Dimension	ja	nein	1	1	4	3	4	5	1	4	1
	Verfügbarkeit als BIPV	hoch	niedrig	5	5	5	2	2	3	2	3	1
	transparente Varianten	viel	wenig	3	3	3	1	1	5	3	4	3
	architektonische Gestaltung	hoch	niedrig	2	2	4	2	4	5	2	4	2
	Ästhetik	hoch	niedrig	2	2	5	4	4	5	2	4	2
Σ aus architektonischer Eignung				27	25	34	24	27	35	24	29	22

2.2 Elektrische Speicherung und Netzkopplung

Um die angestrebte Autarkie in Bezug auf das öffentliche Stromnetz zu erlangen, erscheint es naheliegend, den von der PV-Anlage produzierten Strom zu speichern. Ohne einen elektrischen Speicher müsste der erzeugte Strom entweder sofort verbraucht, oder in das öffentliche Stromnetz eingespeist werden. In dieser Hinsicht gibt es zwei sehr wesentliche Kennzahlen,

den Eigenverbrauchsanteil und den Autarkiegrad, die den elektrischen Verbrauch der Erzeugung gegenüberstellen, um die Sinnhaftigkeit eines Batteriespeichers beurteilen zu können. Der Eigenverbrauchsanteil (Gleichung 2-4) gibt an, wie viel von dem erzeugten Strom inklusive eines Speichersystems selbst verbraucht werden kann. Es handelt sich dabei um eine technische Größe, bei der keine Aussage über die Deckung des tatsächlichen Strombedarfes eines Haushaltes getroffen werden kann. Der Autarkiegrad (auch Deckungsgrad genannt) gibt hingegen einen relevanteren Aufschluss über genau jenen Anteil des Stromverbrauches, der durch das installierte PV-System und den Stromspeicher zeitgerecht abgedeckt werden kann (siehe Gleichung 2-5). (OÖEnergiesparverband, 2015) Diese beiden Kennzahlen können mit einem beispielhaften Erzeugungs- und Verbraucherdiagramm sehr einfach dargestellt werden (siehe Abbildung 2-8 und Abbildung 2-9). Als Beispiel eines Verbrauchers ist in Abbildung 2-9 eine Waschmaschine angeführt, was aber exemplarisch für alle möglichen Verbraucher zu verstehen ist.

$$\text{Eigenverbrauchsanteil [\%]} = \frac{\text{verbraucher Solarstrom}}{\text{erzeugter Solarstrom}} \quad \text{Gl. 2-4}$$

$$\text{Deckungsgrad [\%]} = \frac{\text{solarer Stromverbrauch}}{\text{Gesamtstromverbrauch}} \quad \text{Gl. 2-5}$$

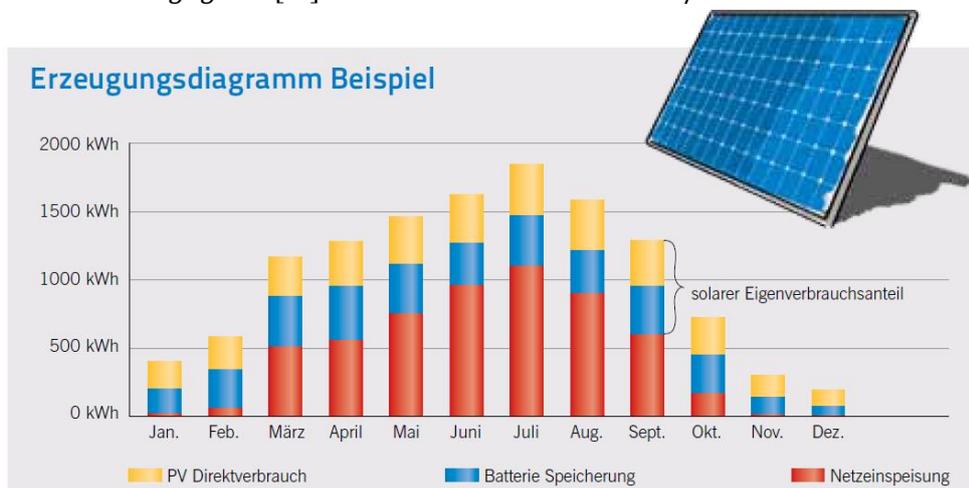


Abbildung 2-8: Eigenverbrauchsanteil am Beispiel eines Erzeugungsdiagrammes (OÖEnergiesparverband, 2015)

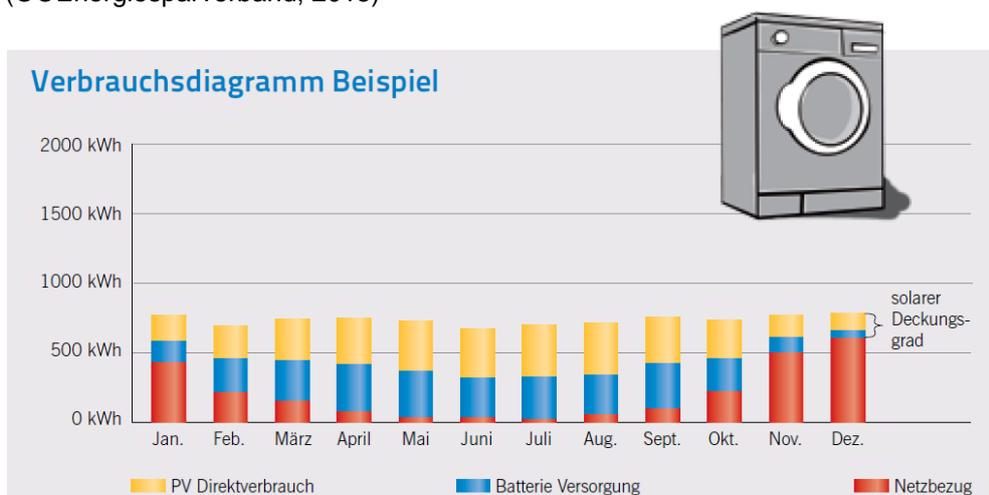


Abbildung 2-9: Autarkiegrad (Deckungsgrad) am Beispiel eines Verbraucherdiagrammes (OÖEnergiesparverband, 2015)

Die Auslegung des Speichers muss hinsichtlich des Lastprofils eines Haushaltes gut überlegt sein. Wird der Speicher zu klein dimensioniert, kann weniger vom selbst erzeugten Strom als

Eigenverbrauch genutzt werden. Bei zu großer Dimensionierung steigen hingegen die Investitionskosten deutlich an. Bei einer durchschnittlichen Haushaltsanlage und einem Eigenverbrauchsanteil von 60-70% gilt als Faustregel für die nutzbare Speicherkapazität in kWh ungefähr das 1,5 fache der installierten Leistung der Photovoltaikanlage in kWp. (OÖEnergiesparverband, 2015)

Prinzipiell gibt es für die Einbindung eines elektrischen Speichers zwei unterschiedliche Schaltungsmethoden, welche in Abbildung 2-10 dargestellt sind. Der schematische Aufbau in a) eignet sich für die Einbindung der Batterie in neue PV-Systeme. Der von der PV-Anlage produzierte Gleichstrom wird über einen Laderegler direkt in eine Batterie gespeist und/oder über einen Wechselrichter an die Verbraucher und das öffentliche Stromnetz geleitet. Diese Variante zeichnet sich vor allem durch das kompakte System (Wechselrichter, Speicher und Laderegler) aus. Der in b) angeführte Aufbau ist sowohl bei bestehenden Anlagen als auch für neue Anlagen geeignet. Der handelsübliche Wechselrichter wandelt den Solarstrom in Wechselstrom und verteilt diesen entweder zum Verbraucher, zum öffentlichen Stromnetz oder über einen weiteren Batteriewechselrichter in den elektrischen Speicher. Durch die zweifache Umwandlung des Stromes von DC zu AC und umgekehrt entstehen deutlich höhere Verluste. (OÖEnergiesparverband, 2015)

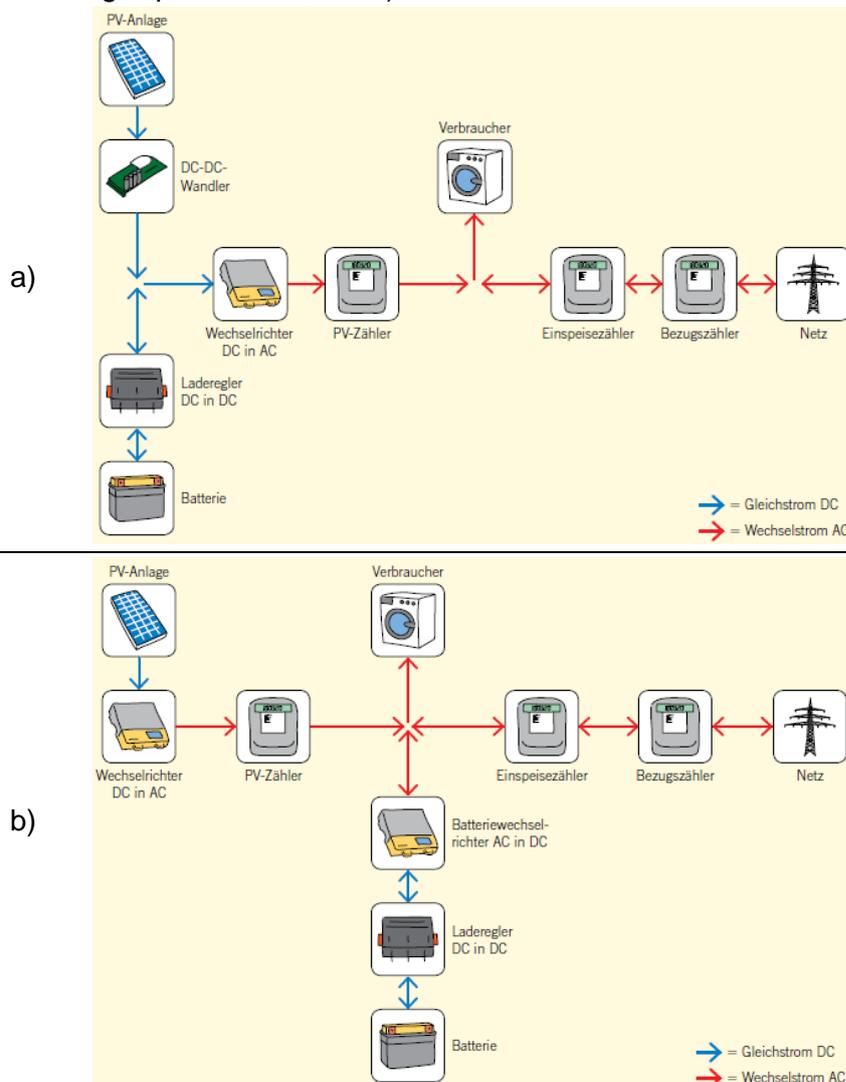


Abbildung 2-10: Gleichstrom-Lösung (a) und Wechselstrom-Lösung (b) zur Einbindung eines elektrischen Speichers (OÖEnergiesparverband, 2015)

2.3 Kälteerzeugung

Dieses Kapitel soll die unterschiedlichen Möglichkeiten für die Bereitstellung der notwendigen Kälte diskutieren. Dafür werden in einer kurzen Übersicht die Kompressions-Wärmepumpen/Kältemaschinen und die Absorptions-Wärmepumpen/Kältemaschinen vorgestellt. Als Alternative soll ebenfalls kurz auf Peltierelemente eingegangen werden. Wie sich im Verlauf dieser Masterarbeit zeigen wird, sind vor allem die Bauteile für die Kompressions-Kältemaschine von großer Wichtigkeit, wofür anhand eines beispielhaften Kreislaufes einige Bauteile in deren Funktionen beschrieben werden.

2.3.1 Typen von Wärmepumpen/Kältemaschinen

Im Allgemeinen handelt es sich bei Wärmepumpen und Kältemaschinen um Aggregate, mit denen der natürliche Wärmefluss durch eine Arbeitszufuhr umgekehrt wird. Bei Kältemaschinen nutzt man die auf dem niedrigeren Temperaturniveau entnommene Wärme für Kühlzwecke. Die gleiche Maschine kann auch als Wärmepumpe fungieren, wobei in diesem Fall die entnommene Wärme aus dem tieferen Temperaturniveau auf ein höheres „gepumpt“ und dort beispielsweise für Heizanwendungen genutzt werden kann. (Rieberer et al., 2014)

Prinzipielle Möglichkeiten für die Bereitstellung der notwendigen Kälte sind in Abbildung 2-11 dargestellt. Bei der links dargestellten Kompressions-Kältemaschine/Wärmepumpe wird das Kältemittel vom Niederdruckniveau durch einen Verdichter (Kompressor) auf das Hochdruckniveau gefördert. Von dort wird die im niedrigen Temperaturniveau aufgenommene Wärme (Verdampfer) zuzüglich der vom Verdichter aufgewendeten Energie durch die Kondensation wieder abgegeben. Eine anschließende Entspannung des Kältemittels auf Niederdruckniveau wird in einer Drossel durchgeführt. Im Gegensatz zur Kompressions-Kältemaschine/Wärmepumpe wird bei einer Absorptions-Kältemaschinen/Wärmepumpe (rechts dargestellt) die Energiezufuhr fast ausschließlich in Form von Wärme erbracht. Bei Absorptions-Maschinen wird der Kompressor durch einen Lösungsmittel-Kreislauf ersetzt. Das aus dem Verdampfer austretende Kältemittel tritt in den Absorber ein und wird dabei in einem Lösungsmittel gelöst. Eine dadurch entstehende Kältemittel „reiche Lösung“ gibt eine frei werdende Lösungswärme (Q_A) im Absorber ab und wird mittels einer Lösungspumpe auf das hohe Druckniveau gebracht. Durch die im Austreiber zugeführte Energie (Q_H) beginnt das Kältemittel aus der Lösung wieder auszudampfen, womit folglich die „arme Lösung“ über die Drosseleinrichtung wieder dem Absorber zugeführt wird. (Rieberer et al., 2014)

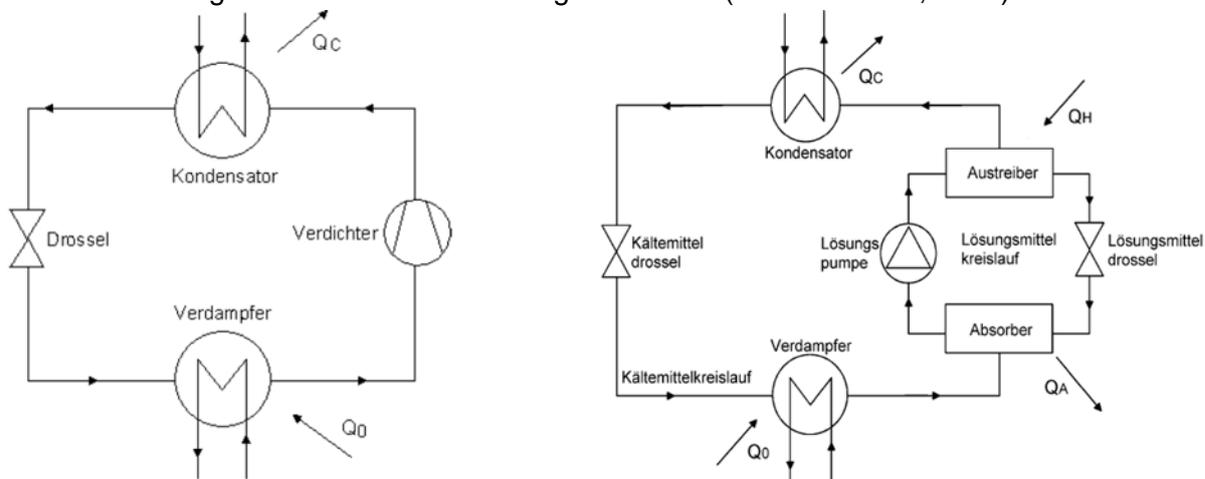


Abbildung 2-11: Vergleich einer Kompressions-Kältemaschine/Wärmepumpe (links) und einer Absorptions-Kältemaschine/Wärmepumpe (rechts) (Rieberer et al., 2014)

Als beispielhafte Alternative zu den beschriebenen Wärmepump-Prozessen kann die thermoelektrische Kälteerzeugung mithilfe von Peltier Elementen genannt werden. Hierfür wird eine Gleichspannung an einen Stromkreis gelegt, welcher aus unterschiedlichen metallischen Leitern besteht. Dadurch kühlt sich die eine Kontaktstelle ab während sich die andere erhitzt (Umkehrung des Seebeck-Effekts). Mithilfe der Entwicklung von Halbleitermaterialien konnte folglich der Effekt verstärkt werden. Die p- und n dotierten Halbleitermaterialien werden dabei mit sogenannten Kupferbrücken in einer Reihenschaltung miteinander verbunden. Diese sind so aufgebaut, dass sich alle wärmeaufnehmenden Brücken auf einer Seite und alle wärmeabgebenden Brücken auf der anderen Seite befinden. (Recknagel et al., 2007) Der grundsätzliche Aufbau dieser Elemente kann der Abbildung 2-12 entnommen werden.

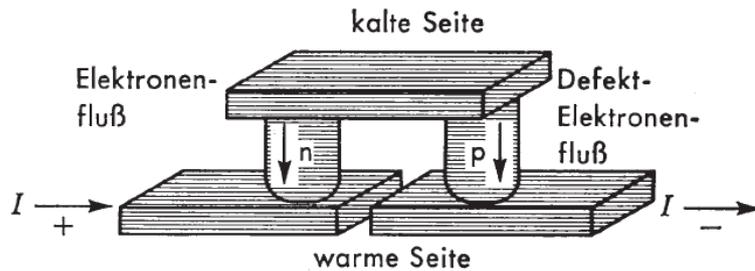


Abbildung 2-12: Schematischer Aufbau eines Peltier-Elements. (Recknagel et al., 2007)

Nachteilig bei diesen Elementen sind allerdings die erhöhten Investitionskosten gegenüber den Kompressions- und Absorptionskältemaschinen zu erwähnen (bei gleicher angenommenen Kälteleistung). Auch die derzeit üblichen Leistungszifferen von 0,1 bis 0,2 beschränken daher den Einsatz der Peltierelemente auf Spezialgebiete wie z.B. die Kühlung von Elektronikbauteilen oder in Campingkühlschränken. (Rieberer et al., 2014)

2.3.2 Vergleichsprozess für Kompressions-Wärmepumpen/Kältemaschinen

Als theoretischer Vergleichsprozess für Wärmepumpenanwendungen dient der Carnot- Prozess, welcher sich aus zwei isothermen und zwei isentropen Zustandsänderungen zusammensetzt. Dieser Vergleichsprozess stellt jenen Kreisprozess mit geringstem Arbeitsaufwand dar. Als thermodynamischer Vergleichsprozess für Kompressions-Kältemaschinen wird in der Praxis der Perkins- Evans-Prozess verwendet. Dies hat den Grund, dass bei der Realisierung eines Carnot Prozesses der Kreislauf im Nassdampfgebiet stattfinden müsste. Der Einsatz von Kompressoren (vor allem bei Hubkolbenkompressoren) erfordert allerdings die Kompression eines trockenen Dampfes (Sättigungszustand), damit Flüssigkeitsschläge, welche zur Zerstörung des Kompressors führen, vermieden werden. Die isentrope Kompression erfolgt daher ausgehend von der Satttdampflinie in das höhere Temperatur- bzw. Druckniveau, womit folglich eine Überhitzung auftritt. Nach der Enthitzung und anschließenden Kondensation erfolgt die Entspannung auf das Niederdruckniveau mit einer Drosselung bei gleichbleibender Enthalpie. Die beschriebenen Prozesse können der folgenden Abbildung 2-13 entnommen werden. (Rieberer et al., 2014)

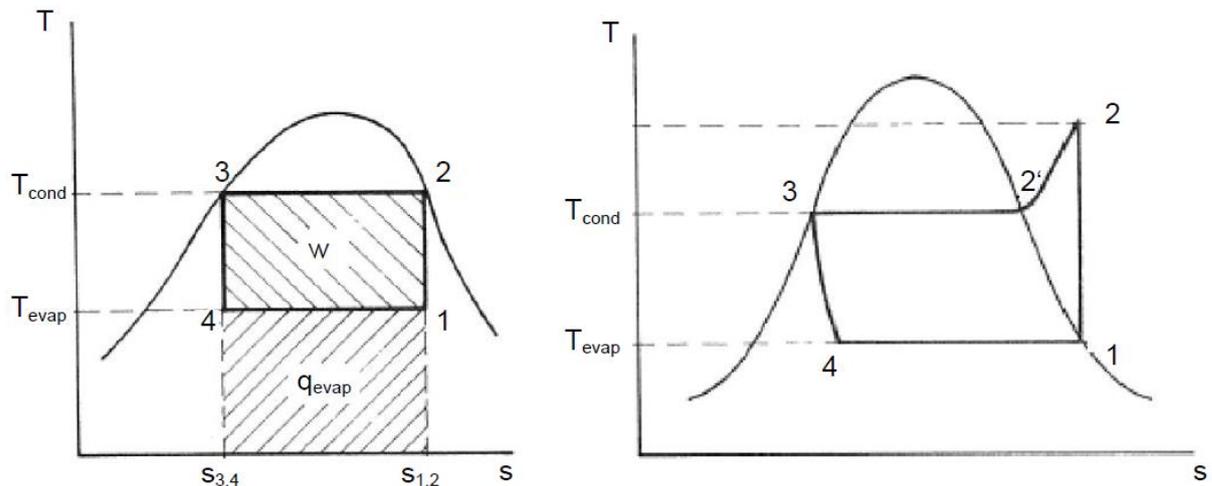


Abbildung 2-13: Darstellung des theoretischen Vergleichsprozesses (Carnot-Prozess, links) gegenüber dem Vergleichsprozess für Kompressions- Kältemaschinen (Perkins-Evans-Prozess, rechts) (Rieberer et al., 2014)

Durch die Anwendung des 1.Hauptsatzes der Thermodynamik erhält man für den links drehenden Kreisprozess in Abbildung 2-13 die spezifische Arbeit w nach Gleichung 2-6.

$$w = q_{cond} - q_{evap} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Im angeführten T-s-Diagramm des Carnot-Prozesses können die umgesetzten Energien ebenfalls als Flächen dargestellt werden. Folglich kann mit Gleichung 2-7 und Gleichung 2-8 die spezifische Kondensationswärme q_{cond} und die spezifische Verdampfungswärme q_{evap} definiert werden.

$$q_{cond} = T_{cond} * (s_2 - s_3) \quad \text{Gl. 2-7}$$

$$q_{evap} = T_{evap} * (s_1 - s_4) \quad \text{Gl. 2-8}$$

Für die Beurteilung der Qualität einer Wärmepumpe/Kältemaschine wird der Quotient aus der nutzbaren Leistung und der Antriebsleistung gebildet. Die dabei erhaltene Zahl wird Coefficient of Performance (COP) oder Leistungszahl genannt (siehe Gleichung 2-9). Für den Carnot-Prozess kann der COP in Abhängigkeit der Temperaturniveaus angegeben werden (siehe Gleichung 2-10 für Wärmepumpen)

$$COP = \frac{\text{nutzbare Leistung}}{\text{Antriebsleistung}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{cond}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad \text{Gl. 2-10}$$

Aus Gleichung 2-10 kann folglich abgeleitet werden, dass je geringer die Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur ist, desto besser der COP ausfällt.

2.3.3 Mögliche Bauteile einer Kompressions-Kältemaschine

Welche Bauteile für die Realisierung einer Wärmepumpe/Kältemaschine gegebenenfalls zu berücksichtigen sind, soll anhand der Abbildung 2-14 näher dargestellt werden. Eine Kompressions-Kältemaschine besteht nicht nur aus den (Haupt-) Bestandteilen Kompressor, Kondensator, Expansionsventil und Verdampfer. An dieser Stelle sei allerdings erwähnt, dass der dargestellte Kältekreis nicht dem zu entwickelnden Prüfstand einer CoolSkin-Anwendung entspricht, aber dennoch sehr gut für die Beschreibung einzelner Bauteile geeignet ist.

Für den reibungslosen Betrieb des Kompressors muss eine ausreichende Schmierung gewährleistet werden, welche in Abbildung 2-14 unter anderem durch einen Ölabscheider garantiert wird. Dieses Bauteil ist in der Druckleitung (rot dargestellt) positioniert und hat die Aufgabe, das vom Kompressor ausgeworfene Öl über entsprechende Leitungen wieder zurückzuführen. Diese sind vor allem dann zwingend erforderlich, wenn die Anlage aus weit verzweigten Kältemittelleitungen besteht (z.B. bei Verbundanlagen) oder für Tiefkühlzwecke angewandt wird (Auftreten von unerwünschten Mischungslücken) (Schiessl, 2016a). Ein Öldruckschalter überprüft die ordnungsgemäße Ölmenge im Kompressor und ein Hoch- bzw. Niederschalter dient als weiteres Sicherheitsorgan zur Begrenzung der auftretenden Drücke im Kältemittelkreislauf.

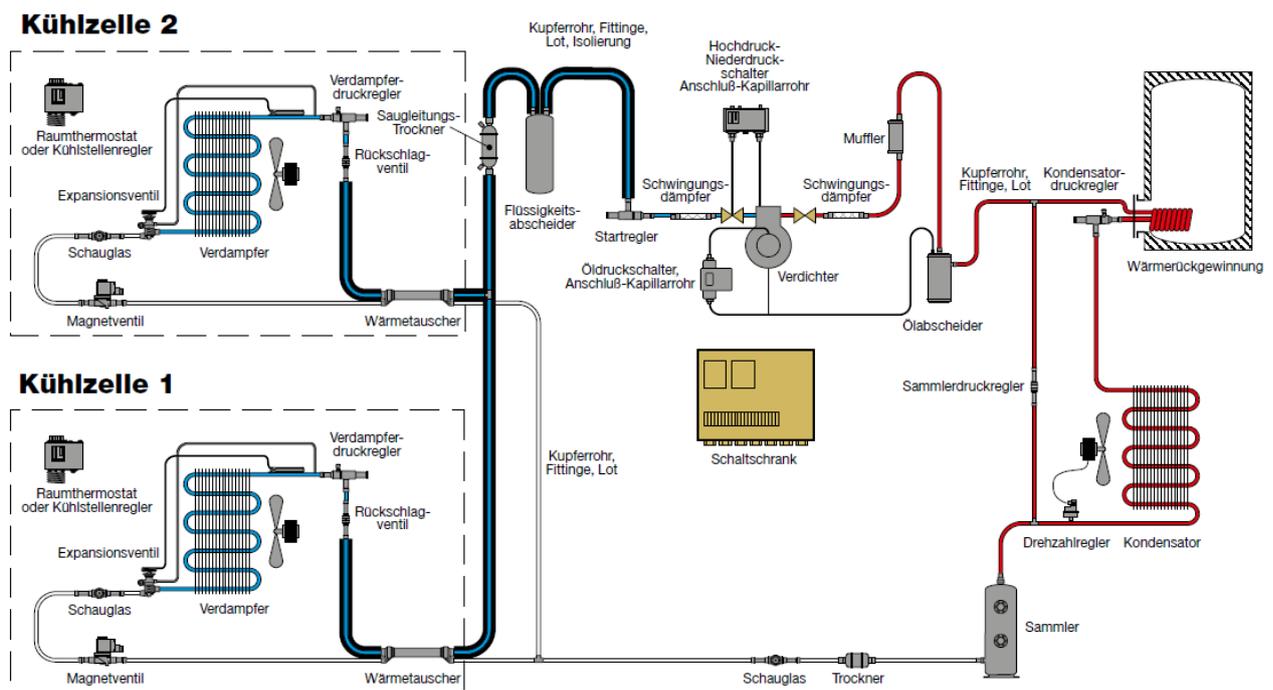


Abbildung 2-14: Schematischer Aufbau und Komponenten einer Kältemaschine/Wärmepumpe (Schiessl, 2016a)

Der Betrieb eines Kompressors und die damit verbundenen Schwingungen sind mit sogenannten Schwingungsdämpfern auszugleichen. Die zusätzliche Anordnung eines Mufflers wirkt außerdem geräuschkindernd. Der Einsatz von bspw. Hubkolbenverdichtern bewirkt das Auftreten von Druckgaspulsationen, die sich in der Anlage als störende Geräusche ausbreiten und ebenso zum Schwingen anregen. Ob diese Druckpulsationen der Grund für die auftretenden Geräusche sind, kann durch kurzzeitiges Schließen des Sauggasabsperrventils überprüft und durch den Muffler maßgeblich reduziert werden (Schiessl, 2016a).

Für die Wärmeabfuhr und Kondensation des Kältemittels wird in Abbildung 2-14 ein Wärmetauscher aus Lamellen und Rohren verwendet, welche fest miteinander verbunden sind. Dadurch wird eine große Wärmetauscherfläche mit entsprechend gutem Wärmeübergang realisiert. (Webasto, 2000) Die Belüftung wird in diesem Fall durch einen separaten Ventilator erreicht. Dieser besitzt zudem eine Drehzahlregelung, welche abhängig vom Kondensationsdruck die Drehzahl des angeschlossenen Motors erhöht bzw. verringert. Die Drehzahlregelung bei Verflüssigungslüfter wird oft mit einer Verringerung der Geräusche verbunden und sorgt für stabil bleibende Verflüssigungsdrücke bei klimatisch veränderlichen Bedingungen (Danfoss, 2006).

Im Anschluss zum Kondensator gelangt das Kältemittel zum (Hochdruck-) Sammler, durch welchen eine Vergleichmäßigung des Kreislaufes sowie eine Kältemittelreserve für auftretende Undichtheiten geschaffen wird. Für sich kondensatorseitig stark ändernde Betriebsbedingungen ist der Verbau eines Hochdrucksammlers unumgänglich. Als Beispiel wäre hierzu die Umschaltung vom Heizbetrieb in die Warmwasseraufbereitung zu nennen. (Rieberer et al., 2014) Die weiteren Bauteile im angeführten Kältekreis sind der (Filter-) Trockner und das Schauglas. Die Aufgabe des Filtertrockners im Kältekreis besteht darin, Feuchtigkeit und Säure zu binden sowie eine Filterung von Schmutz und Partikeln aus dem Kältemittel zu gewährleisten. Heutzutage werden bevorzugt Filter mit Feststoffeinsatz verwendet, wobei dessen erlaubte Durchflussrichtung zu beachten ist. Als Trockenmittel wird meistens ein Molekularsieb (Zeolith), Silicagel (SiO_2) und Aluminiumoxid (Al_2O_3) eingesetzt. Der Aufbau eines Filtertrockners mit mehreren Filtermaterialien ist in Abbildung 2-15 dargestellt. (Webasto, 2000)

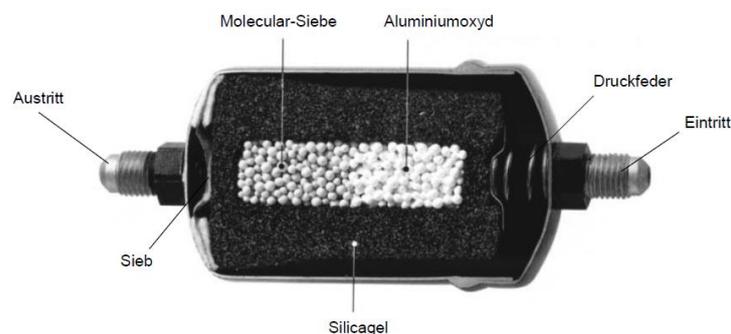


Abbildung 2-15: Aufbau eines Filtertrockners mit mehreren Feststoffeinsätzen (Webasto, 2000)

Die Funktion des Schauglases bietet zudem die visuelle Überprüfung, ob ein Dampfanteil in der Flüssigkeitsleitung enthalten ist. Zur Gewährleistung einer einwandfreien Funktion des Expansionsventils empfiehlt sich der entsprechende Einbau vor dieser Komponente. Des Weiteren sind die am Markt erhältlichen Schaugläser zum Teil mit Feuchtigkeitsindikatoren ausgestattet, welche durch einen Farbumschlag das Vorhandensein von unerwünschtem Wasser im Kältemittel darstellen. (Schiessl, 2016a)

Bevor das Kältemittel durch das Expansionsventil auf den Verdampfungsdruck entspannt wird, ist ein weiterer, interner Wärmetauscher installiert. Durch den Einsatz dieses Bauteils zwischen der Flüssigkeits- und Saugleitung wird das flüssige Kältemittel unterkühlt bzw. das angesaugte Kältemittel überhitzt. Diese Maßnahme führt zum einen zur Erhöhung spezifischer Kälteenergie (siehe Definition von q_{evap} in Gleichung 2-6) und zum anderen zur Erhöhung der Verdichtungsendtemperatur. Ein weiteres Bauteil, welches vor dem Expansionsventil in Abbildung 2-14 angeordnet werden kann, ist ein sogenanntes Magnetventil. Bei diesem Bauteil handelt es sich um ein magnetisch betätigtes Absperrorgan zur Steuerung des

Kältemittelstromes. Soll beispielsweise die Anlage abgeschaltet werden, so wird bevor der Verdichter zum Stehen kommt das Magnetventil geschlossen und somit das Kältemittel vom Nieder- in den Hochdruckteil befördert. Diese Maßnahme führt zur Verhinderung einer Verlagerung des Kältemittels in den Kompressor. Bei wiederholtem Anlaufen der Kältemaschine wird daher ein Ansaugen von flüssigem Kältemittel in den Kompressor und damit verbundene Flüssigkeitsschläge vermieden. (Webasto, 2000)

Die Entspannung des Kältemittels auf das Verdampfungsdruckniveau erfolgt über ein Expansionsventil. Dabei soll dem Verdampfer nur so viel flüssiges Kältemittel zugeführt werden, wie beim jeweiligen Betriebszustand verdampfen kann. Das heißt, die Regelung des umlaufenden Kältemittel-Massenstromes zählt zu einer weiteren wesentlichen Aufgabe des Expansionsventils. Zu viel Massenstrom schädigt den Kompressor, da dieser flüssiges Kältemittel ansaugt. Hingegen wird bei zu niedrigem Massenstrom das Kältemittel am Austritt des Verdampfer stark überhitzt, was zu einer unzulässig hohen Verdichtungsendtemperatur führt. Prinzipiell gibt es für Expansionsventile mehrere Ausführungsformen, die je nach Betriebsweise und Bauart der Kälteanlage auszuwählen sind. Bei konstanten Betriebsbedingungen reicht der Einbau einer festen Drossel (z.B. Kapillarrohr), andernfalls empfiehlt es sich, regelbare Drosselorgane zu verwenden. In Abbildung 2-14 ist diesbezüglich ein thermostatisch gesteuertes Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich (erkennbar am Fühler für Druck und Temperatur am Verdampferaustritt) eingesetzt. Der Vorteil gegenüber Ventilen mit innerem Druckausgleich (Druck am Verdampfeintritt) ist die Einhaltung der tatsächlich eingestellten Überhitzung des Kältemittels bei einem auftretenden Druckabfall über den Verdampfer. Die Überhitzung wird in diesem Fall durch den Druck am Verdampferaustritt geregelt, da der Verdampfeintrittsdruck nicht mit der Druckmembran in Verbindung steht (getrennt durch eine Zwischenwand). (Webasto, 2000) Ein schematischer Aufbau eines derartigen Ventils ist in Abbildung 2-16 (links) dargestellt. Wird jedoch bei nennenswerten Druckverlusten im Verdampfer die Überhitzung des Kältemittels mit dem Eintrittsdruck in den Verdampfer geregelt (Expansionsventil mit innerem Druckausgleich), so ist die tatsächliche Überhitzung aufgrund der Temperaturabnahme (bedingt durch den Druckverlust im Zweiphasengebiet) höher als die vorgegebene. Dadurch sinkt die Verdampfungstemperatur und folglich die Kälteleistung der Anlage.

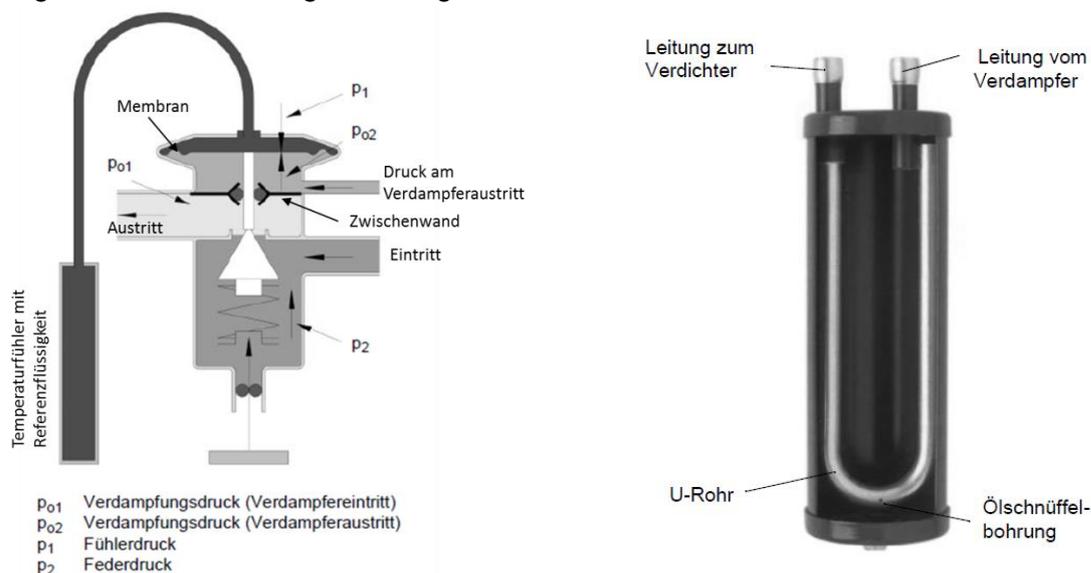


Abbildung 2-16: Aufbau eines thermostatischen Expansionsventils mit externem Druckausgleich (links) und eines Flüssigkeitsabscheiders (rechts) (Webasto, 2000)

Abschließend zu den Bauteilen einer Kältemaschine soll die Funktion des in Abbildung 2-16 (rechts) dargestellten Flüssigkeitsabscheiders erläutert werden. Die Aufgabe des Flüssigkeitsabscheiders (auch Akkumulator genannt) ist es, den Kompressor vor der Ansaugung von flüssigem Kältemittel zu schützen. Durch eine entsprechende Volumsvergrößerung wird die Strömungsgeschwindigkeit soweit abgesenkt, dass sich die in der Strömung enthaltenen Flüssigkeitstropfen nach unten absetzen. Wichtig zu erwähnen ist dabei, dass sich im Kältemittel auch ein gewisser Öl-Anteil befindet. Dass dieses wieder zum Kompressor zurückgeführt wird und nicht im Akkumulator verbleibt, wird durch eine Ölschnüffelbohrung ($\sim \varnothing 1 \text{ mm}$) an der untersten Stelle des U-förmigen Ansaugrohres gewährleistet. Des Weiteren dient der Flüssigkeitsabscheider zur Speicherung von Kältemittel bei einer Überfüllung bzw. einem Ausgleich der Kältemittelmenge bei sich stark ändernden Betriebsverhältnissen. (Webasto, 2000)

2.4 Kühlsysteme

Als weitere Grundkonfiguration und zur Ableitung eines fassadenintegrierten Systems sind die eigentlichen „Kühlsysteme“ für die Konditionierung des Innenraums notwendig. Welche grundsätzlichen Möglichkeiten hierzu am Markt erhältlich sind, soll mit diesem Kapitel beleuchtet werden. Es wird dabei speziell auf jene Technologien näher eingegangen, die prinzipiell für einen Prüfstandsaufbau geeignet erscheinen und entsprechend der Ableitung eines Systemkonzepts (siehe Kapitel 4) im Folgenden auch berücksichtigt wurden.

Induktionsgeräte

Bei Induktionsanlagen wird die sogenannte Primärluft, welche der Mindestaußenlufttrate entspricht, durch ein zentrales Raumlufthaus aufbereitet und den dezentral in den Räumen befindlichen Induktionsgeräten zugeführt. In diesen Geräten tritt die Primärluft mit hoher Geschwindigkeit aus den darin befindlichen Düsen aus, wodurch die umgebende Raumluft (Sekundärluft) angesaugt (induziert) wird. Je nach Bauart der Geräte wird entweder nur die induzierte Sekundärluft oder die gesamte Luft über ein oder mehrere Wärmetauscher geführt und je nach Betriebsart gekühlt oder beheizt. Der Wärmetauscher im Induktionsgerät wird dabei von einem Wasserkreislauf durchflossen. Das Verhältnis zwischen Sekundär- und Primärluft - auch Induktionsverhältnis genannt - liegt bei Werten zwischen 2 und 4. In der Abbildung 2-17 ist der schematische Aufbau einer Induktionsanlage abgebildet. (Recknagel et al., 2007)

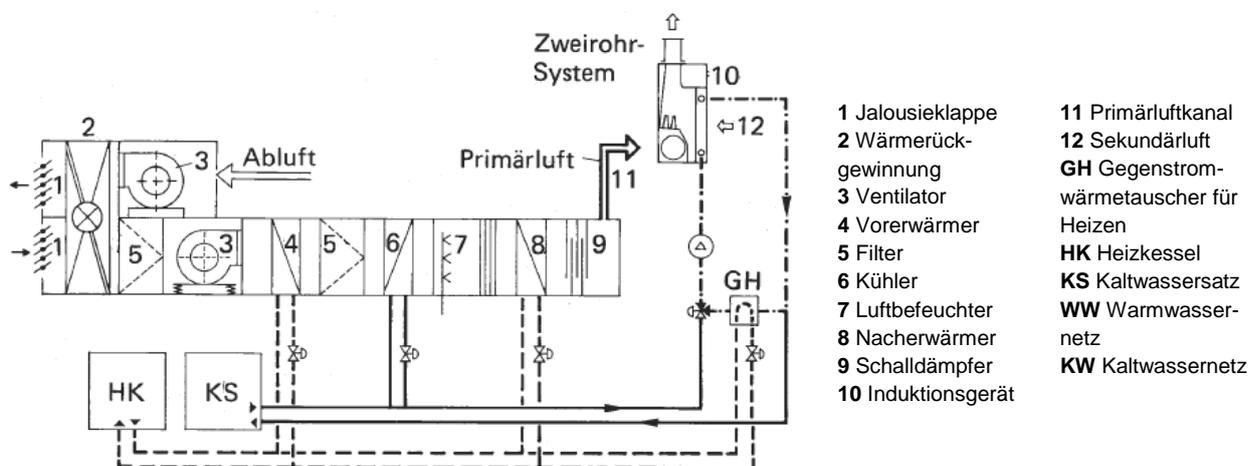
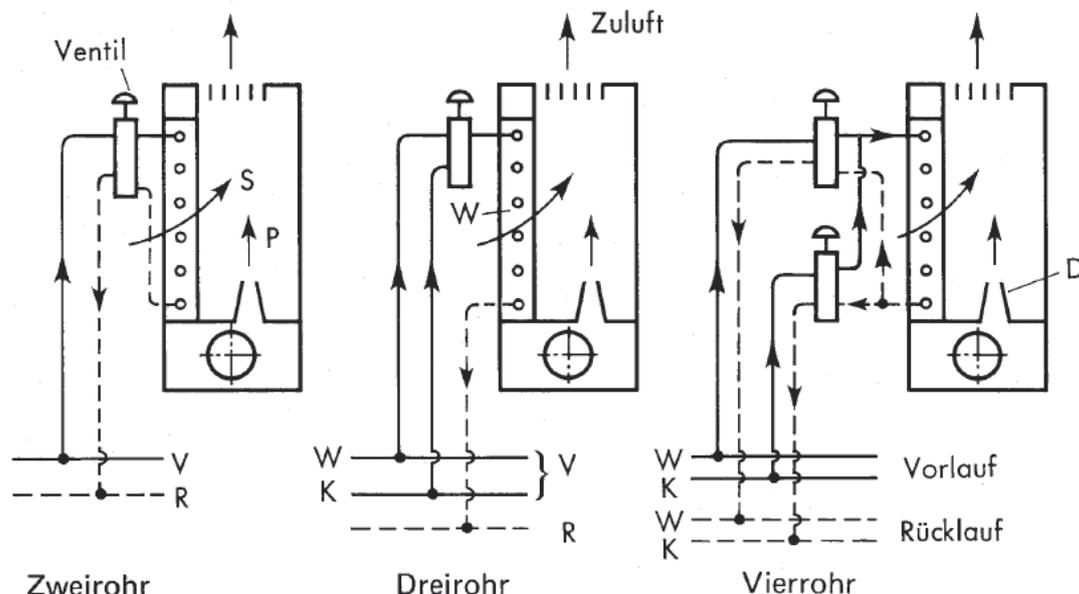


Abbildung 2-17: Schematischer Aufbau einer Induktionsanlage (Recknagel et al., 2007)

Diese Geräte werden für kombinierte Heiz- und Kühlanwendungen vorwiegend an Brüstungen installiert. Allerdings ist auf die Ausbildung von Raumluftwalzen zu achten, um Zugserscheinungen zu verhindern. Hinsichtlich der Bauart unterscheidet man bei Induktionsanlagen zwischen ventil- oder klappengeregelten Induktionsgeräten, wobei diese wiederum in Zweirohr-, Dreirohr- und Vierrohrsysteme unterteilt werden. Die folgende Abbildung 2-18 zeigt für ventilgesteuerte Induktionsgeräte die unterschiedlichen Rohrleitungssysteme. Für eine Zweirohrausführung muss bei vorgesehenem Heiz- und Kühlbetrieb mit den gleichen Geräten ein umschaltbares System (sogenannter Change-Over- Betrieb) garantiert werden. Nachteilig ist bei diesen Systemen die Trägheit beim Umschalten zwischen den beiden Betriebsarten und dass bei direktem Umschalten die Rücklauftemperatur für die Kältemaschine so hoch ist, dass es zu Betriebsstörungen kommen kann. Ein Wechsel sollte daher im Jahresverlauf nur selten auftreten. Bei den Dreirohrsystemen gibt es für Warm- und Kaltwasser je einen Vorlauf aber nur einen gemeinsamen Rücklauf. Es kann dadurch zwar unabhängig voneinander geheizt oder gekühlt werden, wobei die Verluste durch die Mischung von kaltem und warmem Wasser nicht zu vernachlässigen sind. Diese Systeme wurden daher weitestgehend von den Vierrohrsystemen verdrängt, welche nun zwei getrennte Vorlauf- und Rücklaufleitungen für Heiz und Kühlbetrieb installiert haben. (Recknagel et al., 2007)



D = Düse, P = Primärluft, S = Sekundärluft, W = Wärmeaustauscher, W = warm, K = kalt

Abbildung 2-18: Ventilgesteuertes Induktionsgerät in Zweirohr-, Dreirohr- und Vierrohrausführung (Recknagel et al., 2007)

Zu den allgemeinen Vorteilen einer Induktions- Klimaanlage zählen die gute individuelle Temperaturregelung und geringe Energiekosten, vor allem bei Vierleitersystemen. Des Weiteren ist der Wartungsaufwand an den Fenstergeräten gering. Nachteilig ist hingegen zu erwähnen, dass die Investitionskosten durch die Wasseranschlüsse, Regelung und Brüstungsverkleidung hoch sind. Zusätzlich kommt der Raumverlust im Fensterbereich hinzu. (Recknagel et al., 2007)

Fan Coil Anlagen (auch Gebläsekonvektoren, Ventilatorkonvektor genannt)

Die Gebläsekonvektoren sind den zuvor beschriebenen Induktionsgeräten sehr ähnlich. Der Unterschied liegt im Raumlufttransport, welcher in der Fan Coil Klimaanlage von einem Querstromgebläse bewerkstelligt wird. Auch diese werden überwiegend in Brüstungen oder unter der Decke angeordnet. Der hygienisch notwendige Luftwechsel muss bei einer Fan Coil

Anlage durch eine separate Lüftungsanlage bereitgestellt werden. Die Frischluft kann entweder wie bei den Induktionsgeräten in den Gebläsekonvektor geleitet oder unabhängig davon in den zu belüfteten Raum eingebracht werden. Je nach dem befördert das Gebläse im Klimagerät entweder ein Gemisch aus Außen- und Raumluft bzw. nur die Raumluft. Des Weiteren gibt es auch Ausführungen, bei welchen die Außenluft örtlich durch eine Öffnung in der Außenwand angesaugt wird. Dadurch ist kein Luftkanalsystem erforderlich. Der prinzipielle Aufbau der Fan Coil Anlage kann der Abbildung 2-19 entnommen werden. (Recknagel et al., 2007)

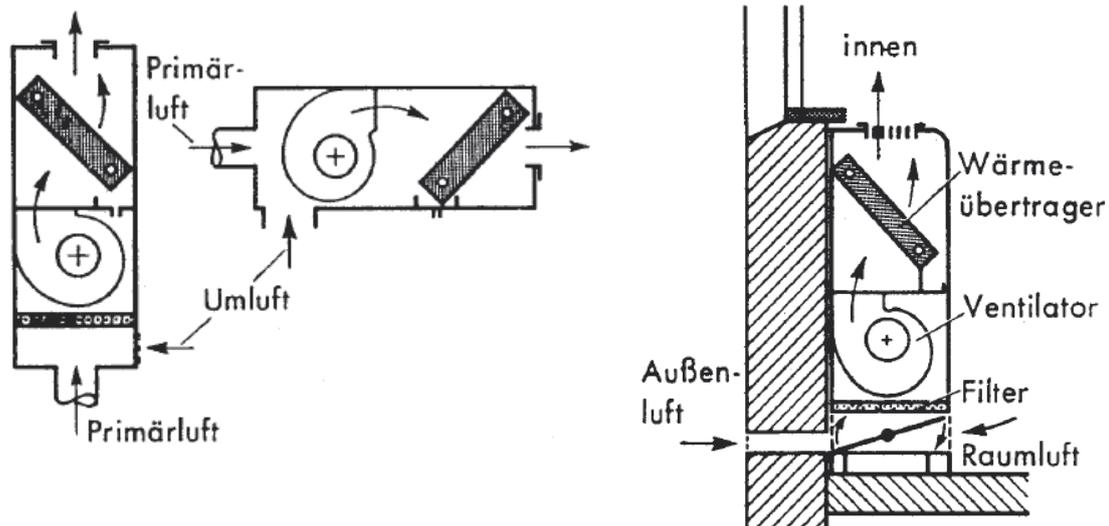


Abbildung 2-19: Schematischer Aufbau einer Fan Coil Anlage. Links: mit vorgesehenem Primärluftanschluss für die Brüstungs- und Deckenmontage. Rechts: Fan Coil mit örtlichem Außenluftanschluss (Recknagel et al., 2007)

Der wesentliche Vorteil dieser Geräte besteht in der Möglichkeit der direkten Einflussnahme durch den Nutzer. Dieser kann neben der gewünschten Raumtemperatur auch meist in mehreren Stufen den Volumenstrom des Querstromgebläses manuell einstellen. Die Wartung dieser Geräte muss allerdings dezentral in den einzelnen Räumen durchgeführt werden, was generell zu den Nachteilen zu zählen ist. Außerdem sind die auftretenden Geräusche durch den Ventilator nicht zu vernachlässigen. Sofern diese Klimageräte eine örtliche Außenluftansaugung besitzen (Abbildung 2-19 rechts), wird kein separates Luftkanalsystem zur hygienisch notwendigen Lüftung benötigt. Dadurch ergibt sich eine einfachere Erweiterungsfähigkeit der Anlage, womit je nach Bedarf zusätzliche Räume klimatisiert werden können. Nachteilig ist zu erwähnen, dass durch die Außenluftöffnung ein möglicher Windeinfluß und eine Einfriergefahr bestehen. (Recknagel et al., 2007)

Split-Geräte

Diese Geräte zeichnen sich durch eine Direktverdampfung des Kältemittels in einem innenliegenden Wärmetauscher im Raum aus. Es wird die sogenannte Inneneinheit von der außen befindlichen Kälteanlage getrennt, welche nur durch die Kältemittelleitungen miteinander verbunden sind. Im Außengerät befinden sich der Kompressor, der Kondensator und das Expansionsventil. Aus dieser baulichen Trennung der Geräte resultiert der Name „Split-Gerät“. Dabei kann das Außengerät entweder ein (Monosplit) oder mehrere Innengeräte (Multisplit) zur Konditionierung der Räume versorgen. Der schematische Aufbau dieser Varianten ist in Abbildung 2-20 dargestellt. Mit diesen Geräten kann die Raumluft im Sommer gekühlt bzw. im Wärmepumpenbetrieb auch beheizt werden. Ein gegebenenfalls verbauter Filter kann zudem die Raumluft auch entsprechend reinigen. Die Frischluftversorgung des Raumes ist vom Split Gerät unabhängig zu gestalten. Als wesentliche Weiterentwicklung dieser Geräte hinsichtlich der

Leistungsregelung ist die Invertertechnologie zu nennen, die das energetisch ungünstige Takten des Kompressors (ständiges Ein- und Ausschalten) verhindert. Dabei wird der Kompressor abhängig von der aktuellen Last drehzahlregelt. (Recknagel et al., 2007)

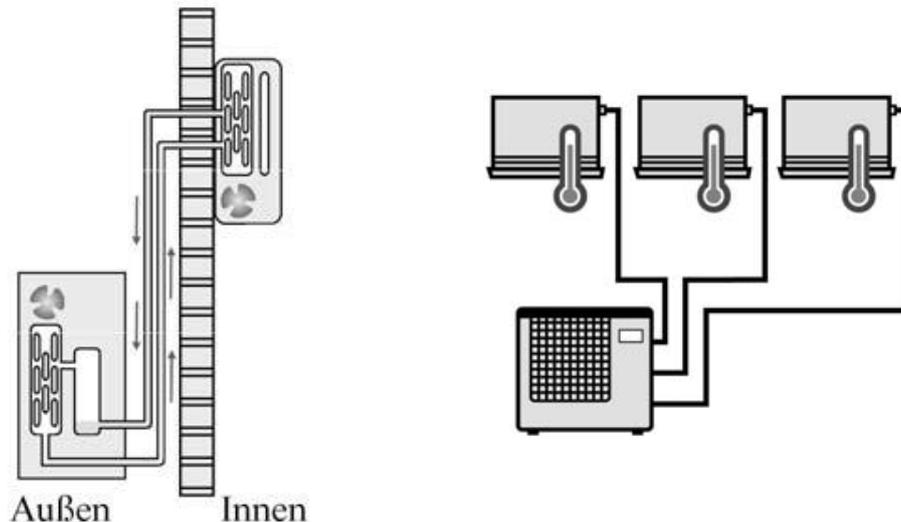


Abbildung 2-20: Schematischer Aufbau einer Monosplit (links)- und einer Multisplit Klimaanlage (rechts) (Recknagel et al., 2007)

Durch eine Trennung von Innen- und Außengerät ergibt sich eine Vielzahl von Gestaltungsmöglichkeiten. Einerseits gibt es die Truhengeräte, welche den vorgestellten Gebläsekonvektoren sehr ähnlich sind und andererseits können diese innerhalb einer Zwischendecke montiert werden. Als weitere Möglichkeit ist die sichtbare Montage der Geräte auf einer Wand oder der Decke zu nennen. (Recknagel et al., 2007)

Fassadenlüftungsgerät (dezentrales Lüftungssystem)

Dabei handelt es sich um dezentral angeordnete Kastengeräte, die an der Fassade angebracht werden können. Diese werden vornehmlich zur Klimatisierung von kleineren Räumen (Büro) verwendet. Die Fassadenlüftungsgeräte sollen einen möglichst geringen Platz benötigen, wodurch die einzelnen Bauteile in diesem Gerät entsprechend anzuordnen sind. Ein möglicher Aufbau mit den darin enthaltenen Bauteilen kann der Abbildung 2-21 entnommen werden. Hierbei handelt es sich um ein Gerät mit reiner Zuluftversorgung, wobei diese meistens in Doppelböden eingebaut werden. Zur Erhöhung der Leistungsabgabe kann bei dem gezeigten Aufbau des Geräts zusätzlich induzierte Raumluft über den verbauten Wärmetauscher geleitet werden. (Recknagel et al., 2007)

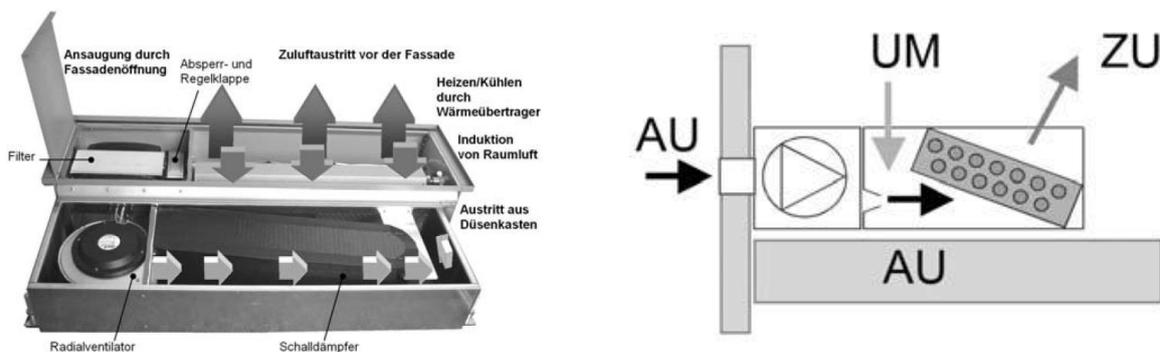


Abbildung 2-21: Aufbau und Funktionsschema eines dezentralen Fassadenlüftungsgerätes (Recknagel et al., 2007)

Kombinierte Zu- und Abluftgeräte werden meistens im Brüstungsbereich der Fassade integriert. Diese Systeme sind dann zusätzlich auch noch mit Wärmerückgewinnungsbauteilen ausgestattet. Aus den unterschiedlich aufgebauten Fassadenlüftungsgeräten ergeben sich daher unterschiedliche Realisationsmöglichkeiten der Zu- und Ablufführung. Prinzipielle Unterschiede sollen diesbezüglich mit der Abbildung 2-22 verdeutlicht werden. Reine Zuluftsysteme können zur Fortluftführung mit einem an der Fassade angebrachten Überstromgerät oder mit einer zentralen Ablufführung kombiniert werden. (Recknagel et al., 2007)

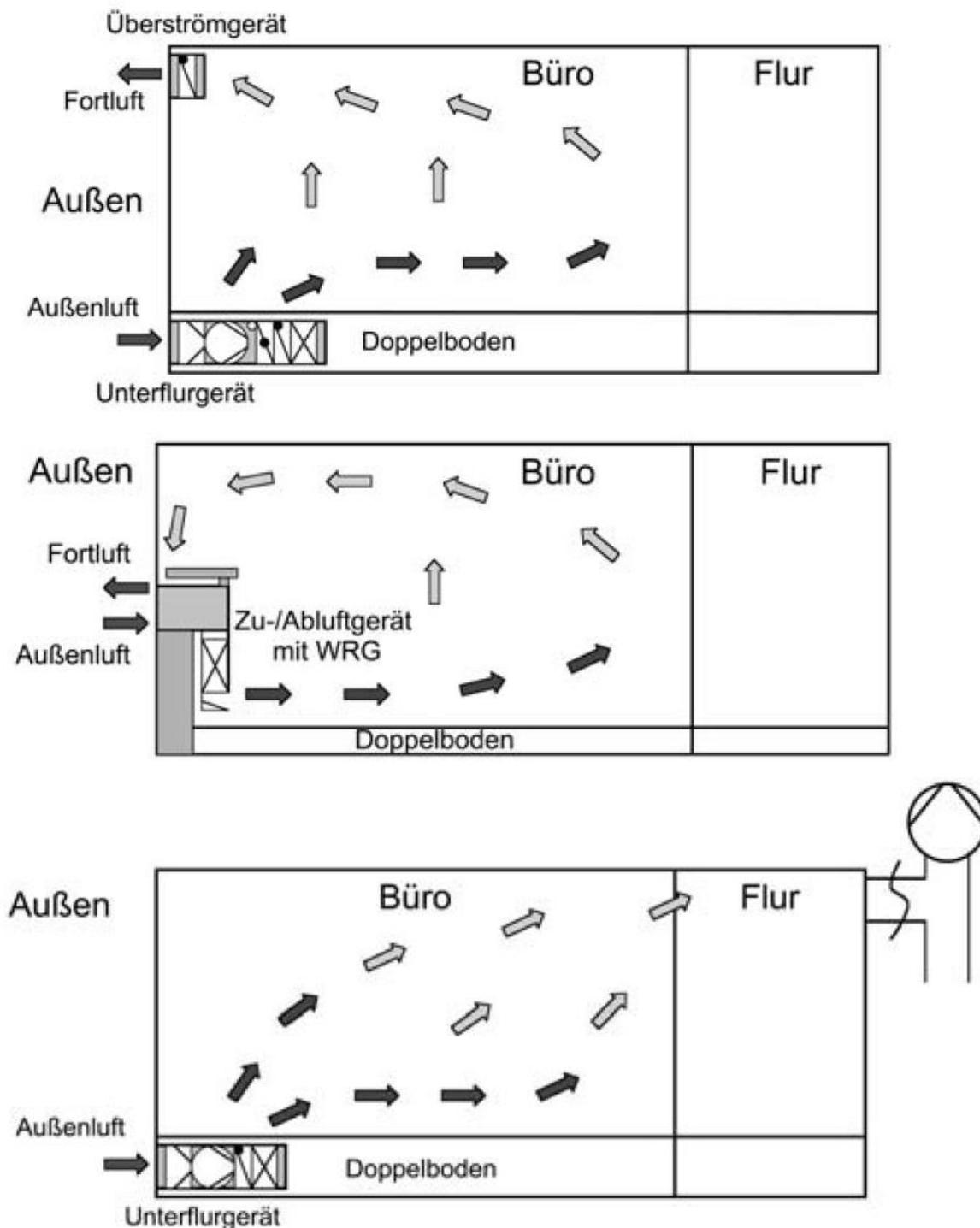


Abbildung 2-22: Unterschiede bei der Luftführung von Fassadenlüftungsgeräten mit reiner Zuluftführung bzw. kombiniertem Zu- und Außenluftanschluss (Recknagel et al., 2007).

Thermisch aktive Raumflächen

Eine weitere Möglichkeit zur Kompensation vorhandener Kühl- und Heizlasten sind thermisch aktivierte Flächen. Diese Systeme arbeiten entweder ohne eine integrierte Speichermasse (wie z.B. Kühldecken und Kühlwände) oder im Fall der Betonkernaktivierung mit vorhandener Speichermasse in Form einer Massivdecke. Die Übertragung des Wärmestromes vom/zum Raum erfolgt dabei aktiv durch ein mit der jeweiligen Fläche verbundenes und wasserdurchflossenes Rohrsystem. Die Systeme können entweder in Raumumschließungsflächen oder freihängenden Decken (abgehängte Kühldecke oder Kühlsegel) integriert sein. Mit den ständig zunehmenden inneren Lasten, wie z.B. durch Computer, Bildschirm und Drucker verursacht, finden diese Systeme immer mehr Anwendung. Dadurch sind die Grenzwerte für Raumluftgeschwindigkeiten und Turbulenzgrad (nach DIN EN 13779: Lüftung von Nichtwohngebäuden) deutlich einfacher einzuhalten. (Recknagel et al., 2007)

Als größter Vorteil der thermisch aktiven Raumflächen ist die hohe thermische Behaglichkeit zu nennen. Es ist dabei keine Zugerscheinung mit der Installation dieser Systeme verbunden. Geräusche und größere Luftgeschwindigkeiten wie z.B. bei einem Gebläsekonvektor sind nicht vorhanden. Des Weiteren kann damit eine verstärkte Umweltenergienutzung verbunden werden. Durch die großen Übertragungsflächen im Raum kann entsprechend das Wärmequellen und –senken-Temperaturniveau nahe der Umgebungstemperatur liegen, und somit bspw. Erdwärme genutzt werden. Die Betriebskosten durch den Einsatz von Wassersystemen sind geringer als z.B. bei Gebläsekonvektoren und es entstehen keine Stellflächenverluste. (Recknagel et al., 2007)

Die Möglichkeiten für den Einbau von thermisch aktiven Raumflächen sind sehr vielfältig und werden ständig erweitert. Diesbezüglich sollen mit den folgenden Abbildungen beispielhaft einige Ausführungsarten herausgegriffen und diskutiert werden. Die Abbildung 2-23 zeigt unterschiedliche Gestaltungsvarianten von thermisch aktiven Deckenflächen.

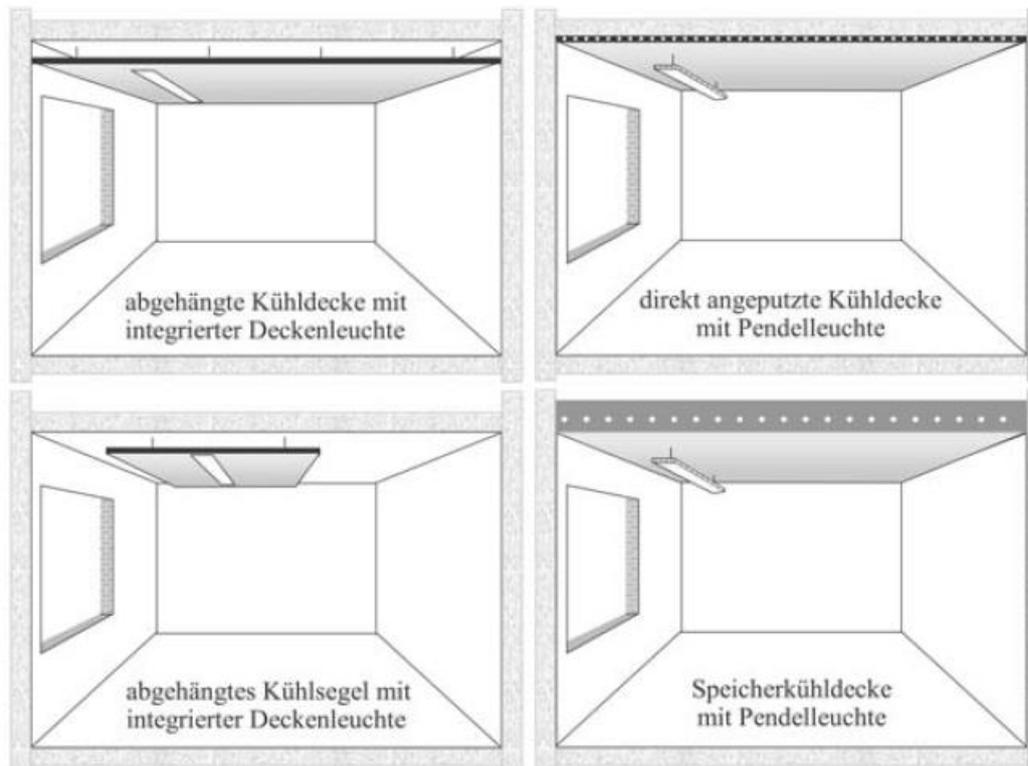


Abbildung 2-23: Gestaltungsvarianten von Deckenkühlsystemen (Recknagel et al., 2007)

Die abgehängte Kühldecke mit integrierter Deckenleuchte erfüllt zudem auch ästhetische Ansprüche. Eine schnelle Regelbarkeit bei geringer Masse ist ebenfalls gegeben. Bei direkt angeputzten Kühldecken an die Betondecke wird zusätzlich auch die Speicherkapazität der massiven Decke bei erhöhten Lasten genutzt. Der Einsatz von Pendelleuchten und die gute Anpassungsfähigkeit von Kapillarrohrmatten im Putz machen es somit möglich, die gesamte Decke aktiv zu gestalten. Der Einbau von Kühlsegeln stellt hingegen eine preiswerte Lösung dar, welche aufgrund eines besseren Konvektionsverhaltens (Hinterlüftung der Elemente) auch eine höhere spezifische Leistung (W/m^2 Kühlfläche) erzielt. Auch für diese Elemente besteht die Möglichkeit, Bauteile wie z.B. Rauchmelder, Luftdurchlässe und Leuchten zu integrieren. Speicherkühldecken hingegen werden meist in der Nacht mit der „Umweltkälte“ beladen, während über dem Tag eine nicht regelbare Entladung stattfindet. Eine regelbare Kühlung am Tag ist nur bei oberflächennahen Rohrregistern möglich, wobei in diesem Zusammenhang die Beladung in der Nacht begrenzt ist. Ideal ist in dieser Hinsicht, die Speicherkühldecke mit zwei Rohrregistern in unterschiedlichen Deckenebenen auszustatten. Eine abgehängte Decke in Kombination mit einer Speicherkühldecke ist hinsichtlich einer gegenseitigen Verhinderung der Kühlwirkung zu vermeiden. (Recknagel et al., 2007)

Die Abbildung 2-24 zeigt mögliche Kombinationen zur Gestaltung von thermisch aktiven Flächen. Die Kombination der Speicherkühldecke mit einem Kühlsegel macht es möglich, die geforderte Raumtemperatur größtenteils einzuhalten. Das Kühlsegel ist dabei als dynamische Komponente zu sehen, mit welcher es möglich ist, das eher langsame bzw. träge Regelverhalten von Massivspeicherdecken zu kompensieren. Es ist allerdings zu berücksichtigen, dass ein Mindestabstand des Kühlsegels zur Deckenoberfläche eingehalten werden muss, um die Hinterlüftung nicht zu behindern. Eine weitere hier angeführte Kombinationsart stellt die thermische Aktivierung der Brüstungs- und Deckenfläche dar. Auch hierbei werden die notwendigen Kapillarrohrmatten direkt in die Flächen eingesetzt. (Recknagel et al., 2007)

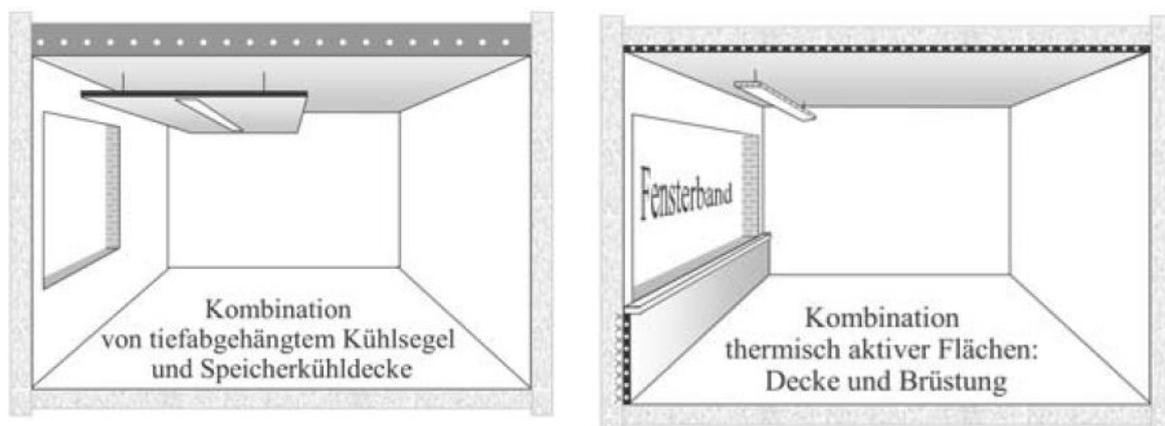


Abbildung 2-24: Mögliche Kombinationen von thermisch aktiven Raumflächen (Recknagel et al., 2007).

Zum Vergleich der unterschiedlichen Gestaltungsmöglichkeiten sind deren Eigenschaften in Tabelle 2-2 zusammengefasst. Dabei wird z.B. auf die maximal mögliche Leistungsabgabe der einzelnen Systeme sowie deren Gestaltungsfreiraum und Nachrüstbarkeit näher eingegangen. Für die volle Ausnutzung der Raumkühlflächen sollte durch eine entsprechende Lüftungsanlage der hygienisch notwendige Luftwechsel sowie eine Raumluftfeuchte von max. 50% (bzw. 10 g/kg) berücksichtigt werden. (Recknagel et al., 2007)

Tabelle 2-2: Bewertungsmatrix für den Einsatz von thermisch aktiven Raumflächen. (Recknagel et al., 2007)

Bauart	Leistung			Gestaltung	Behaglichkeit	Mindestwassertemperatur in °C	komb. Heizbetrieb möglich	Nachrüstbarkeit	
	maximal in W/m ²	regelbar	gewährleistbar						abrechenbar
Kühldecke	95 ¹⁾ 120 ²⁾³⁾	ja	ja	ja	wie jede Decke	sehr gut	16	ja ⁷⁾	bedingt
Kühldecke + Brüstung oder Bodenstreifen	100 120 ³⁾	ja	ja	ja	wie jede Decke, Brüstung oder Doppelboden	ideal	16 ... 20	ideal	bedingt
Kühlsegel	120 ³⁾	ja	ja	ja	sehr vielfältig ⁴⁾	sehr gut	16	ja ⁷⁾	ja
Kühlkonvektoren	200 50 ³⁾	ja	ja	ja	sehr vielfältig ⁴⁾	gut bei kleinen Lasten	16	nein	ja
Betonkernaktivierung	40	nein ⁵⁾	nein	nein	wie jede Decke ⁶⁾	gut bei kleinen Lasten	18	teilweise ⁸⁾	nein ⁹⁾

- 1) geschlossene Decke
- 2) offene Decke
- 3) Behaglichkeitsgrenze
- 4) als Multifunktionselement gestaltbar
- 5) deshalb nur bei bevorzugter Umweltenergienutzung sinnvoll
- 6) keine untergehängte Decke möglich
- 7) wenn große Strahlfläche zum Raum gegeben ist
- 8) nur Grundlast, regelb. Ergänzungssystem erforderlich
- 9) Sonderlösung nach Bild 3.2.3-5 möglich

3 GRUNDLEGENDE SYSTEMBETRACHTUNGEN

Um eine grundlegende Vorstellung über die notwendigen Systemkomponenten und das Verhalten dieser in einem Gesamtkonzept zu erlangen, wurden erste Simulationsergebnisse zu unterschiedlichen Randbedingungen eines Büroraumes genauer analysiert. Zu den Randbedingungen gehören bautechnologische Festlegungen der Fassadengestaltung, klimatische Verhältnisse an drei Standorten und die geografische Ausrichtung des Referenz-Büroraumes. Dieses Kapitel soll vor allem dazu dienen, die Energiebereitstellung durch das in die Fassade integrierte photovoltaische System und die Umwandlung in Kühlenergie (bzw. Heizenergie) zur Abdeckung einer vorhandenen Kühllast (bzw. Heizlast) besser zu verstehen. Durch das zeitlich versetzte Auftreten des Kühlbedarfes im Vergleich zum Kühlangebot wird auf notwendige Speichersysteme näher eingegangen. Der Referenz-Büroraum wurde dazu in einem thermischen Gebäudemodell in der Simulationsumgebung TRNSYS (TRNSYS, 2011) abgebildet und simuliert.

3.1 Randbedingungen

Für die Simulation wurden im ersten Schritt unterschiedliche Randbedingungen hinsichtlich der klimatischen Verhältnisse unterschiedlicher Standorte, Anordnung der Büroräume zueinander und unterschiedliche Fassadenkonfigurationen festgelegt. Jeder dieser Faktoren hat Einfluss auf die Berechnung der abzudeckenden Lasten. So ist zum Beispiel die Kühllast in einem Büroraum in Helsinki über den Sommer deutlich geringer als jene in Madrid. Auch unterschiedlich ausgerichtete Fassaden und deren Anteil an transparenten Flächen können einen Einfluss auf den Kühlbedarf im Sommer haben.

3.1.1 Standort und Klima

Hierbei wurde in der Simulation nach unterschiedlichen Standorten und den dazugehörigen Klimadaten unterschieden. Tabelle 3-1 zeigt dabei die wichtigsten Daten der 10-jährig gemittelten Klimadaten, die mit Hilfe der Software Meteotest generiert wurden (Meteotest, 2009). Zum einen wurde Helsinki als kaltes Klima und Madrid als warmes, südeuropäisches Klima untersucht. Um auch ein mitteleuropäisches Klima simulieren zu können, wurde als dritter Standort Ljubljana ausgewählt, dessen Klimabedingungen ähnlich jenen in Graz sind. Der Tabelle kann die mittlere, minimal und maximal auftretende Außenluft-Temperatur sowie die Summe der globalen und diffusen Strahlung auf die Horizontale für die jeweiligen Standorte entnommen werden. (Mach et al., 2016)

Tabelle 3-1: Klimadaten unterschiedlicher Standorte (Mach et al., 2016)

		Helsinki	Ljubljana	Madrid
Längengrad	[°]	-24.97	-14.52	3.55
Breitengrad	[°]	60.32	46.07	40.45
Seehöhe	[m]	53	299	582
T_m	[°C]	6.06	11.25	14.52
T_{min}	[°C]	-21.7	-11.5	-4.9
T_{max}	[°C]	28.7	34.9	38.6
I_{Glob}	[kWh/m ² a]	963	1214	1682
I_{Diff}	[kWh/m ² a]	472	607	591

Die für die Photovoltaik relevanten Strahlungsanteile sind die Globalstrahlung (I_{Glob} [kWh/(m² a)]) und die diffuse Strahlung (I_{Diff} [kWh/(m²a)]). Die Globalstrahlung setzt sich dabei aus den Anteilen der direkt auftreffenden Strahlung und der diffusen Strahlung auf die Erdoberfläche zusammen. Die diffuse Strahlung beschreibt jenen Anteil, der durch Streuung und Reflektionen (an Wolken, Nebel, Dunst und Staub) die Erdoberfläche erreicht. (Recknagel et al., 2007) So ist zum Beispiel eine globale Strahlungssumme von 963 kWh/(m² a) in Helsinki im Vergleich zu 1682 kWh/(m² a) am Standort Madrid der Tabelle 3-1 zu entnehmen.

3.1.2 Anordnung der Referenzbüroräume

Um den Einfluss unterschiedlich ausgerichteter Büroräume untersuchen zu können, wurden vier identische Büros in den vier Haupthimmelsrichtungen als virtuelle Versuchsanordnung angenommen. Dargestellt ist diese Versuchsanordnung in Abbildung 3-1. Jeder Raum hat dabei eine Netto-Nutzfläche von 25 m², wobei der mittlere Teil als frei schwingende Kopplung definiert wurde. Es handelt sich dabei um eine separate thermische Zone (z.B. Flur) womit ein (vernachlässigbar) Wärmeaustausch stattfinden kann. Ein Wärmeaustausch mit benachbarten Geschoßen und durch Zwischenwände getrennte Räume wird ausgeschlossen. Mit einer angenommenen Belegung von 3 Personen ergibt sich dabei ein benötigter Frischluftbedarf von ca. 90-100 m³/h (ca. 30 m³/(h,Person)) pro Büro. Je nach Fassadentyp und der Anordnung bzw. Größe von transparenten (wie z.B.: Fenster) und opaken (lichtundurchlässig) Bereichen kommt es dabei zu einem unterschiedlichen Strahlungseintrag, welcher unter anderem Auswirkung auf die auftretende Heiz- und Kühllast hat. (Mach et al., 2016) Dazu wird in Kapitel 3.1.3 noch näher eingegangen.

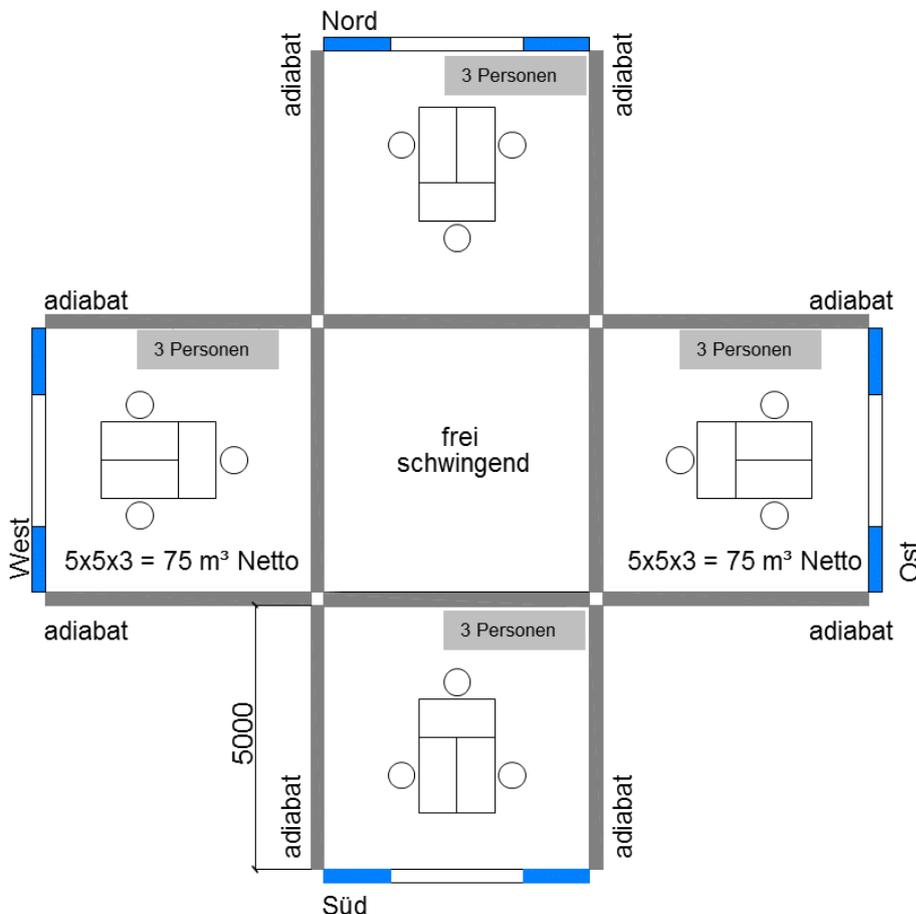


Abbildung 3-1: Virtuelle Versuchsanordnung (Mach et al., 2016)

3.1.3 Fassadenkonfigurationen

Eine weitere Einflussgröße stellt der Aufbau der Fassade dar. Hierzu wurden drei unterschiedliche Konfigurationen genauer analysiert. Der unterschiedliche Aufbau der Fassaden kann in Abbildung 3-2 betrachtet werden. Dabei sollen vor allem die Auswirkungen von unterschiedlichen Fenstergrößen gezeigt werden, wodurch sich eine jeweils maximal mögliche Fläche für die Installation von Photovoltaik (PV)- Modulen ergibt. So beträgt diese zum Beispiel bei einer Fassade mit Fensterband (B) 9,72 m² während sich hingegen bei dem gewählten Brüstungsfenster eine PV-Fläche von rund 14,22 m² ergibt (Tabelle 3-2). (Mach et al., 2016) Welche Auswirkungen die Fenstergröße auf die Heiz- und Kühllast und auch der damit verbundene Stromertrag durch das Anbringen von PV-Modulen hat, soll vor allem in der späteren Auswertung der Simulation (Abschnitt 3.4.1) verdeutlicht werden.

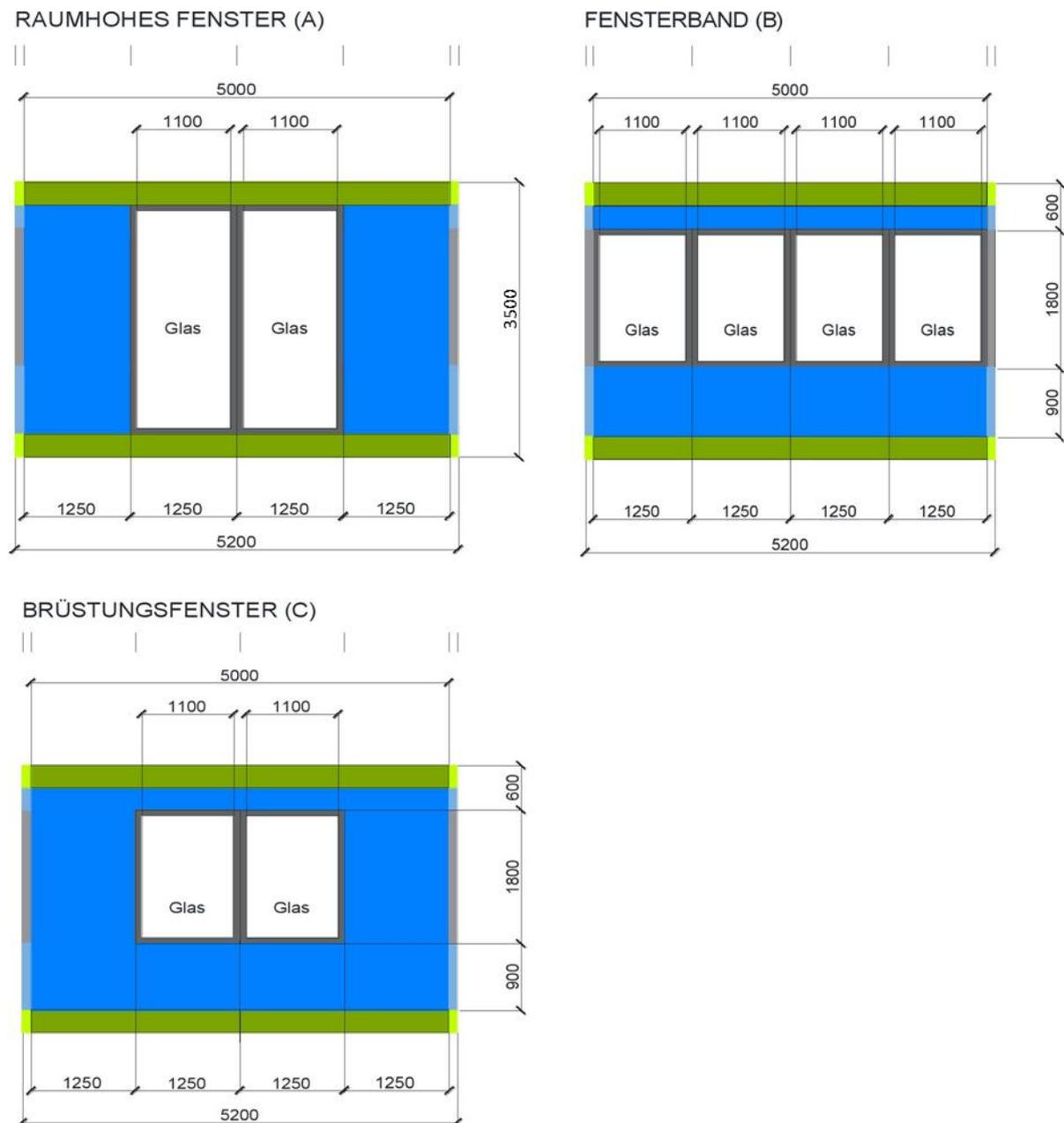


Abbildung 3-2: unterschiedliche Fassadenkonfigurationen mit raumhohem Fenster(A), Fensterband (B) und Brüstungsfenster (C) (Mach et al., 2016)

Tabelle 3-2: Aufteilung der Gesamtfläche in PV, Rahmen und Verglasung je Fassadenkonfiguration (Mach et al., 2016)

	Raumhohes Fenster (A)		Fensterband (B)		Brüstungsfenster ©	
	Fläche in m ²	Anteil %	Fläche in m ²	Anteil %	Fläche in m ²	Anteil %
PV	11,22	59,9	9,72	51,9	14,22	76,0
Rahmen	1,31	7,0	1,74	9,3	0,87	4,6
Verglasung	6,19	33,1	7,26	38,8	3,63	19,4
Summe	18,72	100	18,72	100	18,72	100

3.1.4 Annahmen zur Simulation

Die zeitliche Auflösung der Simulation beträgt eine Stunde, wodurch sich für den Betrachtungszeitraum eines Jahres 8760 Datenreihen ergeben. Die Neigung der Photovoltaik-Module beträgt 90° (d.h. senkrecht), um diese dementsprechend in der Fassade integrieren zu können. Des Weiteren wurde für die Simulation immer die maximal mögliche PV Fläche je Fassadentyp verwendet, wobei diese durch einen Skalierungsfaktor in der späteren Auswertung hinsichtlich ihrer Größe, entsprechend einem auftretenden Lastprofil, angepasst werden kann. Eine weitere Annahme ist die ideale Kühlung und Heizung. Hierbei wird jene thermische Leistung dem Raum zu- bzw. abgeführt, um die Raumtemperatur im Heizfall $\geq 21\text{ °C}$ beziehungsweise im Kühlfall $\leq 26\text{ °C}$ zu halten. Hinsichtlich Verschattung wurde angenommen, dass bei einer Raumtemperatur von 24 °C die Fensterfläche zu 75% verschattet wird, um den Strahlungseintrag zu vermindern. Umgekehrt wird ab einer Raumtemperatur von 22 °C die Verschattung wieder deaktiviert. Das Regelungs-Verhalten der Verschattung ist in Abbildung 3-3 grafisch dargestellt. Die unterschiedlichen Fassadenkonfigurationen, Anordnung der Büroräume, Klimadaten an den ausgewählten Standorten und das Verschattungsmodell stellen demnach die Grundlage der äußeren Lasten für die Simulationsumgebung in TRNSYS dar. (Mach et al., 2016)

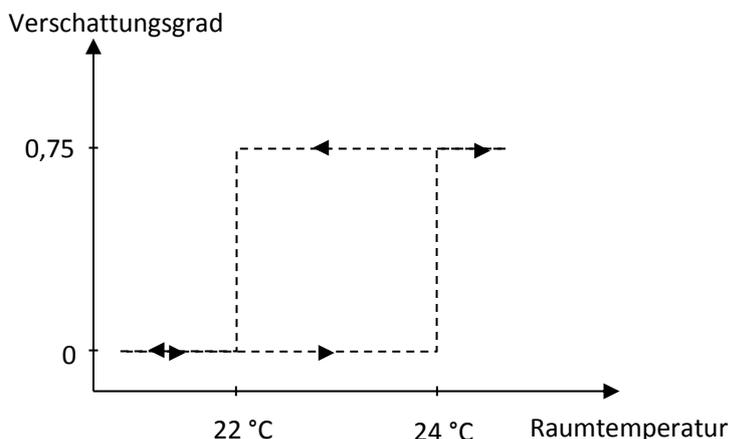


Abbildung 3-3: Verlauf des angenommenen Verschattungsgrades in Abhängigkeit der Raumtemperatur (Mach et al., 2016)

Die Anwesenheitszeiten wurden mit 8 bis 18 Uhr von Montag bis Freitag angenommen, wobei die Anwesenheit im Büro über den Tag variiert (Mittagspausen, Besprechungen etc.). Daraus ergibt sich der in Abbildung 3-4 dargestellte Wochenverlauf für die Wärmeabgabe der Personen, der über das gesamte Jahr als gleichbleibend angenommen wurde. Die Wärmeabgabe variiert dabei zwischen Werten von 340 W und 170 W (Summe aus radiativen und konvektiven Anteil) Letzteres gilt auch für den Verlauf der Wärmeabgabe durch die Ausstattung (Computer, Bildschirme etc.) und die Beleuchtung. Für die Ausstattung wurde in

den Anwesenheitszeiten von 8-18 Uhr eine konstante Wärmeabgabe von 360 W (Summe) angenommen. Die Summe der Wärmeabgabe durch die Beleuchtung wurde je nach Tageslicht mit 120- 180 W angesetzt. (Mach et al., 2016)

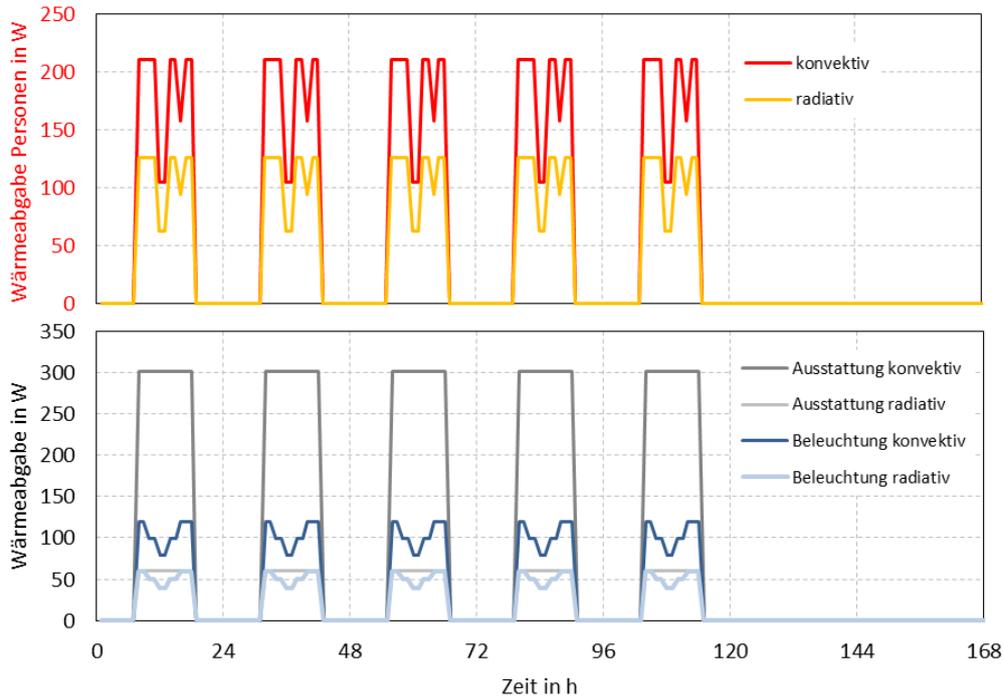


Abbildung 3-4: Wochenverlauf für die Wärmeabgabe von Personen, Ausstattung und Beleuchtung (Mach et al., 2016)

3.2 Methodik zur Auswertung der Ergebnisse

Anhand der in Kapitel 3.1 vorgestellten Randbedingungen wird nun anschließend die gewählte Methodik vorgestellt, welche für die Auswertung der Simulationsergebnisse angewandt wurde. Die relevanten Daten für die Auswertung bezüglich der benötigten Heiz- und Kühlleistungen im Büroraum, die erzeugte elektrische Leistung aus der Photovoltaik Anlage, und die Raum- und Außentemperatur standen aus den durchgeführten Simulationen im Stundenraster zur Verfügung. Für die Aufbringung der notwendigen Kälteleistung durch eine Kältemaschine wurde ein stark vereinfachtes Modell einer Kompressionskältemaschine zugrunde gelegt, wobei die Kälteleistung ($\dot{Q}_{KM,Verd}$) und die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors ($P_{el,KM}$) rein als Funktionen der Raumtemperatur (T_R [°C]) und der Außentemperatur (T_{Au} [°C]) angenommen wurden. Die Leistung des Kondensators ergibt sich näherungsweise als Summe von Verdampferleistung und elektrischer Leistungsaufnahme des Kompressors. Diese Zusammenhänge sind in Gleichung 3-1 bis Gleichung 3-3 dargestellt. (Heinz, 2016)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{KM,Verd} &= f(T_R, T_{Au}) = && \text{Gl. 3-1} \\ &= a0_q + a2_q * T_{Au} + a3_q * T_{Au}^2 + a4_q * T_R * + a5_q * T_R^2 + a6_q * T_R * T_{Au} \quad [kW] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{el,KM} &= f(T_R, T_{Au}) = && \text{Gl. 3-2} \\ &= a0_p + a2_p * T_{Au} + a3_p * T_{Au}^2 + a4_p * T_R * + a5_p * T_R^2 + a6_p * T_R * T_{Au} \quad [kW] \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{KM,Kond} = \dot{Q}_{KM,Verd} + P_{el,KM} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Die in den Gleichungen auftretenden Polynome stammen aus einem Simulationsmodell für Wärmepumpen (entspricht ca. jener Größe, um die gesetzten Anforderung an das System zu

erfüllen) und können mit Tabelle 3-3 zusammenfassend dargestellt werden. Der Gültigkeitsbereich für das Modell liegt bei Verdampfungstemperaturen zwischen -15 °C und 30 °C und bei Kondensationstemperaturen zwischen 15 °C und 40 °C . Unter der getätigten Annahme einer Luft/Luft-Kältemaschine entspricht daher die Raumtemperatur der Verdampfungstemperatur und die Außenlufttemperatur der Kondensationstemperatur. Für den Heizbetrieb drehen sich diese Zusammenhänge entsprechend um. Mit diesem vereinfachten Modell ist es daher möglich, für unterschiedliche Außen- und Raumtemperatur die Kälteleistung/Heizleistung abzuleiten. Beispielsweise kann bei einer Außenlufttemperatur von 30 °C und einer Raumtemperatur von 26 °C eine Kälteleistung der Kältemaschine von $0,9\text{ kW}$ bestimmt werden. (Heinz, 2016)

Tabelle 3-3: Koeffizienten der Polynome für die Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme und Verdampferleistung (Heinz, 2016)

a0_p	a1_p	a2_p	a3_p	a4_p	a5_p
0,18743	0,00873	-0,00002	-0,00317	-0,00007	0,00017
a0_q	a1_q	a2_q	a3_q	a4_q	a5_q
0,84332	-0,0044	-0,00003	0,02375	0,00014	-0,00014

Um das Auftreten der zeitlichen Verläufe der Kälteleistung und der Leistungsaufnahme der Kältemaschine der auftretenden Kühllast und der PV-Leistung gegenüberstellen zu können, wurden zwei unterschiedliche System-Varianten untersucht, die im Folgenden genauer beschrieben werden. Ein Ausgleich beziehungsweise die Anpassung des Angebotes an den jeweiligen Bedarf (elektrisch oder thermisch) muss dabei durch eine geeignete Speicherung geschehen.

a) Variante 1- thermische Speicherung

Durch das PV- Modul wird der benötigte Strom für den Systemaufbau erzeugt. Wenn eine Netzkopplung gewährleistet werden soll, ist damit der Einsatz eines Wechselrichters (WR) verbunden. Somit können beispielsweise zusätzliche Verbraucher, wie Ausstattung und Beleuchtung teilweise durch überschüssigen PV-Strom versorgt werden. Der erzeugte Strom soll in erster Linie jedoch den Strombedarf der Kältemaschine und der Lüftungsanlage abdecken. Für die Lüftungsanlage wurde dabei eine konstante Leistungsaufnahme von 30 W während der Anwesenheitszeiten von 8-18 Uhr angenommen. In dieser Variante wird davon ausgegangen, dass kein elektrischer Speicher vorhanden ist. Um einen möglichst hohen Anteil der von der PV-Anlage erzeugten Energie direkt nutzen zu können, wird ab bzw. bei Vorhandensein eines PV-Ertrages ($>0\text{ W}$) die Kältemaschine aktiviert, wodurch der elektrische Leistungsbedarf des Kompressors vorhanden ist. Da der zeitliche Verlauf der Kühllast zu späteren Zeiten anfällt als der Ertragsverlauf der PV- Anlage und somit auch der Verlauf der Kälteleistung, muss die vorerst überschüssige Energie in einen thermischen Speicher gepuffert werden, um sie später bedarfsgerecht abgeben zu können. Einen schematischen Systemaufbau dieser Variante zeigt Abbildung 3-5. Diese beschriebenen Beziehungen sollen in der Abbildung 3-6 nochmals verdeutlicht dargestellt werden.

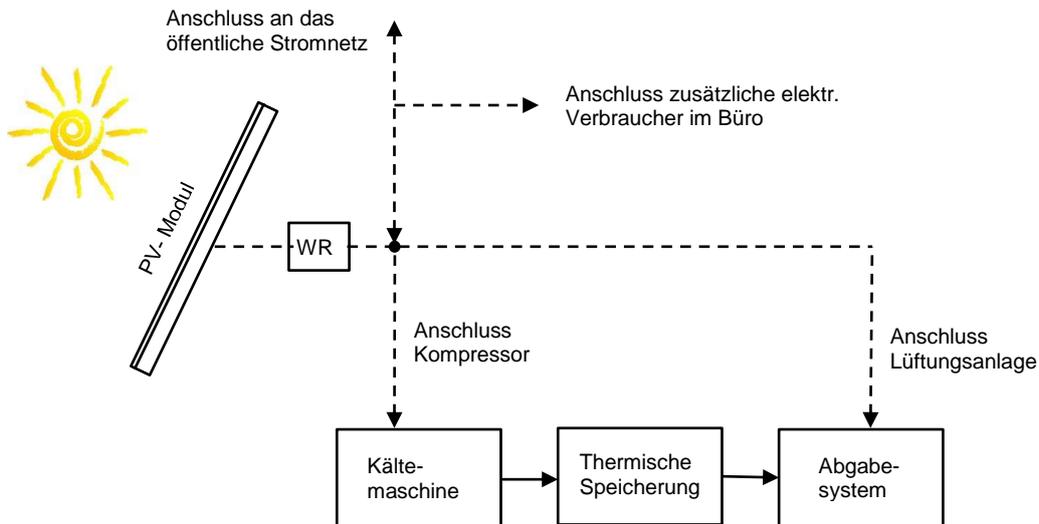


Abbildung 3-5: Schematischer Systemaufbau zu Variante 1

In Abbildung 3-6 sind qualitative Tagesverläufe dargestellt, um den zeitlichen Versatz zwischen Bedarf und Angebot, sowohl elektrisch (links, a) als auch thermisch (rechts, b), zu verdeutlichen. Das linke Diagramm zeigt mit den hervorgehobenen Flächen eine Gegenüberstellung des elektrischen Leistungsbedarfes der Kältemaschine $P_{el,KM}$ und des elektrischen Leistungsertrages durch die PV-Anlage $P_{el,PV}$. Die jeweilige Summe unter den Kurven entspricht dabei dem elektrischen Energiebedarf bzw. Energieangebot über einen Tag. Wie dieses Diagramm zu erkennen gibt, ist nicht zu jeder Zeit der elektrische Bedarf des Kompressors durch den Ertrag der PV-Anlage gedeckt. Ebenfalls ist dies umgekehrt möglich, es wird zu Spitzenzeiten mehr elektrische Leistung von den PV-Modulen zur Verfügung gestellt als benötigt wird. Beide Fälle sind im Diagramm als grau schraffierte Bereiche hervorgehoben. Jener Anteil des Energiebedarfes, welcher mit der Energieerzeugung zusammenfällt, ist grün schraffiert. Aufgrund der Tatsache, dass in dieser Variante 1 kein elektrischer Speicher vorgesehen ist, müssen durch eine Netzkopplung die auftretenden Überschüsse bzw. Unterangebote an Strom kompensiert werden

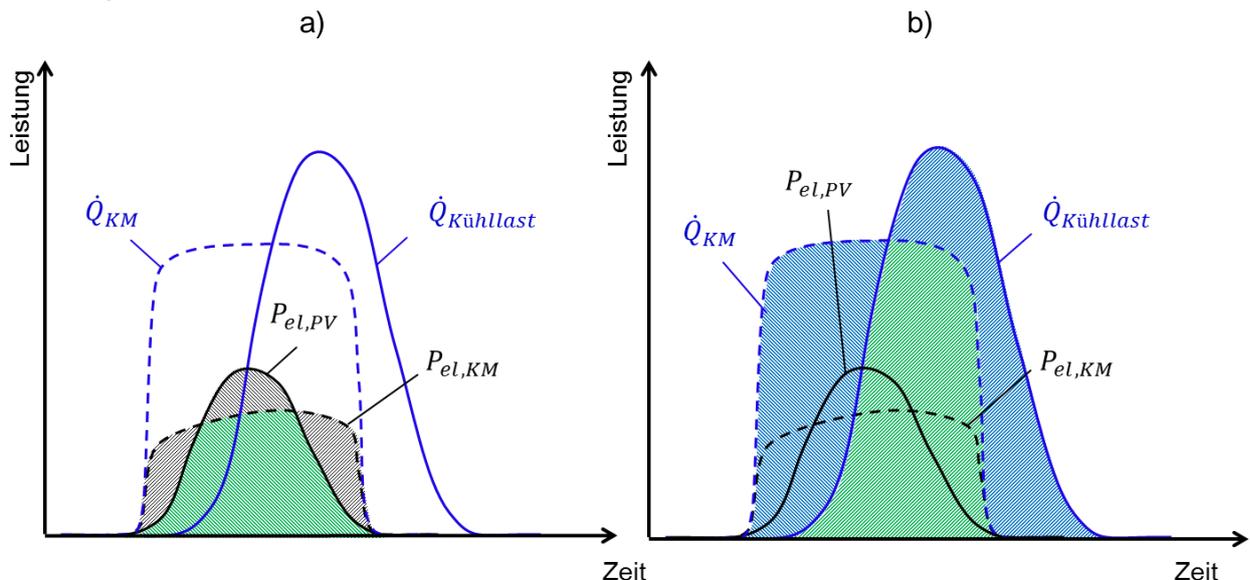


Abbildung 3-6: Qualitative Tagesverläufe Variante 1 zur Gegenüberstellung der
a) elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors ($P_{el,KM}$) und der elektrischen Leistung der PV ($P_{el,PV}$), b) Kälteleistung der Kältemaschine (\dot{Q}_{KM}) und Kältebelastung im Raum ($\dot{Q}_{Kuehllast}$)

Das rechte Diagramm in Abbildung 3-6 zeigt die selben Zusammenhänge für die thermische Systembetrachtung. Durch das Bereitstellen der Kälteleistung ab dem Zeitpunkt einer elektrischen Leistungsabgabe der PV-Anlage muss die vorerst überschüssige Kühlenergie in einen thermischen Speicher gepuffert werden, um diese Energie zu späteren Zeiten bedarfsgerecht aus dem Speicher beziehen zu können. Dies ist mit den blau schraffierten Bereichen im rechten Diagramm dargestellt. Anfangs ist das Kühlangebot größer als die auftretende Last und zu späteren Zeiten kann die fehlende Energie zur Abdeckung der Last aus dem Speicher bezogen werden. Wie auch bei der elektrischen Betrachtung zeigt der grün schraffierte Bereich jenen Teil, für den Energiebedarf und -erzeugung zusammenfallen.

b) Variante 2- elektrische Speicherung

Im Unterschied zu Variante 1 wird in Variante 2 erst ab dem Auftreten einer Kühllast die Kälteleistung durch die Kältemaschine bereitgestellt. Durch einen zeitlich auftretenden Versatz des PV Ertrags und des elektrischen Leistungsbedarfs des Kompressors muss elektrische Energie gespeichert werden. Einen schematischen Systemaufbau dieser Variante zeigt Abbildung 3-7. Die beschriebenen Beziehungen sollen mit der Abbildung 3-8 nochmals verdeutlicht werden. Gleich wie in Variante 1 gilt die Tatsache, dass mit einer Netzkopplung der Verbau eines Wechselrichters (WR) verbunden ist. Somit können beispielsweise zusätzliche Verbraucher, wie Ausstattung und Beleuchtung, teilweise mit überschüssigem PV-Strom versorgt werden. Mit dem erzeugten Strom wird versucht, gleich wie in Variante 1, in erster Linie den Strombedarf der Kältemaschine und der Lüftungsanlage, als Teil des Kühlsystems, abzudecken.

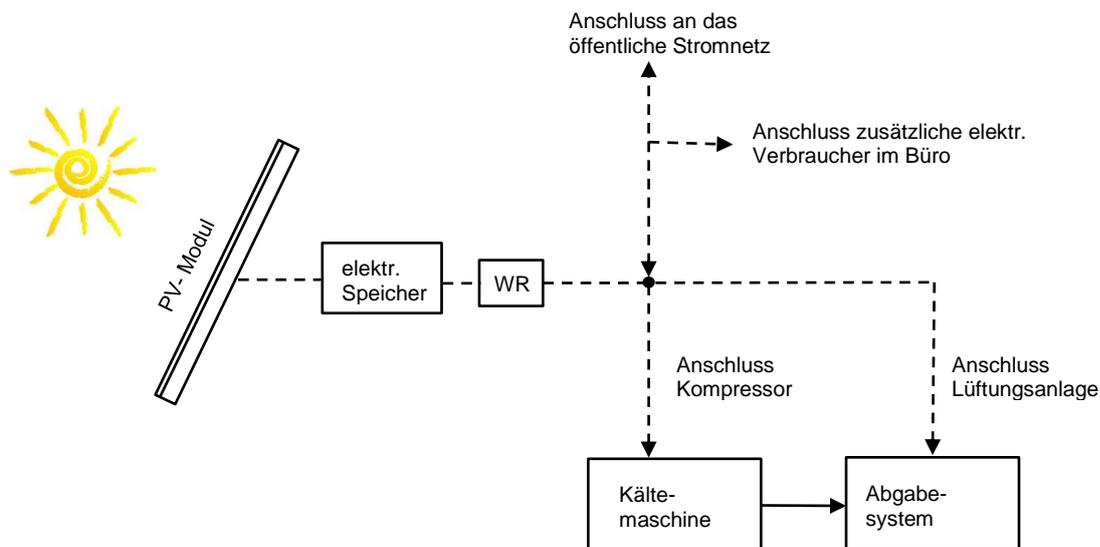


Abbildung 3-7: Schematischer Systemaufbau zu Variante 2

Ähnlich der Abbildung 3-6 sind in Abbildung 3-8 qualitative Tagesverläufe dargestellt, um den zeitlichen Versatz zwischen Bedarf und Angebot, sowohl elektrisch (links, a) als auch thermisch (rechts, b), zu verdeutlichen. Durch das Bereitstellen von Kälteleistung erst ab dem Zeitpunkt einer anfallenden Kühllast im Büro muss der zuvor überschüssig erzeugte Strom der PV-Anlage in einem elektrischen Speicher gespeichert werden, um die elektrische Energie zu späteren Zeiten bedarfsgerecht wieder aus dem Speicher beziehen zu können. Dies kann mit den grau gekennzeichneten Bereichen im rechten Diagramm dargestellt werden. Anfangs ist das elektrische Energieangebot größer als die auftretende elektrische Last durch den Kompressor. Zu späteren Zeiten ist ebenfalls die fehlende Energie zur Abdeckung der Last aus dem

Speicher zu beziehen. Nur der grün schraffierte Bereich stellt jenen Anteil des Energiebedarfes dar, der zeitgleich und ohne Speicherung gedeckt werden kann.

Das rechte Diagramm in Abbildung 3-8 zeigt die thermischen Zusammenhänge der Variante 2. Durch die blau markierten Bereiche ist erkennbar, dass nicht zu jeder Zeit der Kältebedarf durch die vorhandene Kälteleistung abgedeckt werden kann. Ebenfalls tritt der umgekehrte Fall ein, es wird zeitweise mehr Kühlenergie von der Kältemaschine bereitgestellt als Bedarf an Kühllast vorhanden ist. Jener Anteil des Energiebedarfes, welcher vollständig und bedarfsgerecht gedeckt werden kann, ist grün schraffiert. Da kein thermischer Speicher vorgesehen ist, wird entgegen der Abbildung 3-8 angenommen, dass die Kältemaschine drehzahl geregelt wird, um die Kälteleistung im Mittel an die Kühllast anzupassen, wie in Abbildung 3-9 dargestellt. Durch die Leistungsregelung wird die Leistungsaufnahme des Kompressors nicht wie in Abbildung 3-8 a) einen annähernd konstanten Verlauf über den Tag aufweisen, sondern entsprechend der Kühllast ein Maximum an jener Stelle besitzen, an der auch der Kühlbedarf am größten ist. Voraussetzung für diese Betriebsweise nach Abbildung 3-9 ist, dass Kältemaschine so dimensioniert ist, dass sie jedenfalls die Spitzen der Kühllast im Büro abdecken kann.

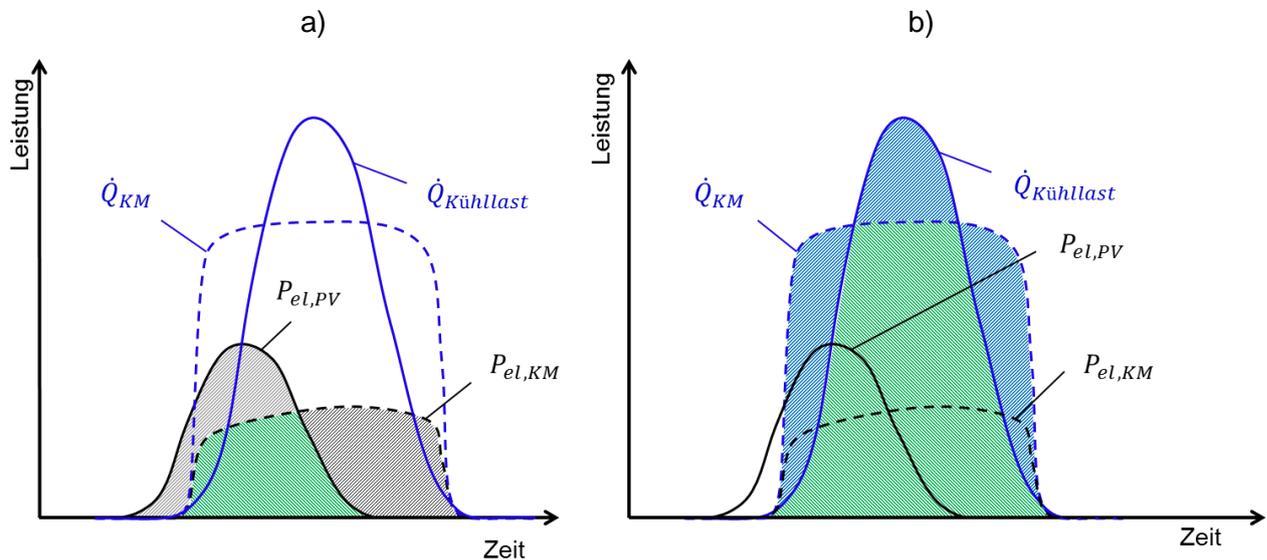


Abbildung 3-8: Qualitative Tagesverläufe Variante 2 zur Gegenüberstellung

- a) elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors ($P_{el,KM}$) und elektrischer Leistung der PV ($P_{el,PV}$)
- b) Kälteleistung der Kältemaschine (\dot{Q}_{KM}) und Kühllast im Raum ($\dot{Q}_{Kuehllast}$)

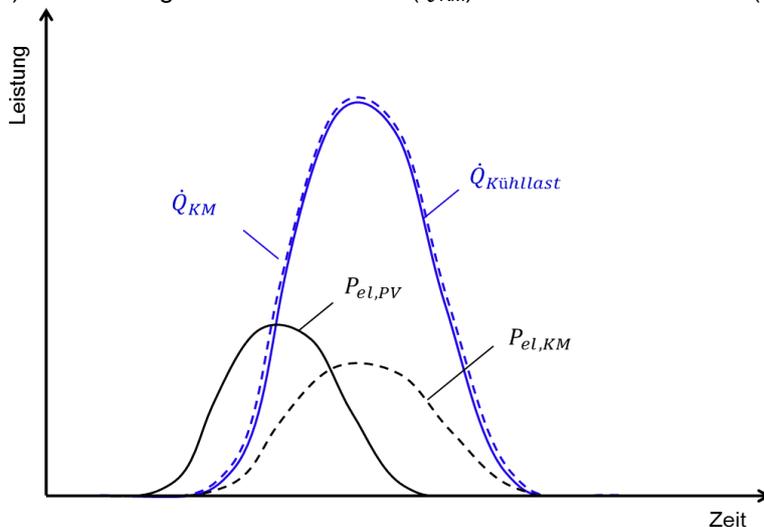


Abbildung 3-9: Anpassung der Kälteleistung an den Kühlbedarf durch eine Leistungsregelung

3.2.1 Ableitung relevanter Kriterien für die tageweise Betrachtung

Aus den zuvor beschriebenen Varianten gilt es nun relevante Kriterien abzuleiten, um die Ergebnisse in Kapitel 3.3 untereinander vergleichen zu können und anhand dieser auch den auftretenden zeitlichen Versatz zwischen Angebot und Bedarf festzustellen. Dabei muss sowohl der elektrische als auch der thermische Teil des Gesamtsystems betrachtet werden. Um einerseits feststellen zu können, ob die thermische bzw. elektrische Speicherung mit einer bestimmten Dimensionierung der Kältemaschine und der Photovoltaik-Anlage überhaupt möglich ist, wurde zum einem das Überangebot ($\ddot{U}A$) und zum anderen das Unterangebot (UA) definiert. Die mathematischen Zusammenhänge können dabei aus Gl. 3-4 - Gl. 3-7 und Abbildung 3-10 entnommen werden. Das Überangebot ($\ddot{U}A_{el}$, $\ddot{U}A_{th}$) definiert dabei das zu bestimmten Zeiten auftretende Mehrangebot an elektrischer bzw. thermischer Energie im Vergleich zum jeweiligen Bedarf. Umgekehrt gelten diese Überlegungen auch für das thermische und elektrische Unterangebot (UA_{el} , UA_{th}). Durch eine weitere Differenzbildung des z.B. elektrischen Überangebotes und des elektrischen Unterangebotes ($Diff_{el}$ in Gl. 3-9) kann somit festgestellt werden, ob die Speicherung des vorhandenen $\ddot{U}A$ ausreichend ist, um es zu Zeiten eines UA bedarfsgerecht abgeben zu können. Das heißt die Differenz muss ≥ 0 sein, um dies garantieren zu können. Ist diese kleiner als null, so reicht das auftretende Überangebot nicht aus, um das Unterangebot zu späteren Zeiten abdecken zu können. In Abbildung 3-10 ist dies exemplarisch für die elektrische Betrachtung dargestellt. Am Anfang des Tages wird mehr an elektrischer Leistung durch die PV-Module bereitgestellt, als vom Kompressor benötigt. Durch die Summenbildung dieser Mehrleistung kann das Überangebot an elektrischer Energie berechnet werden. Zu späteren Zeiten, nach dem Auftreten der Kühllastspitze, ist der Bedarf an elektrischer Leistung größer als von der PV zur Verfügung gestellt wird, es besteht ein Unterangebot. Ob durch die elektrische Speicherung des Überangebotes das Unterangebot zur Gänze abgedeckt werden kann, beschreibt die Differenzbildung. Gleiche Überlegungen gelten auch für die thermische Betrachtung des Systems. Generell ist allerdings zu berücksichtigen, dass die einzelnen Tage unabhängig voneinander betrachtet werden, und somit davon ausgegangen wird, dass der Speicher zu Beginn jedes Tages vollständig entladen ist.

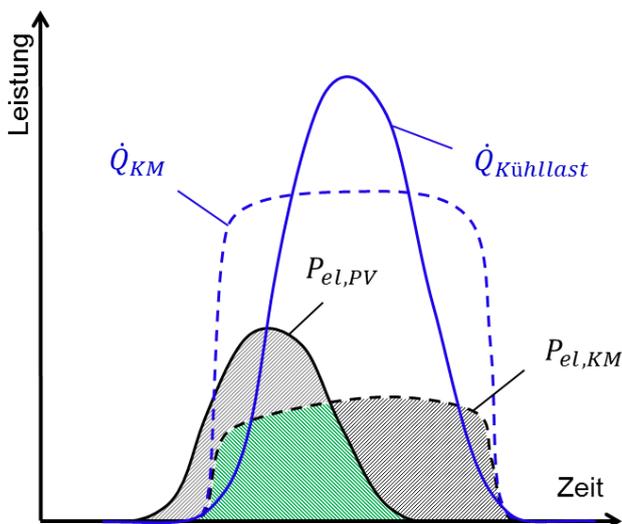


Abbildung 3-10: Tagesverlauf zur Darstellung der definierten Kennzahlen Überangebot, Unterangebot und Differenz- thermisch als auch elektrisch

$$UA_{el} = \int_{24h} (P_{el,KM} - P_{el,PV}) dt \quad \text{bei } P_{el,KM} > P_{el,PV} \quad \text{Gl. 3-4}$$

$$\ddot{U}A_{el} = \int_{24h} (P_{el,PV} - P_{el,KM}) dt \quad \text{bei } P_{el,KM} < P_{el,PV} \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$UA_{th} = \int_{24h} (\dot{Q}_{K\u00fchllast} - \dot{Q}_{KM}) dt \quad \text{bei } \dot{Q}_{K\u00fchllast} > \dot{Q}_{KM} \quad \text{Gl. 3-6}$$

$$\ddot{U}A_{th} = \int_{24h} (\dot{Q}_{KM} - \dot{Q}_{K\u00fchllast}) dt \quad \text{bei } \dot{Q}_{K\u00fchllast} < \dot{Q}_{KM} \quad \text{Gl. 3-7}$$

$$Diff_{th} = \ddot{U}A_{th} - UA_{th} \quad \text{Gl. 3-8}$$

$$Diff_{el} = \ddot{U}A_{el} - UA_{el} \quad \text{Gl. 3-9}$$

3.3 Ergebnisse zum Standort Ljubljana

Nach den definierten Randbedingungen, Annahmen zur Simulation (Kapitel 3.1) und der Methodik zur Auswertung (Kapitel 3.2) sollen nun die Ergebnisse exemplarisch für den Standort Ljubljana präsentiert werden. Ljubljana mit einem mitteleuropäischen Klima ist den Bedingungen in Graz sehr ähnlich und wird für die später abgeleitete Auswahl der Systemkomponenten am Standort Graz entscheidender sein als z.B. die Simulationsergebnisse in Madrid. Entsprechend der beschriebenen Methodik werden die Ergebnisse nach den definierten Varianten der thermischen und elektrischen Speicherung separat betrachtet. Als Fassadenkonfiguration wurde vorerst jene mit einem raumhohen Fenster (A) (siehe Abbildung 3-2) ausgewertet.

3.3.1 Südliche Ausrichtung- Variante 1- thermische Speicherung

Abbildung 3-11 und Abbildung 3-12 zeigen nun erste Auswertungsergebnisse eines südlich ausgerichteten Büroraumes. Es handelt sich dabei um geordnete Dauerlinien. Aus den Diagrammen ist somit ersichtlich, an wie vielen Kühltage ein bestimmter energetischer Betrag an Überangebot, Unterangebot oder Differenz, thermisch als auch elektrisch überschritten wird. Mit dem Begriff Kühltage wird jene Anzahl an Tagen im Jahr verstanden, an denen der Büroraum durch das Auftreten innerer und äußerer Lasten gekühlt werden muss. Da es sich bei Variante 1 um das System mit thermischer Speicherung handelt, wurde die Kältemaschine (KM) und die Photovoltaik- Anlage (PV-Anlage) dahingehend ausgelegt, dass ein möglichst hoher Anteil des Kühlbedarfes bedarfsgerecht abgedeckt werden kann, um den Speicher so klein wie möglich dimensionieren zu können. Aufgrund der Tatsache, dass keine elektrische Speicherung vorgesehen ist, wurde ebenfalls verstärkt Augenmerk auf den Strombedarf gelegt, denn sowohl das $\ddot{U}A$ als auch das UA sind mit einer Kopplung an das Stromnetz auszugleichen. Nach Berücksichtigung des zuvor Beschriebenen müsste eine PV-Fläche von 5,6 m² und eine Kältemaschine mit einer Verdampfungsleistung (Kälteleistung) von 0,5 kW installiert werden. Entsprechend dieser Dimensionierung und Betrachtung des linken Diagrammes in Abbildung 3-11 ergibt sich ein UA der Kühlenergie von max. 5 kWh, welches grundsätzlich abdeckbar wäre, da das nötige Überangebot an einer ähnlichen Anzahl von Kühltage vorhanden ist. Nach dieser Betrachtung muss somit thermische Energie von 3-4 kWh zwischengespeichert werden, um den Bedarf an Kühlenergie überwiegend abdecken zu können. Im Vergleich zu den thermischen Verläufen zeigt sich beim elektrischen Über- und Unterangebot tendenziell ähnliches, die maximalen Energiebeträge mit 2-4 kWh fallen jedoch deutlich geringer aus.

Abbildung 3-12 zeigt die jeweilige elektrische und thermische Differenz von ÜA und UA. Es wird dadurch ein Zusammenhang des auftretenden Unterangebotes und des Überangebotes eines Tages dargestellt. Es ist erkennbar, dass an 150 Tagen das thermische Überangebot größer ist als das Unterangebot und die Differenzbildung zu positiven Werten führt. Umgekehrt ist das Unterangebot an ca. 50 Tagen größer als das Überangebot und die Differenzbildung fällt als Betrag negativ aus. Diese Tage sind jedoch problematisch und bedürfen aufgrund des fehlenden Überangebotes zur Deckung des Unterangebotes genaueren Untersuchungen hinsichtlich ihrem zeitlichem Auftreten. An dieser Stelle muss noch hinzugefügt werden, dass aufgrund der isolierten Betrachtungen einzelner Tage nicht berücksichtigt wird, dass der Speicher am Anfang des Tages noch vom Vortag beladen sein kann. Mit den dargestellten Verläufen ist es außerdem nicht möglich, eine Aussage über das zeitliche Auftreten dieser Tage in einem Jahr zu treffen.

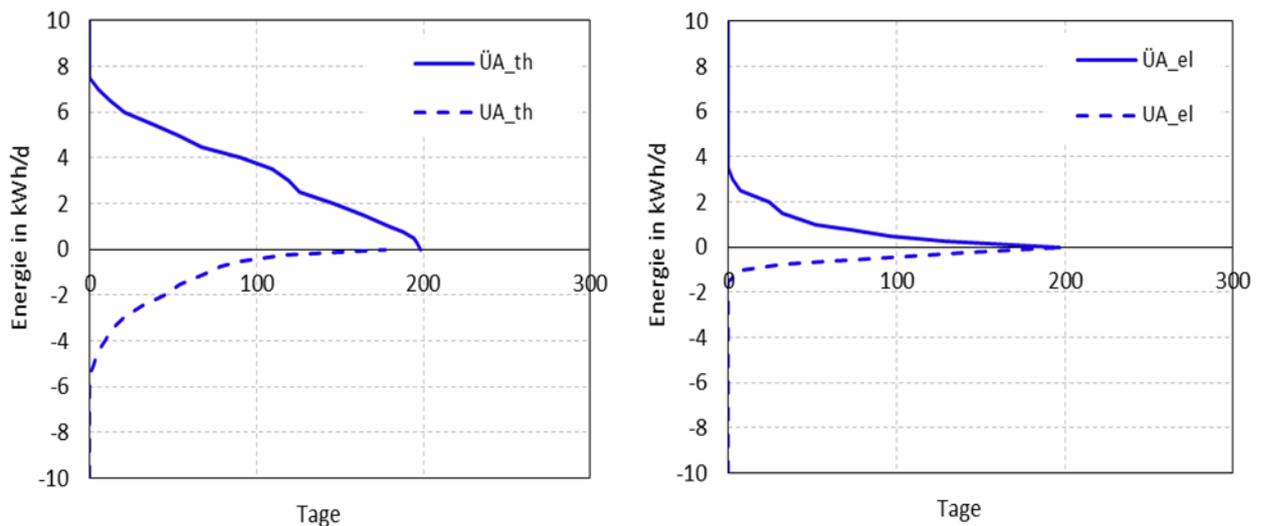


Abbildung 3-11: Dauerlinien von thermischem und elektrischem Über- und Unterangebot (täglich) für den Standort Ljubljana, südliche Ausrichtung und Variante 1; Auslegung: 5,6 m² PV; Kältemaschine mit 0,5 kW Kälteleistung

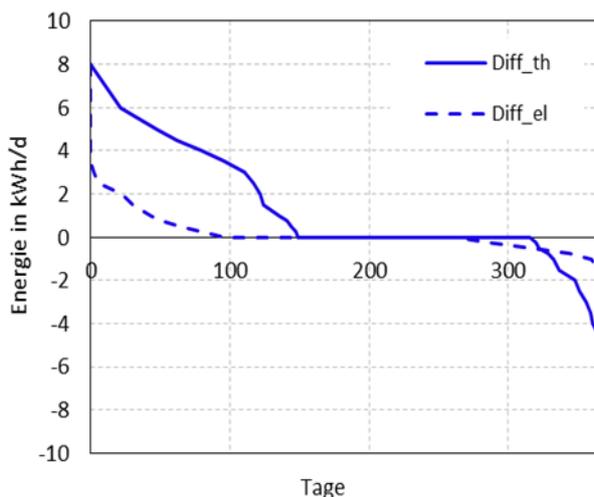


Abbildung 3-12: Dauerlinien von täglicher elektrischer und thermischer Differenz aus Über- und Unterangebot für den Standort Ljubljana, südliche Ausrichtung und Variante 1; Auslegung: 5,6 m² PV; Kältemaschine mit 0,5 kW Kälteleistung

Abbildung 3-13 dient der Darstellung der zeitlichen Abfolge der Tage mit negativer thermischer Differenz. Es wurde dafür ein Betrachtungszeitraum von 16. Juni - 06. Juli (3 Wochen) gewählt. Für die thermische Systembetrachtung sind die Kälteleistung der Kältemaschine und der

Kühlbedarf entsprechend der Kühllast aufgetragen. Des Weiteren kann der elektr. Leistungsbedarf durch die Kältemaschine und Lüftung mit dem vorhandenen PV-Ertrag verglichen werden. Die Betrachtung des elektrischen Angebots und Bedarfs zeigt, dass die Verläufe sowohl zeitlich als auch betragsmäßig (Fläche unter den Kurven) gut zusammenfallen. Natürlich ist aber wie zuvor darauf hinzuweisen, dass eine Netzkopplung notwendig ist, um das ÜA sowie UA zu jedem Zeitschritt auszugleichen. Anders zeigt sich dies bei der Betrachtung des thermischen Angebots und Bedarfs. Vor allem an den Wochentagen in Woche 1 (=Stunde 3984 - 4152) ist das Unterangebot betragsmäßig deutlich größer als das Überangebot, wodurch der thermische Speicher nicht ausreichend geladen werden kann. Die Tage mit negativer Differenz treten hintereinander auf und somit kann der Speicher an keinem dieser Tage voll beladen werden, um das entsprechende Unterangebot an Kühlenergie abdecken zu können. Somit kann die Beladung nur am Wochenende geschehen, um über die restlichen Wochentage genug Kühlenergie bereitstellen zu können. In diesem Beispiel bzw. diesem Zeitraum müsste somit die thermische Speicherung um das 2-3 fache der zuvor abgeleiteten 3 kWh (aus Abbildung 3-12) ausgelegt werden. Um dies allerdings technisch realisieren zu können, müsste dafür ebenfalls die Kältemaschine und die PV-Fläche größer dimensioniert werden, um die fehlende Energie auch bereitstellen zu können. Natürlich trifft dies nicht an allen Kühltagen im Jahr zu, aber zum großen Teil im Juni und Juli, wo entsprechend die meiste Kühlenergie notwendig wäre.

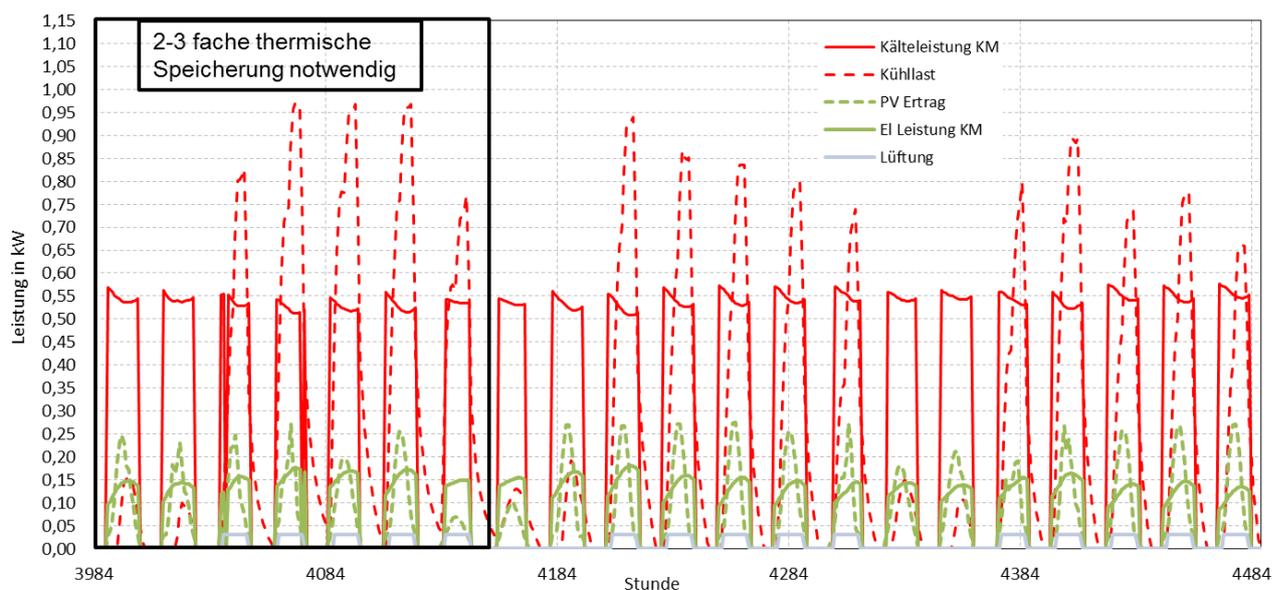


Abbildung 3-13: Gegenüberstellung von elektrischem und thermischem Leistungsangebot und -bedarf für den Standort Ljubljana, südliche Ausrichtung und Variante 1 (5,6 m², 0,5 kW)

Die Diagramme in Abbildung 3-14 zeigen die Auswirkungen zusätzlicher Stromverbraucher (Ausstattung und Beleuchtung) bei gleicher Dimensionierung der PV-Anlage und der Kältemaschine. Für die Ausstattung (Computer, Bildschirme, etc.) wurde in den Anwesenheitszeiten von 8-18 Uhr eine konstante Leistungsaufnahme von 360 W angenommen. Die Leistungsaufnahme der Beleuchtung wurde je nach Tageslicht mit 120- 180 W angesetzt. Wie nicht anders erwartet zeigen die Ergebnisse, dass das Unterangebot an elektrischer Energie im Vergleich zum Überangebot stark ansteigt und nur an 10 Kühltagen durch den Speicher abgedeckt werden kann (rechtes Diagramm). Die Versorgung innerer Zusatzlasten macht nur im Zusammenhang mit einer Vergrößerung der PV-Fläche Sinn.

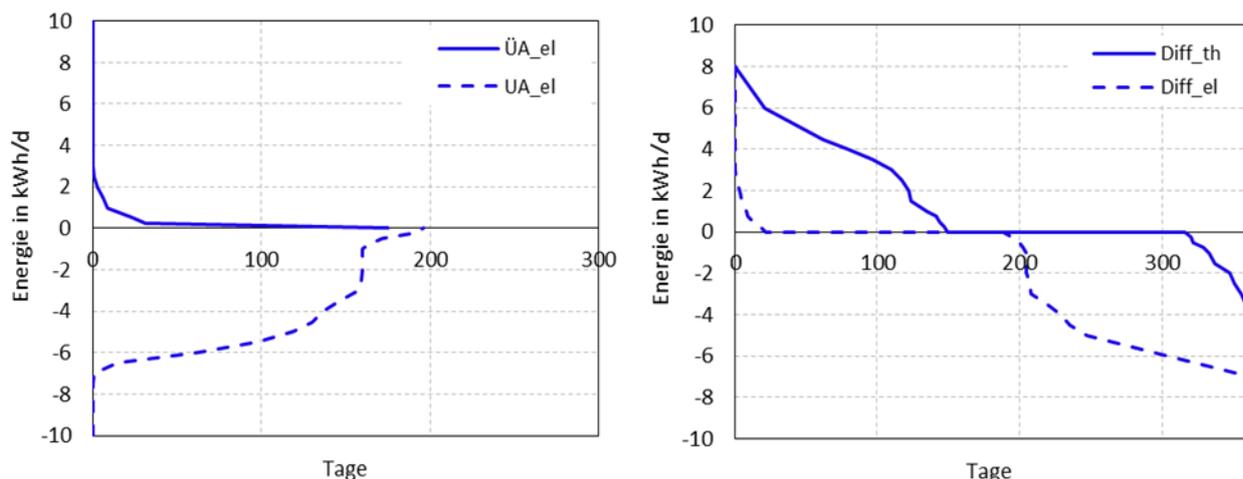


Abbildung 3-14: Tägliches elektrisches ÜA, UA und Differenz bei zusätzlichen Stromverbrauchern für den Standort Ljubljana, südlicher Ausrichtung und Variante 1; Auslegung: 5,6 m² PV; Kältemaschine mit 0,5 kW Kälteleistung

3.3.2 Abschätzung der thermischen Speichergröße

Nach den beschriebenen Ergebnissen in Kapitel 3.3.1 sollen erste Untersuchungen zur Abschätzung der notwendigen Speichergröße angestellt werden. Diese Betrachtungen basieren auf einem angenommenen Idealfall, ohne Berücksichtigung von Verlusten und Beladungs- bzw. Entladungswirkungsgraden. Aus der zuvor getätigten tageweisen Betrachtung wurde eine benötigte Speicherkapazität von 3 kWh abgeleitet.

a) Sensible Wärmespeicherung

Unter der Annahme von Wasser als Wärmeträgermedium und einer vorhandenen Temperaturspreizung von 10 Kelvin ergibt sich eine Speicherdichte von:

$$q_{\text{wasser}} = \rho_w * c_{p,w} * \Delta T = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 10 \text{ K}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = 11,6 \text{ kWh/m}^3 \quad \text{Gl. 3-10}$$

Durch die Division der angenommenen Speicherkapazität von 3 kWh und der soeben erhaltenen Speicherdichte ergibt sich das benötigte Speichervolumen zu:

$$V_{\text{wasser}} = \frac{Q_{\text{speicher}}}{q_{\text{wasser}}} = \frac{3 \text{ kWh}}{11,6 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3}} = 259 \text{ Liter} \quad \text{Gl. 3-11}$$

b) Latente Wärmespeicherung

Unter der Annahme von Eis als Kälteträgermedium wurde die Dichte ρ_{eis} und Schmelzwärme s_{eis} wie folgt definiert (Sterner & Stadler, 2014 S. 555):

$$\rho_{\text{eis}} = 917 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Gl. 3-12}$$

$$s_{\text{eis}} = 334 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Gl. 3-13}$$

Damit ergibt sich eine Speicherdichte von:

$$q_{eis} = \rho_{eis} * s_{eis} = \frac{917 \frac{kg}{m^3} * 334 \frac{kJ}{kg}}{3600 \frac{s}{h}} = 85,07 \text{ kWh/m}^3 \quad \text{Gl. 3-14}$$

Durch die Division der angenommenen Speicherkapazität von 3 kWh und der soeben erhaltenen Speicherdichte ergibt sich das benötigte Speichervolumen zu:

$$V_{eis} = \frac{Q_{speicher}}{q_{wasser}} = \frac{3 \text{ kWh}}{85,07 \frac{kWh}{m^3}} = 35,27 \text{ Liter} \quad \text{Gl. 3-15}$$

Das vor allem für die sensible Wärmespeicherung benötigte Volumen von 259 Litern zeigt, dass es sich hierbei um Dimensionen handelt, die nur schwer in die Fassade integriert werden können. Bei einer latenten Speichertechnologie vermindert sich das benötigte Speichervolumen zwar auf 35,27 Liter, jedoch ist dessen Realisierung weitaus komplexer.

3.3.3 Südliche Ausrichtung - Variante 2 - elektrische Speicherung

Die Ergebnisse zu dieser Variante eines südlich angenommenen Büroraumes sind in Abbildung 3-15 und Abbildung 3-16 dargestellt. Bei der Dimensionierung wurde eine PV- Fläche mit 5,6 m² und die Kältemaschine mit einer Kälteleistung von 0,85 kW gewählt. Ein wesentlicher Unterschied zu Variante 1 ist im linken Diagramm der Abbildung 3-15 dargestellter Verlauf von thermischen Über- und Unterangebot. Durch die Leistungsregelung der Kältemaschine wird der zeitliche Verlauf der Kühlleistung an den Kühlbedarf, bis auf wenige Kühlitage im Jahr, im Mittel angepasst. Es tritt nur bei einer geringen Anzahl an Tagen ein Unterangebot auf, was darauf zurückzuführen ist, dass durch die gewählte Dimensionierung der Kältemaschine vereinzelte Kühllastspitzen nicht abgedeckt werden können. Durch die Leistungsregelung bzw. der gewählten Auslegung ist ebenfalls das ÜA und UA an Strom, ersichtlich im rechten Diagramm, betragsmäßig annähernd gleich groß, womit die Speicherung von rund 2 kWh aus einer tageweisen Betrachtung vorerst sinnvoll erscheint. Auch bei der Darstellung der Differenzen in Abbildung 3-16 ist zu erkennen, dass an ca. 60 Tagen das UA größer ist als das ÜA. Das heißt, an jenen Tagen fehlt die notwendige elektrische Energie mit maximal 2 kWh, um zu späteren Zeitpunkten bei dem Vorhandensein eines UA die elektrische Abdeckung garantieren zu können. Auch hier muss die zeitliche Folge der Tage mit negativer Differenz genauer untersucht werden, am besten mit einem Betrachtungszeitraum über mehrere Wochen, wie in der Abbildung 3-17 dargestellt.

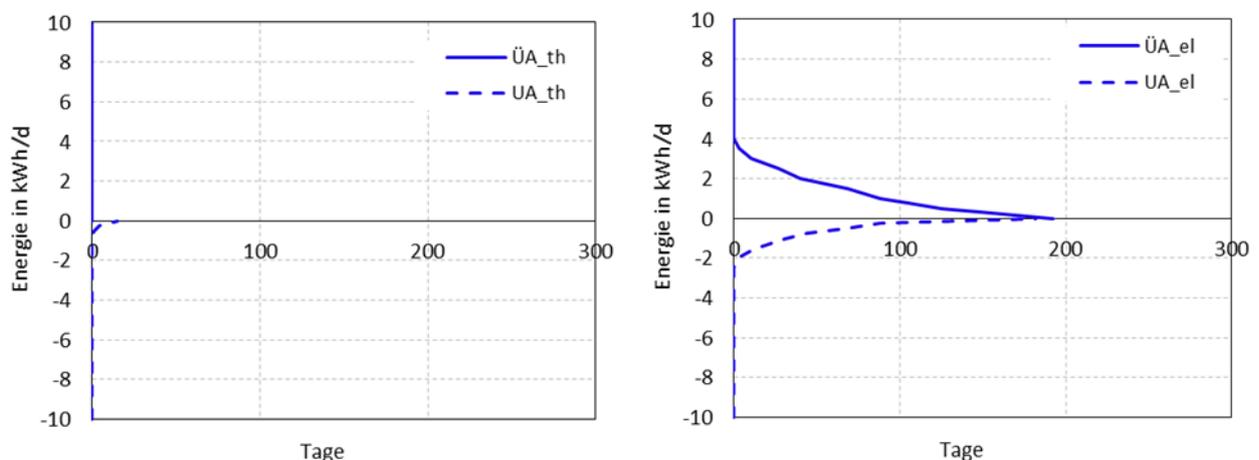


Abbildung 3-15: Dauerlinien von thermischem und elektrischem Über- und Unterangebot (täglich) für den Standort Ljubljana, südliche Ausrichtung und Variante 2; Auslegung: 5,6 m² PV; Kältemaschine mit 0,85 kW Kälteleistung

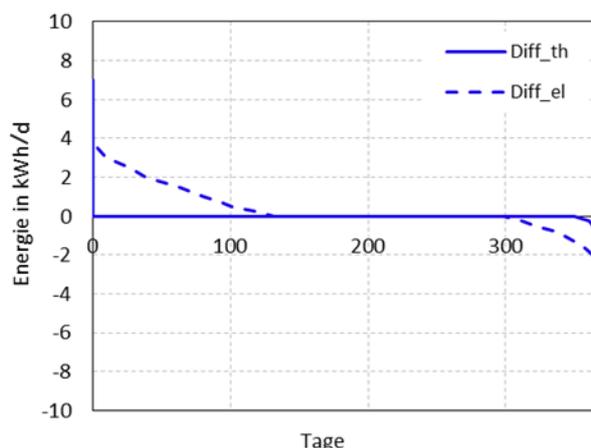


Abbildung 3-16: Dauerlinien von täglicher elektrischer und thermischer Differenz aus Über- und Unterangebot für den Standort Ljubljana, südlicher Ausrichtung und Variante 2; Auslegung: 5,6 m² PV; Kältemaschine mit 0,85 kW Kälteleistung

Wie in den Ergebnissen zu Variante 1 beschrieben, sind für die thermische Betrachtung die Kälteleistung der Kältemaschine und der Kühlbedarf aufgetragen. Des Weiteren kann der Strombedarf durch die Kältemaschine und die Lüftung mit dem vorhandenen PV-Ertrag verglichen werden. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass der elektrische Speicher nicht wie zuvor an den Wochenenden beladen werden muss, um den Kühlbedarf der darauf folgenden Woche abdecken zu können. Es ist auch in den Sommertagen möglich, dass während den Werktagen die Tagesdifferenz positiv ausfällt und durch die Speicherung das auftretende UA abgedeckt werden kann. Somit ist die Speicherung von 2 kWh auch für größere zeitliche Betrachtungen und vor allem in den heißen Sommertagen ausreichend. Im Vergleich zur thermischen Speicherung treten die Tage mit einem größeren Unterangebot als Überangebot nicht hintereinander auf, wodurch davon ausgegangen werden kann, dass nur vereinzelte Tage im Jahr bzw. Wochen durch die elektrische Speicherung nicht abgedeckt werden können.

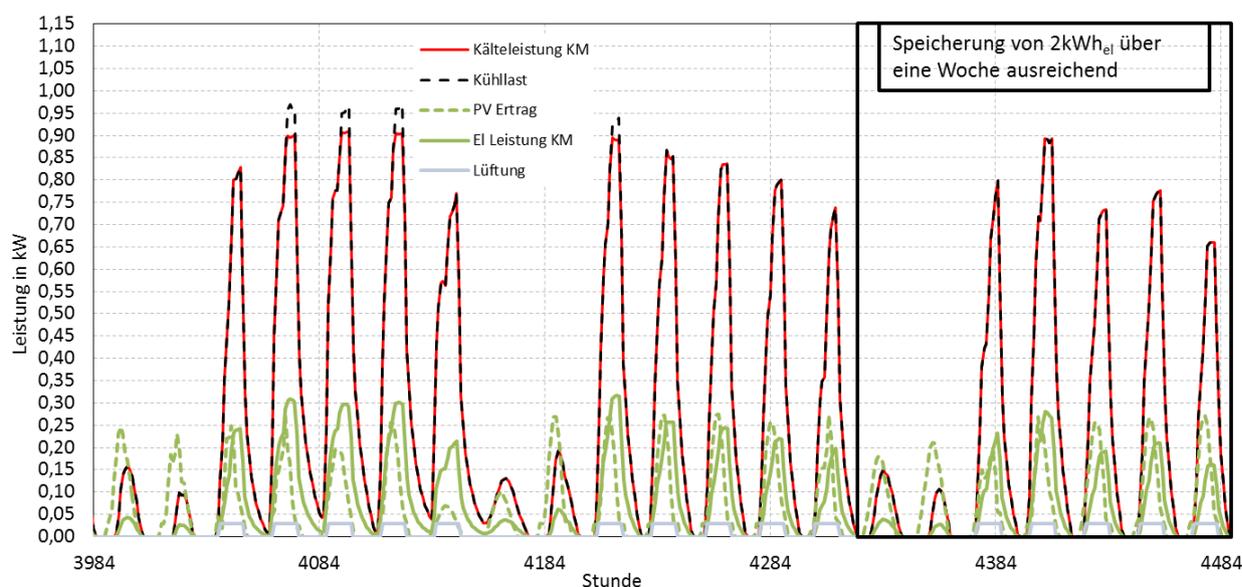


Abbildung 3-17: Gegenüberstellung von elektrischem und thermischem Leistungsangebot und -bedarf für den Standort Ljubljana, südliche Ausrichtung und Variante 2 (5,6 m², 0,85 kW)

Wie zuvor erwähnt, kann durch eine Leistungsregelung der Kältemaschine der Bedarf an Kühlenergie mit der gewählten Auslegung der KM nur zu Spitzenlasten nicht abgedeckt werden.

Ansonsten sind die zeitlichen Verläufe von Kühllast und Kälteleistung der Kältemaschine (KM) identisch.

Wie in Variante 1 beschrieben, soll auch in Variante 2 auf das Systemverhalten bei zusätzlichen elektrischen Lasten (Ausstattung und Beleuchtung) eingegangen werden (siehe Abbildung 3-18). Es gelten dabei die gleichen Leistungsannahmen für Ausstattung (360 W) und Beleuchtung (120 – 180 W je nach Tageslicht) während den angenommenen Anwesenheitszeiten von 8 – 18 Uhr. Wie nicht anders erwartet, steigt das Unterangebot im Vergleich zum Überangebot stark an. Aus dem rechten Diagramm ist ersichtlich, dass nur an ca. 40 Tagen diese zusätzlichen Lasten durch die PV-Anlage abgedeckt werden können. Im Gegensatz dazu kann an rund 160 Tagen die elektrische Energie nicht durch die PV-Module bereitgestellt werden. Die Versorgung innerer Zusatzlasten macht daher nur im Zusammenhang mit einer Vergrößerung der PV-Fläche Sinn. Hierfür die gesamte zur Verfügung stehende Fläche (11,22 m²) mit PV-Modulen zu beaufschlagen ist zwar teurer, fällt aber im Vergleich zu den Gesamtkosten nicht sehr stark ins Gewicht. Nachteilig könnte eine schlechtere Ausnutzung der PV-Module genannt werden, wenn mehr Strom produziert wird als verbraucht werden kann.

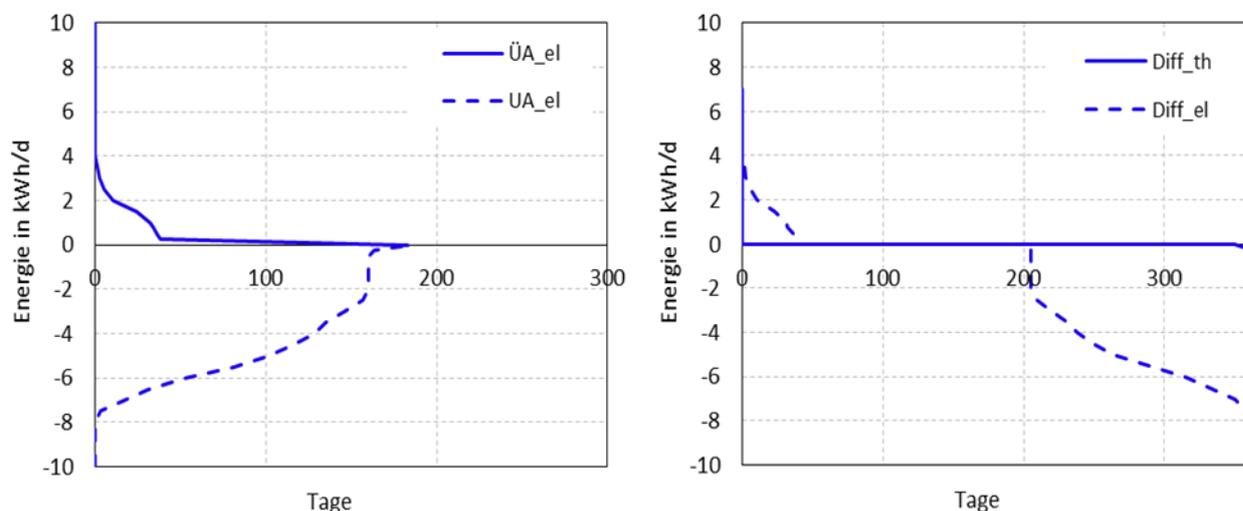


Abbildung 3-18: Tägliche elektrisches ÜA, UA und Differenz bei zusätzlichen Stromverbrauchern für den Standort Ljubljana, südliche Ausrichtung und Variante 2; Auslegung: 5,6 m² PV; Kältemaschine mit 0,85 kW Kälteleistung

3.3.4 Abschätzung der elektrischen Speichergröße

Nach den beschriebenen Ergebnissen in Kapitel 3.3.3 sollen erste Untersuchungen zur Abschätzung der notwendigen elektrischen Speichergröße angestellt werden. Diese Berechnungen basieren auf einem angenommenen Idealfall, ohne jegliche Berücksichtigung von Verlusten und Beladungs- bzw. Entladungswirkungsgraden. Aus der zuvor getätigten tageweisen Betrachtung wurde eine benötigte Speicherkapazität von 2 kWh abgeleitet. Für den häuslichen Gebrauch werden grundsätzlich zwei Batteriespeichersysteme verwendet, die Blei-Technologie (bekannt aus der Automobilindustrie) und die Lithium-Ionen-Technologie (vor allem eingesetzt bei Mobiltelefonen) (OÖEnergiesparverband, 2015).

a) Blei Technologie

Die Speicherdichte einer Blei Batterien (q_{Blei}) beträgt im Mittel 30 Wh/kg (Sterner & Stadler, 2014 S. 600). Durch die Division der angenommenen Speicherkapazität von 2 kWh und einer gegebenen Speicherdichte ergibt sich ein Gewicht von 67 kg.

$$M_{Blei} = \frac{Q_{speicher}}{q_{Blei}} = \frac{2000 \text{ Wh}}{30 \frac{\text{Wh}}{\text{kg}}} = 67 \text{ kg} \quad \text{Gl. 3-16}$$

b) Lithium Technologie

Die Speicherdichte einer Lithium Batterie (q_{Lithium}) beträgt im Mittel 120 Wh/kg (Sterner & Stadler, 2014 S. 600). Durch die Division der angenommenen Speicherkapazität von 2 kWh und einer gegebenen Speicherdichte ergibt sich ein Gewicht von 17 kg.

$$M_{Lithium} = \frac{Q_{speicher}}{q_{Lithium}} = \frac{2000 \text{ kWh}}{120 \frac{\text{Wh}}{\text{kg}}} = 17 \text{ kg} \quad \text{Gl. 3-17}$$

Der Vergleich dieser Vorabschätzung mit der am Markt erhältlichen Technologie hat gezeigt, dass das Gesamtgewicht einer elektrischen Speicherung doch deutlich größer ausfällt als in Gleichung 3-16 bzw. Gleichung 3-17 berechnet. Eine z.B. von SMA angebotene Kombination aus Wechselrichter (max. DC- Leistung von 5200 W) und integriertem Lithium Batteriespeicher (nutzbare Kapazität 2 kWh) mit der Typenbezeichnung „Sunny Boy 3600“ hat ein Gesamtgewicht von rund 60 kg. Der Anteil der Batterie beträgt dabei 27,5 kg und ist rund doppelt so groß als zuvor in Gleichung 3-17 berechnet. (SMA, 2016)

3.3.5 Vergleich unterschiedlicher geografischer Ausrichtung- Variante 2

Von Abbildung 3-19 bis Abbildung 3-21 werden die Einflüsse unterschiedlich ausgerichteter Referenz- Büroräume für Systemvariante 2 dargestellt. Durch die Leistungsregelung und entsprechender Dimensionierung der Kältemaschine wird bis auf vereinzelt Kühllastspitzen der Bedarf an Kühlleistung abgedeckt und daher auf das thermische Über- und Unterangebot nicht mehr explizit eingegangen. Wie eingangs in Kapitel 3.3 erwähnt, gelten diese Ergebnisse für die Fassadenkonfiguration mit einem raumhohen Fenster (A).

Vergleicht man die Ergebnisse des nördlich ausgerichteten Büroraumes (Abbildung 3-19) mit jenen aus südlicher Ausrichtung (Abbildung 3-15 bzw. Abbildung 3-16), so zeigt sich, dass mit 9 m² eine größere PV Fläche installiert werden muss, um eine ähnliche Abdeckung erzielen zu können. Die Kältemaschine kann mit einer Leistung von 0,8 kW etwas kleiner ausgelegt werden als im Süden (0,85 kW), da die Kühllast im Norden aufgrund der geringeren äußeren Lasten niedriger ist. Außerdem ist die Anzahl an Kühltagen mit etwa 150 deutlich geringer als im Süden (etwa 190 Tage). Die Anzahl an Kühltagen mit negativer Differenzenergie ist in beiden Fällen mit 60 Tagen sehr ähnlich.

In Abbildung 3-20 ist der Büroraum mit östlicher sowie Abbildung 3-21 mit westlicher Ausrichtung dargestellt. Bei der Auslegung der Systemkomponenten gilt wie immer der Grundsatz einer autarken Energieversorgung mit möglichst geringem Speicheraufwand. Dies ergibt eine Größe der PV-Anlage von 5,6 m² in westlicher als auch in östlicher Ausrichtung und entspricht somit jener im Süden. Bei den Ergebnissen im Westen muss jedoch die Kältemaschine mit rund 1 kW Kühlleistung am größten dimensioniert werden, um die auftretenden Lasten abdecken zu können. Dies kann mit den höheren äußeren Lasten eines westlich ausgerichteten Büroraumes begründet werden. Durch die betragsmäßig höhere auftretende Kühllast, bedingt durch die bis zum Abend auftreffende Solarstrahlung, muss mehr Kühlenergie bereitgestellt werden.

3 Grundlegende Systembetrachtungen

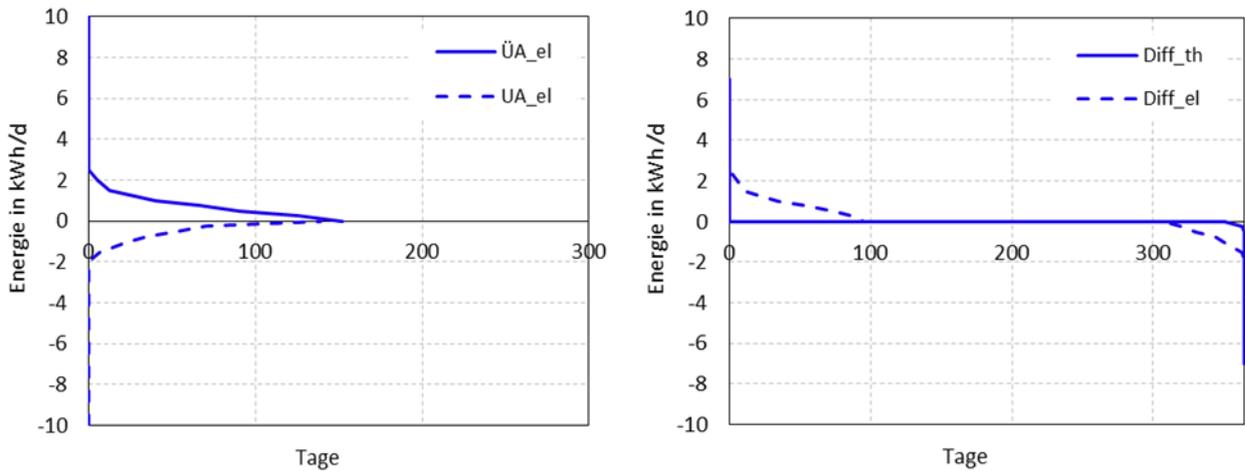


Abbildung 3-19: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für den Standort Ljubljana, **nördliche Ausrichtung** und Variante 2; Auslegung: 9 m² PV; Kältemaschine mit 0,8 kW Kälteleistung

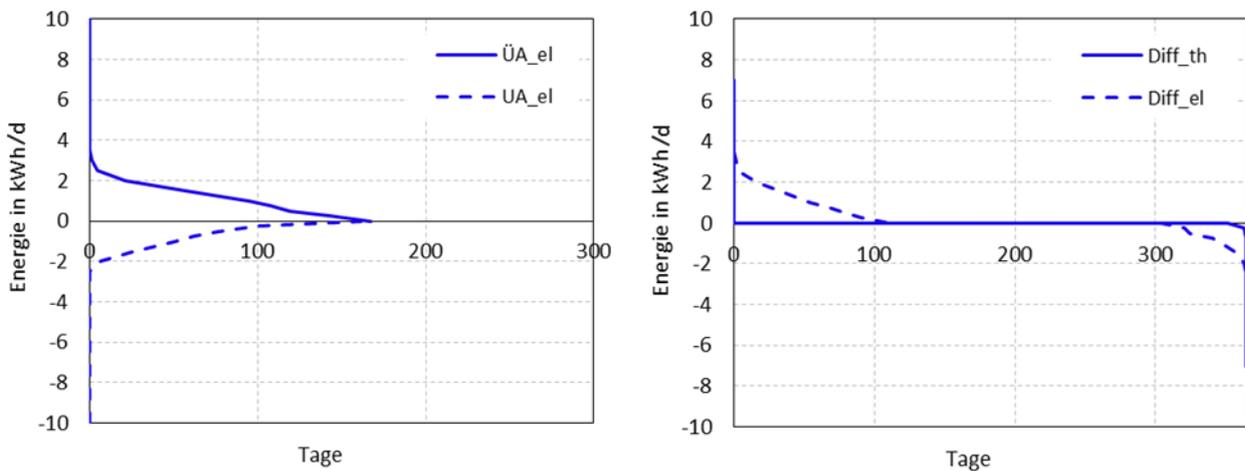


Abbildung 3-20: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für den Standort Ljubljana, **östliche Ausrichtung** und Variante 2; Auslegung: 5,6 m² PV; Kältemaschine mit 0,85 kW Kälteleistung

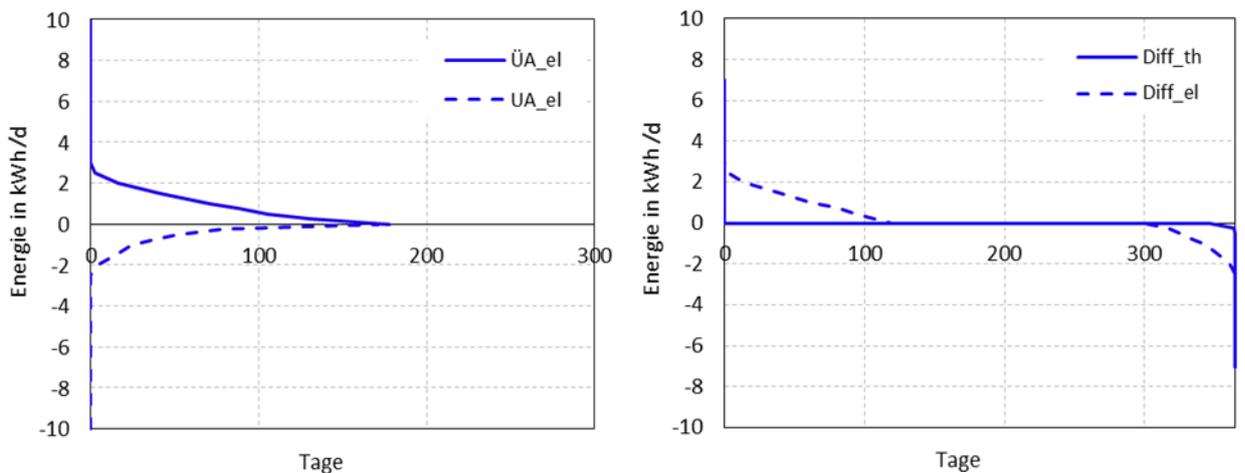


Abbildung 3-21: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für den Standort Ljubljana, **westliche Ausrichtung** und Variante 2; Auslegung: 5,6 m² PV; Kältemaschine mit 1 kW Kälteleistung

3.3.6 Kumulierte Betrachtung unterschiedlicher Ausrichtung- Variante 2

Aufbauend auf den Ergebnissen unterschiedlich ausgerichteteter Büroräume in Kapitel 3.3.5 wurde zusätzlich untersucht, ob eine zentrale elektrische Speicherung sinnvoll ist und somit nicht jede Fassade einen elektrischen Speicher integriert haben muss. Dadurch wird ein Teil des Systems zentralisiert, was der Projektidee der Entwicklung eines fassadenintegrierten, dezentralen Systems zur Kühlung von Innenräumen teilweise widerspricht. Die Auswertung für den Kühlfall zeigt, dass die Speichergröße bei einer zentralen Anlage für alle 4 Büros mit 8 kWh so groß sein muss wie die Summe der einzelnen dezentralen Speicher. Daraus kann abgeleitet werden, dass sich die unterschiedlich ausgerichteteten Büroräume kaum elektrisch entlasten. Definitiv zu berücksichtigen ist allerdings, dass ein zentraler elektrischer Speicher kostengünstiger wäre als mehrere dezentrale Speicher. Die Zusammenhänge können aus Abbildung 3-22 abgeleitet werden. Die Anzahl der Kühlitage mit negativer elektrischer Differenz (ca. 60 Tage) entspricht nach wie vor jener aus der dezentralen Betrachtung, betragsmäßig erreicht die für die Speicherung fehlende Energie jedoch bis zu 8 kWh.

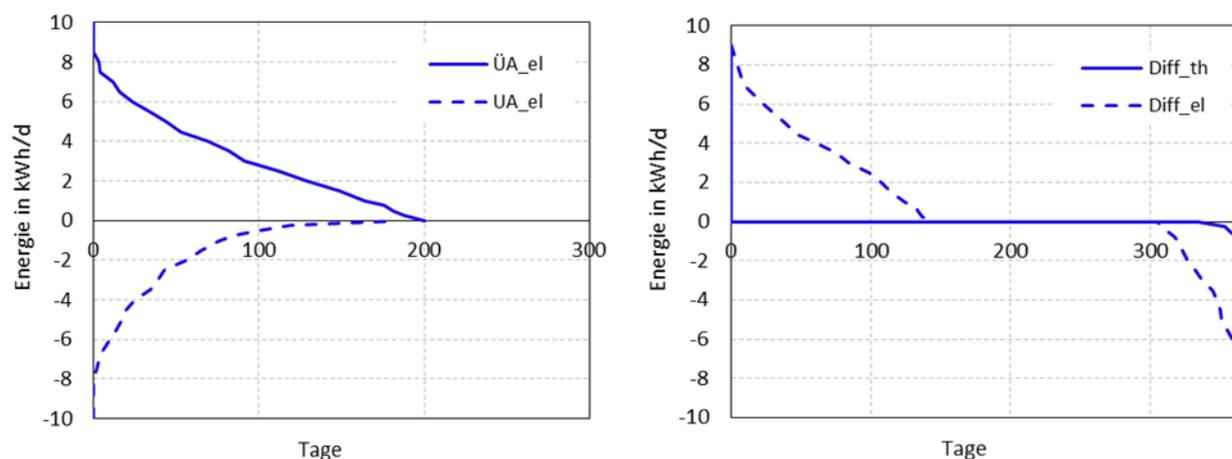


Abbildung 3-22: kumulierte elektrische Betrachtungen für unterschiedlich ausgerichtetete Büroräume am Standort Ljubljana und Variante 2

3.3.7 Sinnhaftigkeit einer Wärmerückgewinnung in der Lüftungsanlage

Abschließend zu den Ergebnissen in Ljubljana soll untersucht werden, ob im Lüftungssystem eine Wärmerückgewinnung sinnvoll wäre. Dies ist speziell im Sommer nur dann der Fall, wenn die Innentemperatur niedriger ist als die Außentemperatur. Erfahrungsgemäß zeigt sich in den Sommermonaten aber genau gegenteiliges. Um darüber eine Aussage treffen zu können, wurde die Sinnhaftigkeit einer Wärmerückgewinnung in der Be- und Entlüftung mithilfe des nördlich ausgerichteten Büroraums überprüft. Aufgrund der kleineren auftretenden äußeren Lasten ist die Innentemperatur im Norden im Vergleich zu den restlichen Ausrichtungen am geringsten, womit eine Wärmerückgewinnung (WRG) begünstigt wird. Aus dem dargestellten Diagramm in Abbildung 3-23 ist ersichtlich, an wie vielen Stunden im Jahr eine bestimmte Differenz zwischen Außentemperatur (T_{amb}) und Innentemperatur (T_{zone}) nicht unterschritten wird, bei Berücksichtigung nur jener Stunden mit Betrieb der Lüftungsanlage (Mo.- Fr. von 08:00Uhr). Es zeigt sich nun bei einer Gesamtbetriebszeit der Lüftungsanlage von 1430 h/a, dass nur an 215 h/a die Differenz größer gleich null ist und sich die WRG zumindest nicht negativ auf die aufzubringende Kälteleistung durch die KM auswirkt. Das bedeutet einen prozentuellen Anteil von rund 15%. Berücksichtigt man, dass eine Wärmerückgewinnung nur mit bei Vorliegen von Temperaturdifferenzen von deutlich mehr als 0 K sinnvoll ist, so reduziert sich dieser prozentuelle Anteil zu deutlich kleineren Werten. Für eine Lüftungsanlage mit integrierter Wärmerückgewinnung muss daher eine Bypass- Schaltung garantiert werden,

welche die Abluft im Kühlbetrieb am Wärmetauscher vorbeiführen kann. Für den Heizbetrieb in den Wintermonaten ist eine integrierte Wärmerückgewinnung hingegen sinnvoll und sehr vorteilhaft in Bezug auf die notwendige Heizlast bzw. den Heizwärmebedarf.

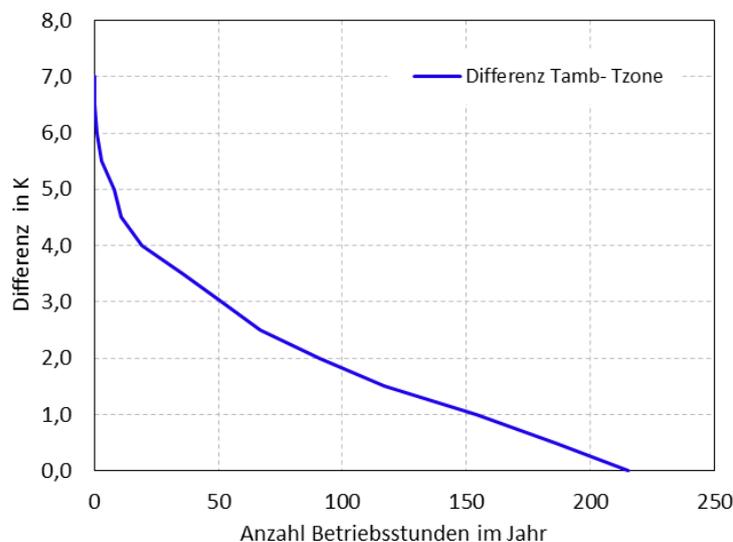


Abbildung 3-23: Darstellung der Differenz von Außentemperatur und Innentemperatur ≥ 0 in Bezug auf die Betriebsstunden der Lüftungsanlage pro Jahr. Gesamtbetriebsstunden: 1430 h/a.

3.4 Weitere ausgewählte Ergebnisse zu unterschiedlichen Konfigurationen

In diesem Kapitel soll vor allem das Verhalten bei unterschiedlichen Fassadenkonfigurationen (Kapitel 3.1.3) gezeigt werden. Auch der Einfluss von differierenden klimatischen Bedingungen in Madrid und Helsinki wird näher dargestellt. Bei einer Gesamtbetrachtung von vier unterschiedlich ausgerichteten Büroräumen an drei Standorten in Europa mit jeweils drei unterschiedlichen Fassadenkonfigurationen und zusätzlich zweier Auswertemethoden für thermische bzw. elektrische Speicherung ergibt sich eine Variantenzahl von 72. Um dies in einem vernünftigen Umfang zu gestalten und trotzdem die wesentlichen Einflüsse darzustellen, beschränkt sich diese Auswertung auf eine südliche Ausrichtung des Büroraumes und die in Kapitel 3.2 beschriebene Variante 2 (elektrische Speicherung).

3.4.1 Auswirkungen unterschiedlicher Fassadenkonfigurationen in Ljubljana

Wie in Kapitel 3.1.3 dargestellt, wurden drei verschiedene Fassadenkonfigurationen hinsichtlich der Anordnung und der Abmessungen der Verglasungsflächen definiert. Dadurch ergibt sich ein unterschiedlicher Kühlbedarf im Innenraum, welcher Auswirkungen auf die notwendige Dimensionierung der PV-Anlage und der Kältemaschine hat. Diese Unterschiede werden im Folgenden für den Standort Ljubljana und die südliche Ausrichtung des Büroraumes ausgearbeitet. Durch die Auswertung der Simulationsergebnisse nach der definierten Variante 2 und der damit verbundenen Leistungsregelung der Kältemaschine sind vor allem die elektrischen Auswirkungen des Systems von großem Interesse.

In den jeweils linken Diagrammen in Abbildung 3-24 bis Abbildung 3-26 handelt es sich wiederum um geordnete Dauerlinien zur Darstellung des täglichen elektrischen Über- und Unterangebotes in kWh. Der direkte Vergleich zeigt, dass bei der Fassadenkonfiguration mit Fensterband (B) die Kühlperiode mit 210 Tagen im Jahr am längsten ausfällt. Demnach ist auch

in dieser Konfiguration die notwendige PV-Fläche mit $5,9 \text{ m}^2$ größer als z.B. bei jener mit raumhohem Fenster ($5,6 \text{ m}^2$). Der Vergleich der notwendigen Kälteleistung durch die Kältemaschine zeigt selbiges Verhalten. Die Fassadenkonfiguration B benötigt eine Kälteleistung von rund $0,93 \text{ kW}$, während diese bei der Fassade mit der kleinsten Verglasungsfläche (C) mit $0,81 \text{ kW}$ am geringsten ausfällt. Das elektrische Unterangebot, welches durch das zeitversetzte Auftreten mit einem elektrischen Speicher ausgeglichen werden muss, ist in allen drei Konfigurationen mit max. 2 kWh ca. gleich. Die rechten Diagramme in Abbildung 3-24 bis Abbildung 3-26 zeigen ebenfalls ähnliche Ergebnisse bei unterschiedlichen Fassadenkonfigurationen. Es kann durch das Speichern des Überangebotes an ca. 50 Tagen im Jahr das vorhandene Unterangebot nicht abgedeckt werden. Folglich kann die Auswirkung unterschiedlicher Fassaden auf die notwendigen Speicherkapazitäten als sehr gering eingestuft werden.

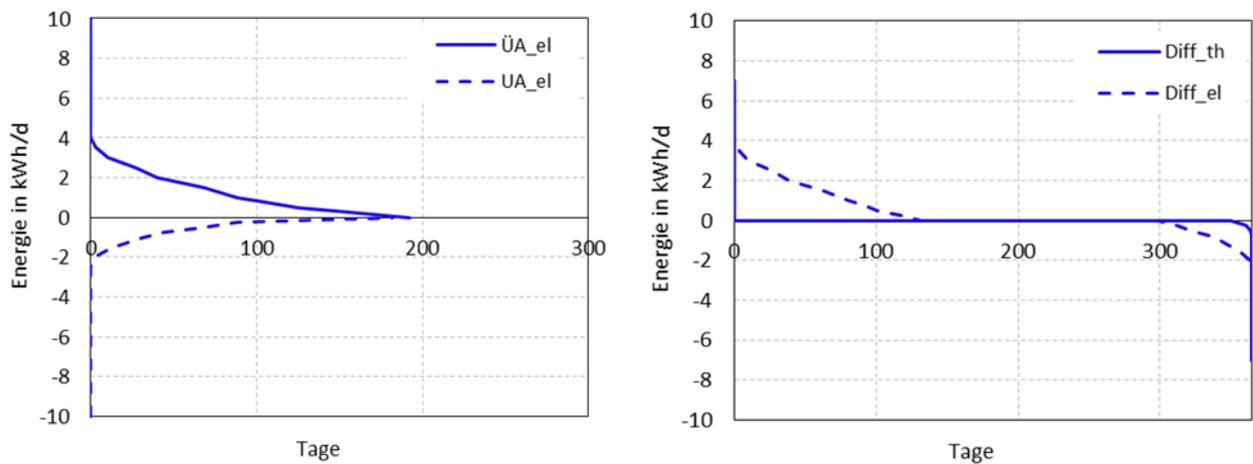


Abbildung 3-24: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für die **Fassade mit raumhohem Fenster (A)**; Auslegung: $5,6 \text{ m}^2$ PV; Kältemaschine mit $0,85 \text{ kW}$ Kälteleistung

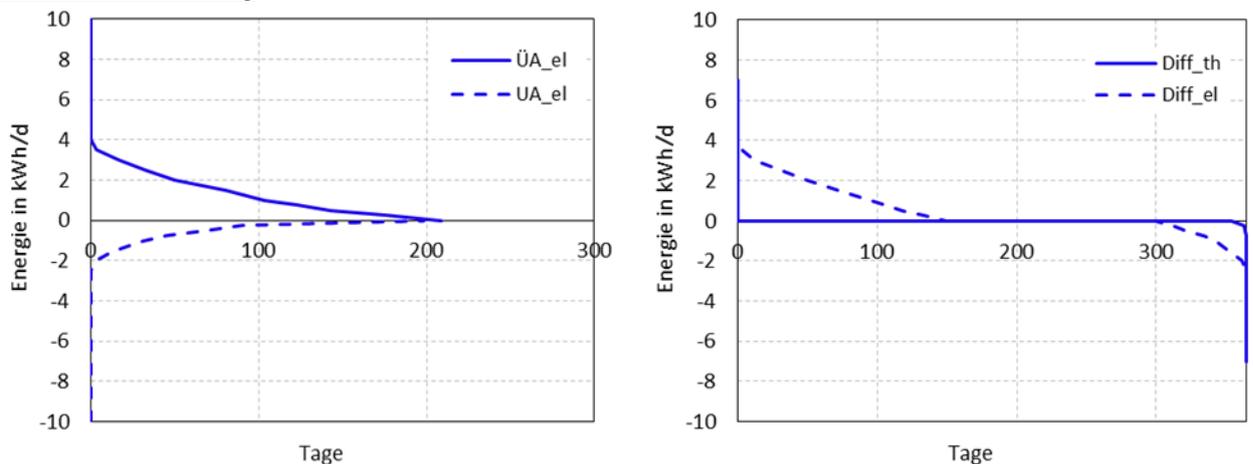


Abbildung 3-25: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für die **Fassade mit Fensterband (B)**; Auslegung: $5,9 \text{ m}^2$ PV; Kältemaschine mit $0,93 \text{ kW}$ Kälteleistung

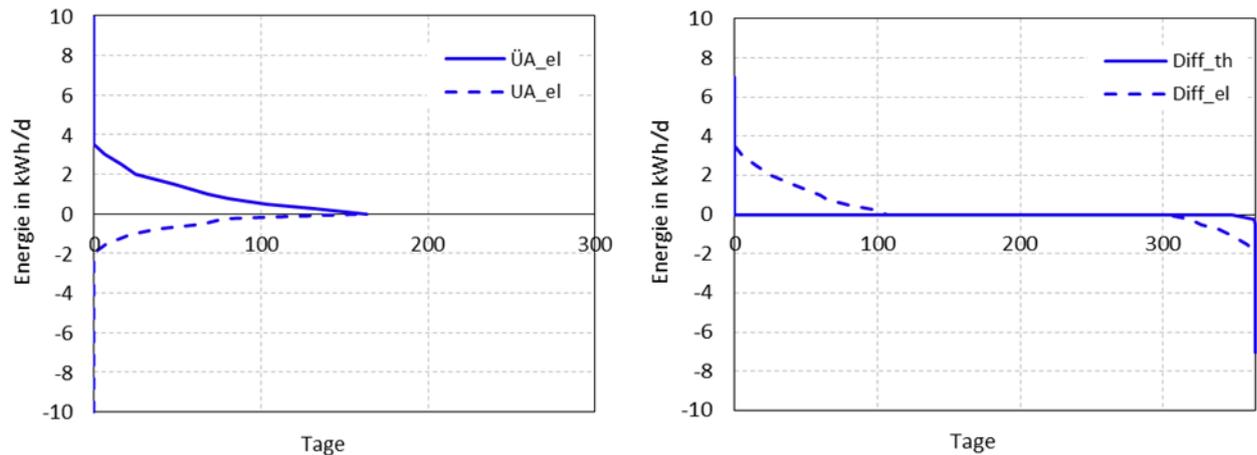


Abbildung 3-26: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für die **Fassade mit Brüstungsfenster (C)**; Auslegung: 5,4 m² PV; Kältemaschine mit 0,81 kW Kälteleistung

3.4.2 Auswirkungen der unterschiedlichen Standorte

Die Ergebnisse zu den unterschiedlichen klimatischen Bedingungen in Ljubljana, Madrid und Helsinki sind in Abbildung 3-27 bis Abbildung 3-29 für die Fassadenkonfiguration B (Fassade mit Fensterband) dargestellt. Durch die größte auftretende Kühllast ist in Madrid die PV-Fläche mit 8,2 m² und die Kältemaschine mit 1,06 kW Kälteleistung am größten dimensioniert. Zudem zeigt sich bei der Auswertung, dass sich die Anzahl der Kühltag in Madrid (280 Tage) im Vergleich zu Helsinki mit 150 Tagen deutlich unterscheiden. Interessante Feststellungen lassen sich vor allem aus den Ergebnissen in Helsinki ableiten. Aufgrund des nördlichen Klimas und der folglich geringsten Kühllasten ist eine PV-Fläche von 4,6 m² und eine Kühlleistung von 0,85 kW ausreichend. Basierend auf diesen Auslegungen ergibt sich für den Standort Helsinki ebenfalls die geringste notwendige elektrische Speicherkapazität mit 1 kWh. Die Anzahl der Tage im Jahr, an denen die Speicherung des Überangebotes nicht ausreicht, um das auftretende Unterangebot zu kompensieren, ist mit 20 Tagen am geringsten. Im Vergleich dazu sind sowohl in Madrid als auch in Ljubljana Speicherkapazitäten von bis zu 2 kWh notwendig und die Anzahl der Tage mit negativer Differenz aus Über- und Unterangebot ist mit 50 Tagen im Jahr deutlich größer. Ein Grund ist unter anderem, dass der PV-Jahresertrag mit einem Aufstellungswinkel von 90° in Helsinki trotz der geringeren Globalstrahlungssumme (siehe Tabelle 3-1) höher ist als jener in Ljubljana. Dies ist vor allem bedingt durch die niedrigeren Modultemperaturen und den flacheren Sonnengang in Helsinki (Mach et al., 2016).

3 Grundlegende Systembetrachtungen

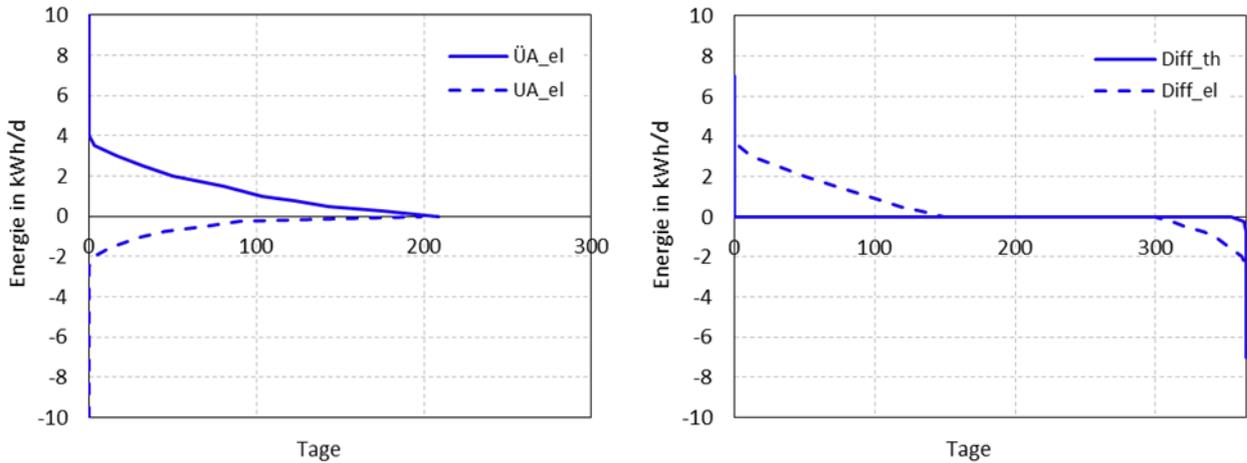


Abbildung 3-27: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für die **Fassade mit Fensterband (B)** am Standort **Ljubljana**; Auslegung: 5,9 m² PV; Kältemaschine mit 0,93 kW Kälteleistung

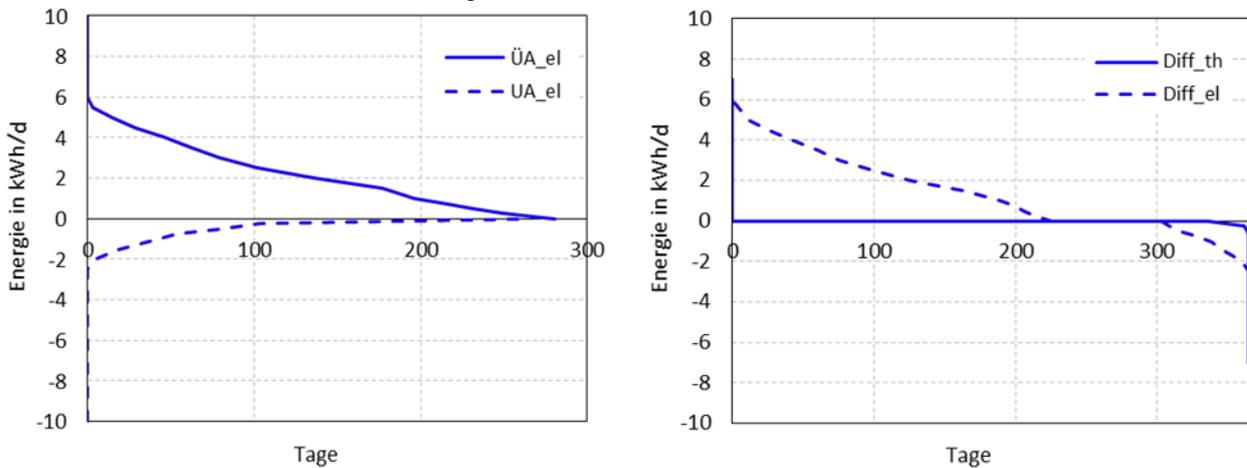


Abbildung 3-28: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für die **Fassade mit Fensterband (B)** am Standort **Madrid**; Auslegung: 8,2 m² PV; Kältemaschine mit 1,06 kW Kälteleistung

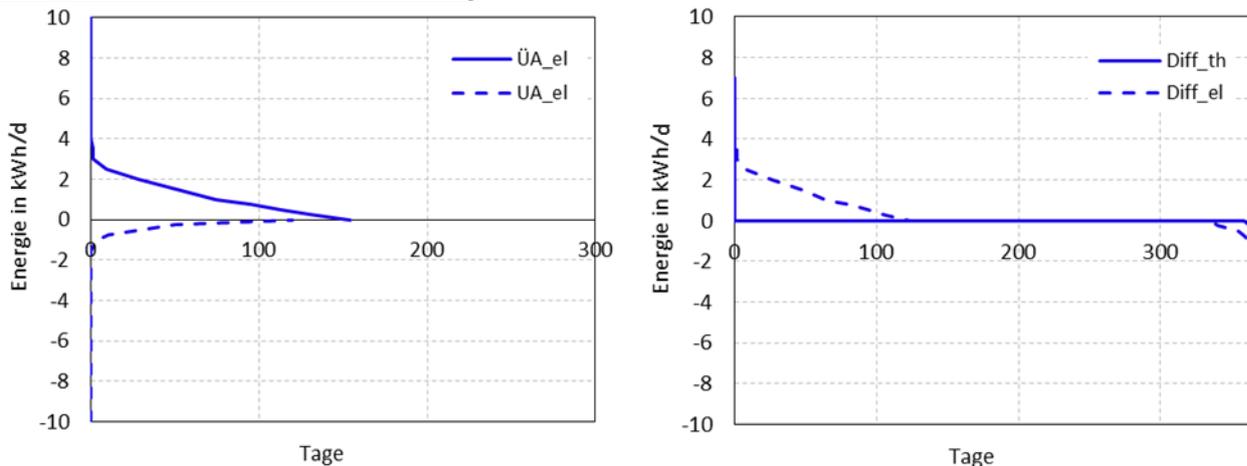


Abbildung 3-29: Dauerlinien von elektrischem Überangebot, Unterangebot und Differenz aus Über- und Unterangebot für die **Fassade mit Fensterband (B)** am Standort **Helsinki**; Auslegung: 4,6 m² PV; Kältemaschine mit 0,85 kW Kälteleistung

4 WÄRMETECHNISCHE SYSTEMKONZEPTE

Nach den in Kapitel 3 getätigten Überlegungen hinsichtlich der bautechnologischen Gestaltung der Fassade und der Definition eines Referenzbüroraumes werden unter Berücksichtigung der Simulationsauswertungen wärmetechnische Systemkonzepte abgeleitet. Aus den Simulationsauswertungen in Kapitel 3.3 und Kapitel 3.4 hat sich gezeigt, dass aufgrund der vorhandenen Kühllasten und der Berücksichtigung notwendiger Speichersysteme Kälteleistungen von bis zu 1 kW notwendig sind. Dieser Wert dient somit als Richtwert für die Ableitung wärmetechnischer Systemkonzepte. Primärer Fokus für die Entwicklung der Konzepte liegt bei der Kühlfunktion, dennoch soll die Heizung im Winter durch eine Wärmepumpe mit reversiblen Kältemittelkreislauf technisch möglich sein.

4.1 Übersicht möglicher Systemkomponenten

Dieses Kapitel stellt eine Übersicht unterschiedlichster Systemkomponenten dar, wobei daraus Kombinationen eines Systemaufbaues ableitbar sind. Unterschieden wird dabei in 5 Hauptkategorien, welche sich aus Photovoltaik, Kältemaschine, Speicherung, Lüftung und Kühlsysteme zusammensetzen. Letztere wird in zwei weitere Kategorien - direkte und indirekte Kühlsysteme - unterteilt³. Durch eine umfangreiche Recherche zu verfügbaren Systemkomponenten, welche prinzipiell für eine dezentrale Anordnung in bzw. an einer Fassade in Frage kommen, ergibt sich in Tabelle 4-1 eine Auflistung möglicher Technologien.

Tabelle 4-1: Auflistung möglicher Systemkomponenten

1. Photovoltaik	2. Kältemaschine	3. Speicher	4. Lüftung
Kristallin	Kompression	thermisch	kompaktes Bauteil
Dünnschicht	Absorption	elektrisch	Anschluss an Kühlsystem
Multijunction	Peltierelement	elektrisch + thermisch	mit/ohne WRG
		keiner	mit/ohne Kondensatorkühlung

5. Kühlsysteme		
direkt	a. direkte Kühlsysteme	b. indirekte Kühlsysteme
Indirekt	Innengerät	Fan Coil (Gebläsekonvektor)
	Frischluftkühlung	Induktionsgerät
		Betonkernaktivierung
		Fassadeninnenfläche
		Kühlsegel
		dezentrale Lüftungsgeräte

1. Photovoltaik

Die Photovoltaik-Module haben vorerst keinen direkten Einfluss auf die hier angestellte Konzeption des Fassadenprüfstandes und werden daher nicht weiter behandelt. Es handelt sich in diesem Kapitel um die wärmetechnische Systemkonzeption eines Fassadenprüfstandes zur primären Kühlung des Innenraumes, welcher unabhängig von PV auch vorerst durch externe Stromquellen versorgt werden kann (öffentliches Stromnetz). Das heißt auch, dass für die Wahl

³ direktes Kühlsystem bzw. direkte Kühlung: Der für die Kühlung verantwortliche Wärmetauscher wird direkt von Kältemittel durchströmt, welches dabei verdampft.

indirektes Kühlsystem bzw. indirekte Kühlung: Ein sekundärer Zwischenkreislauf (Wasser) entkoppelt den Kältekreis vom entsprechenden Kühlsystem

des Kompressors der Kältemaschine vorerst keine Einschränkung bezüglich Herkunft der benötigten elektrischen Energie getroffen wird.

2. Kältemaschine

Die Kompressionskältemaschine stellt dabei eine vernünftige Auswahl aus den Kälteerzeugern dar. Bei Absorptionskälteanlagen fehlt die notwendige Wärmequelle zum Antrieb des Kreislaufs. Peltierelemente sind nur für sehr kleine Leistungen verfügbar (Campingkühlschrank bzw. Kühlung elektr. Bauteile) und haben eine wesentlich geringere Leistungsziffer als Kompressionskältemaschinen ($\epsilon_k \sim 0,1 - 0,2$). Es würden also höhere Betriebskosten entstehen, um ähnliche Kälteleistungen wie mit einer Kompressions-Kältemaschine bereitstellen zu können.

3. Speicherung

Durch die Wahl einer thermischen Speicherung in Form eines Pufferspeichers zum Ausgleich von Angebot und Bedarf ist man folglich an ein indirektes Kühlsystem gebunden. Das heißt die Kühlung des Raumes erfolgt nicht direkt über den Kältemittelkreislauf, sondern über einen sekundären Wasser bzw. Wasser-Glykol-Gemisch-Kreislauf. Als thermische Speicherung wird vorerst nur die sensible Speicherung in Form eines Pufferspeichers berücksichtigt. Prinzipiell gäbe es auch die Möglichkeit, Kühlenergie in einem Latentwärmespeicher (z.B. PCM-Speicher) zu speichern. Allerdings ist dessen technische Realisierung um ein vielfaches aufwendiger als die sensible Wärmespeicherung und zudem ist der Schmelzpunkt z.B. bei Eis (rund 0°C) für die Anwendung einer Kühlung des Innenraumes zu niedrig. Bei Fehlen einer elektrischen Speicherung macht es keinen Sinn, die Kühlung zusätzlich bzw. rein über eine direkte Form (Kältemittel durchströmt das Wärmetauscher-System) zu bewerkstelligen. Das heißt, bei der Wahl einer rein thermischen Speicherung fällt die Kühlung des Innenraumes durch ein Innengerät (wie z.B. Split Gerät oder Fan Coil mit Kältemittel durchströmtem Wärmetauscher) und die Frischluftkühlung (als direktes Kühlsystem) weg.

Im Falle einer elektrischen Speicherung treten im Grunde keine Einschränkungen hinsichtlich dem Kühlsystem und der Lüftung auf. Eine Kombination von elektrischer und thermischer Speicherung im Hinblick auf deren Unterbringung in einer Fassade und die erhöhten Kosten durch beide Speichertechnologien erscheint in erster Linie als zu aufwändig und teuer. Keine Speicherung im Hinblick auf eine bedarfsgerechte Kühlung des Innenraumes ist nicht zweckmäßig.

4. Lüftung

Durch eine Lüftungsanlage soll der hygienisch notwendige Luftwechsel im Referenzraum garantiert werden. Die Lüftungsanlage und die damit verbundenen Funktionen in einer CoolSkin-Anwendung kann sehr unterschiedlich gestaltet werden.

Einerseits ist es möglich ein kompaktes Bauteil mit integrierten Ventilatoren, Filter, Wärmerückgewinnung (Winterbetrieb) und auch einem Sommerbypass einzusetzen. Als Beispiel wird diesbezüglich ein dezentrales Fassadenlüftungssystem der Firma Schüco in Abbildung 4-1 a) gezeigt. Es eignet sich für den Einbau in Brüstungen und kann z.B. mit Sandwich-Paneelen „unsichtbar“ integriert werden. Das Lüftungssystem ist mit 2 EC-Ventilatoren ausgestattet, wobei die gefilterte Zuluft über ein Wärmerückgewinnungssystem geleitet wird und anschließend in den Raum gelangt. Die ebenfalls über einen Filter in die Wärmerückgewinnung geleitete Abluft aus dem Raum gibt dabei Wärme an die Zuluft ab bzw. nimmt Wärmeenergie von der Zuluft auf und wird im Anschluss nach außen geführt. Mit einer

ebenfalls vorhandenen Bypassklappe kann die Wärmerückgewinnung umgangen werden. (Schüco, 2016) Ein ähnliches Lüftungsgerät, welches vor allem in Wohnraumlüftungen Anwendung findet ist in Abbildung 4-1 b) dargestellt.

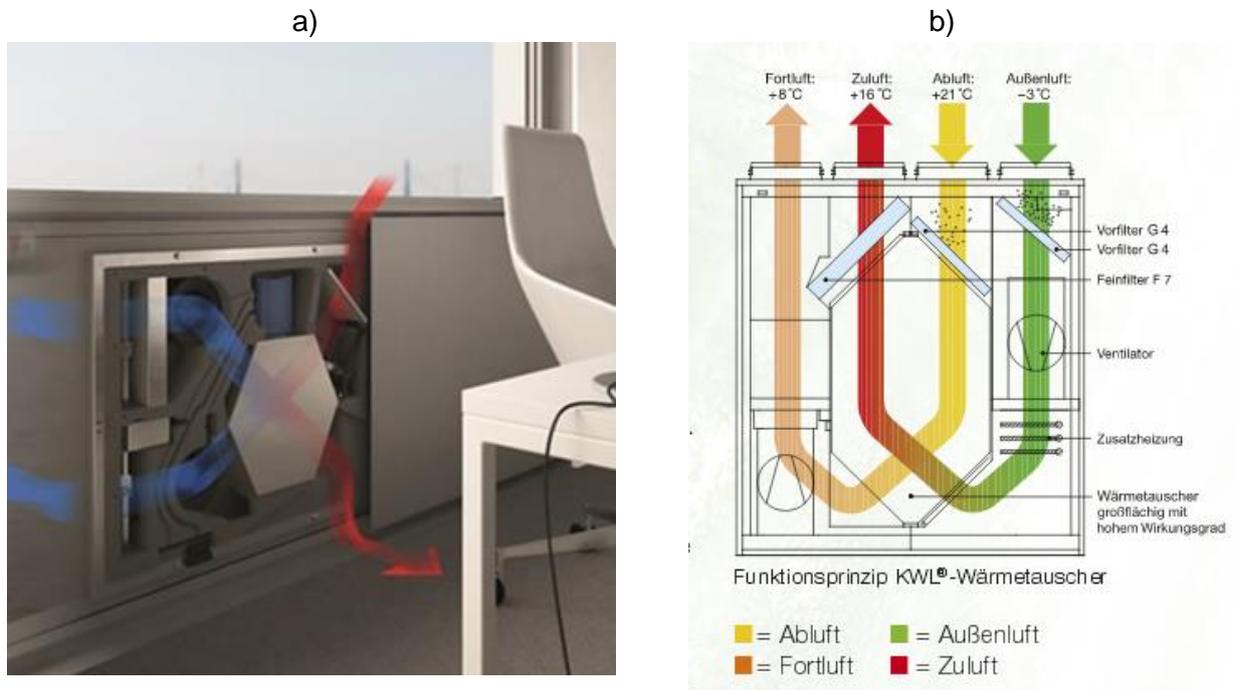


Abbildung 4-1: a) Brüstungsintegriertes dezentrales Lüftungssystem der Firma Schüco (Schüco, 2016); b) Kontrollierte Lüftung mit Wärmerückgewinnung (KLW) der Firma Helios Ventilatoren (Helios, 2016)

Andererseits kann die Lüftungsanlage auch entsprechende Zusatzfunktionen wie zum Beispiel eine Kondensatorkühlung übernehmen. Entsprechend eines gewählten Kühlsystems muss zudem berücksichtigt werden, ob die Zuluft direkt in den Raum geführt werden kann, oder ob diese im Zusammenspiel mit dem Kältebereitstellung fungieren soll. Aufgrund der verschiedenen möglichen Aufgaben der Lüftungsanlage ergibt sich ein unterschiedlich großer Platzbedarf in der Fassade.

5. Kühlsysteme

Die Kühlsysteme werden im Wesentlichen in zwei weitere Unterpunkte, die direkten und die indirekten Kühlsysteme, unterteilt. Unter direktem Kühlsystem versteht man im Allgemeinen ein Innengerät bzw. eine Frischluftkühlung, bei welchem der integrierte Wärmetauscher direkt von Kältemittel durchströmt wird und dabei verdampft. Bei indirekten Kühlsystemen ist ein sekundärer Kreislauf, entkoppelt zum Kältekreis, für die Wärmeaufnahme bzw. Wärmeerbringung in den Raum verantwortlich. Darunter versteht man z.B. die thermische Aktivierung vorhandener Bauteile (Wände, Decken, Boden) durch einen zirkulierenden Wasserkreislauf.

a. direkte Kühlsysteme

Durch die Wahl eines direkten Kühlsystems mit einem Innengerät oder in Form einer Frischluftkühlung ist man vorerst an eine elektrische Speicherung gebunden. Bei einem Innengerät zur Bereitstellung der Kühlenergie (z.B. Split- Gerät der Firma Daikin oder Gebläsekonvektoren der Firma Walter Roller GmbH in Abbildung 4-2) kann die Lüftung unabhängig vom Kühlsystem durch ein separates Bauteil in der Fassade integriert werden, wobei eine Wärmerückgewinnung und ein zusätzlicher Sommerbypass in einem Kompaktgerät

möglich sind. Bei der Frischluftkühlung kann die Lüftung ebenfalls als eigenes Bauteil in der Fassade realisiert werden, allerdings sind durch den Verbau eines Kältemittel/Luft Wärmetauschers im Gerät die technischen Anforderungen an das Lüftungssystem erhöht. Dabei ist zu berücksichtigen, dass dem Raum durch das Lüftungssystem nur jene Frischluftmenge zugeführt werden sollte, welche hygienisch notwendig ist, um zusätzliche Lasten zu vermeiden. Dadurch sind einer eventuellen Wärmeabgabe/Wärmeaufnahme über die Frischluft bestimmte Grenzen bzgl. der maximal möglichen Leistung gesetzt.



Abbildung 4-2: Direkte Kühlsysteme durch a) Daikin Emura- Innenteil eines Splitgeräts (Daikin, 2016) und b) Walter Roller Gebläsekonvektor (von Kältemittel durchflossen) Typ HKN 20 EC (Roller, 2016)

An dieser Stelle sei erwähnt, dass der in Abbildung 4-2 b) bezeichnete „Gebläsekonvektor“ aus der Namensgebung der betreffenden Firma resultiert. Es handelt sich dabei um ein Innengerät ähnlich des Innenteils einer Split-Anlage, welche von Kältemittel durchflossen wird. Wie auch in den Grundlagen (Kapitel 2.4) angeführt, versteht man bei Gebläsekonvektoren meist ein System, welches von Wasser durchflossen wird und daher der indirekten Kühlsysteme zuzuordnen ist.

b. indirekte Kühlsysteme

Bei indirekten Kühlsystemen ist das Wärmetauscher-System über einen sekundären Kreislauf (Wasser oder Wasser-/Glykol-Gemisch) vom Kältemittelkreislauf getrennt. Dabei erscheint es naheliegend, einen thermischen Speicher zwischenschalten, um auftretende Lasten bedarfsgerecht abführen zu können. Bei dem Fehlen einer thermischen Speicherung muss zumindest eine elektrische Speicherung vorgesehen werden, um den Betrieb der Kältemaschine vom öffentlichen Stromnetz möglichst unabhängig gewährleisten zu können.

Bei einem indirekten Kühlsystem durch eine **Induktionsanlage** ist zu berücksichtigen, dass die Frischluftversorgung durch eine zusätzliche Lüftungsanlage erfolgen muss, da diese Geräte keinen direkten Außenanschluss bzw. kein eigenes Gebläse besitzen. Die Wahl eines Induktionsgerätes als Kühlsystem muss daher mit einer Zuluft-Versorgung durch ein Lüftungssystem abgestimmt sein, wodurch sich eine Abhängigkeit dieser beiden Systemkomponenten ergibt. In Abbildung 4-3 ist der Aufbau eines Induktionsgerätes für den Brüstungseinbau der Firma LTG AG dargestellt.

Bei **Fan Coil Anlagen** kann hingegen zwischen reinen Umluftgeräten bzw. Kombinationen aus Umluft- und/oder Frischluftbetrieb unterschieden werden. In Abbildung 4-4 sind unterschiedliche Modelltypen und Betriebsarten der von der Firma Biddle-Climate Solutions angebotenen Fan Coil Anlagen dargestellt. Bei reinen Umluftgeräten kann die Lüftung separat zur Kühlung des Innenraumes gestaltet werden, wodurch eine Wärmerückgewinnung und Bypassführung beispielsweise in einem Kompaktlüftungsgerät eingesetzt werden könnte. Besitzt das Fan Coil

System hingegen einen Außenluftanschluss, wird die Frischluft direkt von einem im Gerät integrierten Ventilator angesaugt. Dadurch ist ein separates Abluftsystem erforderlich, um den hygienisch notwendigen Luftwechsel garantieren zu können. Zusätzlich ist bei dieser Ausführung mit einer aufwendigen Luftführung zu rechnen, wenn auf eine Wärmerückgewinnung und einen Sommerbypass nicht verzichtet werden soll.

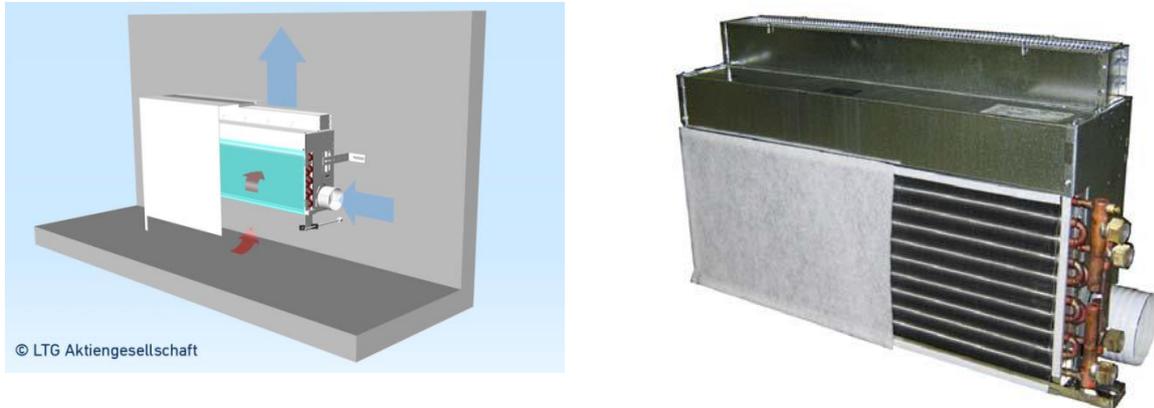


Abbildung 4-3: Induktionsgerät für den Brüstungseinbau Typ HFG der Firma LTG Air Tech Systems (LTG, 2016a)

Modelltyp	Umluft	Frischluf	Umluft/Frischluf
frei stehend			
Wandmodell (FS oder FB)			
frei hängend			
Deckenmodell (CS oder CB)			
Einbaumodell			
Wandmodell (FR)			
Einbaumodell			
Deckenmodell (CR)			

Die Zuluft kann nur wie abgebildet erfolgen. Für die Einbaumodelle sind Zuluftstutzen lieferbar.

△ = Wartungsseite

→ = Luftrichtung

Abbildung 4-4: Unterschiedliche Modelltypen und Betriebsarten von Fan Coil Anlagen der Firma Biddle-Climate Solution (Biddle, 2016)

Eine weitere Möglichkeit eines indirekten Kühlsystems besteht in der **Gestaltung von thermisch aktiven Raumflächen**. Theoretische Hintergründe und Gestaltungsvarianten können dabei dem Grundlagenkapitel 2.4 entnommen werden. Im Grunde ist dafür bei einem Kühlsegel oder einer Fassadenflächenkühlung ein thermischer oder elektrischer Speicher in die Fassade zu integrieren. Eine zusätzliche Möglichkeit stellt die Betonkernaktivierung dar, welche zugleich eine thermische Speicherung ermöglicht. Damit kann gegebenenfalls die elektrische Speicherung entfallen um trotzdem den zeitlichen Versatz von Kühlbedarf und Stromangebot kompensieren zu können.

Zuletzt ist die Frischluftkühlung in Form eines **dezentralen Lüftungsgerätes** im Brüstungs- und Bodenbereich eine weitere Möglichkeit der indirekten Kühlsysteme. Dabei gibt es Ausführungen mit einem Außenanschluss, welche in zwei unterschiedlichen Betriebsmodi einerseits die Frischluft in den Raum mit gleichzeitiger Kühlung einbringt („Einatmungsbetrieb“) und andererseits die Raumluft aus dem Innenraum nach außen befördert (ein Außenluftanschluss). Der Betrieb dieser Geräte ist demnach alternierend. Im „Ausatmungsbetrieb“ strömt die abgeführte Raumluft an dem Wärmerückgewinnungssystem vorbei und gibt Wärme ab (im Winter) oder wird durch einen Bypass an diesem vorbeigeführt (Sommer). Da entweder nur Frischluft eingebracht oder Raumluft entzogen wird, muss bspw. eine Lüftung durch das Fenster garantiert werden, da sonst ein Überdruck bzw. Unterdruck im Innenraum herrschen würde. In Abbildung 4-5 ist beispielsweise ein Fassadenlüftungsgerät der Firma LTG AG für die beiden Betriebsmodi dargestellt. Bei einer Ausführung mit zwei Außenanschlüssen werden Zuluft und Abluft getrennt geführt und somit der notwendige Luftwechsel garantiert.

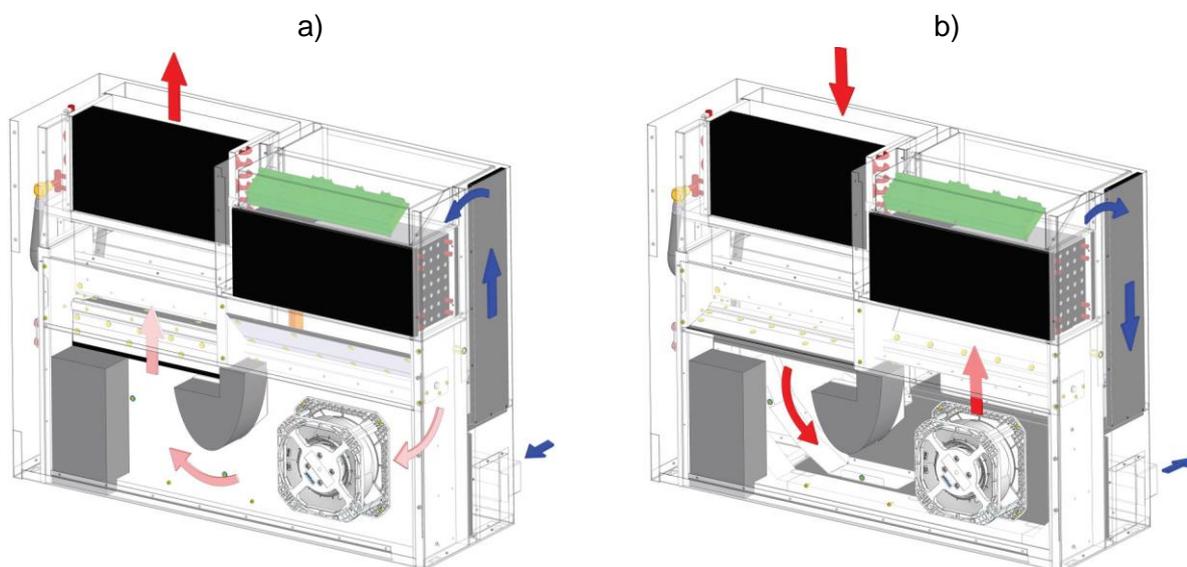


Abbildung 4-5: Dezentrale Lüftungsgeräte in Brüstungen Typ FVPpulse-V der Firma LTG Air Tech Systems. a) Einatmungsbetrieb und b) Ausatmungsbetrieb für einen Außenluftanschluss (LTG, 2016b)

4.2 Überschlägige Berechnungen zur möglichen Kühlung

Um aus den unterschiedlichen Systemkomponenten unterschiedliche Varianten eines Versuchsaufbaus ableiten zu können, werden im Folgenden überschlägige Berechnungen hinsichtlich der Art des Kühlsystems angeführt. Da auch die Möglichkeit besteht, die Kühlung im Lüftungssystem zu integrieren, ist es notwendig, den hygienischen Luftbedarf zu bestimmen. Für die indirekte Kühlung durch eine thermische Aktivierung vorhandener Flächen wird eine minimale Oberflächentemperatur berücksichtigt, damit eine Kondensatbildung an den

Wänden/Decken gezielt vermieden werden kann. Zudem soll aus diesen ersten Abschätzungen auch herausgefunden werden, welche Systemkomponenten mit einem gewählten Kühlsystem wärmetechnisch keinen Sinn ergeben und nicht weiter berücksichtigt werden müssen.

4.2.1 Hygienisch notwendiger Luftwechsel

Für eine vereinfachte Betrachtung des hygienisch notwendigen Luftwechsels soll die nachstehende Abbildung 4-6 dienen. Für die Berechnung wird angenommen, dass es sich hierbei um eine ideale Mischlüftung handelt und somit die Schadstoffkonzentration im Raum gleich der abgeführten Konzentration ist ($k_R = k_{ab}$). Die eingebrachte Luftmenge \dot{V}_{zu} entspricht dabei der abgeführten Luftmenge \dot{V}_{ab} wodurch $\dot{V}_{zu} = \dot{V}_{ab} = \dot{V}_l$ gesetzt werden kann.

Mithilfe der Pettenkofer Zahl und dem Kriterium für eine gute Raumlufthqualität wird eine zulässige Raumlufthkonzentration mit $k_R = 1000 \text{ ppm CO}_2$ angenommen. Mit der weiteren Annahme einer im Raum befindlichen Person mit normaler Bürotätigkeit ergibt sich ein CO_2 -Volumenstrom durch Gleichung 4-1. Die ausgeatmete Luft pro Stunde beträgt dabei $\dot{V}_{atem} = 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einer CO_2 Konzentration von $k_{atem, \text{CO}_2} = 40000 \text{ ppm}$ (4 % vol.). Für die Konzentration der Außenluft wird $k_{zu} = 400 \text{ ppm}$ angenommen. (Recknagel et al., 2007)

$$\dot{V}_{\text{CO}_2} = \dot{V}_{atem} * k_{atem, \text{CO}_2} = 0,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 0,04 = 0,02 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad \text{Gl. 4-1}$$

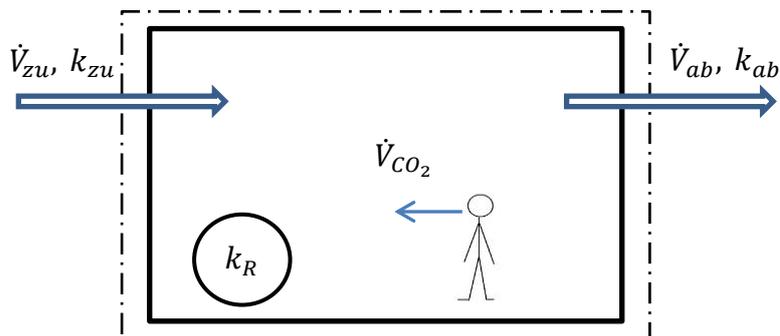


Abbildung 4-6: Schadstoffkonzentrationen eines Raumes bei idealer Mischlüftung

Durch die Bilanzierung der in Abbildung 4-6 dargestellten Volumenströme unter Berücksichtigung der vorhandenen CO_2 Konzentrationen wird mit Gleichung 4-2 der benötigte Frischluftbedarf pro Person ermittelt.

$$\begin{aligned} \dot{V}_{ab} * k_{ab} - \dot{V}_{zu} * k_{zu} &= \dot{V}_{\text{CO}_2} \rightarrow \dot{V}_l * (k_R - k_{zu}) = \dot{V}_{\text{CO}_2} & \text{Gl. 4-2} \\ \dot{V}_l &= \frac{\dot{V}_{\text{CO}_2}}{k_R - k_{zu}} = \frac{0,02 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{(0,001 - 0,0004)} = 33,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \end{aligned}$$

Unter Berücksichtigung der angeführten Randbedingungen in Kapitel 3.1 und der damit verbundenen Anzahl von 3 Personen im Referenzbüroraum ergibt sich ein benötigter Frischluftbedarf von $\dot{V}_l = 100 \text{ m}^3/\text{h}$.

4.2.2 Minimale Oberflächentemperatur zur Vermeidung einer Kondensatbildung

Aus den Simulationsauswertungen ist in Abbildung 4-7 für den Standort Ljubljana der Verlauf der relativen Außenluftfeuchte im Zeitraum von Juni bis August dargestellt. Eine Mittelwertbildung innerhalb des Betrachtungszeitraumes von jeweils 08:00 – 18:00 Uhr ergibt eine relative Feuchte von $\bar{\varphi}_{\text{Juni-August}} = 67\%$.

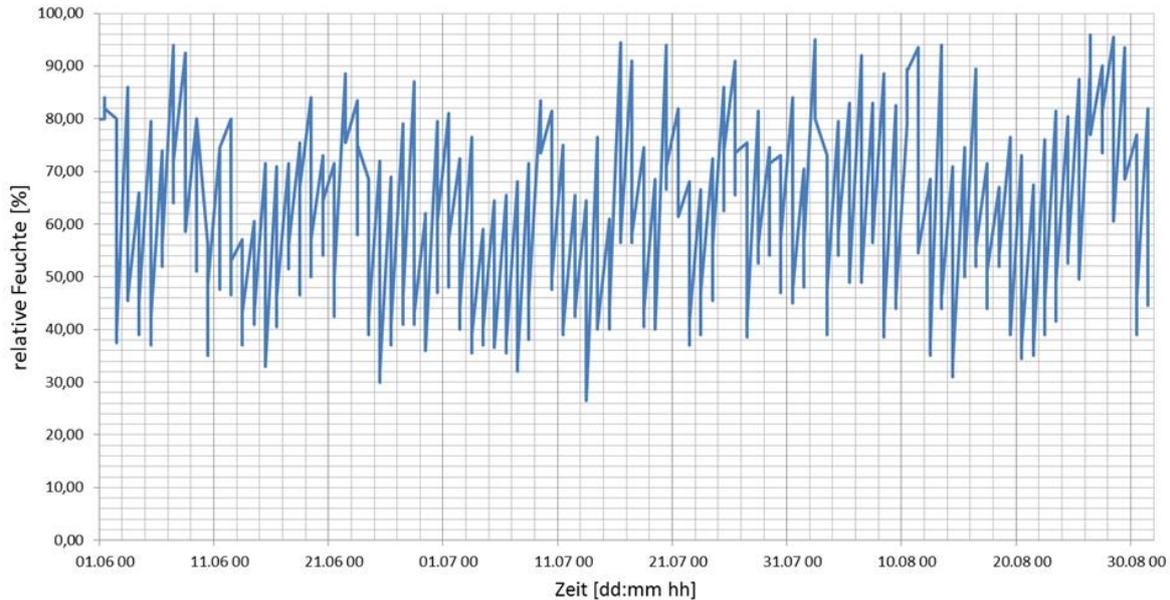


Abbildung 4-7: Verlauf der relativen Feuchte im Zeitraum von Juni bis August am Standort Ljubljana (Meteotest, 2009)

Bei einer angenommenen Raumtemperatur von $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ im Sommer und einer relativen Luftfeuchte $\bar{\varphi} = 65\%$ ergibt sich nach Abbildung 4-8 eine Taupunkts-Temperatur von ca. $18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dies bedeutet, dass sich bei Oberflächentemperaturen $<18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ein Kondensat bildet. Aus diesem Grund sollte für die Auslegung der indirekten Kühlsysteme mit Betonkernaktivierung und Flächenkühlung die Vorlauftemperatur nicht kleiner als $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ (sofern $\varphi < 65\%$) gewählt werden.

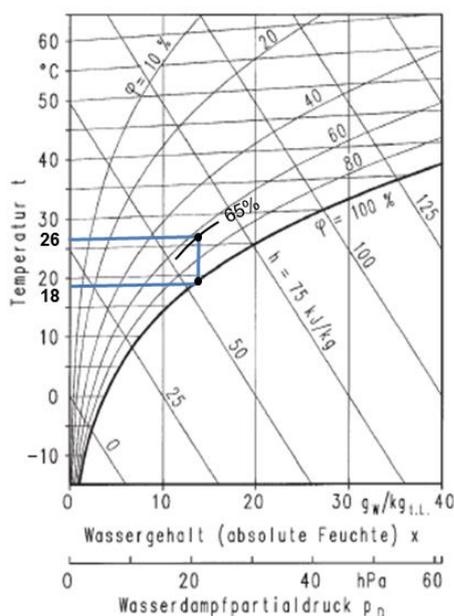


Abbildung 4-8: H-x Diagramm nach Mollier (Recknagel et al., 2007) für feuchte Luft bei einem Luftdruck von $p=1,013\text{ bar}$. Ableitung der Taupunkts-Temperatur bei mittlerer relativer Feuchte von 65% .

Basis der gewählten Vorlauftemperaturbegrenzung ist eine mittlere relative Feuchte in den Sommermonaten, wodurch bei entsprechend höherem Feuchtegehalt die Vorlauftemperatur zu erhöhen ist. Bei indirekten Kühlsystemen mit Fan Coil, Induktionsgeräten oder Fassadenlüftungsgeräten muss bei niedrigerer Vorlauftemperatur entsprechend eine Kondensatwanne vorgesehen werden, um einen gezielten Abfluss des Kondensats sicherstellen zu können.

4.2.3 Abfuhr der Kühllast durch Frischluftkühlung

Mit dieser Berechnung soll die notwendige Zulufttemperatur bei einer Frischluftkühlung zur Abfuhr der Kühllasten bestimmt werden. Es wird davon ausgegangen, unabhängig ob es sich um eine direkte oder indirekte Kühlung der Frischluft handelt, dass die gesamten auftretenden Lasten durch den in der Lüftungsanlage integriertem Wärmetauscher abgeführt werden können.

Die in Kapitel 3 gesetzten Randbedingungen des Referenzraumes gelten auch für die folgenden Betrachtungen. Es leitet sich daraus ebenfalls ab, dass an einzelnen Sommertagen durchaus sensible Kühllasten (innere + äußere Lasten) bis zu 1 kW auftreten und entsprechend abgeführt werden müssen, um die Raumtemperatur nicht über 26°C ansteigen zu lassen. Vor allem bei unterschiedlichen Fassadenkonfigurationen und den damit verbundenen Fenster-Geometrien treten unterschiedliche äußere Lasten auf.

Abbildung 4-9 zeigt nun die für die weiteren Berechnungen erforderlichen Energieflüsse. Die abzuführende Kühllast \dot{Q}_{KL} von 1 kW setzt sich dabei aus äußeren (\dot{Q}_A) und inneren Kühllasten (\dot{Q}_I) zusammen, wie in Gleichung 4-3 angegeben. Mithilfe der in Gleichung 4-4 aufgestellten Bilanzierung der Energieflüsse kann die Frischlufttemperatur T_{zu} errechnet werden. Für den Zuluftvolumenstrom \dot{V}_l wird der in Kapitel 4.2.1 errechnete hygienisch notwendige Luftwechsel zu Grunde gelegt. Die spezifische Wärmekapazität von Luft (c_{pl}) und die Dichte ρ_l wurden aus den Stoffdaten im Anhang A-1 bei einer Temperatur von 15 °C (angenommenes Mittel zwischen T_{ab} und T_{zu}) abgelesen. Für die abgeführte Luft wird gleich wie für den Raum eine Temperatur von $T_{ab} = T_R = 26 \text{ °C}$ angenommen.

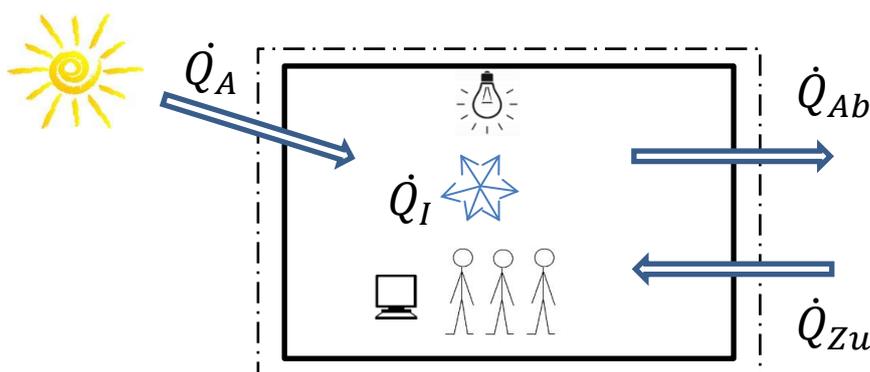


Abbildung 4-9: Abfuhr der inneren und äußeren Kühllasten durch die Frischluftkühlung

$$\dot{Q}_A + \dot{Q}_I = \dot{Q}_{KL} = 1 \text{ kW} \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$\dot{Q}_{KL} = \dot{Q}_{Ab} - \dot{Q}_{Zu} = \dot{m}_l * c_{pl} * (T_{ab} - T_{zu}) \quad \text{Gl. 4-4}$$

$$\rightarrow T_{zu} = -\frac{\dot{Q}_{KL}}{\dot{m}_l * c_{pl}} + T_{ab} = -\frac{\dot{Q}_{KL}}{\dot{V}_l * \rho_l * c_{pl}} + T_{ab}$$

Mit $\dot{V}_l = 100 \frac{m^3}{h}$, $\rho_l = 1,21 \frac{kg}{m^3}$, $c_{pl} = 1,004 \frac{kJ}{kg K}$ und $T_{ab} = T_R = 26^\circ C$ folgt die Zulufttemperatur zu:

$$T_{zu} = -\frac{1}{\frac{100}{3600} * 1,21 * 1,004} + 26 = -3,6^\circ C \quad \text{Gl. 4-5}$$

Die Aufbringung der notwendigen Kühlleistung über eine reine Frischluftkühlung unter Beachtung des hygienisch notwendigen Luftwechsels ist aufgrund der niedrigen Eintrittstemperatur von $-3,8^\circ C$ laut Gleichung 4.5 aus Komfortgründen nicht zulässig. Auch ein Fassadenlüftungsgerät mit reiner Kühlung der angesaugten Frischluft ist für die alleinige Kühlung des Büroraumes nicht geeignet. An dieser Stelle muss allerdings hingewiesen werden, dass damit nur eine sensible Kühllast berücksichtigt wurde. Aus den Simulationsergebnissen zeigte sich ein über das Jahr betrachtet geringer Anteil an latente Lasten im Vergleich zu den sensiblen Lasten, wodurch die hier beschriebene Vereinfachung angesetzt wurde.

Bei einer Drittelung der erforderlichen Kälteeinbringung zu $0,33 \text{ kW}$ verschiebt sich die Zuluft in einen Temperaturbereich von $16^\circ C$ (siehe Gleichung 4-6), allerdings sind bei höheren auftretenden Lasten zusätzliche bzw. andere Kühlsysteme einzusetzen. Eine Verdreifachung des Frischluftvolumenstromes auf $300 \text{ m}^3/\text{h}$ würde das gleiche Ergebnis erzielen, aber im Hinblick auf die errechnete hygienische Mindestluftmenge unnötig hohe Leistungsanforderungen an das Lüftungssystem stellen bzw. die Lasten ev. weiter erhöhen.

$$T_{zu} = -\frac{1}{0,0278 * 1,21 * 1004} * \frac{1}{3} + 26 = 16,1^\circ C \quad \text{Gl. 4-6}$$

4.2.4 Kühlung durch die Fassadeninnenfläche

Hinsichtlich eines dezentralen Fassadensystems zum Kühlen bzw. Heizen eines Raumes ist eine Nutzung vorhandener Fassadenflächen zur Wärmeaufnahme bzw. Wärmeabgabe von besonderem Interesse. Recherchen hinsichtlich einer Flächenkühlung haben gezeigt, dass die erreichbare spezifische Kühlleistung zwischen 30 und 65 W/m^2 liegt (WEM, 2016). Der Grund liegt in den Kühlwassertemperaturen, welche wie schon in Kapitel 4.2.2 thematisiert, nicht zu niedrig gewählt werden dürfen, um eine Kondensation des im Luft enthaltenen Wasserdampfes an den Bauteiloberflächen zu vermeiden.

Bei einer angenommenen spezifischen Kühlleistung von 50 W/m^2 und einer nutzbaren Fläche von $9,72 \text{ m}^2$ bei der Fassadenkonfiguration mit Fensterband (B) nach Kapitel 3.1.3 ergibt sich eine Kühlleistung \dot{Q}_K nach Gleichung 4-7 von 486 W .

$$\dot{Q}_K = 50 * 9,72 = 486 \text{ W} \quad \text{Gl. 4-7}$$

In Kombination mit einer parallelen Zuluftkühlung nach Kapitel 4.2.3 könnte die fehlende Kühlleistung $\Delta \dot{Q}_K$ mit einer Zulufttemperatur von ca. $11^\circ C$ zugeführt werden (Gleichung 4-8 und Gleichung 4-9).

$$\Delta \dot{Q}_K = 1000 - 486 = 514 \text{ W} \quad \text{Gl. 4-8}$$

$$T_{zu} = -\frac{514}{0,0278 * 1,21 * 1004} + 26 = 10,8^\circ C \quad \text{Gl. 4-9}$$

4.2.5 Notwendige Fläche für Kühlsegel, Kühldecken und Betonkernaktivierung

Anders als in den aktivierten Raumflächen kann bei einer Installation eines Kühlsegels eine spezifische Kühlleistung von 120 W/m^2 bei einem Betrieb an der Behaglichkeitsgrenze erreicht werden. Die erhöhten Kühlleistungen im Vergleich zu geschlossenen Kühldecken ($\sim 95 \text{ W/m}^2$) beziehungsweise einer Betonkernaktivierung ($\sim 40 \text{ W/m}^2$) ergeben sich durch die offene Ausführung und des damit verbundenen erhöhten konvektiven Anteils bei der Wärmeübertragung. (Recknagel et al., 2007)

Für eine auftretende Kühllast von $\dot{Q}_{KL} = 1000 \text{ W}$ ist nach Gleichung 4.10 eine Fläche des Kühlsegels von $A_{\text{Kühlsegel}} = 8,3 \text{ m}^2$ notwendig. In Bezug auf den angenommenen Referenzbüroraum von 25 m^2 entspricht das einer Belegung der Deckenfläche von 33%.

$$A_{\text{Kühlsegel}} = \frac{\dot{Q}_{KL}}{120 \text{ W/m}^2} = \frac{1000 \text{ W}}{120 \text{ W/m}^2} = 8,3 \text{ m}^2 \quad \text{Gl. 4-10}$$

Bei gleicher Kühllast ergibt sich demnach eine benötigte Fläche für eine Kühldecke bzw. einer Betonkernaktivierung zu:

$$A_{\text{Kühldecke}} = \frac{1000 \text{ W}}{95 \text{ W/m}^2} = 10,5 \text{ m}^2 \quad \text{Gl. 4-11}$$

$$A_{\text{Betonkernaktivierung}} = \frac{1000 \text{ W}}{40 \text{ W/m}^2} = 25 \text{ m}^2 \quad \text{Gl. 4-12}$$

Wie aus Gleichung 4-12 ersichtlich, muss theoretisch die gesamte vorhandene Deckenfläche des angenommenen Referenz-Büroraumes für eine Betonkernaktivierung vorgesehen werden, um die auftretenden Kühllasten abführen zu können.

4.2.6 Kühlung des Kondensators mit Fortluft

Nach der in Kapitel 3.2 vorgestellten Auswertemethodik ergibt sich mit dem vereinfachten Wärmepumpenmodell (siehe Gleichung 3-1 bis Gleichung 3-3) und dem Standort Ljubljana in südlicher Ausrichtung des Referenzbüros eine abzuführende Kondensatorleistung von ca. $\dot{Q}_{\text{Kond.}} = 1200 \text{ W}$. Wenn die Kondensator Kühlung in der Lüftung integriert wird, bedeutet dies bei der Grundlage des hygienisch notwendigen Luftwechsels von $\dot{V}_l = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ eine luftseitige Temperaturspreizung von $\Delta T = 35 \text{ K}$ (siehe Gleichung 4-13). Bei einer angenommenen Raumlufttemperatur von $T_R = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ ergibt dies somit eine Fortlufttemperatur von rund $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Unter der Berücksichtigung einer für den Wärmeübergang notwendigen Temperaturspreizung zwischen Kältemittel und der Luft muss vor allem bei der Auswahl von Kompressoren sichergestellt werden, dass Kondensationstemperaturen über $60 \text{ }^\circ\text{C}$ und der damit verbundene Kondensationsdruck im zulässigen Arbeitsbereich des Kompressors liegen.

$$\text{mit } \dot{Q}_{\text{Kond.}} = \dot{m}_l * c_{pl} * (\Delta T)$$

$$\rightarrow \Delta T = \frac{\dot{Q}_{\text{Kond.}}}{\dot{V}_l * \rho_l * c_{pl}} = \frac{1200}{0,0278 * 1,21 * 1004} = 35,5 \text{ K} \quad \text{Gl. 4-13}$$

4.3 Ableitung schematischer Cool Skin Systemkonzepte

Anhand des durchgeführten Technologiescreenings in Kapitel 4.1 und den überschlägigen Berechnungen zur möglichen Kühlung des Innenraumes in Kombination mit der hygienisch notwendigen Lüftung sollen in diesem Kapitel die einzelnen Systemkomponenten zu verschiedenen funktionierenden Gesamt-Systemkonzepten verschaltet werden. Es werden dabei drei Konzepte hinsichtlich dem Kühlsystem, Speicherung und Lüftung ausgearbeitet. Wie einleitend in Kapitel 4.1 bereits erwähnt, enthalten alle Systemkonzepte eine reversible Kompressionskältemaschine, welche im Umkehrbetrieb auch als Wärmepumpe fungieren kann. Den Auslegungsfall und primären Betriebsfall soll jedoch die Kühlung im Sommer darstellen, in dem grundsätzlich das Angebot an Sonnenenergie zur Stromerzeugung mit den auftretenden Kühllasten zeitlich gut übereinstimmt. Für jedes Konzept wird die Funktionsweise erläutert und anschließend auf Vor- und Nachteile näher eingegangen. Dies liefert die Grundlage für die Auswahl eines Konzepts und dessen Realisierung in einem Prüfstand.

4.3.1 Systemkonzept A: Elektrischer Speicher und Kombination aus direktem und indirektem Kühlsystem

In Abbildung 4-10 ist das schematische Funktionsprinzip dargestellt. Bei diesem Konzept ist eine Kühlung des Raumes über drei verschiedene Systemkomponenten vorgesehen. Einerseits ist ein direktes Kühlsystem durch ein Innengerät (5) und andererseits zwei indirekte Kühlsysteme, die Betonkernaktivierung (8) und ein Kühlsegel (7) dem Systemkonzept zugeordnet. Dieses Konzept zeichnet vor allem durch eine Variantenvielfalt an Abgabesystemen aus, wobei das Innengerät sowie das Kühlsegel auch alleinig die erforderliche Kühlleistung aufbringen könnten.

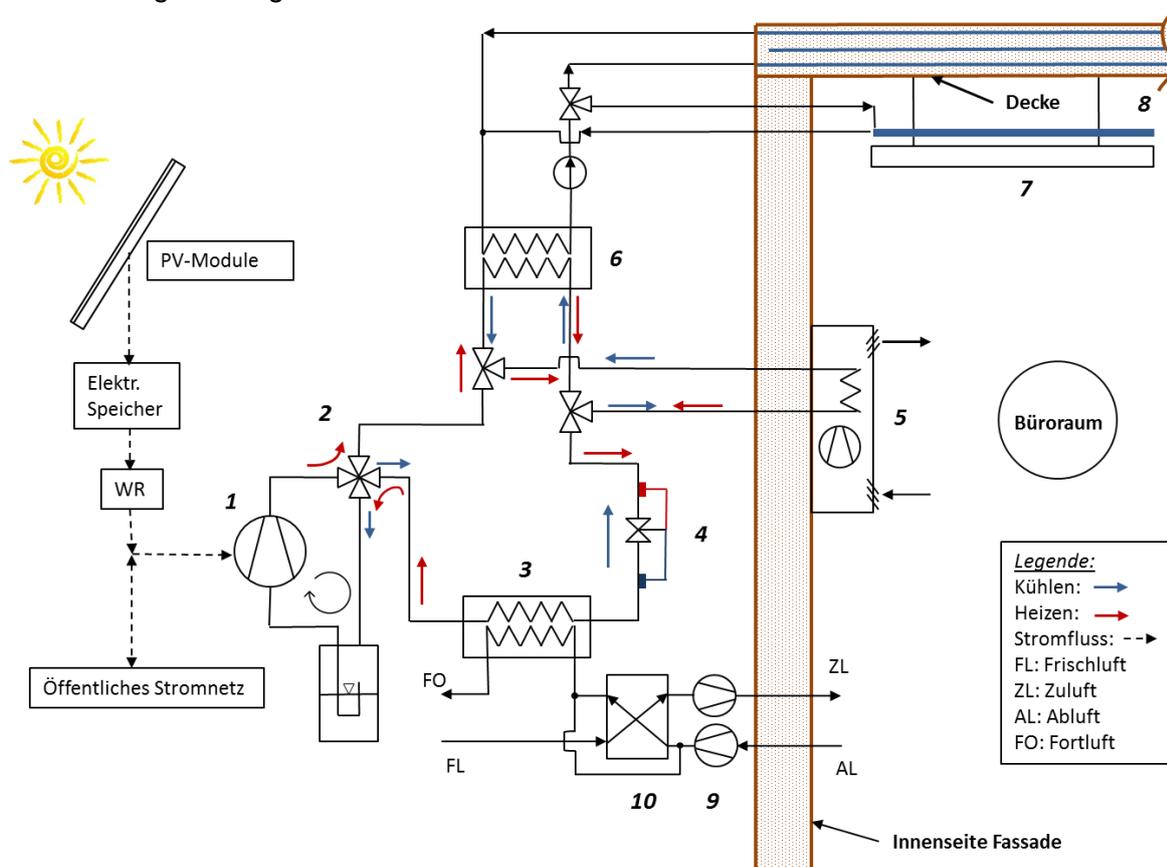


Abbildung 4-10: Systemkonzept A- Kühlung des Innenraumes durch Innengerät, Betonkernaktivierung und Kühlsegel

Funktionsbeschreibung

Der von den Photovoltaik-Modulen umgewandelte elektrische Strom wird durch eine Batterie zwischengespeichert, bevor dieser zum Antrieb des Kompressors (1) der Kältemaschine verwendet wird. Je nach Art der erforderlichen elektrischen Speisung des Kompressors kann dabei ein Wechselrichter für Umwandlung der Gleichspannung in eine Wechselspannung erforderlich sein. Die Anbindung des öffentlichen Stromnetzes stellt ebenfalls eine mögliche Versorgungssicherheit dar, um Über- und Unterangebot an Strom jederzeit abgleichen zu können. Ausgehend vom Kompressor (1) wird das Kältemittel in ein 4-Wege Umkehrventil (2) befördert, womit sich eine reversible Kältemaschine realisieren lässt. Der primäre Fokus liegt jedoch im Kühlbetrieb, dem mit den blauen Pfeilen in Abbildung 4-10 weiter im Kreislauf zu folgen ist. Das Kältemittel wird nun in den Kondensator (3) geleitet, wobei dieser im Lüftungssystem der Anlage integriert ist. Die abgeführte Raumluft (AL) wird entweder mithilfe des Ventilators (9) über ein Wärmerückgewinnungssystem oder über einen Bypass (vor allem im Sommer sinnvoll- siehe Kapitel 3.3.7) direkt zum Kondensator geführt, welcher das Kältemittel zum Kondensieren bringt. Im Anschluss gelangt das Kältemittel in ein elektronisches Expansionsventil, welches bidirektional durchfließbar ist, um auch den Heizbetrieb (rote Pfeile) gewährleisten zu können. Eine Unterkühlungsregelung ist dabei mit blau (Kühlbetrieb) bzw. mit rot (Heizbetrieb) angedeutet. Eine Unterkühlungsregelung wird meistens dann gewählt, wenn ein Niederdrucksammler im System installiert ist, womit die Verdampfung idealerweise bis zur Sattdampflinie (rechte Grenzkurve bspw. im T-h- Diagramm) stattfindet. Als Regelgröße für das Expansionsventil wird daher die Unterkühlung des Kältemittels am Kondensatoraustritt gewählt. Es handelt sich dabei um die Temperaturdifferenz zwischen dem Sättigungszustand am Kondensationsdruckniveau (linke Grenzkurve) und der aus dem Kondensator flüssig (unterkühlt) austretenden Kältemitteltemperatur. Darauf folgend kann das Kältemittel nun entweder über das vorgesehene Innengerät (5) (direktes Kühlsystem) oder über einen Plattenwärmetauscher (6) und eine damit verbundene Kühlung des sekundären Kreislaufwassers verdampfen, bevor dieses wieder über das Umkehrventil (2) in den Kompressor gelangt. Hinsichtlich der indirekten Kühlsysteme ist es möglich, die Betondecke (8) zu aktivieren und damit eine thermische Speicherung zu bewirken. Dies ist unter anderem auch der Grund, warum in diesem Systemkonzept der elektrische gegenüber dem thermischen Speicher bevorzugt wurde. Andererseits ist als schnell reagierender Teil der indirekten Kühlsysteme ein abgehängtes Kühlsegel (7) in das Systemkonzept integriert. Dadurch wird es möglich, sich schnell ändernde bzw. erhöhte Kühllasten abzuführen, welches durch die Betonkernaktivierung möglicherweise allein nicht bewerkstelligt werden kann. Durch die Hinterlüftung des Kühlsegels und eine damit verbundene Erhöhung der Oberfläche für den konvektiven Wärmeaustausch ist das Kühlsegel für größere spez. Kühlleistungen als z.B. die Betonkernaktivierung geeignet (siehe Tabelle 2-2).

Wichtige Merkmale des Systemkonzepts hinsichtlich Speicherung, Kühlsysteme und Lüftung

Elektrische Speicherung

- Eine gezielte Leistungsregelung bzw. Ein- Aus Schalten (Takten) der Kältemaschine ist möglich.
- Mit einer rein elektrischen Speicherung gibt es keine Einschränkungen hinsichtlich des Kühlsystems.
- Ein etwaig notwendiger erhöhter Anlaufstrom zum Einschalten der Kältemaschine kann aufgebracht werden.
- Der Platzbedarf im Vergleich zu einer thermischen Speicherung ist geringer aufgrund der höheren Energiedichte

Direkte Kühlung durch ein Innengerät

- Bei rein direkten Kühlsystemen ist ein elektrischer Speicher für den Ausgleich zwischen dem Angebot an elektrischer Leistung von der Photovoltaik und dem Bedarf an Kühlleistung unumgänglich
- Direkte Verdampfung des Kältemittels im Innengerät und dadurch keine zusätzlichen Wärmeübertragungsverluste durch Wärmetauscher auf einen sekundären Kreislauf vorhanden
- Durch die reine Umluftumwälzung im Innengerät ist keine Frischluftanbindung erforderlich
- Nur bedingt in die Fassade integrierbar und somit im Innenraum sichtbar

Indirekte Kühlung durch Betonkernaktivierung und abgehängtes Kühlsegel

- Im Grunde sind die Betriebskosten eines zirkulierenden wasserbasierten Kühlsystems geringer als jene von z.B. mit integrierten Ventilatoren ausgestatteten Fan Coils.
- Hohe thermische Behaglichkeit aufgrund von hohem Anteil der Wärmeübertragung durch Strahlung.
- Kühlsegel ist kostengünstig, nachrüstbar und hat aufgrund der Hinterlüftung eine hohe spezifische Leistung. Weiters besteht hinsichtlich der Kühlung des Innenraumes eine sehr gute Regelbarkeit und Kühlsegel sind als Multifunktionalgerät einsetzbar, beispielsweise kann eine Deckenleuchte im Kühlsegel integriert werden (Recknagel et al., 2007).
- Grundsätzlich sind keine Stellflächenverluste sowohl bei der Betonkernaktivierung als auch beim Kühlsegel gegeben.
- Die Betonkernaktivierung dient zusätzlich der thermischen Speicherung, womit unter Umständen auch eine elektrische Speicherung entfallen kann und somit keine externe Speicherung in die Fassade integriert werden muss.

Lüftung

- Ein luftseitiger Druckabfall über den Kondensator im Lüftungsgerät bewirkt erhöhte Anforderungen hinsichtlich des statischen Druckaufbaus des Abluftventilators.
- Unter der Annahme eines Zu- bzw. Abluftvolumenstromes gemäß dem hygienisch notwendigen Luftwechsel des Raumes ergeben sich, bei Kühlung des Kondensators über diesen Luftstrom hohe Temperaturdifferenzen. Dies kann sich unter Umständen für den Heizungsbetrieb im Winter, bei dem der Wärmetauscher als Verdampfer genutzt wird, als problematisch erweisen, da die Verdampfungstemperatur zeitweise zu niedrig sein könnte, um einerseits eine nennenswerte Heizleistung zu erreichen und andererseits könnte der minimale Niederdruck unterschritten werden (Betriebsgrenzen Kompressor). Weiteres ist dazu in Abschnitt 4.4.2 angeführt.

4.3.2 Systemkonzept B: Thermischer Speicher und indirektes Kühlsystem mit einer Fan Coil-Anlage

Im Unterschied zum Systemkonzept A ist das Systemkonzept B, das in Abbildung 4-11 dargestellt ist, mit einem thermischen statt einem elektrischen Speicher ausgestattet. Der Ausgleich von Angebot und Bedarf an Kühlenergie wird über einen in die Fassade integrierten thermischen Speicher ermöglicht. Aufgrund der rein thermischen Speichermöglichkeit macht es in diesem gewählten Systemkonzept wenig Sinn, ein direktes Kühlsystem vorzusehen, wodurch für die Kühlung eine Fan Coil Anlage (7) im Innenraum des Büros vorgesehen wird. An dieser Stelle sei erwähnt, dass bei der Wahl einer thermischen Speicherung natürlich mehrere

indirekte Kühlsysteme angeschlossen werden können, allerdings ist für die Aufbringung der erforderlichen Kühlleistung (rund 1 kW) eine Fan Coil Anlage durchaus allein im Stande.

Funktionsbeschreibung:

Wie auch für Systemkonzept A beschrieben, wird der in den Photovoltaik-Modulen umgewandelte Strom direkt zum Antrieb eines Kompressors (1) verwendet. Der Betrieb im Sommer und das damit verbundene Kühlen des Büroraumes ist anhand der blauen Pfeile dargestellt. Über das Umkehrventil (2) wird das Kältemittel zum Kondensator (3) geleitet, welcher nicht wie in Systemkonzept A in die Lüftungsanlage integriert ist, sondern unabhängig davon mit einem separaten Luftsystem (Außenluftumwälzung) gekühlt wird. Damit ist man nicht an den Abluftvolumenstrom des errechneten hygienisch notwendigen Luftwechsels gebunden, wodurch sich für die Wärmeabgabe deutlich geringere Temperaturdifferenzen zum Kühlen des Kondensators ergeben, sofern die Außenluftumwälzung mit größerem Volumenstrom erfolgt. Über das elektronisch geregelte Expansionsventil (4) gelangt das Kältemittel anschließend in einen Plattenwärmetauscher (5) und nutzt für den Verdampfungsvorgang als Wärmequelle einen sekundären Wasserkreislauf. Über das Umkehrventil (2) wird das Kältemittel zum Kondensator (3) geleitet, welcher nicht wie in Systemkonzept A in die Lüftungsanlage integriert ist, sondern unabhängig davon mit einem separaten Luftsystem (Außenluftumwälzung) gekühlt wird. Damit ist man nicht an den Abluftvolumenstrom des errechneten hygienisch notwendigen Luftwechsels gebunden, wodurch sich für die Wärmeabgabe deutlich geringere Temperaturdifferenzen zum Kühlen des Kondensators ergeben, sofern die Außenluftumwälzung mit größerem Volumenstrom erfolgt. Über das elektronisch geregelte Expansionsventil (4) gelangt das Kältemittel anschließend in einen Plattenwärmetauscher (5) und nutzt für den Verdampfungsvorgang als Wärmequelle einen sekundären Wasserkreislauf. Über das Umkehrventil (2) wird das Kältemittel zum Kondensator (3) geleitet, welcher nicht wie in Systemkonzept A in die Lüftungsanlage integriert ist, sondern unabhängig davon mit einem separaten Luftsystem (Außenluftumwälzung) gekühlt wird. Damit ist man nicht an den Abluftvolumenstrom des errechneten hygienisch notwendigen Luftwechsels gebunden, wodurch sich für die Wärmeabgabe deutlich geringere Temperaturdifferenzen zum Kühlen des Kondensators ergeben, sofern die Außenluftumwälzung mit größerem Volumenstrom erfolgt. Über das elektronisch geregelte Expansionsventil (4) gelangt das Kältemittel anschließend in einen Plattenwärmetauscher (5) und nutzt für den Verdampfungsvorgang als Wärmequelle einen sekundären Wasserkreislauf.

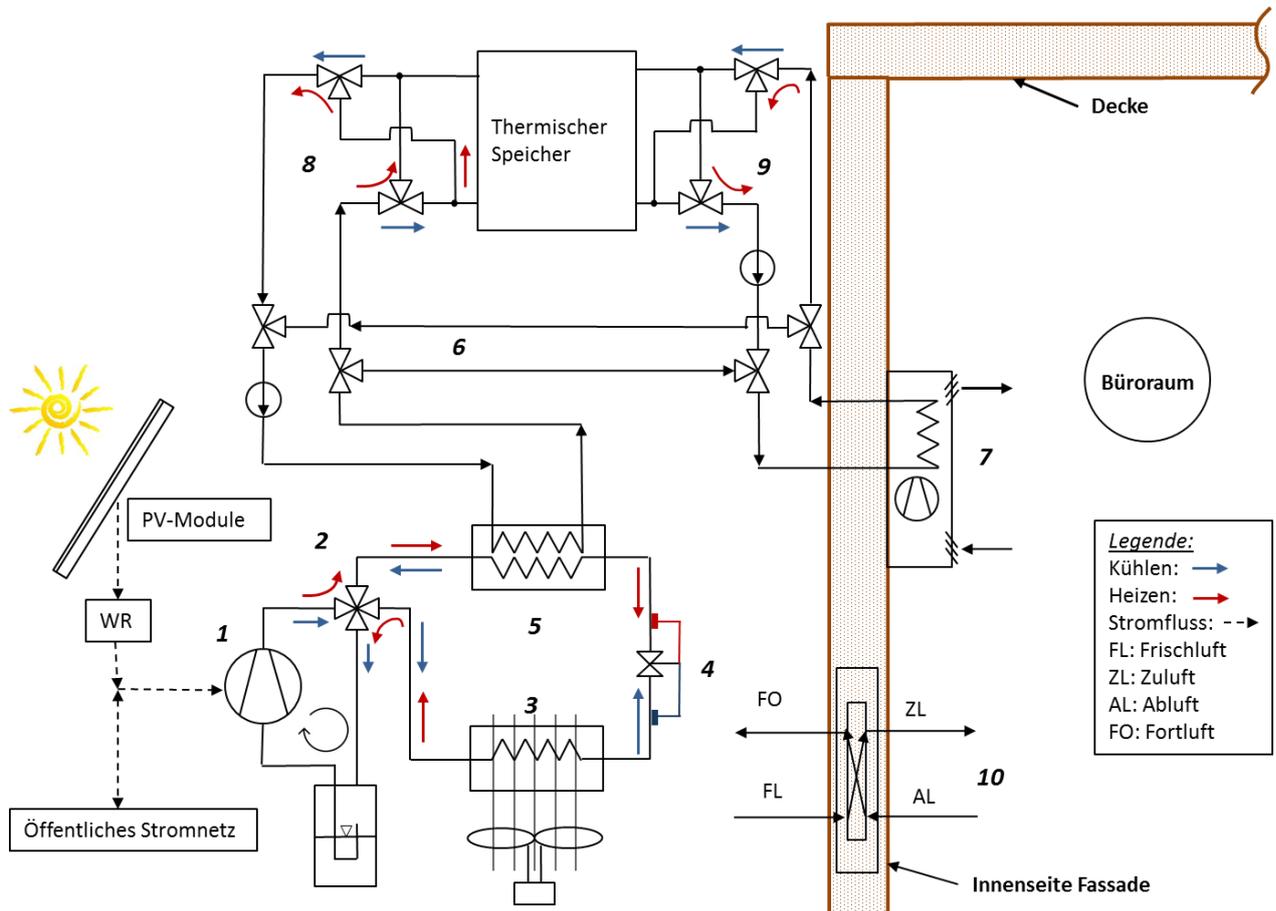


Abbildung 4-11: Systemkonzept B- Thermischer Speicher mit Fan Coil Anlage als Kühlsystem

Das in den sekundären Kreislauf des Plattenwärmtauschers eintretende Wasser wird gekühlt und kann im Anschluss in einen thermischen Speicher geführt oder über einen vorgesehen Bypass (6) direkt der im Raum befindlichen Fan Coil Anlage (7) zugeführt werden. Dies kann vor allem dann erwünscht sein, wenn große Kühllasten vorhanden sind und damit ein schnelles Aufbringen von entsprechender Kühlleistung im Büroraum erforderlich ist. Andernfalls wird der thermische Speicher beladen, um die Kühlung zeitgerecht zu ermöglichen. Da mit den CoolSkin

Systemen auch das Heizen im Winter ermöglicht werden soll, muss durch entsprechende Ventilatoranordnung (8 und 9) sichergestellt werden, dass der thermische Speicher an den richtigen Anschlüssen beladen bzw. entladen wird. Die Flussrichtung bei der Be- und Entladung des Speichers ist für den Kühlfall mit den blauen bzw. für den Heizfall mit den roten Pfeilen in Abbildung 4-11 gekennzeichnet. Für den hygienisch notwendigen Luftwechsel wird in diesem Konzept ein in der Fassade integriertes Lüftungssystem verwendet, welches „unsichtbar“ z.B. in Sandwichpaneelen eingebaut werden kann. In Abbildung 4-1 wurde diesbezüglich ein mögliches System der Firma Schüco (2016) vorgestellt.

Wichtige Merkmale des Systemkonzepts hinsichtlich Speicherung, Kühlsystem und Lüftung

Thermische Speicherung

- Direkte Kühlsysteme sind bei rein thermischer Speicherung nicht sinnvoll, da Angebot und Bedarf an Kühlenergie nicht ausgeglichen werden können.
- Größerer Platzbedarf in der Fassade und dadurch schwieriger zu integrieren.
- Mit einer thermischen Speicherung wird die Kältemaschine nur dann betrieben, wenn ausreichend Strom aus der PV-Anlage bereitgestellt wird. Der Betrieb der Kältemaschine kann daher bei konstanter Drehzahl geschehen womit evtl. ein Frequenzumrichter (Wirkungsgrad) zur Drehzahlregelung nicht notwendig ist.
- Eine Nachrüstung ist bei vorhandenem Platz durch verschiedenste Anbieter am Markt relativ leicht realisierbar.

Indirektes Kühlsystem mit einem Fan Coil Gerät

- Der im Gerät verbaute Ventilator verursacht im Raum Schallemissionen und das Gerät an sich ist wartungsintensiver als z.B. ein Flächenkühlsystem
- Die indirekte Kühlung des Innenraumes ist generell mit einem zusätzlichen Kältemittel/Wasser Wärmetauscher verbunden, womit Verluste (notwendiges ΔT) und ein größerer Installationsaufwand als bei rein direkten Kühlsystemen vorhanden sind.
- Die Fan Coil Geräte können je nach Ausführung nahezu vollständig und damit unsichtbar in die Innenwand der Fassade integriert werden.
- Durch die dargestellte Ausführung als reines Umluftgerät ist die hygienisch notwendige Lüftung unabhängig davon bzw. separat gestaltbar, wodurch eine Wärmerückgewinnung und auch ein Bypass meist in ein Kompaktgerät integriert werden können.
- Der Umluftvolumenstrom ist meist in mehreren Stufen direkt am Fan Coil einstellbar, somit ist eine manuelle Leistungsregelung im Büroraum möglich.

Lüftung rein für hygienischen Luftwechsel

- Durch die Unabhängigkeit der Lüftungsanlage von der Kältebereitstellung kann diese mit Systemen am Markt gestaltet werden und ist daher bestens geeignet für eine Integration in die Fassade. Zusätzliche Komponenten wie z.B. ein Sommerbypass, die Wärmerückgewinnung bzw. Filterung der Zu- und Abluft sind im Gerät bereits integriert.
- Die Kombination dieser Lüftung mit der Kühlung des Innenraumes ist aufgrund der kompakten Bauweise nicht möglich. Auch die Kühlung des Kondensators im Sommer ist mit diesem Lüftungssystem und den verbauten Ventilatoren nicht möglich, wodurch eine separate Wärmeabfuhr des Kondensators eingesetzt werden muss. Dies wurde im Systemkonzept mittels einem separaten Ventilator und einer

Außenluftumwälzung zur Kühlung des Kondensators symbolisch dargestellt. Im Heizbetrieb dient diese als Wärmequelle für den nun als Verdampfer geschalteten äußeren Wärmetauscher.

4.3.3 Systemkonzept C: Thermischer Speicher mit kombinierter Frischluft- und „Fassadenkühlung“

Als drittes und sich hinsichtlich der Kühlsysteme wesentlich von den bisher vorgestellten Konzepten unterscheidendes Systemkonzept ist in Abbildung 4-12 eine weitere Konfiguration dargestellt. Hierbei kann die Kühllast sowohl durch die Kühlung der Frischluft (7) mithilfe eines Fassadenlüftungsgerätes (ähnlich dem in Kapitel 4.1 angeführten dezentralen Lüftungsgerät der Firma LTG) als auch durch die thermische Aktivierung vorhandener Fassadenfläche (6) abgeführt werden. Auch in dieser Ausführung ist der Verbau eines thermischen Speichers vorgesehen, um die Kühlenergie dabei bedarfsgerecht bereitstellen zu können.

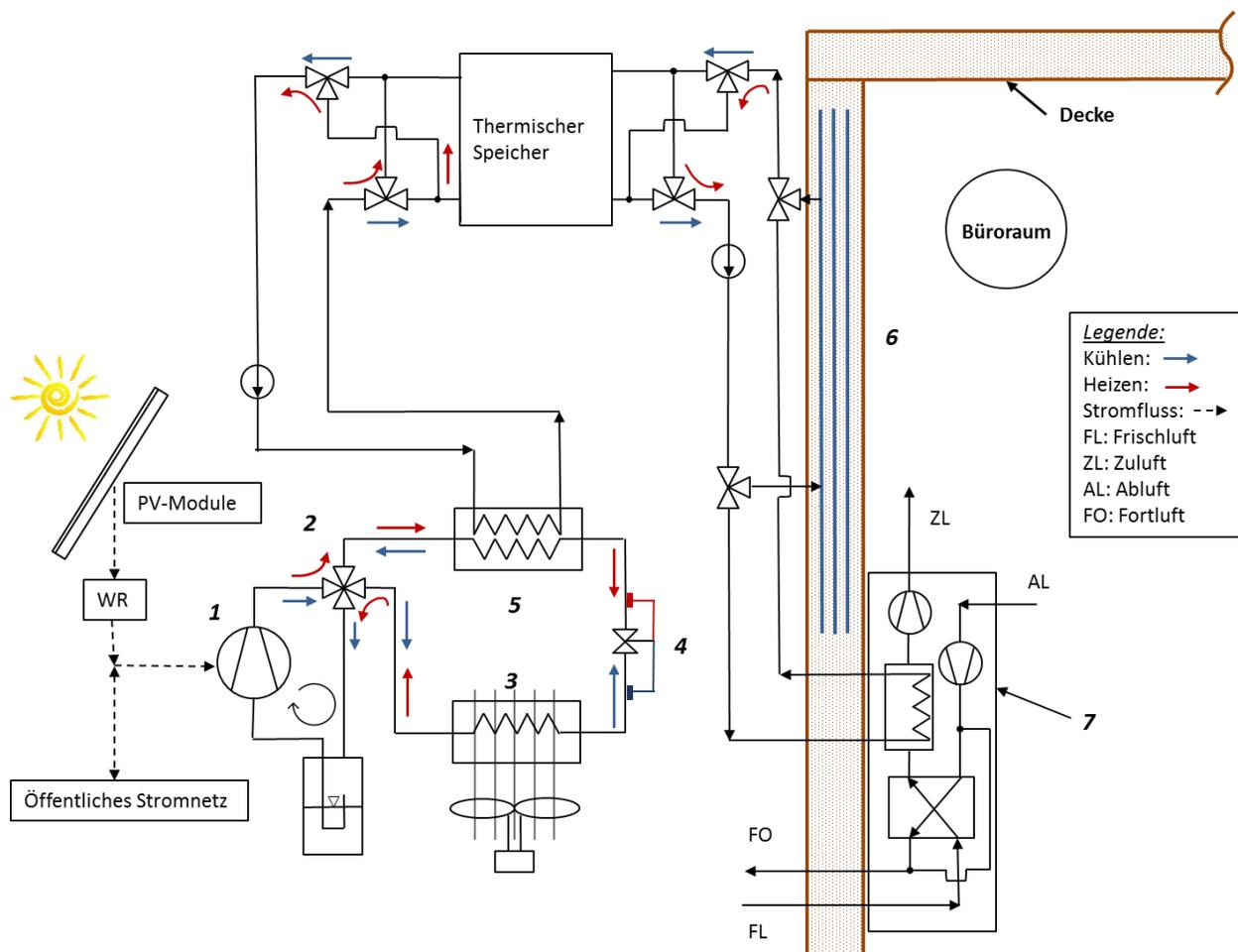


Abbildung 4-12: Systemkonzept C- Thermische Speicherung mit kombinierter Frischluft- und Fassadenkühlung

Funktionsbeschreibung

Hinsichtlich der Stromerzeugung mithilfe der Photovoltaik-Module und dem Aufbau der Kältemaschine bestehen keine Unterschiede zu Systemkonzept B in Kapitel 4.3.2. Im sekundären Wasser-Kreislauf wird über den Plattenwärmetauscher (5) die Kühlenergie übertragen und darauffolgend der thermische Speicher beladen. Dabei gilt es wiederum zu beachten, dass der thermische Speicher für den Kühl- und Heizfall an richtiger Stelle beladen bzw. entladen wird. Ausgehend vom thermischen Speicher wird im Kühlfall das Kaltwasser aus

dem Speicher am unteren Anschluss entnommen und den beiden vorgesehenen Kühlsystemen zugeführt. Aufgrund der in Kapitel 4.2 angeführten Berechnungen ist die Aufnahme der Wärmeenergie eines einzelnen Systems zur Kühlung des Raumes nicht ausreichend, womit im Parallelbetrieb beide Systeme simultan versorgt werden müssen. Das Fassadenlüftungsgerät (7) mit integriertem Wärmetauscher zur Frischluftkühlung (-erwärmung) kann dabei als Kompaktgerät in den Boden oder im Brüstungsbereich eingebaut werden und besitzt dabei als zusätzliche Komponente ebenfalls eine integrierte Wärmerückgewinnung mit entsprechend vorgesehener Bypass-Funktion.

Wichtige Merkmale des Systemkonzepts hinsichtlich Speicherung, Kühlsysteme und Lüftung

Da für die thermische Speicherung und für die thermische Aktivierung der Fassadeninnenfläche die gleichen Vor- und Nachteile wie in Konzept A und Konzept B gelten, wird im Folgenden ausschließlich auf Merkmale der Frischluftkühlung in Kombination mit einem Fassadenlüftungsgerät eingegangen.

Fassadenlüftungsgerät mit integrierter Frischluftkühlung

- Vorteilhaft bei diesen Geräten ist, dass die Einbringung und zugleich die Kühlung bzw. Erwärmung von Frischluft in einem System integriert sind. Allerdings ist diese Form der Kühlung an weitere Systeme (bspw. einer „Fassadenkühlung“) gebunden, um die Zulufttemperaturen in einem vertretbaren Maß (12°C) zu halten.
- Es handelt dabei um Komplettgeräte, in denen auch eine Wärmerückgewinnung und eine entsprechende Bypass-Funktion vorgesehen ist.
- Für Geräte mit zwei Außenluftanschlüssen, wie in Abbildung 4-12 dargestellt, ergibt sich hinsichtlich der hygienisch notwendigen Lüftung keine zusätzliche Maßnahme zur Erfüllung dieser Funktion. Bei nur einem Außenluftanschluss muss die Abluft allerdings über eine Fensterlüftung abgeführt werden.
- Eine zusätzliche Kondensator Kühlung ist durch den kompakten Aufbau dieses Geräts ausgeschlossen. Diese muss durch eine separate Außenluftumwälzung, ähnlich wie in Konzept B, bewerkstelligt werden.

4.4 Auswahl eines Konzeptes für die Integration eines Fassadenprüfstandes in die MPC-Box der TU Graz

Aus den in Kapitel 4.3 abgeleiteten CoolSkin-Systemkonzepten wird nun in diesem Kapitel ein Konzept für die Integration in die vorhandene Fassade der „MPC-Box“ ausgewählt und dessen Funktion detailliert beschrieben. Dafür ist es erforderlich, den derzeit installierten Versuchstand kurz darzustellen, um auf bereits vorhandene Technologien für den geplanten Fassadenprüfstand Rücksicht zu nehmen.

4.4.1 MPC-Box der TU Graz

Die MPC-Boxen wurden im Zuge eines Forschungsprojektes (Model Predictive Control von aktiven Bauteilen und Messungen in zwei Test-BOXen) für robuste, standardisierbare und prädiktive Regelung mit Wettervorhersagedaten für thermische Bauteilaktivierung entworfen und gebaut. Für Simulations- und Versuchszwecke wurden dafür zwei Test-Boxen aufgebaut, welche einer Energieeffizienz- und Komfortanalyse dienen. In Abbildung 4-13 sind die Versuchsgebäude inklusive der vorhandenen Wetterstation und dem Versorgungscontainer dargestellt. (Pichler et al., 2014)



Abbildung 4-13: MPC- Boxen und Wettervorhersagestation am Gelände der TU Graz

Ein vereinfachter schematischer Aufbau der vorhandenen Testanlage ist in Abbildung 4-14 dargestellt. Die Beladung des Pufferspeichers mit einer Wärmepumpe ist in einem eigenen Versorgungscontainer (siehe Abbildung 4-13) untergebracht. Aus dem Pufferspeicher folgt anschließend die Versorgung der in den beiden Testboxen installierten Flächen-Wärmeabgabesysteme über eine Beimischschaltung und das dafür vorgesehene Mischventil H_w . Der Index W in Abbildung 4-14 bezieht sich dabei auf die Box West, während der Index E für die Box Ost verwendet wurde. Mit Hilfe eines Wärmemengenzählers (HM_w bzw. HM_E) werden die Volumenströme \dot{V}_s , die Vorlauftemperatur ϑ_{sw} und Rücklauftemperatur ϑ_{ret} gemessen. (Görtler, 2016)

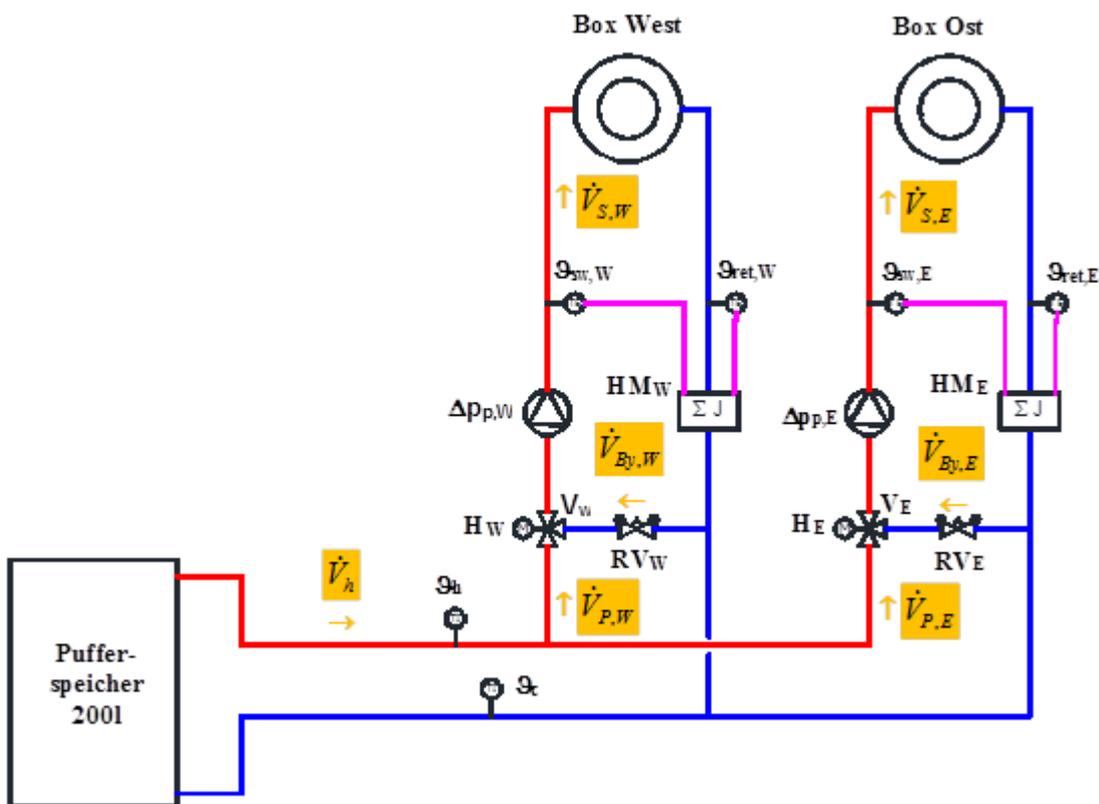
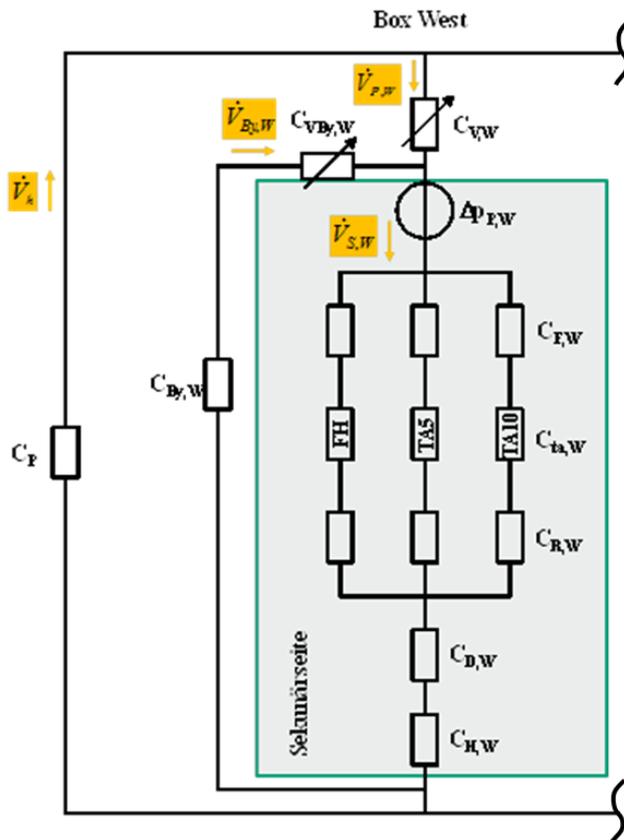


Abbildung 4-14: Schematische Darstellung der Testanlage (Görtler, 2016)

Die hydraulische Anbindung der Test Box West ist in Abbildung 4-15 a) dargestellt. Ähnlich einem elektrischen Ersatzschaltbild ist die Pumpe als Spannungsquelle und die Einbauteile als elektrische Widerstände (mit C gekennzeichnet) dargestellt. Zusammenfassend für das Versorgungssystem (Pufferspeicher, Leitungen, Absperr- und Umkehrventile) ist der Widerstand C_p ersichtlich. Der hydraulische Widerstand für das Mischventil wird dabei in 2 einzelne Widerstände, im Regelzweig mit $C_{V,W}$ und im Bypasszweig mit $C_{VBy,W}$, unterteilt. Nach der Druckerhöhung durch die Pumpe (Δp_p) gelangt das zirkulierende Wasser in den Heizungsverteiler, welcher in Abbildung 4-15 b) dargestellt ist. Von dieser Verteilerstation wird das Wasser über eine Schwebekörper-Durchflussmessung (C_F) in die unterschiedlichen Flächenheiz- bzw. Kühlsysteme geleitet. Zum einen wird eine Fußbodenheizung (FH) und zum anderen zwei unterschiedliche Deckenschichten in unterschiedlichen Abständen zur Deckenoberfläche (TA5 mit Tiefe 5 cm bzw. TA10 mit Tiefe 10 cm) versorgt. Der dazugehörige Widerstand ist mit C_{ta} gekennzeichnet. Die weiteren Widerstände im Rücklauf sind das am Verteiler enthaltene Regulierventil C_R , der Widerstand des Heizungsverteilers mit C_D und die Wärmemengenzählung gekennzeichnet mit C_H . (Görtler, 2016)

a) schematische Darstellung



b) Heizungsverteiler

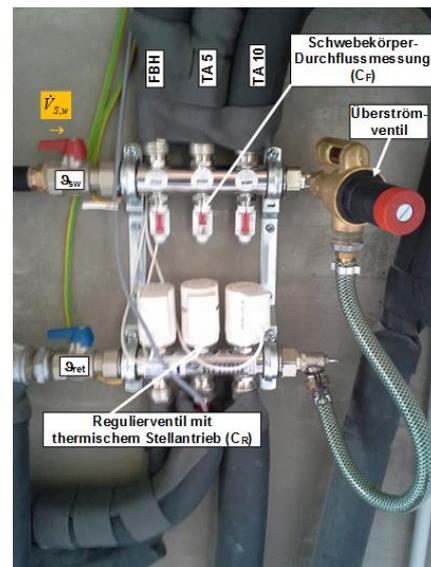


Abbildung 4-15: Hydraulischer Aufbau der MPC- Box West. a) schematische Darstellung und b) verbauter Heizungsverteiler im Innenraum der MCP-Box. (Görtler, 2016)

4.4.2 Auswahl und detaillierte Beschreibung des gewählten Systemkonzepts

Bei der Wahl eines Systemkonzepts unter den in Kapitel 4.3 vorgestellten Varianten ist besonderes Augenmerk auf die vorhandenen Platzverhältnisse der MPC-Boxen zu legen. Es sollte nach Möglichkeit der gesamte Versuchsaufbau an der Fassade der im Kapitel 4.4.1 vorgestellten MPC-Box integriert werden. Der vorhandene Bauraum für den Prüfstand ist dabei in Abbildung 4-16 rot hervorgehoben.

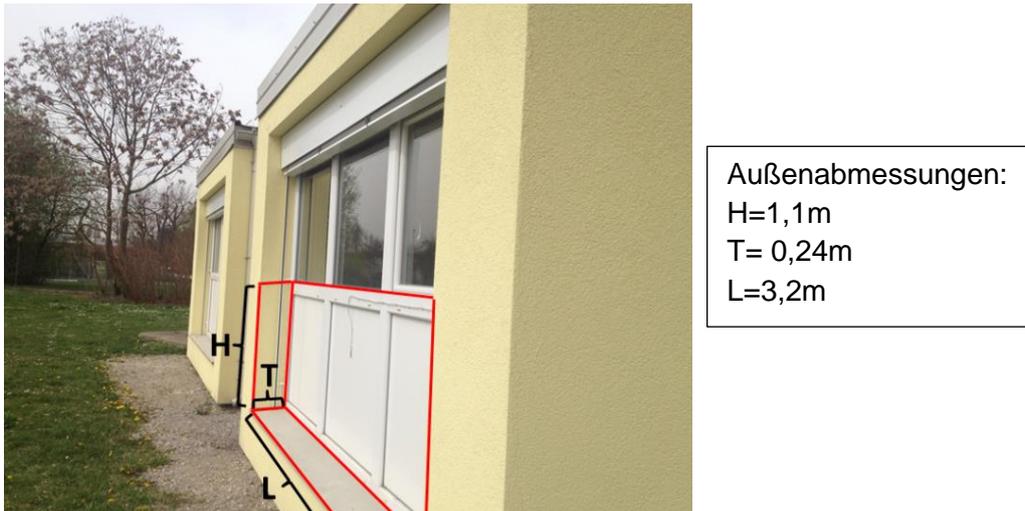


Abbildung 4-16: Vorhandene Platzverhältnisse an der Fassade der MPC-Boxen

Aufgrund der Tatsache, dass es sich hierbei um den Aufbau eines Prüfstandes zur Untersuchung aktivierter Fassadensysteme handelt, soll vor allem Wert auf eine Variantenvielfalt zur Kühlung des Innenraumes gelegt werden. Diese Forderung wird am besten mit dem vorgestellten Konzept A in Kapitel 4.3.1 erfüllt, wodurch diese Konfiguration als Basis für den Prüfstand herangezogen wird. Durch die Wahl eines Innengeräts kann das Verhalten bei direkter Kühlung untersucht werden. Ein zusätzlicher sekundärer Kreislauf für die Betonkernaktivierung in der Decke und zur Versorgung eines Kühlsegels erlauben somit eine größere Vielfalt an Kühlsystemen als in den Varianten B und C dargestellt. Durch den vorgesehenen Aufbau können mehrere Kühlsysteme separat angesteuert und deren Auswirkung auf die erzielbare Kühlleistung beurteilt werden. Des Weiteren bietet die thermisch aktivierte Betondecke eine interne Speicherwirkung, womit ein externer thermischer Speicher ersetzt wird, was sich positiv auf den Platzbedarf und die Integration in die Fassade der MPC-Box auswirkt. Ein weiterer wesentlicher Vorteil gegenüber den anderen Konzepten ist die bereits in die Decke integrierte Betonkernaktivierung der MPC-Box. Der dargestellte Heizungsverteiler in Abbildung 4-15 kann für die Integration des Prüfstandes verwendet und die angeschlossenen Leitungen in die unterschiedlichen Deckenebenen beibehalten werden. Der derzeitige Anschluss für die Fußbodenheizung wird folglich für das Kühlsegel verwendet.

Hinsichtlich des Lüftungssystems muss gegenüber dem in Konzept A vorgestellten System allerdings eine Änderung vorgenommen werden. Zum besseren Verständnis ist in Abbildung 4-17 ein Auszug aus dem Systemkonzept A (Abbildung 4-10) dargestellt. Vor allem im Heizfall führt die Beaufschlagung des nun als Verdampfer geschalteten Wärmetauschers (3) mit Abluft zu großen luftseitigen Temperaturdifferenzen. Nach Gleichung 4-14 beträgt die erforderliche Temperaturspreizung, unter Berücksichtigung des hygienisch notwendigen Luftwechsels von $\dot{V}_l = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ und einer Verdampferleistung von $\dot{Q}_0 = 1 \text{ kW}$, $30 \text{ K} (= \Delta T)$. Mit einer Vorwärmung der Außenluft durch die Wärmerückgewinnung wird die Abluft auf nahezu Außenlufttemperatur abgekühlt. Bei einer angenommenen mittleren Außenlufttemperatur im Winter von $\bar{T}_{\text{Außenluft}} = 2^\circ\text{C}$ ergibt sich die Fortlufttemperatur nach Gleichung 4-15 zu $T_{FO} \approx -28^\circ\text{C}$. Da im Heizfall diese Luft als Wärmequelle dient, muss die Verdampfungstemperatur des Kältemittels kleiner als -28°C sein. Damit wird die resultierende Heizleistung zu gering, wodurch wie in Konzept B und C die Außenluft direkt über einen separaten Ventilator als Wärmequelle genutzt werden muss.

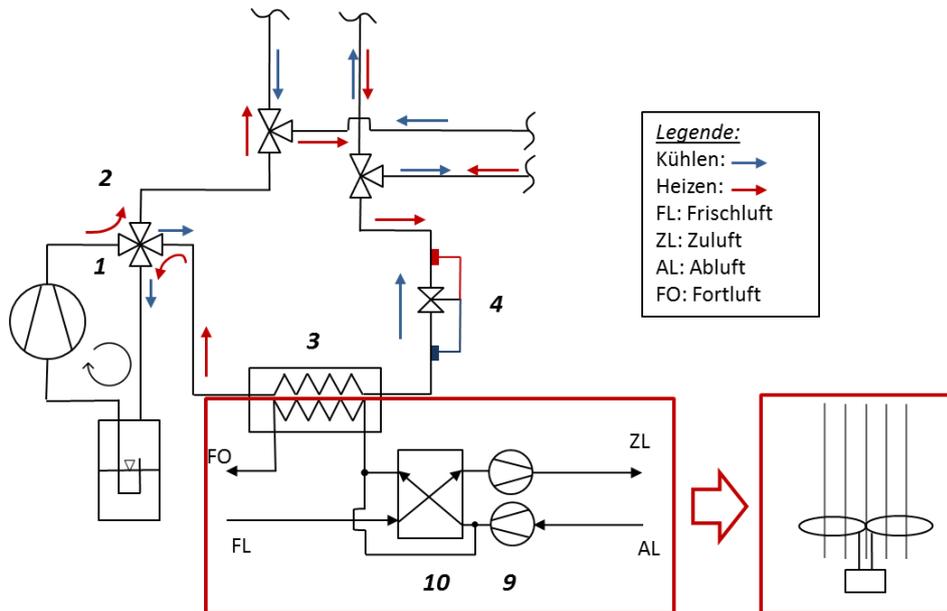


Abbildung 4-17: Auszug aus dem Systemkonzept A in Abbildung 4-10. Problematik bei der Beaufschlagung des Wärmetauschers (3) mit Abluft aus dem Raum und einer damit verbundenen zu geringen Verdampfungstemperatur im Heizfall

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{V}_l * \rho_l * c_{pl}} = \frac{1000}{0,0278 * 1,21 * 1004} = 29,6 \text{ K} \quad \text{Gl. 4-14}$$

$$T_{FO} \approx \bar{T}_{Außenluft} - \Delta T \approx 2^\circ\text{C} - 29,6 \approx -27,6^\circ\text{C} \quad \text{Gl. 4-15}$$

Die Be- und Entlüftung ist somit in diesem Systemaufbau in keiner Weise mit der Bereitstellung der notwendigen Kühl-/Heizenergie verknüpft, wodurch sich ein gestalterischer Freiraum hinsichtlich der erforderlichen Lüftung des Büroraumes ergibt. Folglich wird die Lüftung des Büroraumes vorerst nicht in den Versuchsaufbau integriert sondern die momentan installierte Lüftung der MPC-Box für die ersten Versuchszwecke verwendet. Diese Maßnahme wirkt sich ebenfalls vorteilhaft auf die vorhandenen Platzverhältnisse für den Prüfstandsaufbau aus. Ein ca. einfacher Luftwechsel (~25 m³/h) ist derzeit durch eine mechanische Ventilation in der MPC-Box realisiert. Hierbei ist es auch möglich die Zuluft durch ein integriertes Heizregister elektrisch aufzuheizen. Bei Übersteigen eines bestimmten Luftdruckes im Innenraum öffnet sich ein Abluftkanal und die Raumluft kann nach außen entweichen.

Die Abbildung 4-18 zeigt nun aus wärmetechnischer Sicht den schematischen Aufbau des CoolSkin-Prüfstandes an der Fassade der MPC-Box. Der eingezeichnete Kreislauf anhand der blauen Pfeile symbolisiert den Kühlfall, die rot eingezeichneten Pfeile stellen den Heizfall dar. Durch eine strichlierte Linie wird der Systemaufbau hinsichtlich der Fassade in einen Innenteil und einen Außenteil getrennt. Der primäre Fokus liegt im Kühlbetrieb, daher wird der schematische Aufbau im Detail für diese Betriebsweise beschrieben. Das aus dem Kompressor (1) austretende Kältemittel gelangt über ein 4-Wege Umkehrventil (2) in den Kondensator (3), welcher in einem eigenen Luftkanal positioniert ist und über einen entsprechenden Ventilator (4) gekühlt wird. Anschließend wird ein interner Wärmetauscher durchflossen (5), um einen dampfförmigen Zustand für die Ansaugung des Kompressors zu garantieren. Darauffolgend wird das Kältemittel über einen vorgeschalteten Filter (6) im elektronischen Expansionsventil (7) entspannt und im Umschaltpunkt 1 (8) entweder dem direkten Verdampfer (9) im Innenraum zugeführt, oder durch einen sekundären Wasserkreislauf im Plattenwärmetauscher

(12) verdampft. Über den Anschluss am 4-Wege-Ventil gelangt das Kältemittel in einen Niederdrucksammler (Accumulator) (11). Über den internen Wärmetauscher wird das Kältemittel überhitzt, bis es schlussendlich wieder dem Kompressor zugeführt wird. Für den Heizbetrieb im Winter hat der interne Wärmetauscher keine Funktion (fehlendes ΔT). Dies kann für den Kompressor möglicherweise problematische Auswirkungen haben (Ansaugen von flüssigem Kältemittel). Sekundärseitig wird das zirkulierende Wasser über den Plattenwärmetauscher (12) gekühlt und anhand einer Beimischschaltung den entsprechenden indirekten Abgabesystemen zugeführt. Die Pumpe (14) sorgt dabei für die nötige Druckerhöhung, um die hydraulischen Widerstände überwinden zu können. Am Eintritt in den Heizungsverteiler (15) wird das Wasser entweder einer der beiden Ebenen der Betonkernaktivierung (10 cm oder 5 cm Tiefe) zugeführt oder über ein Kühlsegel geleitet. Die dabei auftretenden Widerstände setzen sich aus der Schwebekörper- Durchflussmessung (C_F), dem jeweiligen Widerstand des Abgabesystems C_{ta} , dem Regulierventil im Rücklauf C_R und dem Verteilerwiderstand C_D zusammen. Je nach Betriebspunkt und vorhandener Kühllast wird der Rücklauf über das Mischventil (13) dem Vorlauf beigemischt bzw. über den Plattenwärmetauscher geleitet.

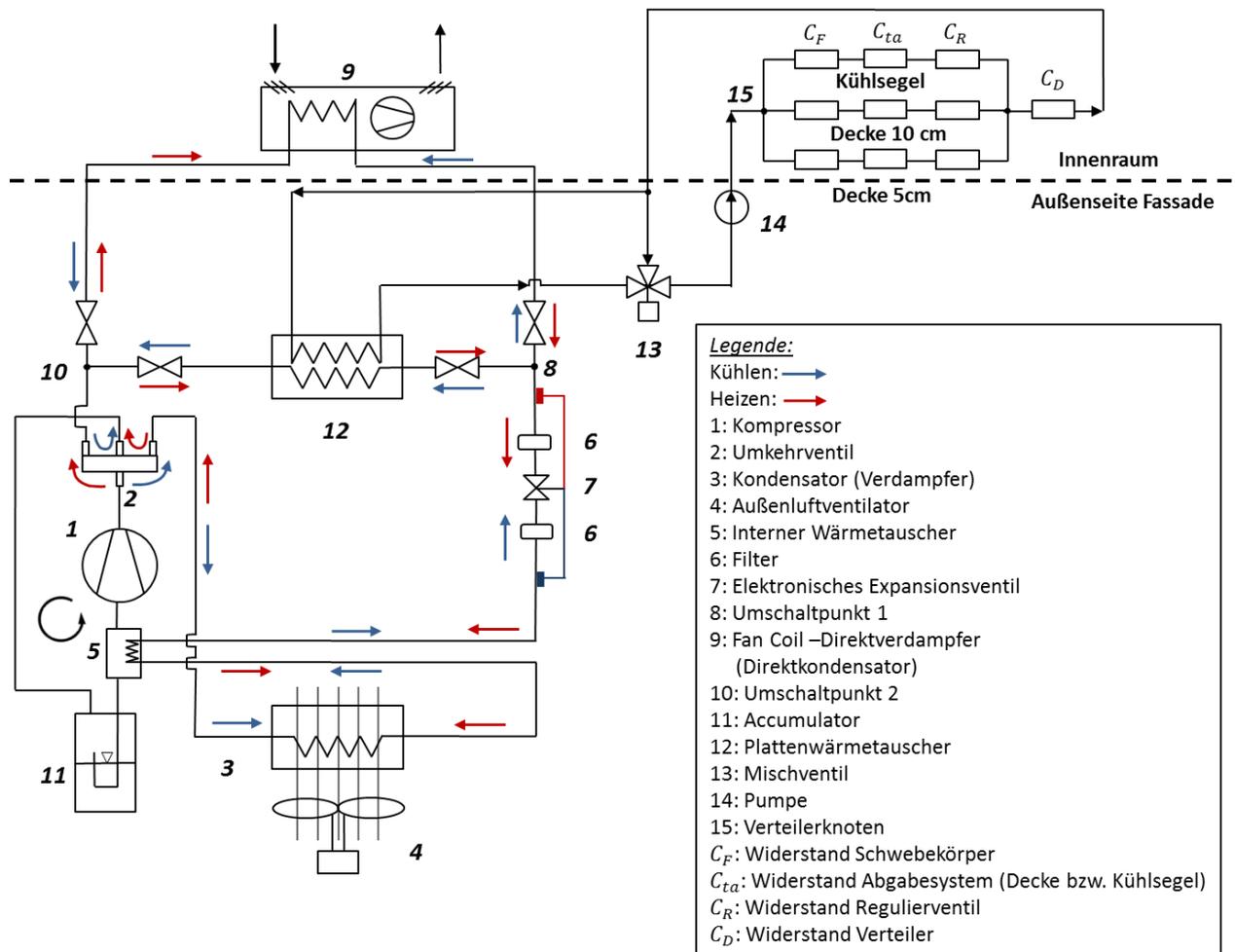


Abbildung 4-18: Schematischer Aufbau des Fassadenprüfstandes an der MPC-Box

Anhand des in Abbildung 4-18 dargestellten schematischen Aufbaus des Prüfstandes werden nun in Kapitel 5 die verwendeten Bauteile und Komponenten dimensioniert und entsprechend ausgewählt.

5 DIMENSIONIERUNG UND AUSWAHL DER BAUTEILE

Die Auswahl der Bauteile erfolgt anhand des in Abbildung 4-18 abgeleiteten Systemkonzepts und wird in drei Kategorien - Kältemaschine, indirekte Kühlsysteme und Außenluftsystem - unterteilt. Als Grundlage für die Auslegung der einzelnen Komponenten sollen die in Kapitel 3.1 gesetzten Randbedingungen und eine damit resultierende Kälteleistung der Anlage von 1 kW dienen. Es muss ebenfalls bei der Auswahl der Bauteile auf die vorhandenen Platzverhältnisse in der Fassade der MPC-Box Rücksicht genommen werden.

5.1 Bauteile der Kältemaschine

Zur besseren Übersicht der benötigten Bauteile ist ein Auszug aus dem schematischen Aufbau des Fassadenprüfstandes in Abbildung 5-1 dargestellt. Dabei sind auch die Schnittstellen zu den indirekten Kühlsystemen (sekundärer Wasserkreislauf) und zum Außenluftsystem ersichtlich. Die direkte Kühlung durch die Fan Coil Anlage (9) wird als ein Bestandteil der Kältemaschine angesehen.

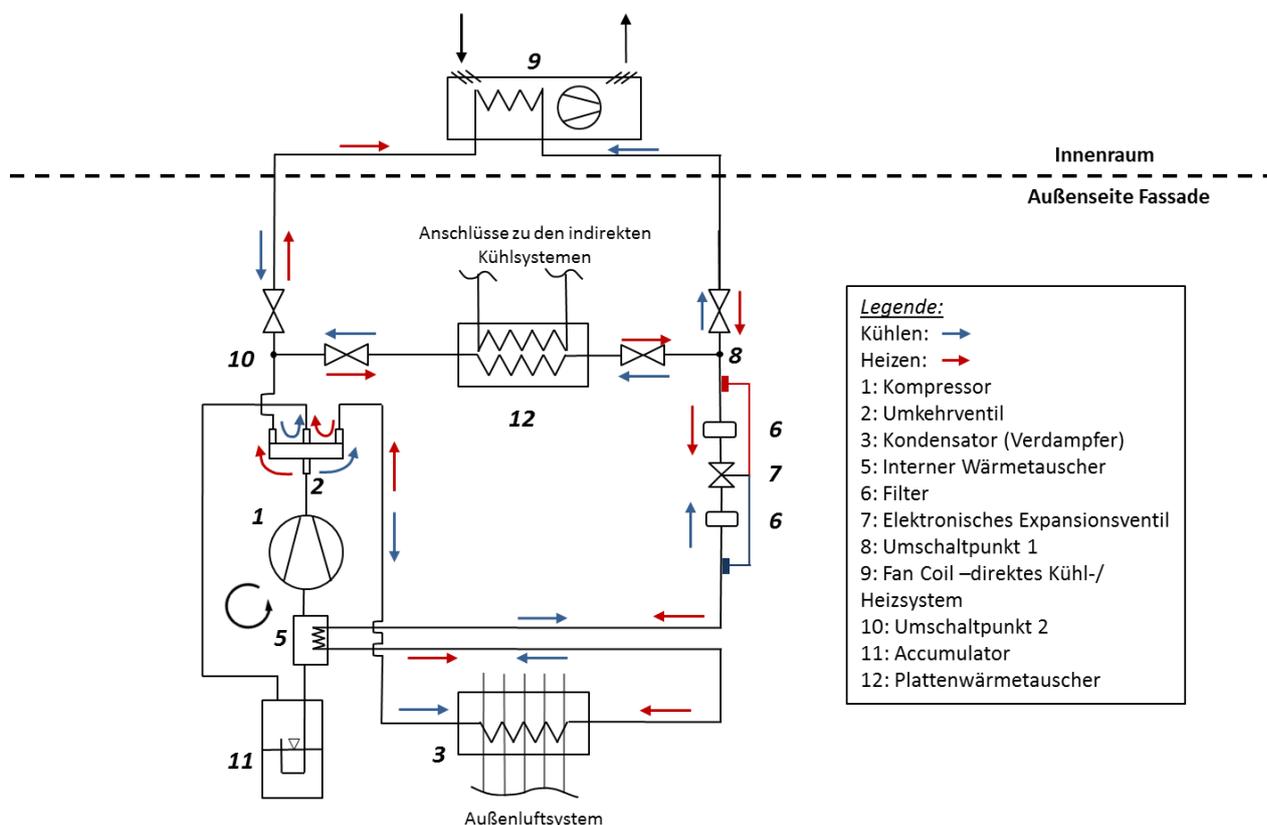


Abbildung 5-1: Bauteile der Kältemaschine im ausgewählten Systemkonzept

5.1.1 Auswahl eines geeigneten Kompressors und Definition des Kältekreis

Grundsätzlich muss die Auswahl des Kompressors auf die Dimensionierung der PV-Anlage und deren Energie-Bereitstellung abgestimmt sein. Je nach Anwendungsfall kann ein Wechselrichter zwischen der Stromerzeugung und dem Kompressor geschaltet werden (gegebenenfalls ist ein Gleichstrom bzw. Wechselstromkompressor zu verbauen). Die Frage der Ansteuerung des Kompressors mit Gleich- oder Wechselstrom und der Zwischenschaltung eines elektrischen Speichers wird im Projekt CoolSkin vom Austrian Institute of Technology (AIT) behandelt und eigens in einem Prüfverfahren getestet. Im Zuge dieser Masterarbeit und

der klaren Regelung der Aufgabenbereiche im CoolSkin-Projekt durch die verschiedenen Projektpartner, wird vorerst für die Auswahl eines Kompressors die Stromversorgung durch das öffentliche Stromnetz angenommen. Die hier behandelte wärmetechnische Konzeption eines Fassadenprüfstands wird vorerst als unabhängig von den zu installierenden Photovoltaik-Modulen angesehen. Allerdings wird im Folgenden auf unterschiedliche Kompressortypen eingegangen, welche für den Einsatz diesbezüglich geeignet wären.

Bei der Auswahl des Kompressors ist darauf zu achten, dass bei Verdampfungstemperaturen zwischen 10 °C und 15 °C die benötigte Kälteleistung von ca. 1 kW erreicht wird. Diese Bedingung ergibt sich aufgrund der vorgesehenen Abgabesysteme im Raum. Einerseits muss bei zu geringer Vorlauftemperatur des Kaltwassers die Kondensation von Luftfeuchtigkeit an den Flächen-Kühlsystemen verhindert werden und andererseits ist für das direkte Kühlsystem eine zu geringe Austrittstemperatur aus dem Gebläsekonvektor nicht wünschenswert. Aufgrund dieser Anforderungen wurden drei unterschiedliche Kompressortypen ausgewählt, welche für den Versuchsaufbau grundsätzlich geeignet sind. Es handelt sich dabei um Wechselstrom-Hubkolbenkompressoren der Fa. Secop für das Kältemittel R134a bei konstanter Arbeitsdrehzahl von 2900 U/min sowie drehzahlregelbare Wechselstrom-Hubkolbenkompressoren von Danfoss für das Kältemittel R134a bzw. R290 (Propan) (Abbildung 5-2). Genaue Messdaten und Testbedingungen können dem Anhang A-2 und Anhang A-3 entnommen werden.



Abbildung 5-2: Mögliche Kompressor-Typen für den Prüfstandsaufbau.

- a) Secop Kompressor SC10G mit fixer Drehzahl (2900U/min) und Kältemittel R134a (Secop, 2016)
- b) Danfoss Kompressor GLT99FSN für R134a bzw. NTL60FSN für R290, jeweils drehzahlregelbar (Danfoss, 2016a)

Als weitere Möglichkeit kann der drehzahlregelbare Gleichstromkompressor-Typ GLT80TDC von Danfoss, ebenfalls für das Kältemittel R134a, genannt werden (siehe Anhang A-3). Dieser besitzt eine ähnliche Kälteleistung beim erforderlichen Temperaturniveau. Im Hinblick auf den erzeugten Gleichstrom durch die PV-Module sind Gleichstromkompressoren vorteilhaft, da zur Speisung des Kompressors kein zusätzlicher Wechselrichter vorgeschaltet werden muss.

Für den Einsatz eines Kompressors im Versuchsstand fällt die Wahl vorerst auf den von Danfoss hergestellten drehzahlregelbaren Kompressortyp GLT99FSN mit dem Kältemittel R134a. Zum einen wird sich in der laufenden Auswahl der Bauteile für die Kältemaschine zeigen, dass unter der Berücksichtigung eines umschaltbaren Prozesses und der kleinen

erforderlichen Kälteleistung von rund 1 kW das Angebot für bidirektional durchfließbare Ventile wesentlich größer ist, als jenes für das Kältemittel R290. Zum anderen ist ein Ersatz durch den ebenfalls mit R134a arbeitenden Gleichstromkompressor möglich und der Prüfstand hinsichtlich der Stromversorgung einfacher umrüstbar. Des Weiteren ist das natürliche Kältemittel Propan (R290) brennbar und demnach sind bei gewerblicher Anwendung entsprechende Explosionsschutz-Bestimmungen einzuhalten (Bitzer, 2016). Für eine Leistungsregelung sind die drehzahlregelbaren Kompressoren gegenüber den Kompressoren mit fester Drehzahl zu bevorzugen, da es bei letzterer zu einem ständigen Ein- und Ausschalten der Kältemaschine kommen kann. Somit fällt die Wahl auf den drehzahlregelbaren Kompressor GLT99FSN, wobei ein Ausschnitt aus dem Datenblatt in Abbildung 5-3 dargestellt ist. Die gelb markierten Bereiche definieren den Kompressor hinsichtlich des geometrischen Fördervolumens mit 9,95 cm³ (Displacement) und der Kälteleistung und Effizienz der Kältemaschine (COP) bei einer Drehzahl von 3000 U/min. Die angegebenen Leistungen und COP-Werte variieren dabei je nach den angegebenen Messbedingungen (CECOMAF bzw. ASHRAE) in Abbildung 5-3.

R134a (*) HMBP • 50 | 60 Hz

Variable Speed Compressors

MODEL	DANFOSS CODE (n)	DISPLACEMENT cm ³	APPLICATION	COOLING	VOLTAGE FREQUENCY	MOTOR	EXPANSION	SPEED rpm	REFRIGERATION CAPACITY						WEIGHT Kg	DESIGN
									COP in W/W Evaporating Temperature °C							
									CECOMAF (W)			ASHRAE				
									-15	5		10	7.2			
	W	COP		kcal/h	W	COP										
	123B1991				220-240V 50/60Hz			1800	205	542	2.52	658	560	648	2.92	
								2100	242	630	2.60	764	651	753	2.98	
GLT99FSN		9.95	HMBP	F		ECM C-V		2400	275	712	2.54	860	734	850	2.92	11.20 Lc
	123B1992				100-127V 50/60Hz (**)			3000	340	868	2.42	1046	894	1035	2.77	
								3600	391	1030	2.30	1253	1065	1233	2.62	

	Conditions			
	CECOMAF		ASHRAE	
	LBP	HMBP/HBP	LBP	HMBP/HBP
Evaporating temperature °C	-25	5	-23.3	7.2
Condensing temperature °C	55	55	55	55
Liquid temperature °C	55	55	32	46
Suction temperature °C	32	32	32	35
Ambient temperature °C	32	32	32	35

Abbildung 5-3: Leistungsdaten des drehzahlregelbaren Hubkolbenkompressors GLT99FSN von Danfoss bei unterschiedlichen Messbedingungen (Danfoss, 2016a)

Durch die Wahl des Kompressors können mit den Leistungsangaben und Messbedingungen (bspw. nach ASHRAE und gelb markiert in Abbildung 5-3) die Zustandspunkte des Kältekreis berechnet werden. Die Angaben der Temperaturniveaus in Zusammenhang mit der Kälteleistung, dem COP-Wert, der Drehzahl sowie dem theoretischen Hubvolumen lassen es zu, ein Modell für den Kältekreis zu erstellen. Die dafür getroffenen Annahmen werden im Folgenden näher beschrieben. Für die weiteren Auslegungen hinsichtlich der Kühlung des Innenraumes erschien es sinnvoll, mit der Software Energy Equation Solver (EES, 2016) den Kältekreis bei einer Verdampfungstemperatur von 7,2 °C (nach ASHRAE) und einer damit verbunden Kälteleistung von 1035 W nachzubilden (in Abbildung 5-3 gelb markiert). Die Testbedingungen nach ASHRAE wurden gewählt, da sie dem tatsächlichen Temperaturniveau für die CoolSkin-Anwendung am ähnlichsten sind. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Abbildung 5-4 und Abbildung 5-5 dargestellt. Die eingerahmten Felder dienen dabei als Eingabewerte, um die grün gekennzeichneten Ergebnisfelder berechnen zu können.

Abweichend zu den vorgegebenen Testbedingungen des ausgewählten Kompressors mit einer Sauggastemperatur=35 °C (Suction temperature) wird im Berechnungsmodell der Eintrittszustand in den Kompressor (2) ohne Überhitzung des Kältemittels ($1=2 \rightarrow dT_{Sh} = 0 K$) definiert. Dies wird unter Berücksichtigung des abgeleiteten Systemkonzeptes definiert, da der Einbau eines Niederdrucksammlers (11) die Verdampfung des Kältemittels im Idealfall bis zur Dampf-Sättigungslinie begrenzt. Die Überhitzung des Kältemittels durch den internen Wärmetauscher (5) hat dabei wenig mit der Kälteleistung zu tun. Es wird deshalb für das vereinfachte Modell der IWT nicht weiter berücksichtigt. Für den Quelleneintritt (8) wird folglich eine Temperatur von 26 °C (=Raumtemperatur im Kühlfall) vorgegeben. Mit der weiteren Annahme der Senken-Eintrittstemperatur $t_{s1} = 26 °C$ (10) (=mittlere Außentemperatur im Sommer) und dem Außenluft-Volumenstrom $\dot{V}_{al} = 0,038 m^3/h$ kann die Kondensations-temperatur entsprechend der vorgegebenen Testbedingungen ($t_{cond}=55 °C$) eingestellt werden. Die Unterkühlung des Kältemittels wird entsprechend der Testbedingungen mit einer Flüssigkeitstemperatur von 46 °C (=Liquid temperature in Abbildung 5-3) auf $dT_{Sc} = 9 K$ gesetzt. Für den Wärmeaustausch zwischen Verdampfer und Wärmequelle (bspw. in Punkt 9) bzw. Kondensator und Wärmesenke (bspw. in Punkt 4), wird vereinfacht eine Temperaturdifferenz von 5 bzw. 4 K angenommen. Bei einer vorgegebenen Drehzahl von $n = 3000 U/min$ und dem theoretischen Hubvolumen $V_{th} = 9,95 cm^3$ wird durch die Definition des Liefergrades λ , des isentropen Gesamtwirkungsgrades $\eta_{is,over}$ und dem Coefficient of Performance (COP) der vereinfachte Kältekreis im angenommenen Betriebspunkt definiert (Gleichung 5-1 bis Gleichung 5-4).

$$\text{theoretisches Fördervolumen } \dot{V}_{th} = V_{th} * n \quad \text{Gl. 5-1}$$

$$\text{Liefergrad } \lambda = \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_{th}} = \frac{\dot{m}_{R134a}/v_2}{\dot{V}_{th}} \quad \text{Gl. 5-2}$$

$$\text{isentropen Gesamtwirkungsgrad } \eta_{is,over} = \frac{P_{is}}{P_{el}} = \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_{3s} - h_2)}{P_{el}} \quad \text{Gl. 5-3}$$

$$\text{Coefficient of Performance } COP = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} = \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_2 - h_7)}{P_{el}} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Aus der im Datenblatt angegebenen Kälteleistung $\dot{Q}_0 = 1035 W$ bzw. dem $COP = 2,77$ resultieren aus dem Berechnungsmodell ein Liefergrad von $\lambda = 0,82$ und der isentrope Gesamtwirkungsgrad von $\eta_{is,over} = 0,58$. An dieser Stelle muss hinzugefügt werden, dass sich der Liefergrad bzw. auch der isentrope Gesamtwirkungsgrad verändert, wenn bei gleichem COP die Sauggastemperatur lt. Testbedingungen auf 32 °C gesetzt wird. Bei gleich angenommenen Liefergrad und isentropen Gesamtwirkungsgrad aus dem beschriebenen Modell, würde bei einer Sauggastemperatur von 32 °C der $COP=2,85$ und die Kälteleistung $\dot{Q}_0 = 1076 W$ betragen. Das entspricht einer Abweichung 3-4% von den oben angeführten Testbedingungen nach ASHRAE. Der für die Drehzahlregelung des Kompressors benötigte Frequenzumrichter (FU) und dessen Wirkungsgrad wurde in diesem Modell ebenfalls vernachlässigt (Auswirkung auf P_{el} des Kompressors). Der gesamte Berechnungscode des skizzierten Kältekreises kann dem Anhang A-4 entnommen werden.

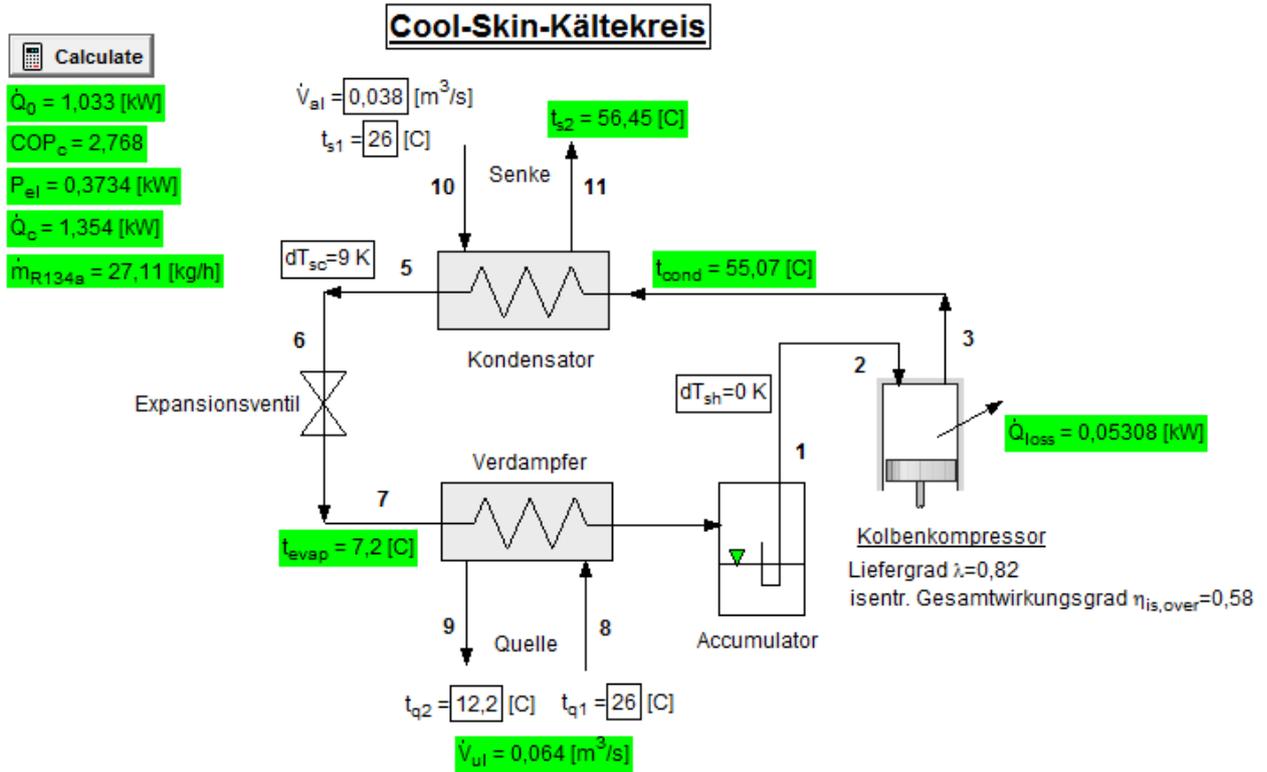


Abbildung 5-4: Ergebnisse für einen vereinfachten Kältekreis im Betriebspunkt des Kompressors bei einer Verdampfungstemperatur von 7,2 °C und einer Drehzahl von 3000 U/min. (EES, 2016)

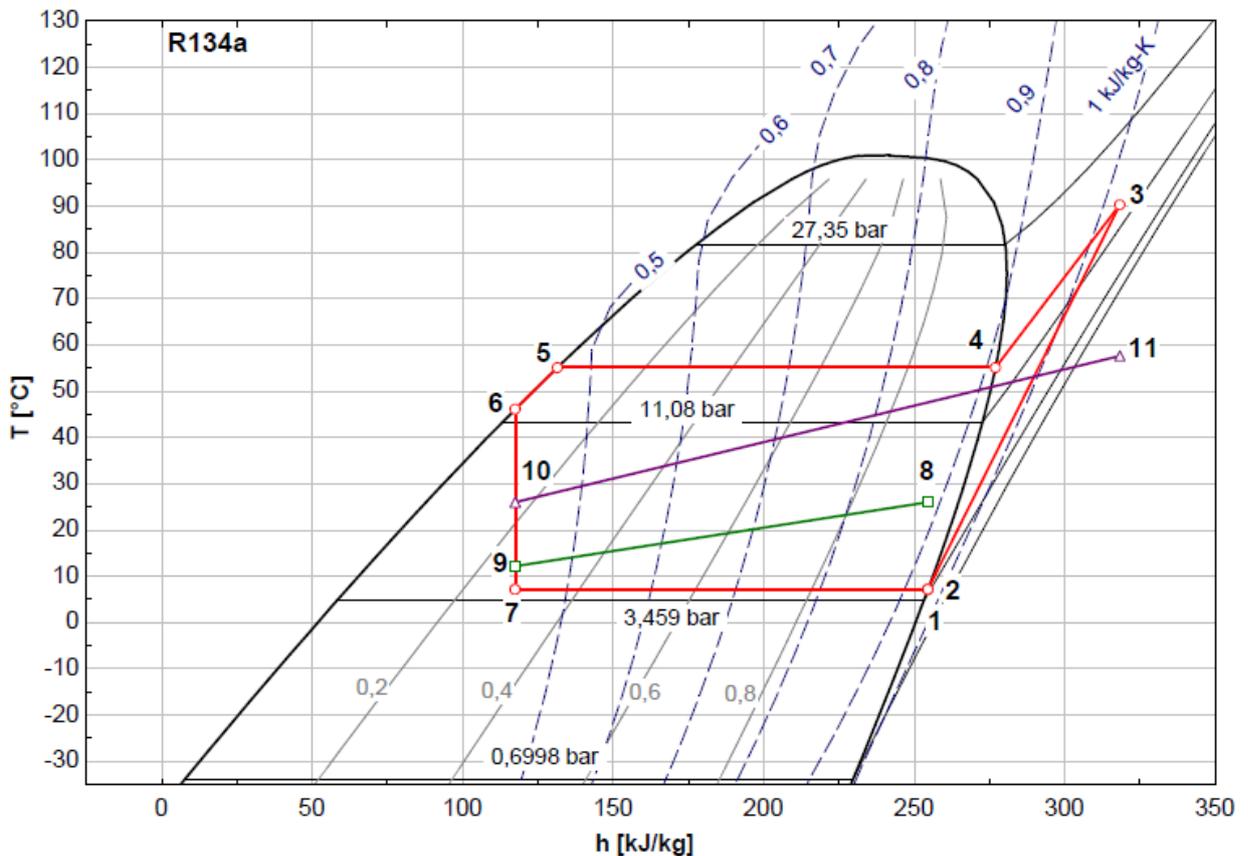


Abbildung 5-5: T-h Diagramm für den in Abbildung 5-4 dargestellten Kältekreis. (EES, 2016)

Dieses vereinfachte Modell soll als Grundlage für die weiteren Berechnungen hinsichtlich der unterschiedlichen Kühlsysteme dienen, um einen Auslegungszustand bei einer Verdampfungstemperatur zwischen 10 °C und 15 °C festlegen zu können. Es sei allerdings erwähnt, dass die dadurch abweichenden Betriebsbedingungen des Kompressors Auswirkungen auf den Liefergrad und den isentropen Gesamtwirkungsgrad haben. Beide Kennzahlen sind nicht konstant und sowohl von der Drehzahl als auch vom Druckverhältnis des Kompressors abhängig. Dies wird als Vereinfachung allerdings vernachlässigt und die benötigte Kälteleistung von 1 kW bei gewählter Verdampfungstemperatur rein über eine Drehzahländerung geregelt (siehe Kapitel 5.1.4).

5.1.2 Auswahl des Innengeräts - Direktverdampfer (-kondensator)

Als Innengeräte stehen prinzipiell mehrere Ausführungen zur Verfügung. Zum einen können Innenteile eines Split-Geräts und zum anderen Gebläsekonvektoren zur direkten Verdampfung des Kältemittels (siehe Gebläsekonvektor der Fa. Roller in Kapitel 4.1) im Kühlfall verwendet werden. Prinzipiell ist die Funktion dieser beiden Bauteile gleich, wobei die Innenteile der Split Geräte aus zwei Gründen für den Prüfstand nicht vorteilhaft sind. Einerseits sind diese mit dem Aufbau der Außengeräte abgestimmt und der Verbau von Außengeräten ist als komplette Einheit einer Wärmepumpe ästhetisch nicht ansprechend. Andererseits sind die am Markt erhältlichen Innenteile nur mit größeren Nennleistungen erhältlich, als sie für die CoolSkin-Anwendung benötigt wird. Daher fällt die Wahl auf die angebotenen Klimageräte der Firma Walter Roller GmbH & Co. In Abbildung 5-6 ist der Aufbau des ausgewählten Gebläsekonvektors HKN 20 EC dargestellt.



Abbildung 5-6: Aufbau des Gebläsekonvektors HKN 20 EC mit einem integrierten Querstromgebläse (Roller, 2016)

Für den im Klimagerät verbauten Wärmetauscher werden von der Herstellerfirma unterschiedliche Varianten angeboten. Als Direktverdampfer wird die von Roller bezeichnete Variante 7 geführt. Es handelt sich dabei um einen Einkreiswärmetauscher, welcher auch für die Kondensation des Kältemittels verwendet werden kann (sogenannter Change Over Modus – Betrieb sowohl als Verdampfer als auch Kondensator durch Umschalten des Kältekreislaufes möglich). Ein im Gerät integrierter Luftfilter aus Polyurethan kann für Reinigungszwecke einfach getauscht bzw. entfernt werden. Des Weiteren werden zusätzlich zu den Gebläsekonvektoren auch Kondensatpumpen angeboten, um einen kontrollierten Ablauf des Kondensats zu ermöglichen. Die genauen Abmessungen und Anschlüsse des gewählten Gebläsekonvektors sind in Anhang A-5 dargestellt. (Roller, 2016)

Nach einer entsprechenden Angebotsanfrage bei Roller (2016) für das gewünschte Klimagerät können die erzielbaren Kühl- und Wärmeleistungen im Auslegungsfall angegeben werden

(siehe Anhang A-5). Für die Dimensionierung der Geräte wurde als Auslegungsfall der Kühlbetrieb im Sommer gewählt. Bei angenommener Verdampfungstemperatur von 10 °C sind mit dem HKN 20 EC in den unterschiedlichen Lüfterstufen (60-300 m³/h) Kälteleistungen von 0,35 - 1,28 kW erzielbar. Für die Lufteintrittstemperatur wurde mit einer konstanten Raumtemperatur von 26 °C im Sommer gerechnet. Für den Heizbetrieb ergibt sich somit bei diesem Gerät und einer angenommenen Kondensationstemperatur von 35 °C eine Heizleistung von bis zu 0,99 kW. Die Lufteintrittstemperatur im Heizfall entspricht der konstant angenommenen Raumtemperatur von 21 °C.

5.1.3 Auswahl des an der Außenseite der Fassade liegenden Wärmetauschers

Aufgrund der geschilderten Problematik bei der Auswahl des Systemkonzepts in Kapitel 4.4.2 ist es notwendig, den äußeren Wärmetauscher (3 in Abbildung 5-1) in einem separaten Luftkanal zu platzieren. Dazu ist ein für einen Kanaleinbau geeigneter Wärmetauscher vorzusehen. Die Außenluft wird über den Kanal angesaugt, über den Wärmetauscher geleitet und wieder an die Umgebung zurückgeführt. Es handelt sich bei dieser Anordnung also um eine von der Be- und Entlüftung des Innenraumes unabhängige Außenluftumwälzung. Durch einen separaten Außenluftventilator lässt sich somit ein entsprechender Volumenstrom einstellen, um das Kondensationstemperaturniveau im Sommer bzw. die Verdampfungstemperatur im Winter auf einem moderaten Niveau zu halten. Diese Maßnahme hat somit sowohl im Kühl- als auch im Heizfall positive Auswirkungen auf die Antriebsleistung des Kompressors und somit den COP der Kältemaschine. Detailliert beschrieben wird dieser Sachverhalt in der Darstellung des Kältekreislaufes im angenommenen Auslegungspunkt unter Kapitel 5.1.4.

Die Firma Polar Kältetechnik GmbH bietet unter anderem die Wärmetauscher für einen Kanaleinbau an, welche für die Integration in den Fassadenprüfstand grundsätzlich geeignet sind. Abbildung 5-7 zeigt den grundsätzlichen Aufbau des ausgewählten Lamellenwärmetauschers.

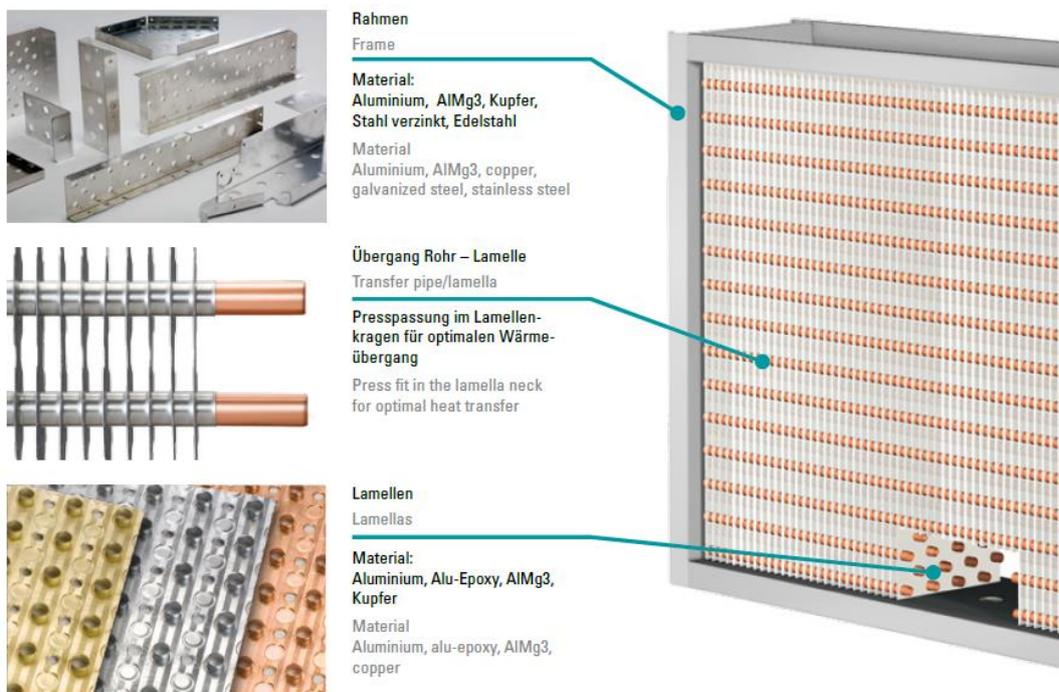


Abbildung 5-7: Aufbau des Lamellenwärmetauschers der Firma Polar Kältetechnik (Polar Kältetechnik, 2009)

Im Anhang A-6 ist diesbezüglich das Angebot des Außenluftwärmetauschers dargestellt. Für die Auslegung des Wärmetauschers im Kühlfall wird eine Kondensatorleistung von 1,2 kW zugrunde gelegt. Unter der Annahme, dass die Kältemaschine hauptsächlich tagsüber läuft, wird für die Eintrittstemperatur in den Kondensator eine mittlere Außentemperatur im Sommer von 26 °C angenommen. Als weitere Annahme wird der Volumenstrom des Außenluftventilators bei dieser Auslegung auf 150 m³/h gesetzt, wodurch sich bei der Auswahl des in Anhang A-6 angeführten Kondensators eine Austrittstemperatur der Luft von 50 °C ergibt. An dieser Stelle sei erwähnt, dass der Volumenstrom von 150 m³/h noch aus früheren Annahmen resultiert, bei jener der Wärmetauscher noch wie Anfangs gedacht, im Be- und Entlüftungssystem des Innenraumes integriert werden sollte. Die Kondensation des Kältemittels findet demnach bei 55 °C statt. Ob der Volumenstrom von 150 m³/h auch für den Winterbetrieb (Lamellenwärmetauscher als Verdampfer) ausreichend ist, um eine nennenswerte Heizleistung zu erlangen, wird im anschließenden Kapitel 5.1.4 beschrieben.

Die Abbildung 5-8 zeigt als Ausschnitt aus dem Angebot die Einbaulage, die Luft-Durchflussrichtung sowie die Abmessungen des ausgelegten Lamellenwärmetauschers der Firma Polar Kältetechnik (2016). Vor allem die Einbautiefe BT=255 mm in Verbindung mit der notwendigen horizontalen Einbauweise (siehe Luftrichtung LR) stößt an die Grenzen der vorhandenen Platzverhältnisse in der Fassade der MPC-Box (siehe Abbildung 4-16). Weiteres wird dazu in Kapitel 7 bei der CAD-Konstruktion des Prüfstandes beschrieben.

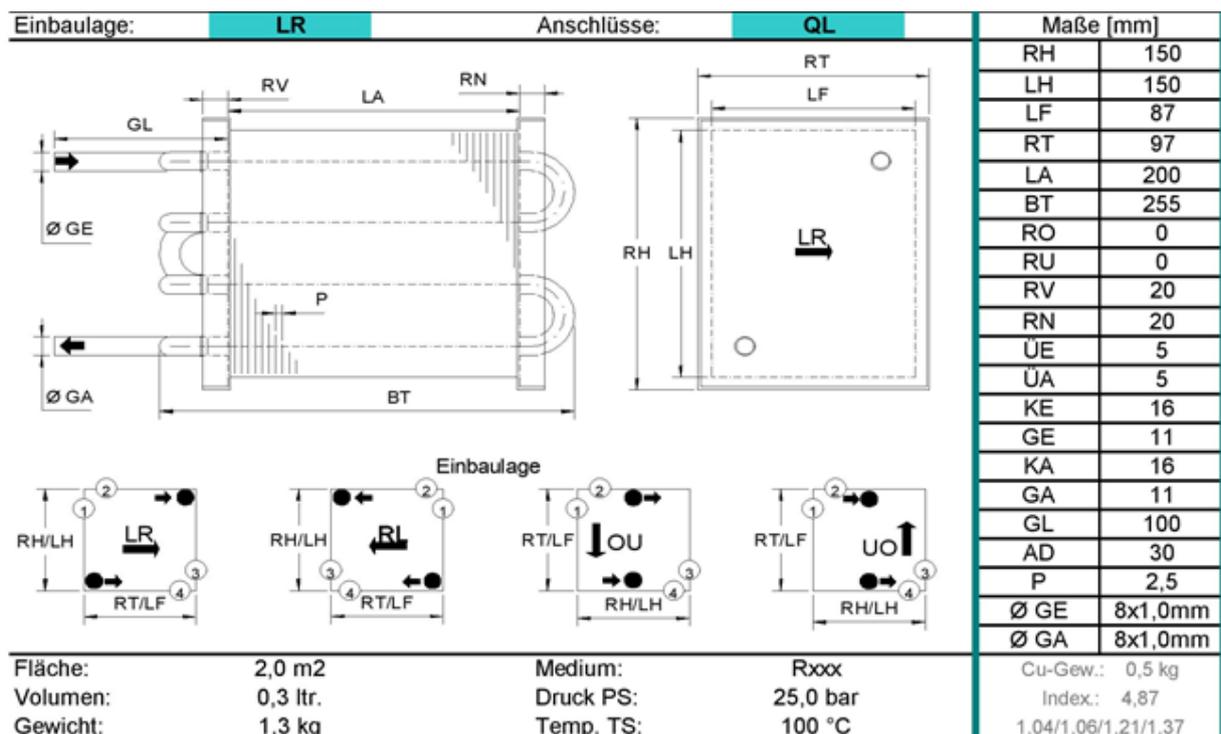


Abbildung 5-8: Abmessungen und Luftrichtung des Lamellenwärmetauschers (Polar Kältetechnik, 2016)

5.1.4 Auslegungsfall für den Kältekreis bei direkter Kühlung

Für die derzeit getätigte Auswahl an Bauteilen der Kältemaschine (Wärmepumpe) kann mit dem vorgestellten Berechnungsmodell bei der Auswahl des Kompressors der Kältekreis für einen Auslegungsfall berechnet und diskutiert werden. Aufbauend auf diesen Berechnungen werden die weiteren Bauteile der Kältemaschine ausgelegt.

Wie bereits in Kapitel 5.1.1 angedeutet, basieren der Liefergrad und der isentrope Gesamtwirkungsgrad des Kompressor auf dem nachgebildeten Zustand bei einer Drehzahl von 3000 U/min und den Testbedingungen nach ASHARE für High and Medium Back Pressure (HMBP/HBP) (siehe Abbildung 5-3). Unter der vereinfachenden Annahme eines konstanten Liefergrades und isentropen Gesamtwirkungsgrades wird durch eine Drehzahländerung im Modell ein Auslegungszustand definiert. Das vereinfachte Modell der Kältemaschine ist in Abbildung 5-9 dargestellt. Die angegebene Kälteleistung des Gebläsekonvektors (Verdampfer (\dot{Q}_0)) von rund 1 kW basiert, wie in Kapitel 5.1.2 beschrieben, auf einer Verdampfungstemperatur von $t_{\text{evap}}=10^\circ\text{C}$, einer Raumtemperatur von $t_{q1}=26^\circ\text{C}$ und einer Luftmenge durch das Querstromgebläse (\dot{V}_{ul}) von $240\text{ m}^3/\text{h}$ ($=0,066\text{ m}^3/\text{s}$). Um diese Bedingungen einzustellen, wurde die Drehzahl im Modell auf $n = 2450\text{ U/min}$ reduziert. Für den ausgewählten Kondensator gelten dieselben Auslegungsbedingungen wie im vorherigen Kapitel definiert, allerdings wurde der Außenluftvolumenstrom (\dot{V}_{al}) auf $360\text{ m}^3/\text{h}$ ($0,1\text{ m}^3/\text{s}$) erhöht. Dadurch wird die Kondensationstemperatur von ursprünglich 55°C auf $t_{\text{cond}} = 40^\circ\text{C}$ gesenkt (bei gleicher Eintrittstemperatur). Die Berechnungsergebnisse können der Abbildung 5-9 und Abbildung 5-10 entnommen werden. Der Grund für die Annahme eines Außenluftvolumenstroms von $\dot{V}_{al} = 360\text{ m}^3/\text{h}$ ($= 0,1\text{ m}^3/\text{s}$) soll mit Hilfe der in Abbildung 5-11 und Abbildung 5-12 dargestellten T-h Diagramme für den Heizungsbetrieb im Winter erläutert werden.

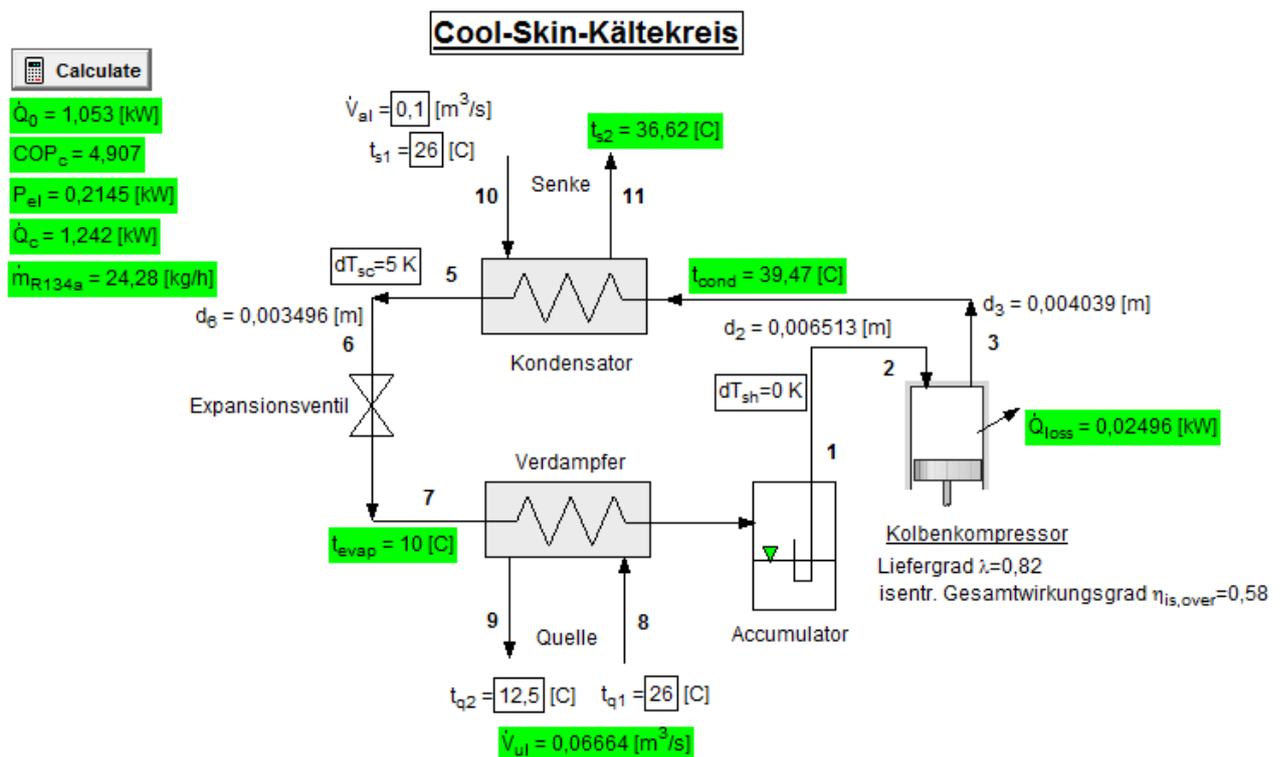


Abbildung 5-9: Ergebnisse zum Auslegungsfall $\dot{Q}_0 \sim 1\text{ kW}$, $t_{\text{evap}} = 10^\circ\text{C}$ und $t_{\text{cond}} \sim 40^\circ\text{C}$ bei einer Drehzahl des Kompressor von $n = 2450\text{ U/min}$.

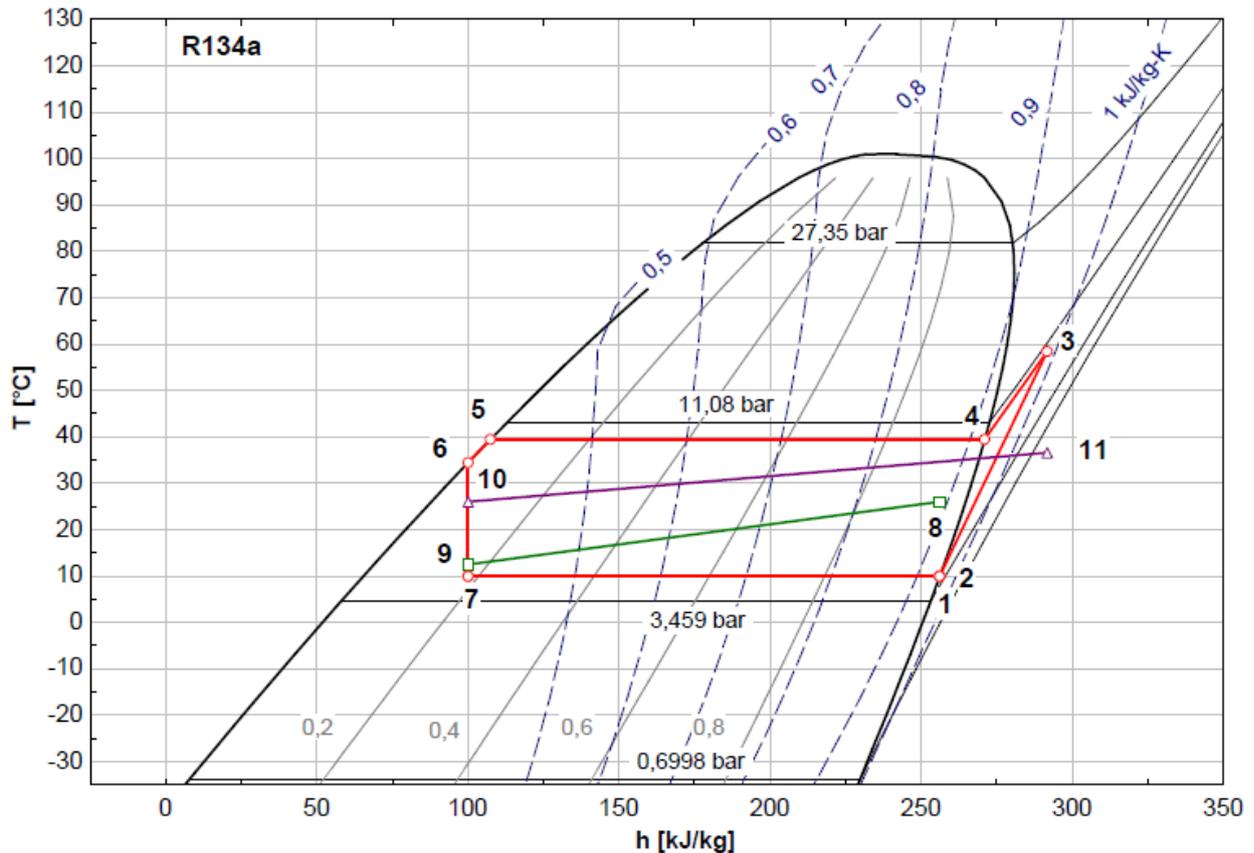


Abbildung 5-10: T-h Diagramm zum Auslegungsfall der Kältemaschine laut Abbildung 5-9

Da im Heizbetrieb der unter Kapitel 5.1.3 ausgewählte Lamellenwärmetauscher als Verdampfer arbeitet, dient nun die Außenluft entsprechend als Wärmequelle. Bei der Annahme einer durchschnittlichen Außentemperatur im Winter von $t_{q1} = t_8 = 2^\circ\text{C}$ wird bei geringerem Außenluftvolumenstrom (z.B. bei $\dot{V}_{al} = 150 \text{ m}^3/\text{h}$ lt. Abbildung 5-11) die Temperaturspreizung zwischen Quellen- Ein- und Austritt deutlich größer als bei einem Volumenstrom von $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h}$ in Abbildung 5-12. Aufgrund dessen muss die Verdampfungstemperatur abnehmen und es resultiert bei gleicher Drehzahl des Kompressors eine niedrigere Verdampferleistung mit $\dot{Q}_0 = 0,507 \text{ kW}$ gegenüber dem in Abbildung 5-12 dargestellten Verlauf ($\dot{Q}_0 = 0,609 \text{ kW}$). Dies hat weitere Einflüsse in Bezug auf die zur Verfügung stehende Kondensatorleistung \dot{Q}_C und somit die erreichbare Heizleistung. Der Vergleich der beiden Abbildungen zeigt, dass mit der Annahme eines Außenluftvolumenstroms von $150 \text{ m}^3/\text{h}$ nur 660 W im gewählten Betriebspunkt erreichbar sind, während hingegen bei $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h}$ rund 780 W Heizleistung in den Raum abgegeben werden können. Für die Raumtemperatur, welche im Heizbetrieb die Senkeneintrittstemperatur darstellt, wurde in beiden Fällen eine Temperatur von $t_{s1} = t_{10} = 21^\circ\text{C}$ angenommen. Dies entspricht auch den in Kapitel 3.1 gesetzten Randbedingungen.

5 Dimensionierung und Auswahl der Bauteile

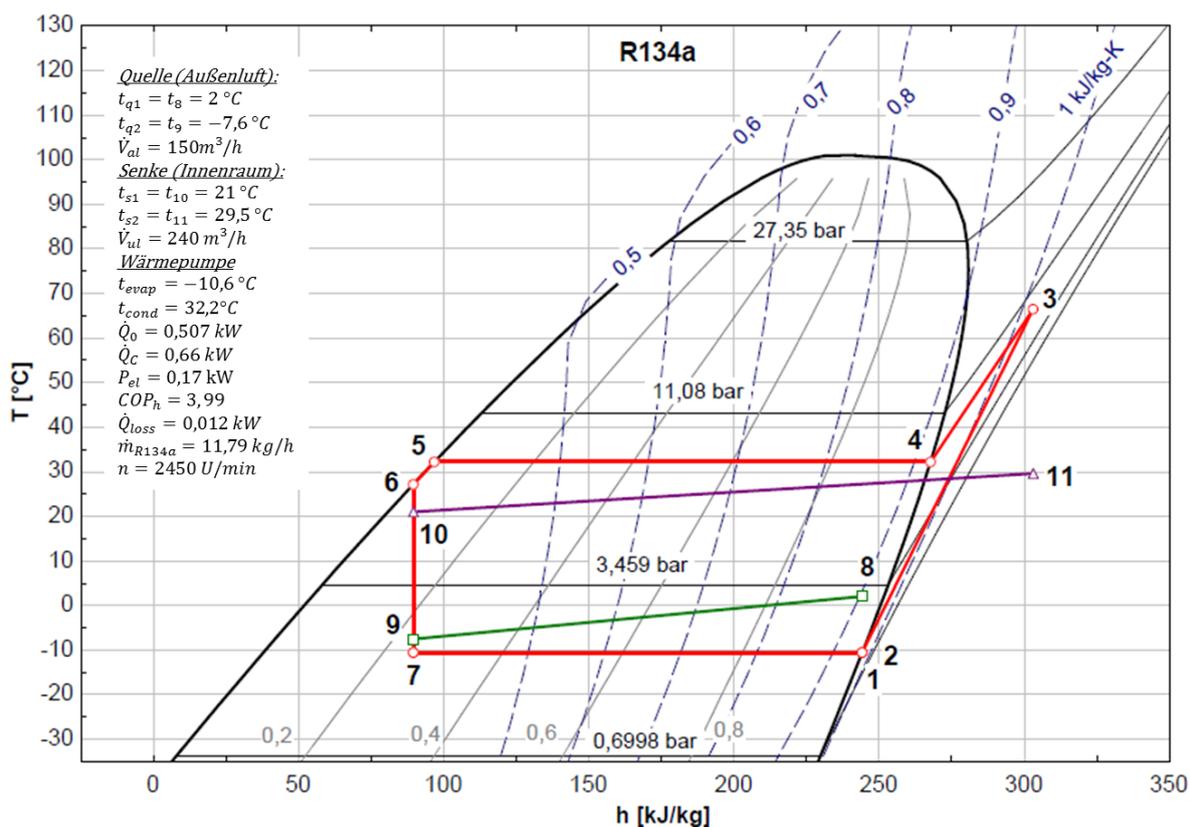


Abbildung 5-11: T-h Diagramm für den Heizfall im Winter bei einem Außenluftvolumenstrom von $\dot{V}_{al} = 150\text{ m}^3/\text{h}$ und Drehzahl des Kompressors $n = 2450\text{ U/min}$

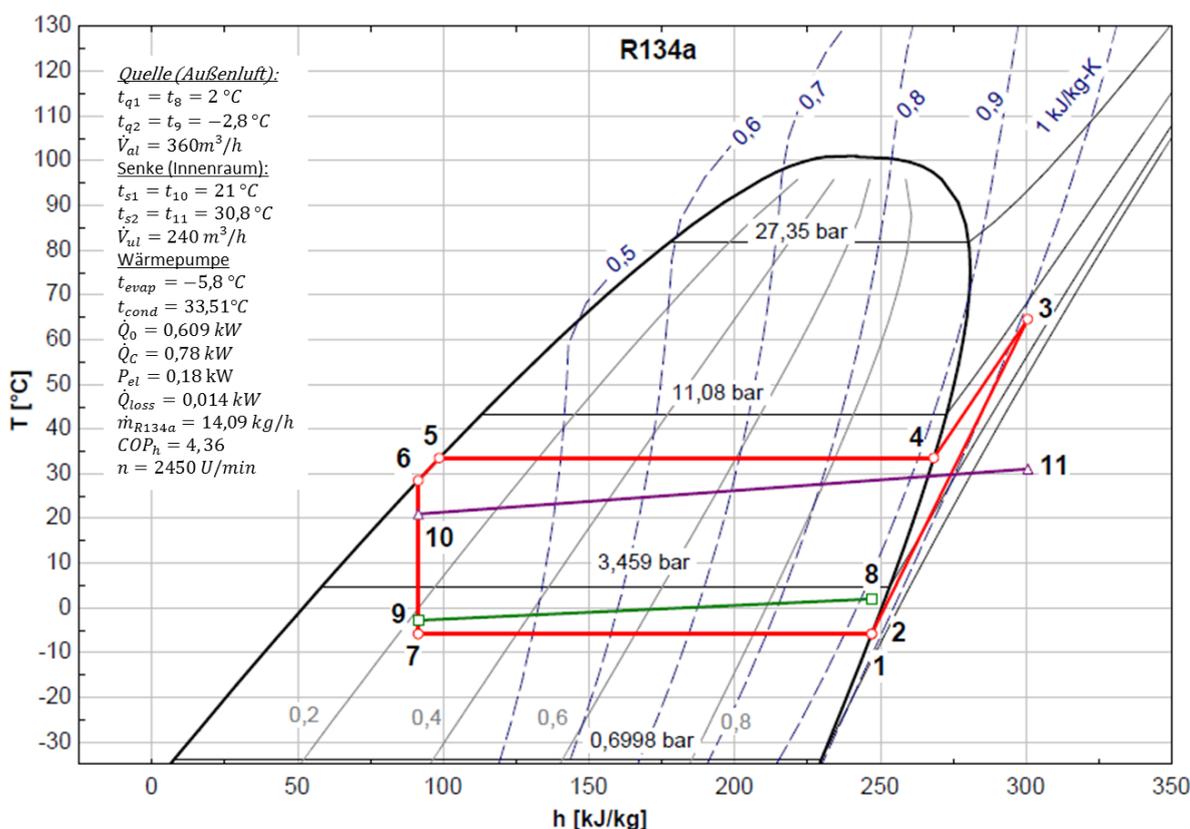


Abbildung 5-12: T-h Diagramm für den Heizfall im Winter bei einem Außenluftvolumenstrom von $\dot{V}_{al} = 360\text{ m}^3/\text{h}$ und Drehzahl des Kompressors $n = 2450\text{ U/min}$

Bezugnehmend auf Abbildung 5-9 wird daher für die Auswahl der weiteren Bauteile der Kältemaschine eine erforderliche Kälteleistung von $\dot{Q}_0 \sim 1 \text{ kW}$ bei einer Verdampfungstemperatur von $t_{\text{evap}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ und einer Kondensationstemperatur von $t_{\text{cond}} \sim 40 \text{ }^\circ\text{C}$ berücksichtigt.

5.1.5 Dimensionierung der Kältemittelleitungen

Die Strömungsgeschwindigkeit in den Kältemittelleitungen unterliegt bestimmten Kriterien, um die ordnungsgemäße Funktion der Kältemaschine gewährleisten zu können. Einerseits sind zu hohe Geschwindigkeiten für einen großen Druckabfall und somit eine Verminderung der Kälteleistung und des COP verantwortlich, während andererseits bei zu geringen Strömungsgeschwindigkeiten die Ölrückführung in den Kompressor behindert werden kann. Vor allem im Teillastbetrieb besteht die Gefahr einer Beschädigung des Verdichters durch einen Mangel an Öl. Aus Erfahrungswerten ergeben sich nach Tabelle 5-1 empfohlene Strömungsgeschwindigkeiten für FKW-Kältemittel in den unterschiedlichen Leitungsbereichen. (Webasto, 2000)

Für den in Abbildung 5-9 dargestellten Betriebspunkt der Kältemaschine können somit unter Berücksichtigung der empfohlenen Fließgeschwindigkeiten die Rohrleitungsdimensionen in den verschiedenen Anlagenbereichen des Kältemittelkreislaufs angegeben werden. Unter der Annahme einer im beschriebenen Bereich liegenden Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich (für die Saug-, Druck- und Flüssigkeitsleitung nach Tabelle 5-2) die Auswahl der am Markt verfügbaren Dimensionen der Kupfer-Rohrleitungen. Die berechneten Innendurchmesser in Tabelle 5-2 sind den Ergebnissen in Abbildung 5-9 zu entnehmen. Folglich leitet sich daraus die tatsächliche Geschwindigkeit in den verschiedenen Anlagenbereichen ab.

Tabelle 5-1: Empfohlene Strömungsgeschwindigkeiten in Kältemittelleitungen (Webasto, 2000)

Leitung	empfohlene Geschwindigkeit bei FKW- Kältemittel
Saugleitung	5 - 15 m/s
Heißgasleitung	5 - 20 m/s
Flüssigkeitsleitung	0,3 - 1,2 m/s

Tabelle 5-2: Rohrdimensionen im gewählten Auslegungspunkt der Kältemaschine nach Abbildung 5-9

Leitung	angenommene Geschwindigkeit [m/s]	berechneter Innendurchmesser [mm]	gewähltes Kupferrohr Außen \varnothing x Wanddicke [mm]	tatsächliche Geschwindigkeit [m/s]
Saugleitung	10	6,5 (=d ₂)	8 x 1	11,8
Heißgasleitung	12	4,1 (=d ₃)	6 x 1	12,2
Flüssigkeitsleitung	0,6	3,5 (=d ₆)	6 x 1	0,46

5.1.6 4-Wege Umkehrventil

Für die Kreislaufumkehr der Kältemaschine ist unter anderem ein 4-Wege Umkehrventil notwendig. Somit kann sowohl ein Kühlmodus im Sommer als auch ein Heizmodus im Winter realisiert werden. Der prinzipielle Aufbau ist in Abbildung 5-13 dargestellt. Der durch ein Pilotmagnetventil betätigte Schieber wird bei Änderung des Differenzdruckes im Ventil verschoben, wodurch die Umschaltung realisiert wird (Danfoss, 2008).

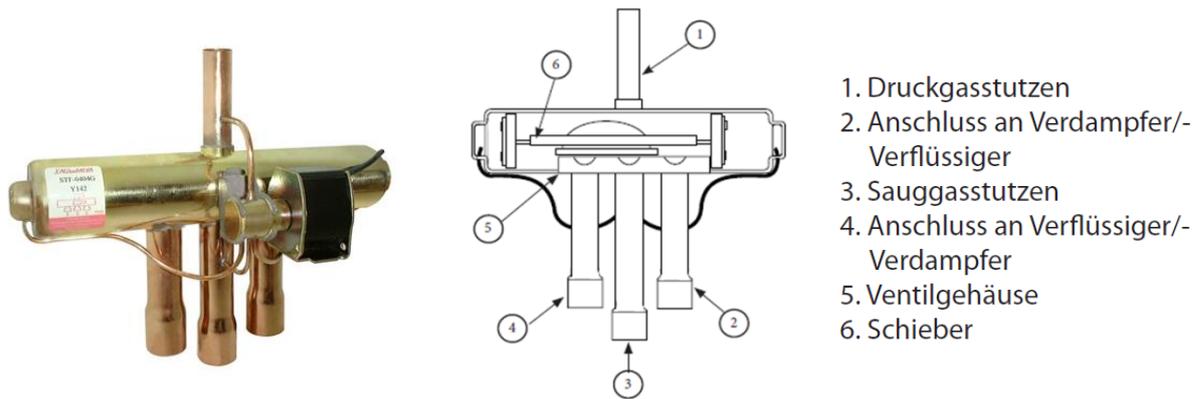


Abbildung 5-13: Schematischer Aufbau eines 4-Wege Umkehrventils (Danfoss, 2008)

Für den angenommenen Auslegungsfall der Kältemaschine wurde das im Anhang A-7 dargestellte Bauteil ausgewählt. Es handelt sich dabei um ein 4-Wege Umkehrventil Typ V1-408050100 von der Firma Ranco. Durch die Multiplikation der angegebenen Nennleistung (1,4 kW) mit einem Korrekturfaktors $K = 0,84$ lt. Abbildung A-9 können die Einsatzgrenzen für den angenommenen Auslegungsfall ($T_{evap} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $T_{cond} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$) berücksichtigt werden (Schiessl, 2016b). Dadurch ergibt sich mit Gleichung 5-5 eine korrigierte minimale Nennleistung zu:

$$\textit{korrigierte minimale Nennleistung } \dot{Q}_n = 1,4\text{ kW} * K = 1,4\text{ kW} * 0,84 = 1,18\text{ kW} \quad \text{Gl. 5-5}$$

5.1.7 Elektronisches Expansionsventil

Auch bei der Auswahl des Expansionsventils muss auf die Möglichkeit einer Kreislaufumkehrung geachtet werden. Deshalb wurde nach elektronisch geregelten Expansionsventilen, welche in beide Durchflussrichtungen durchflossen werden können, gesucht. Mithilfe des von Danfoss angebotenen Auslegungsprogramms für Ventil- und Rohrleitungskomponenten (Danfoss-Cooselector, 2016) wurde das schrittmotorgesteuerte, elektronische Expansionsventil Typ ETS6-08 ausgewählt. In Abbildung 5-14 ist das entsprechende Ventil inklusive dem Spulenkörper dargestellt.



Abbildung 5-14: Elektronisches Expansionsventil Typ ETS6 von Danfoss (Schiessl, 2016a)

Die Berechnungsergebnisse können dem Anhang A-8 entnommen werden. Bei Annahme der zuvor definierten Auslegungsbedingungen wird das ausgewählte Ventil bei 85% der maximal

möglichen Kältenennleistung von 1,228 kW betrieben. Der Öffnungsgrad des Ventilkörpers beträgt in diesem Betriebszustand rund 73%. Das Datenblatt inklusive einer Kurzbeschreibung ist als Auszug aus dem Komponenten katalog der Fa. Schiessl (Schiessl, 2016a) in Abbildung A-11 dargestellt.

5.1.8 Auswahl der Ventile für den Umschalt punkt 1 und 2

Die in Abbildung 5-1 dargestellten Ventile dienen zum Umschalten zwischen den Kühlsystemen im Sommer- bzw. Heizsystemen im Winterbetrieb. Durch das Schließen bzw. Öffnen der entsprechend vorgesehenen Ventile wird das Kältemittel entweder direkt im Gebläsekonvektor (9) oder im Plattenwärmetauscher (12) verdampft. Durch den Aufbau eines Prüfstandes und die unterschiedlichen geplanten Testläufe hinsichtlich der Kühlung des Innenraumes, wäre es naheliegend, automatisch ansteuerbare 3-Wege Magnetventile zu verbauen, um diese nicht manuell für unterschiedliche Versuchsdurchführungen betätigen zu müssen. Recherchen hinsichtlich am Markt erhältlicher Magnetventile haben allerdings gezeigt, dass für Kälteleistungen von 1 kW keine Auswahl zur Verfügung steht. Dies hatte zur Folge, dass anstelle von 3-Wege Magnetventilen auf 2-Wege Magnetventilen ausgewichen wurde. Wie in Abbildung 5-1 erkennbar, sind anstelle eines 3-Wege Ventils zwei 2-Wege-Ventile in die Umschaltpunkte eingezeichnet.

Zudem muss eine bidirektionale Strömung für die Umschaltung des Kreislaufes im Winter berücksichtigt werden. Folglich führt die Kreislaufumkehr auch dazu, dass z.B. die Ventile im Umschaltpunkt 2 (10) im Kühlbetrieb in der Druckleitung und im Heizungsbetrieb in der Saugleitung positioniert sind. Aufgrund dieser weiteren Bedingungen sind auch die 2-Wege Magnetventile für den geplanten Einsatzzweck nicht tauglich, da diese zusätzlich nur für eine Durchflussrichtung geeignet sind. Daher wurden vorerst, wie in Abbildung 5-15 dargestellt, bidirektional durchströmbare Kugelabsperrentile Typ GBC 6s für den Einbau in die Kälteanlage ausgewählt. Diese Ventile sind für den Einsatz in Flüssigkeits-, Saug- und Heißgasleitungen geeignet. Mit einer Viertel-Drehung können diese Absperrventile von einem geschlossenen in einen offenen Zustand gebracht werden. Des Weiteren weisen sie einen geringen Druckabfall bei Durchströmung mit dem Kältemittel auf. (Danfoss, 2009)



Abbildung 5-15: Bidirektional durchströmbare Kugelabsperrentile Typ GBC (Danfoss, 2009)

Mithilfe des CoolSelectors von Danfoss (Danfoss-Coolselector, 2016) wurden auch hierfür die Ventile hinsichtlich der Einsatzbarkeit in den unterschiedlichen Anlageteilen des Kältekreislaufes geprüft. Die Ergebnisse können dem Anhang A-9 entnommen werden. Der Druckverlust im gewählten Auslegungsfall variiert dabei je nach Einbaulage des Ventils zwischen $\Delta p = 16 \text{ Pa}$ in der Flüssigkeitsleitung und $\Delta p = 947 \text{ Pa}$ in der Druckleitung. Die Abmessungen bzw. Anschlüsse der ausgewählten Ventile sind in Abbildung A-13 angeführt.

5.1.9 Accumulator (Niederdrucksammler)

Der Einbau eines Niederdrucksammlers hat im Vergleich zum Hochdrucksammler den Vorteil, dass bei einer Kreislaufumkehr vom Sommer- in den Winterbetrieb nicht ein separates Expansionsventil (bzw. das entsprechende Abzweigen des Kältemittels um den Sammler zu umgehen) vorgesehen werden muss. Der Niederdrucksammler ist bekanntlich in jenem Teil der Kälteanlage integriert, bei welcher sich die Fließrichtung des Kältemittels durch eine Umschaltung zwischen den Betriebsarten nicht verändert (siehe Abbildung 5-1). Zweck des Accumulators ist der Schutz des Kompressors vor flüssig angesaugtem Kältemittel, was zu mit Flüssigkeitsschlägen und damit zur Beschädigung des Kompressors führt. Des Weiteren dient der Flüssigkeitsabscheider zur Speicherung von Kältemittel bei einer Überfüllung bzw. Änderung der Betriebsverhältnisse (Webasto, 2000). Durch den Einsatz des Niederdrucksammlers fällt das flüssige Kältemittel im Behälter aus und durch ein Ansaugrohr wird der dampfförmige Anteil vom Kompressor angesaugt. Das im Abscheider befindliche Öl wird über eine kleine Öffnung am unteren Ende des Ansaugrohrs mitgezogen und gelangt dadurch zurück zum Kompressor. (Carly, 2016)

Unter Berücksichtigung des definierten Auslegungspunktes der Kältemaschine wurde der Flüssigkeitssammler Typ LCY04 der Firma Carly Refrigeration and Climate Components Solution ausgewählt, welcher in Abbildung 5-16 dargestellt ist. Für die Auswahl des Flüssigkeitssammlers ist die maximal zulässige Leistung des Niederdrucksammlers ausschlaggebend. Gleiches gilt dementsprechend auch für die minimale Leistung, welche nicht unterschritten werden darf, um die Ölrückführung garantieren zu können. Aus Abbildung 5-17 und Abbildung 5-18 können die betreffenden Grenzwerte des ausgewählten Sammlers abgelesen werden. Diese liegen bei einer Verdampfungstemperatur von 5 °C in einem Bereich von ca. 0,5 kW bis 2,5 kW.

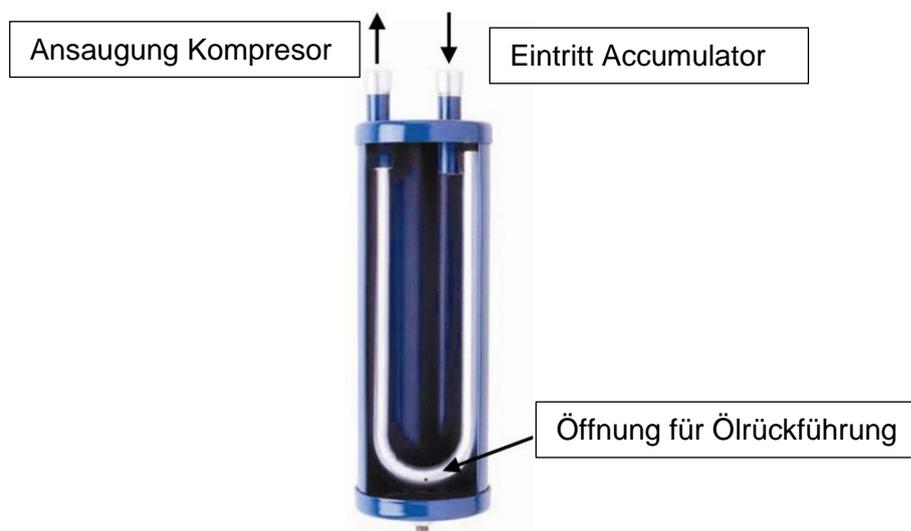


Abbildung 5-16: Niederdrucksammler Typ LCY04 (Carly, 2016)

Ein weiteres wichtiges Kriterium für die Auswahl des richtigen Typs betrifft das Fassungsvermögen des Accumulators. Dieses sollte mindestens 50% der gesamten Kältemittelfüllmenge betragen (Carly, 2016). Das bedeutet, dass für den ausgewählten Niederdrucksammler eine Kältemittel-Füllmenge der Anlage von maximal 1,6 kg (bei 30 °C) eingehalten werden muss (Fassungsvermögen 0,8 kg- siehe Abbildung A-14). Wird diese Füllmenge aufgrund des Prüfstandsbaus überschritten, kann auf den Typ LCY14 (Fassungsvermögen von 1,4 kg) ausgewichen werden. Wie aus den beiden Leistungsdiagrammen ersichtlich, gelten für diesen

Typ die gleichen Grenzwerte hinsichtlich der maximal- und minimalen Kälteleistung. Die genauen Abmessungen und Anschlüsse des ausgewählten Sammlers können wiederum dem Anhang A-10 entnommen werden.

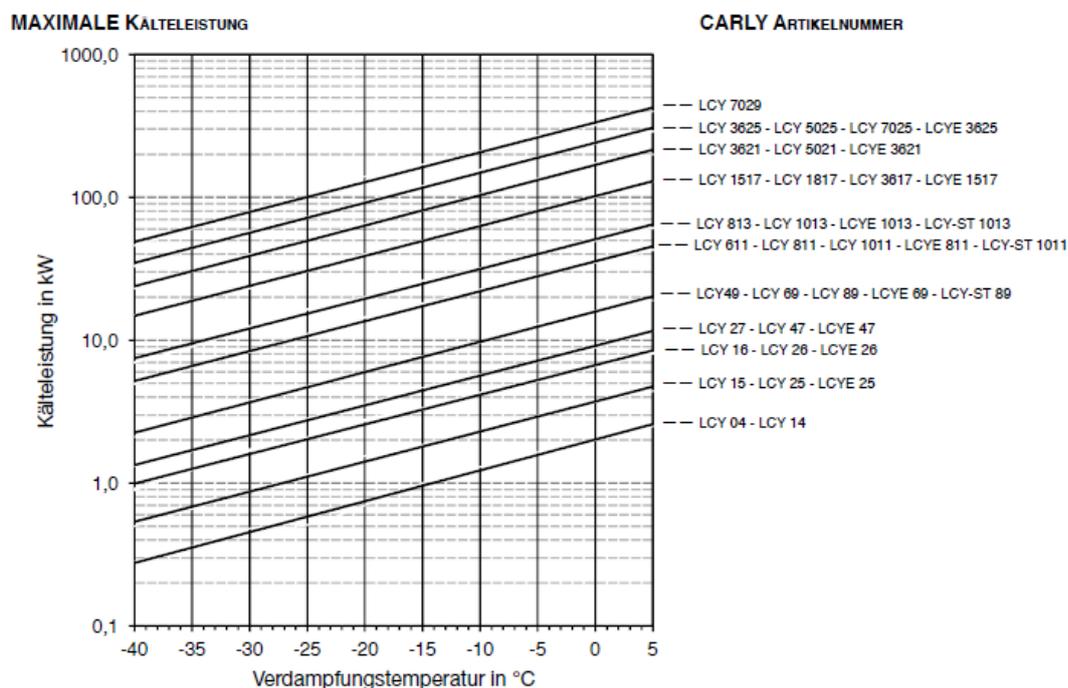


Abbildung 5-17: Maximal erlaubte Kälteleistungen für den Niederdrucksammler (Carly, 2016)

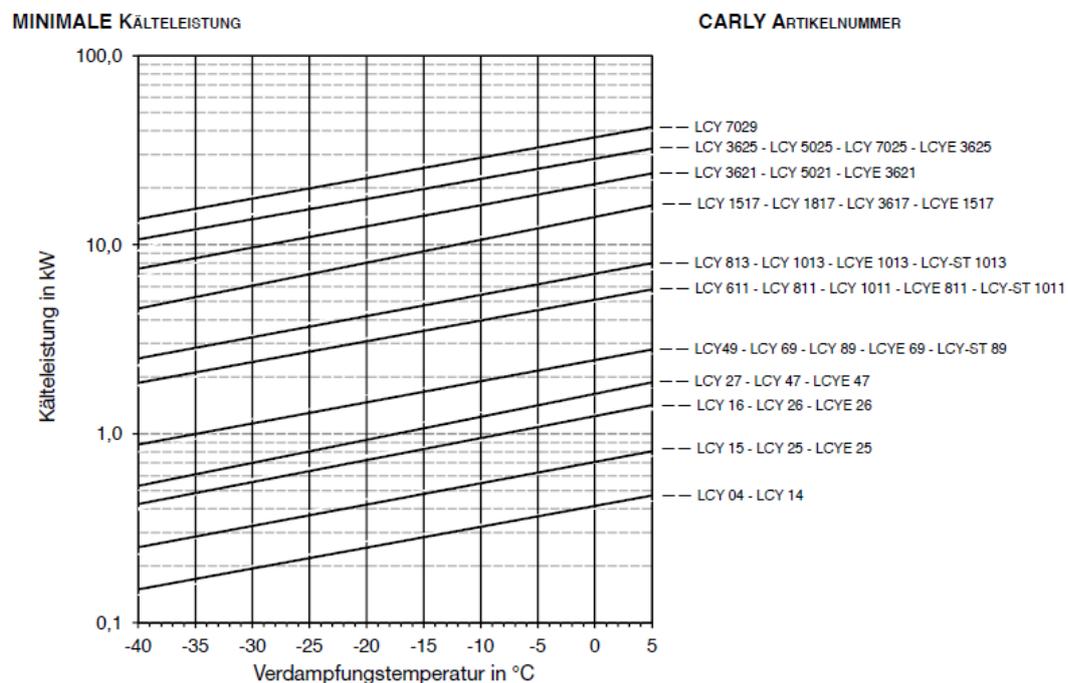


Abbildung 5-18: Minimal erlaubte Kälteleistungen für den Niederdrucksammler (Carly, 2016)

5.1.10 Filter

Um feste Partikel aus dem Kältekreis abscheiden zu können, empfiehlt sich der Einbau von Filtern. Diese Filter werden unter anderem von der Firma ESK- Schultze angeboten. Sie werden aus Stahl gefertigt und bestehen aus feinmaschigem Siebgewebe. Der Einsatz des Filters wird vor dem elektronisch geregeltem Expansionsventil empfohlen. Aufgrund der vorgesehenen

Umschaltung des Kältekreislaufes wird daher auch der gleiche Filter nach dem Expansionsventil im Prüfstandsabbau berücksichtigt. Abbildung 5-19 zeigt den Aufbau und unterschiedliche Anschlussarten der ausgewählten Filtertypen. (ESK Schultze, 2017)

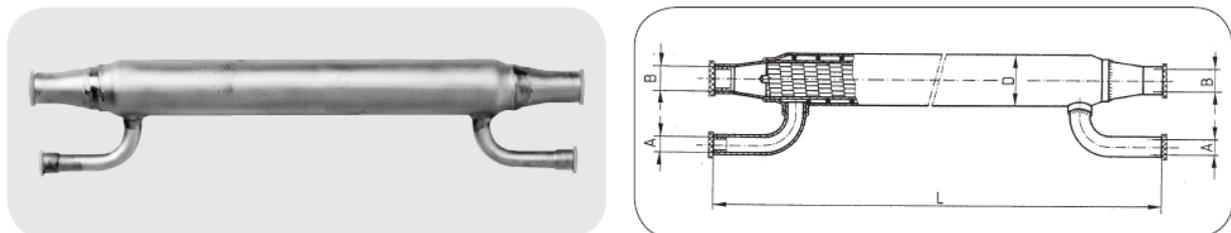


Abbildung 5-19: Filter F-10B mit Bördelanschluss bzw. F-10L mit Lötanschluss (ESK Schultze, 2017)

Die Anschlüsse und Abmessungen des gewählten Filters sind als Auszug des Komponentenkatalogs im Anhang A-11 dargestellt. Die Wahl des Typs F-06B (6mm Bördelanschluss) fiel aufgrund der in Kapitel 5.1.5 dimensionierten Kältemittelleitungen, welche in der Flüssigkeitsleitung ebenfalls einen Außendurchmesser von 6 mm hat.

5.1.11 Interner Wärmetauscher

Als weitere Maßnahme zur Sicherstellung eines dampfförmigen Ansaugzustandes dient ein interner Wärmetauscher. Dieser dient der Wärmeübertragung zwischen der Flüssigkeits- und der Saugleitung im Kühlbetrieb, wodurch das Kältemittel überhitzt wird. Dafür wurde unter Berücksichtigung der definierten Kälteleistung der Kältemaschine ein interner Wärmetauscher Typ WAK der Firma Hansa-Automotive ausgewählt (Abbildung 5-20). Der Einbau kann in beliebiger Lage erfolgen, wobei der beste Wirkungsgrad bei senkrechter Anordnung und bei Durchfluss im Gegenstromprinzip erreicht wird. (Hansa Automotive, 2014)



Bestell-Nr.	für Rohr-Ø außen Flüssigkeitsseite A mm	für Rohr-Ø außen Gasseite B mm	Geeignet für Kälteanlage bis ca. kW	D mm	L mm	Gewicht kg
WAK 2511405050	6	12	2,0	32	200	0,420
WAK 2511609050	10	16	3,6	32	300	0,640
WAK 2512609050	10	18	4,4	32	320	0,690
WAK 2512811050	12	22	6,5	32	350	0,740
WAK 2512911050	1/2"	7/8"	6,5	32	350	0,810

Abbildung 5-20: Ausgewählter interner Wärmetauscher Typ WAK mit 6 mm Anschluss an der Flüssigkeitsseite (Hansa Automotive, 2014)

Nach dem abgeleiteten Systemkonzept in Abbildung 5-1 wird für den Heizbetrieb der interne Wärmetauscher durch den gewählten Aufbau der Kältemaschine zwar durchflossen, allerdings kommt es zu keiner Wärmeübertragung bzw. Überhitzung des Kältemittels am Kompressor-eintritt, das sich hierbei beide Seiten des Wärmetauschers auf demselben Druckniveau

befinden. Je nach Kompressor-Typ kann dies allerdings zu Problemen führen, da ein rein dampfförmiges Ansaugen von Kältemittel nicht zu 100% garantiert werden kann.

5.1.12 Plattenwärmetauscher

Das letzte auszuwählende Bauteil für die Kältemaschine (Wärmepumpe) ist der Plattenwärmetauscher, welcher zugleich die Schnittstelle zu den in Kapitel 5.2 beschriebenen Bauteilen der indirekten Kühlsysteme darstellt. Dafür wurde der Wärmetauscher B5Tx16 von der Fa. SWEP ausgewählt. Die Berechnung des Wärmetauschers erfolgte mittels der von SWEP angebotenen Auslegungssoftware SSP G7 (SWEP, 2017). Für die unterschiedlichen Abgabesysteme ergeben sich allerdings unterschiedliche Betriebspunkte, welche für die Auswahl eines geeigneten Plattenwärmetauschers berücksichtigt werden müssen. Zudem wird der Wärmetauscher bei einer Kreislaufumkehr im Winter als Kondensator betrieben.

Die für die Auslegung benötigten Eingabeparameter können der Tabelle 5-3 entnommen werden. Hierfür ist unter anderem die Kälteleistung bzw. Kondensatorleistung anzugeben. Aus den in Kapitel 5.1.4 definierten Betriebsbedingungen liegt die erforderliche Kälteleistung im Sommer bei 1 kW und die erreichbare Wärmeleistung im Winter bei ca. 0,8 kW (siehe Abbildung 5-12). Primärseitig wird das Kältemittel R134a vorgegeben, wobei im Kühlbetrieb die Verdampfungstemperatur mit $t_{\text{evap}}=10\text{ °C}$ und die unterkühlte Flüssigkeitstemperatur mit $t_6=35\text{ °C}$ (angenommene Unterkühlung von 5 K) vorgegeben wurde. Sekundärseitig wurde Wasser mit einer Quelleneintritts (t_{q1})- und Austrittstemperatur (t_{q2}) für die Dimensionierung des Verdampfers angenommen. Hierbei unterscheiden sich allerdings die Eingabeparameter hinsichtlich des Kühlsystems. Bei der Betonkernaktivierung wurde angenommen, dass bei einer Rücklauftemperatur von 23 °C ($=t_{q1}$) das im Kreis zirkulierende Wasser auf 15 °C ($=t_{q2}$) abgekühlt wird und durch die Beimischung des Rücklaufes im Mischventil auf eine Vorlauftemperatur von 18 °C angehoben wird. Die Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf in der Betonaktivierung beträgt demnach 5 K. Bei der Kühlung des Raumes mit dem Kühlsegel ist eine geringere Temperaturspreizung und daraus folgend ein geringerer Rücklauf von 21 °C ($=t_{q1}$) angenommen worden. Der Grund liegt in der erhöhten spezifischen Kühlleistung bei größerer Differenz zwischen der mittleren Oberflächentemperatur und der Raumtemperatur. Im Heizbetrieb ist der Auslegungssoftware SSP G7 primärseitig eine Heißgastemperatur von 65 °C ($=t_3$) vorzugeben. Sekundärseitig wurde im Heizbetrieb eine Senken- Eintrittstemperatur von 27 °C ($=t_{s1}$) und eine Austrittstemperatur von 33 °C ($=t_{s2}$) für beide Systeme angenommen. Genauer wird dazu im Kapitel 5.2 beschrieben.

Tabelle 5-3: Eingabeparameter des Plattenwärmetauschers bei unterschiedlichen Abgabesystemen

Abgabesystem	Betriebsmodus	Eingabedaten					
		Leistung [kW]	Fluid [-]	t_{q1} (t_{s1}) [°C]	t_{q2} (t_{s2}) [°C]	t_{evap} (t_{cond}) [°C]	t_6 (t_3) [°C]
Betonkern-aktivierung	Kühlen	1,0	R134a	-	-	10,0	35,0
			Wasser	23,0	15,0	-	-
Deckensegel	Kühlen	1,0	R134a	-	-	10,0	35,0
			Wasser	21,0	15,0	-	-
Betonkern-aktivierung bzw. Segel	Heizen	0,8	R134a	-	-	(36,0)	(65,0)
			Wasser	(27,0)	(33,0)	-	-

Die Berechnungsergebnisse für die unterschiedlich definierten Betriebspunkte (siehe Tabelle 5-3) mit den verschiedenen Abgabesystemen im Sommer sowie im Winter sind in Tabelle 5-4

zusammenfassend dargestellt. Die Ausgabedaten aus den Berechnungsergebnissen geben deutlich zu erkennen, dass für beide definierten Betriebsbedingungen das gleiche Modell des Plattenwärmetauschers (PWT) geeignet ist. Die unterschiedlichen sekundärseitigen Ein- und Austrittszustände ergeben allerdings unterschiedliche Volumenströme im Auslegungsfall, wodurch der Druckverlust bei den Abgabesystemen zwischen 0,162 kPa und 0,273 kPa schwankt. Verhältnismäßig zu den anderen Bauteilen für die indirekte Kühlung des Innenraumes (siehe Kapitel 5.2) sind diese Druckverluste sehr gering. Das Modell B5T mit 16 Platten ergibt dabei insgesamt eine Wärmetauscher-Fläche von 0,168 m².

Tabelle 5-4: Berechnungsergebnisse des Plattenwärmetauschers bei unterschiedlichen Abgabesystemen und definierten Betriebspunkte in Tabelle 5-3 (SWEP, 2017).

Abgabesystem	Betriebsmodus	Ausgabedaten					
		Modell (PWT)	Plattenanzahl [-]	Fläche [m ²]	Fluid [-]	Druckverlust [kPa]	Volumenstrom [m ³ /h]
Betonkernaktivierung	Kühlen	B5T	16	0,168	R134a	1,280	-
					Wasser	0,162	0,108
Deckensegel	Kühlen	B5T	16	0,168	R134a	1,170	-
					Wasser	0,273	0,143
Betonkernaktivierung bzw. Segel	Heizen	B5T	16	0,168	R134a	0,056	-
					Wasser	0,173	0,089

Die genaue Bezeichnung des ausgewählten Plattenwärmetauschers lautet B5T Hx16/1P-SC-M(4x3/4"&16). Die zu dieser Bezeichnung entsprechenden Abmessungen und Anschlüsse, das erlaubte Druckniveau und die verwendeten Materialien können dem Anhang A-12 entnommen werden (schwarz umrahmte Felder). Der allgemeine Aufbau der gelöteten Plattenwärmetaucher ist dabei in Abbildung 5-21 dargestellt.

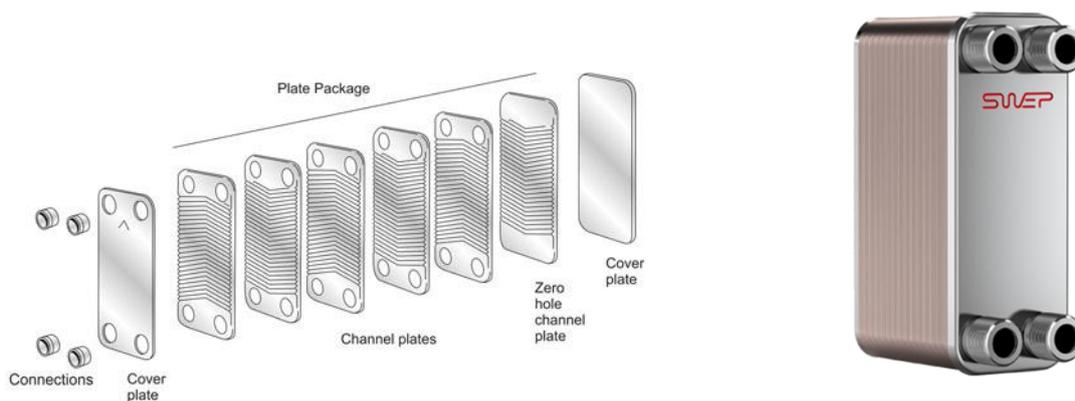


Abbildung 5-21: Allgemeiner Aufbau eines gelöteten Plattenwärmetauschers von SWEP (SWEP, 2016)

5.2 Bauteile für die indirekte Kühlung des Innenraumes

Zur besseren Übersicht der nun auszuwählenden Bauteile für die indirekte Kühlung ist in Abbildung 5-22 ein Auszug aus dem gewählten Systemkonzept ersichtlich. Ebenfalls ist der zuvor definierte Plattenwärmetauscher (12) als Schnittstelle zu den Bauteilen der Kältemaschine dargestellt. Die Definition der Betriebspunkte in Tabelle 5-3 dienen als Grundlage für die zu dimensionierenden Komponenten im sekundären Wasserkreislauf. In diesem Kapitel soll vor allem (unter der Berücksichtigung einer passenden Ventilautorität zur

Regelung der Beimischung) das Mischventil (13) und die benötigte Druckerhöhung im System durch eine Umwälzpumpe (14) ausgewählt werden. Für den Anschluss an die verschiedenen vorgesehenen Abgabesysteme in der Decke bzw. das Segel wird der derzeit installierte Heizungsverteiler in der MPC-Box (15), wie in Kapitel 4.4.1 beschrieben, verwendet.

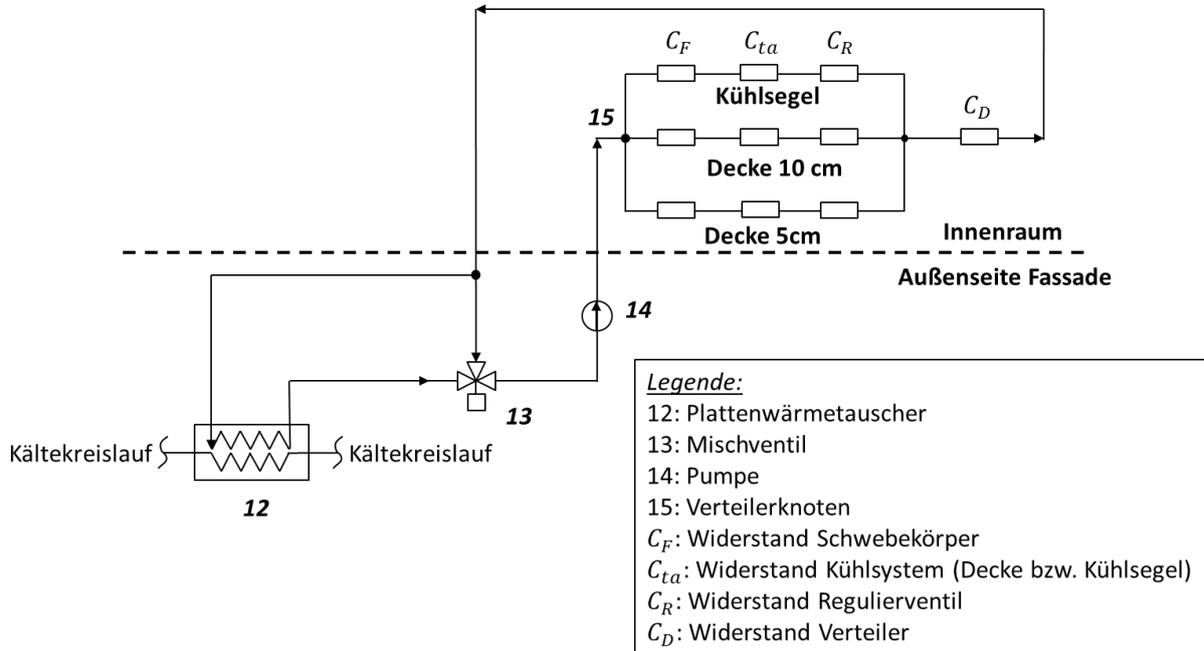


Abbildung 5-22: Bauteile für die indirekte Kühlung des Innenraumes im gewählten Systemkonzept

5.2.1 Auslegung und Auswahl eines Mischventils

Um für ein Ventil ein gutes Regelverhalten und eine hohe Lebensdauer des Stellgliedes garantieren zu können, ist es notwendig, das Mischventil der gewählten Beimischschaltung so auszulegen, dass es eine ausreichende Ventilautorität aufweist. Die Ventilautorität ist das Verhältnis zwischen dem Druckabfall bei voll geöffnetem Ventil und der Summe aus dem Druckabfall bei voll geöffnetem Ventil und dem Druckabfall des volumenstromvariablen Anteils der Anlage (siehe Gleichung 5-6). Je kleiner die Ventilautorität desto schlechter wird das Regelverhalten bei einer Volumenstromregelung. Deshalb wird eine Ventilautorität von $>0,5$ empfohlen. (Belimo, 2015)

Die Zusammensetzung der Druckverluste zur Bestimmung der Ventilautorität ist in Abbildung 5-23 dargestellt. Die Definition der Ventilautorität a_v für das gewählte Systemkonzept ist mit Gleichung 5.6 gegeben. Durch die gewählte Beimischschaltung und der damit verbundenen volumenstromvariablen Strecke über den Plattenwärmetauscher muss unbedingt berücksichtigt werden, dass ein Mindest-Durchfluss über den Wärmetauscher garantiert wird (z.T. regelbar über das Mischventil). Vor allem im Teillastbetrieb bei hoher Beimischung des Rücklaufs neigt die Kältemaschine aufgrund eines zu niedrigen Druckes abzuschalten. Alternativ zu dieser hydraulischen Schaltung eignet sich daher eine Einspritzschaltung. Verglichen zur Beimischschaltung ist jedoch die Realisierung einer Einspritzschaltung deutlich aufwändiger (bspw. je eine Pumpe im Erzeuger- und Verbraucherkreis erforderlich) (Recknagel et al., 2007).

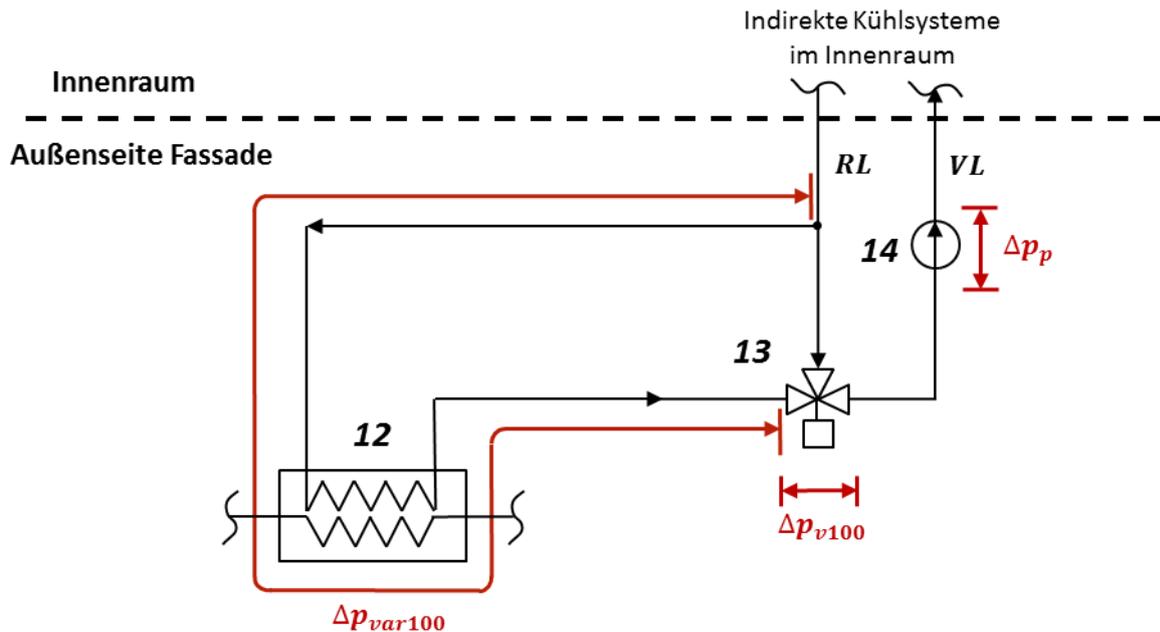


Abbildung 5-23: Definition der Ventilautorität am gewählten Systemkonzept mit eingezeichneten Differenzdrücken

$$a_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v100} + \Delta p_{var100}} \quad \text{Gl. 5-6}$$

a_v	Ventilautorität
Δp_{v100}	Druckdifferenz über voll geöffnetem Ventil (13)
Δp_{var100}	Druckdifferenz im volumenstromvariablen Teil der Schaltung bei voll geöffnetem Ventil

Um nun entsprechend ein Mischventil auslegen zu können, müssen die unterschiedlichen Druckverluste im Plattenwärmetauscher (12) sowie in den Rohrleitungen des volumenstromvariablen Teils der Schaltung bestimmt werden. Aufgrund der unterschiedlichen indirekten Abgabesysteme und der definierten Betriebspunkte im Plattenwärmetauscher, wie in Kapitel 5.1.12 beschrieben, ergibt sich ein unterschiedliches Verhalten hinsichtlich der Ventilautorität. Die im Folgenden getätigte Auslegung bezieht sich auf eine Kühlung des Innenraumes über die Betonkernaktivierung.

Volumenstrom des zirkulierenden Wassers

Unter der Annahme einer erforderlichen Kühlleistung von $\dot{Q}_K = 1 \text{ kW}$ bei einer Vorlauftemperatur von $T_{VL} = 18 \text{ °C}$ kann der erforderliche Volumenstrom \dot{V}_w bei einer angenommenen Temperaturspreizung von $\Delta T = 5 \text{ K}$ nach Gleichung 5-7 berechnet werden.

$$\dot{V}_w = \frac{\dot{Q}_K}{\rho_w * c_{p_w} * \Delta T} = \frac{1}{998,1 * 4,183 * 5} * 3600 = 0,172 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{Gl. 5-7}$$

$$\text{mit } \rho_w = 998,1 \text{ kg/m}^3 \text{ und } c_{p_w} = 4,183 \text{ kJ/(kgK)}$$

Die Stoffwerte von Wasser bei einer mittleren Temperatur von $T_m = T_{VL} + \frac{\Delta T}{2} = 20,5 \text{ °C}$ wurden mithilfe der Software Energy Equation Solver (EES, 2016) bestimmt.

Druckverlust im volumenstromvariablen Teil des Systems

Für die Bestimmung der Druckdifferenz im volumenstromvariablen Teil der Schaltung (Δp_{var100}) müssen einerseits der Druckverlust des Plattenwärmetauschers und andererseits die Rohrleitungsverluste berücksichtigt werden. Für die Rohrleitungsverluste (Δp_{RL}) wird eine Länge von 2 m angenommen. Da sowohl das Mischventil (13) als auch der Plattenwärmetauscher (12) an der Außenseite der Fassade untergebracht werden sollen, erscheint diese Länge als vernünftige Annahme. Der spezifische Druckverlust R wurde überschlagsmäßig für Mapress-Kupferrohre bei einem Innendurchmesser von $d_i = 13 \text{ mm}$ mit $R = 176 \text{ Pa/m}$ abgelesen (Geberit, 2016). Dadurch ergeben sich der Druckverlust in Gleichung 5-8 sowie die Fließgeschwindigkeit in Gleichung 5-9:

$$\Delta p_{RL} = R * L = 176 * 2 = 352 \text{ Pa} \quad \text{Gl. 5-8}$$

$$w_w = \frac{\dot{V}_w}{A_{rohr}} = \frac{\dot{V}_w}{d_i^2 * \pi/4} = 0,36 \text{ m/s} \quad \text{Gl. 5-9}$$

Die Summe der Druckverluste der Rohrleitungen und des Plattenwärmetauschers ergibt den Druckverlust der volumenstromvariablen Strecke für die Bestimmung der Ventilautorität (Gleichung 5-10). Der Druckverlust des in Kapitel 5.1.12 definierten Plattenwärmetauschers (Δp_{PWT}) beträgt bei vollständig geöffnetem Ventil ($\dot{V}_w = 0,172 \text{ m}^3/\text{h}$) rund 378 Pa (SWEP, 2017). Dieser Wert wurde ebenfalls mit der Auslegungssoftware von SWEP bestimmt und ist im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen in Tabelle 5-4 (mit $\dot{V} = 0,108 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p = 162 \text{ Pa}$) zwingendermaßen größer. Dies ist damit begründbar, da bei der Auslegung des Plattenwärmetauschers eine Beimischung des Rücklaufes angenommen wurde, um die Vorlauftemperatur entsprechend anheben zu können (siehe Kapitel 5.1.12). Somit ergibt sich die Druckdifferenz Δp_{var100} zu:

$$\Delta p_{var100} = \Delta p_{RL} + \Delta p_{PWT} = 352 \text{ Pa} + 378 \text{ Pa} = 730 \text{ Pa} \quad \text{Gl. 5-10}$$

Auswahl eines Ventils und Bestimmung der Ventilautorität

Mit der Annahme einer Ventilautorität von $a_v = 0,6$ kann nun der benötigte Druckabfall über das Ventil Δp_{v100} bestimmt werden (Gleichung 5-11). Durch das Umformen von Gleichung 5-6 ergibt sich:

$$\Delta p_{v100} = \frac{a_v * \Delta p_{var100}}{1 - a_v} = \frac{0,6 * 730}{1 - 0,6} = 1095 \text{ Pa} \quad \text{Gl. 5-11}$$

Unter der weiteren Annahme eines einfachen quadratischen Zusammenhangs zwischen dem Druckabfall und dem Durchfluss kann mit Gleichung 5-12 der hydraulische Widerstand des Mischventils bestimmt werden. Durch die Definition des k_{vs} -Wertes, der den Wasservolumenstrom bei einer Druckdifferenz über das Ventil von 1 bar angibt, wird nun mit Gleichung 5-13 der erforderliche k_{vs} -Wert für das Mischventil berechnet.

$$\Delta p_{v100} = C_{MV} * (\dot{V}_w)^2 \rightarrow C_{MV} = \frac{\Delta p_{v100}}{(\dot{V}_w)^2} \quad \text{Gl. 5-12}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{1bar} = C_{MV} * (kvs)^2 \rightarrow kvs &= \sqrt{\frac{\Delta p_{1bar}}{C_{MV}}} = \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p_{v100}}} * (\dot{V}_w) = \sqrt{\frac{1 * 10^5}{1095}} * 0,172 \\ &\rightarrow kvs = 1,64 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \end{aligned} \quad \text{Gl. 5-13}$$

Mit dem erhaltenen k_{vs} -Wert wurde das Mischventil Typ H513B der Firma Belimo ausgewählt. Mithilfe des entsprechenden Antriebes bspw. des Typs NVKC24A-MP-TPC kann das Ventil angesteuert bzw. verstellt werden. In Abbildung 5-24 sind die beiden ausgewählten Bauteile dargestellt. Die entsprechenden Datenblätter können dem Anhang A-13 entnommen werden.



Abbildung 5-24:ausgewähltes Mischventil Typ H513B und Antrieb Typ NVKC24A-MP-TPC (Belimo, 2017).

Aus dem Anhang A-13 ist ersichtlich, dass das gewählte Ventil einen k_{vs} -Wert von $1,6 \text{ m}^3/\text{h}$ aufweist. Nach den selbigen Gesetzmäßigkeiten ergibt sich dadurch der Druckabfall des gewählten Ventils im Auslegungspunkt bei $\dot{V}_w = 0,172 \text{ m}^3/\text{h}$ zu $\Delta p_{v100,neu} = 1155 \text{ Pa}$. Die Ventilautorität des gewählten Mischventils beträgt somit $a_{v,neu} = 0,61$.

5.2.2 Auslegung und Auswahl der Pumpe

Für die Auslegung der Pumpe muss im definierten Betriebspunkt die notwendige Druckerhöhung Δp_p berechnet werden. Dafür werden in Abbildung 5-25 die einzelnen Widerstände in einem hydraulischen Ersatzschaltbild zur Bestimmung der Druckverluste bei voll geöffnetem Mischventil dargestellt. Für die Auslegung der Pumpe wird wie auch für das Mischventil das Abgabesystem der Betondecke zu Grunde gelegt.

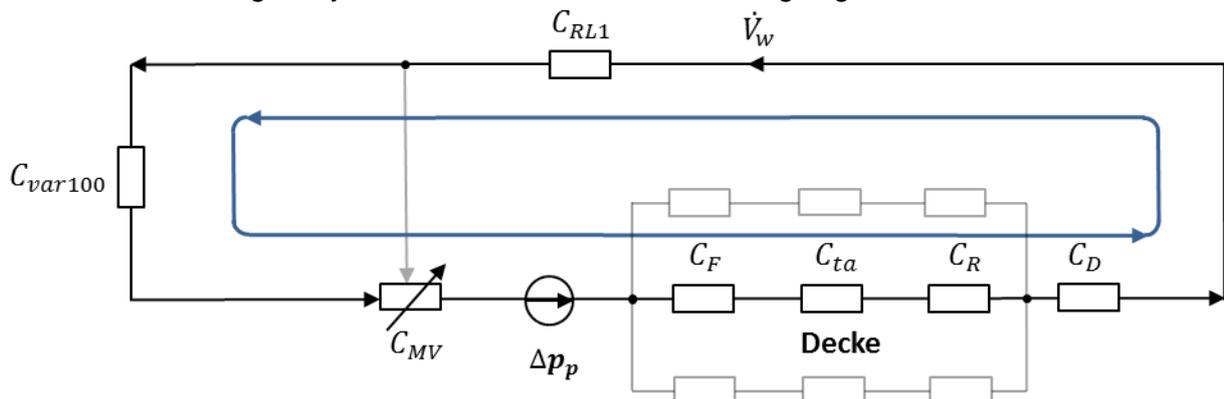


Abbildung 5-25:Hydraulisches Ersatzschaltbild bei voll geöffnetem Mischventil

Die notwendige Druckerhöhung der Pumpe lässt sich anhand Abbildung 5-25 folgendermaßen bestimmen:

$$\Delta p_p = \sum \Delta p_i = C_{ges} * \dot{V}_w^2 = (C_{var100} + C_{MV} + C_{RL1} + C_F + C_{ta} + C_R + C_D) * \dot{V}_w^2 \quad \text{Gl. 5-14}$$

Druckverlust des Deckensystems Δp_{ta} und Rohrleitungsverluste zum Verteiler Δp_{RL1}

In den unterschiedlichen Deckenebenen der MPC- Box sind rund 85 m Rautherm S- Rohre der Firma REHAU mit einem Innendurchmesser von 17 mm und einer Wandstärke von 2 mm verbaut. Die gesamte Rohrlänge von 85 m wird dabei in Serie durchflossen. Für die folgende Druckverlustberechnung wurde anhand der Informationsbroschüre für Flächenheiz- und Kühlsysteme von REHAU ein spezifischer Druckverlust ermittelt. Im Anhang A-14 kann für das entsprechende Deckenrohr bei einem Volumenstrom im Betriebspunkt mit $\dot{V}_w = 0,172 \text{ m}^3/\text{h}$ (= $0,048 \text{ l/s}$) ein Druckverlust von $R_{ta} = 180 \text{ Pa/m}$ abgelesen werden (REHAU, 2015). Der Druckverlust für die Deckenrohre errechnet sich mit Gleichung 5-15 folgendermaßen:

$$\Delta p_{ta} = R_{ta} * L_{ta} = 180 * 85 = 15300 \text{ Pa} \quad \text{Gl. 5-15}$$

Für die Druckverluste in den Rohrleitungen von der Fassade zum Heizungsverteiler und zurück wurde eine Länge von 9 m angenommen. Diese Annahme basiert auf dem derzeitigen Einbauort des Heizungsverteilers in der MPC-Box, welcher sich von der Fassadenseite betrachtet im hinteren linken Eck befindet. Die horizontale Länge der MPC Box beträgt 4,2 m, wodurch für den Vor- und Rücklauf von der Fassade zum Verteiler eine Gesamtlänge von 9 m realistisch erscheint. Unter der Annahme der gleichen Rohre, wie im volumenstromvariablen Teil der Anlage angeführt (siehe Mischventilauslegung), ergibt sich ein resultierender Druckverlust Δp_{RL1} nach Gleichung 5-16.

$$\Delta p_{RL1} = R * L = 176 * 9 = 1584 \text{ Pa} \quad \text{Gl. 5-16}$$

Druckverluste durch Einbauten am Heizungsverteiler

Ein Auszug aus dem Datenblatt des Heizungsverteilers kann dem Anhang A-15 in Abbildung A-20 entnommen werden. Der Heizungsverteiler besteht aus den Einbauteilen der Volumenstrommessung (C_F), des Regulierventils im Rücklauf (C_R), sowie dem Verteiler (C_D). Für die Berechnung des Druckverlustes der Durchflussmessung kann aus Abbildung A-20 ein k_{vs} -Wert von $1,7 \text{ m}^3/\text{h}$ entnommen werden. Mithilfe der Gleichung 5-17 ergibt sich der Druckverlust zu:

$$\Delta p_F = C_F * (\dot{V}_w)^2 = \frac{\Delta p_{1bar}}{(k_{vs})^2} * (\dot{V}_w)^2 = \frac{10^5}{1,7^2} * 0,172^2 = 1023 \text{ Pa} \quad \text{Gl. 5-17}$$

Für das Regulierventil im Rücklauf wurde ein Einstellwert mit 0,5 Umdrehungen angenommen, woraus ein k_{vs} -Wert von $0,56 \text{ m}^3/\text{h}$ resultiert. Wie zuvor beschrieben, errechnet sich der Druckverlust durch das Regulierventil zu $\Delta p_R = 9434 \text{ Pa}$.

Der Druckverlust des Verteilers kann direkt aus Abbildung A-20 abgelesen werden. Wie aus dem gewählten Systemkonzept abgeleitet, werden die unterschiedlichen Kühlsysteme nicht parallel sondern jeweils einzeln angesteuert, wodurch die Grenzkurve mit einem Abgang für die Druckverlustbestimmung relevant ist. Bei einem Volumenstrom von $\dot{V}_w = 172 \text{ l/h}$ ergibt sich folglich ein Druckverlust im Verteiler von $\Delta p_D = 18 \text{ mbar} = 1800 \text{ Pa}$. Die sich ergebenden Druckverluste am Heizungsverteiler können für das Kühlsegel ebenfalls der Abbildung A-20 entnommen werden. Weiteres ist dazu in Kapitel 5.2.4 angeführt.

Betriebspunkt der Pumpe

Mithilfe der in der Auslegung des Mischventils berechneten Druckverluste im volumenstromvariablen Teil der Schaltung und im Mischventil kann durch die Summe der einzelnen Druckverluste, resultierend aus den in Abbildung 5-25 dargestellten Widerständen, die notwendige Druckerhöhung der Pumpe bestimmt werden. Mit Gleichung 5-18 wird nun der Betriebspunkt der Pumpe festgelegt. Die Umrechnung auf eine Förderhöhe in Gleichung 5-19 stellt die Grundlage für die Auswahl einer Pumpe dar.

$$\begin{aligned} \Delta p_p &= \Delta p_{var100} + \Delta p_{v100,neu} + \Delta p_{RL1} + \Delta p_F + \Delta p_{ta} + \Delta p_R + \Delta p_D = \\ &= 730 + 1155 + 1584 + 1023 + 15300 + 9434 + 1800 = 31026 \text{ Pa} \end{aligned} \quad \text{Gl. 5-18}$$

$$\Delta H_p = \frac{\Delta p_p}{\rho_w * g} = \frac{31026}{998,1 * 9,81} = 3,175 \text{ m} \quad \text{Gl. 5-19}$$

Mithilfe des Online Pumpenauslegungsprogramms der Firma Wilo konnte durch die Eingabe der erforderlichen Förderhöhe und des Volumenstroms im Auslegungspunkt eine elektronisch geregelte Pumpe des Typs Yonos PICO 25/1-8 ausgewählt werden, welche in Abbildung 5-26 dargestellt ist. (Wilo, 2017)



Abbildung 5-26: Ausgewählte Pumpe Wilo Yonos PICO 25/1-8 (Wilo, 2017)

Das Datenblatt zur ausgewählten Pumpe inclusive dem Kennfeld mit gekennzeichnetem Betriebspunkt (Decke) ist im Anhang A-16 dargestellt. Mit dieser Pumpe sind zwei unterschiedliche Regelungsarten zur optimierten Leistungsanpassung möglich. Einerseits ist, wie in Abbildung A-23 dargestellt, die Betriebsart mit konstantem Differenzdruck der Pumpe möglich. Wie aus der betreffenden Kennlinie ersichtlich ist, wird hier die Förderhöhe bei veränderlichem Volumenstrom konstant gehalten. Die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe beträgt im Betriebspunkt ($\Delta H_p = 3,175 \text{ m}$, $\dot{V}_w = 0,172 \text{ m}^3/\text{h}$) ca. 18 Watt. Andererseits besteht auch die Möglichkeit, die Pumpe mit der Betriebsart eines variablen Differenzdruckes zu betreiben, wobei die Kennlinie mit den Betriebspunkten in Abbildung A-22 dargestellt ist. Bei dieser Betriebsart nimmt die Förderhöhe, ähnlich einer Anlagenkennlinie, bei Verringerung des Volumenstromes ab. Im Betriebspunkt der Pumpe mit der Decke als Kühlsystem beträgt die elektrische Leistungsaufnahme rund 13 Watt. An dieser Stelle sei ebenfalls erwähnt, dass der zweite Betriebspunkt der Pumpe in der jeweiligen Betriebsart für das vorgesehene Deckensegel bei $\Delta H_p = 4,59 \text{ m}$ und $\dot{V}_w = 0,274 \text{ m}^3/\text{h}$ liegt. Genaueres wird diesbezüglich im folgenden Kapitel erläutert.

5.2.3 Kühlsegel als weiteres indirektes Kühlsystem

Hinsichtlich des Einsatzes einer dynamischen (schnell ansprechenden) Komponente wurde als weiteres indirektes Kühlsystem ein Deckensegel im gewählten Systemkonzept integriert. Unter anderem bietet die Firma Lindner mit den LMD-DS Modellen ein Deckensystem an, welches für den Einbau als Deckensegel in die MPC-Box geeignet ist. Das Deckenmaterial besteht aus einer Graphitplatte mit Kupfer-Rohrmäander (12 x 0,5 mm), welche thermisch leitend in die Deckenplatte integriert werden können. Diese Systeme eignen sich aufgrund der einfachen Montage bzw. auch Demontage sehr gut für eine Kombination mit bestehender Betonkernaktivierung. (Lindner, 2017)

Die Abbildung 5-27 (links) zeigt eine Metalldeckensegelausführung Typ LMD-DS 313 der Firma Lindner. Die Vorteile dieses Modells sind die variablen Anordnungsmöglichkeiten sowie die Möglichkeit der Integration von Deckenleuchten in das System. Des Weiteren sind die einzelnen Deckenplatten abnehmbar bzw. wahlweise auch abklappbar, wodurch eine nachteilige gegenseitige Beeinflussung hinsichtlich der Kühlung bei einer Betonkernaktivierung ausgeschlossen werden kann. Diese Funktion wird unter anderem durch edelstahlumflochtene Schläuche ermöglicht, welche für den Anschluss zum Systemverteiler verwendet werden. Mithilfe der sogenannten Schnellsteckverbindung MultiQuickConnect wird eine schnelle Montage bzw. Demontage garantiert. Der Aufbau der Anschlüsse ist in Abbildung 5-27 (rechts) dargestellt.

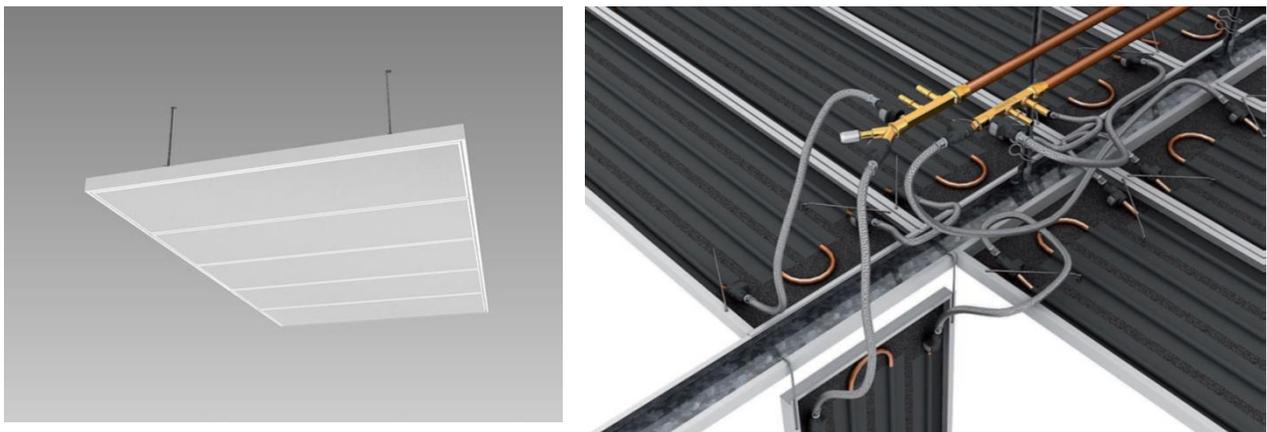


Abbildung 5-27: Metalldeckensegelsystem LMD-DS der Firma Lindner mit abnehmbaren bzw. abklappbaren Einzelelementen (Lindner, 2017).

Um auch in diesem System die Kondensat-Bildung zu vermeiden, wird wiederum für die Auslegung eine Vorlauftemperatur im Kühlfall von 18 °C zugrunde gelegt. Um nun eine möglichst hohe spezifische Leistungsabgabe des Kühlsegels zu erzielen, muss die Differenz zwischen Vorlauf- und Rücklauftemperatur möglichst gering gewählt werden (bzw. der Volumenstrom möglichst hoch). Dadurch wird bei konstant angenommener Raumtemperatur von 26 °C die in Gleichung 5-20 definierte Untertemperatur ΔT_K im Kühlfall größer, wodurch nach Abbildung 5-28 folglich die spezifische Leistungsabgabe des Kühlsegels steigt. Diese Maßnahme begünstigt den damit geringeren Flächenbedarf eines Kühlsegels, um eine Kühlleistung von 1 kW bereitstellen zu können. Mit einer von der Fa. Lindner empfohlenen Temperaturspreizung von 3 K errechnet sich die Untertemperatur im Kühlfall mit Gleichung 5-20 zu $\Delta T_K = 6,5 K$ (Lindner, 2017). Aus der Abbildung 5-28 kann folglich eine spezifische Kühlleistung des gewählten Kühlsegels von rund 112 W/m² abgelesen werden.

$$\Delta T_K = T_{Raum} - \frac{T_{VL} + T_{RL}}{2} = 26 - \frac{18 + 21}{2} = 6,5 K \quad \text{Gl. 5-20}$$

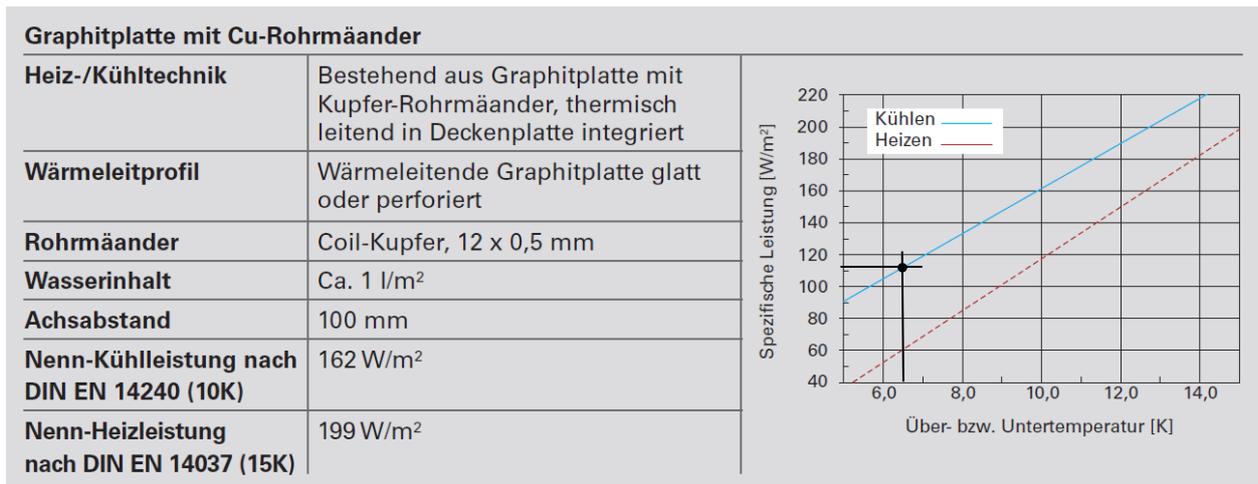


Abbildung 5-28: Spezifische Leistungsdaten des gewählten Kühlsegels mit Graphitplatte (Lindner, 2017)

Die Deckenfläche der MPC-Box hat ein Innenmaß von $4,2 \times 3,2\text{m} = 13,44\text{ m}^2$, wobei eine einzuhaltende Restfläche für die Montage und ebenfalls ein Abstand zu den Seitenflächen berücksichtigt werden muss. Diesbezüglich wurde nach Rücksprache mit der Firma Lindner ein jeweiliger Seitenabstand von 20 cm definiert und zusätzlich eine 80prozentige- Bedeckung der sich dadurch ergebenden Deckenfläche, um die Montage/Demontage durchführen zu können. Dies ergibt in Summe eine Maximalfläche für das Kühlsegel in der MPC-Box von $8,51\text{ m}^2$ ($=0,8 \cdot ((4,2-0,2 \cdot 2) \cdot (3,2-0,2 \cdot 2))$). Damit wird eine maximale Kühlleistung von rund 0,96 kW erreicht.

Das Datenblatt zum ausgewählten Metallkühlsegel der Firma Lindner kann dem Anhang A-17 entnommen werden. In diesem Datenblatt ist auch der grundsätzliche Aufbau der Rahmenkonstruktion für die Montage des Segels an der Deckenfläche dargestellt.

5.2.4 Ergebnisse zur Ventilautorität und der Förderhöhe der Pumpe mit dem Deckensegel

Wie für das Deckensystem bereits in den vorherigen Kapiteln angeführt, kann nach gleicher Vorgehensweise die Ventilautorität des Mischventils sowie der Betriebspunkt der Pumpe mit dem Kühlsegel als Kühlsystem bestimmt werden. Zusammenfassend soll mit der Tabelle 5-5 die Berechnung der Druckverluste für die Überprüfung des gewählten Mischventils und der Pumpe dargestellt werden. Zu Vergleichszwecken werden die Ergebnisse der Decke ebenfalls angeführt. Der Aufbau hinsichtlich der verwendeten Rohrleitungen zwischen der Fassade und dem Heizungsverteiler und deren Längenangaben bleiben unverändert. Aufgrund einer geringeren Temperaturspreizung im Kühlsegel ist bei annähernd gleicher Kälteleistung jedoch der Volumenstrom des Wassers mit $\dot{V}_w = 0,274\text{ m}^3/\text{h}$ deutlich größer, wodurch sich die Druckverluste im System verändern. Bei einer Geschwindigkeit von $w_w = 0,57\text{ m/s}$ kann für Mapress-Kupferrohre bei gleichem Innendurchmesser von $d_i = 13\text{ mm}$ ein spezifischer Druckverlust $R = 396\text{ Pa/m}$ abgelesen werden (Geberit, 2016). Um die Druckverluste des Kühlsegelsystems im Vergleich zum Deckensystem zu reduzieren, wurde in diesem Fall das entsprechende Regulierventil im Rücklauf des Heizungsverteilers mit einem k_v -Wert von 1,2 m^3/h ($=2,5$ Umdrehungen lt. Anhang A-15) für die Berechnung angenommen. Für den Druckverlust des Abgabesystems Δp_{ta} ist noch hinzuzufügen, dass hierbei ein von Lindner (2017) empfohlener Druckverlust von 25000 Pa angesetzt wurde.

Tabelle 5-5: Berechnungsergebnisse des Kühlsegels und der Decke zur Überprüfung der Ventilautorität des Mischventils sowie der erforderlichen Förderhöhe der Pumpe

Formelzeichen	Beschreibung	Kühlsegel	Betondecke
\dot{Q}_K [kW]	Kälteleistung	0,96	1,0
ΔT [K]	Temperaturspreizung Vor- und Rücklauf	3,0	5,0
\dot{V}_w [m ³ /h]	Wasservolumenstrom	0,274	0,172
Δp_{RL} [Pa]	Druckverlust Rohrleitung (di=13mm)	792	352
w_w [m/s]	Geschwindigkeit Rohrleitung	0,57	0,36
Δp_{PWT} [Pa]	Druckverlust Plattenwärmetauscher bei \dot{V}_w	878	378
Δp_{var100} [Pa]	Druckverlust volumenstromvariabel Anteil	1670	730
Δp_{v100} [Pa]	Druckverlust Mischventil bei $a_v = 0,6$	2505	1095
kvs [m ³ /h]	Berechneter kvs-Wert	1,73	1,64
kvs [m ³ /h]	Auswahl Mischventil (Typ H513B)	1,6	1,6
$\Delta p_{v100,neu}$ [Pa]	Tatsächlicher Druckverlust Mischventil	2932	1155
$a_{v,neu}$ [-]	Ventilautorität	0,7	0,61
Δp_{ta} [Pa]	Druckverlust Abgabesystem	25000	15300
Δp_{RL1} [Pa]	Druckverlust Rohrleitung zum Verteiler	3564	1584
Δp_F [Pa]	Druckverlust Durchflussmessung	2597	1023
Δp_R [Pa]	Druckverlust Regulierventil	5212 (kv=1,2)	9434 (kv=0,56)
Δp_D [Pa]	Druckverlust Verteiler	4000	1800
Δp_p [Pa]	Differenzdruck Pumpe	44975	31026
ΔH_p [m]	Förderhöhe Pumpe	4,59	3,175

5.3 Bauteile des Außenluftsystems

Als letzter Anlagenteil wird nun die Außenluftführung für den äußeren Wärmetauscher des Kältekreislaufs (Kondensator im Kühlbetrieb bzw. Verdampfer im Heizbetrieb) der Kältemaschine bestimmt. Dazu muss ein entsprechender Luftkanal mit integriertem Ventilator vorgesehen werden, um den in Kapitel 5.1.4 definierten Außenluftvolumenstrom $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h}$ über den Wärmetauscher leiten zu können. Unter Berücksichtigung der Platzverhältnisse in der Fassade wird ein Luftkanal definiert, welcher schematisch in der Abbildung 5-29 skizziert ist. Um einen luftseitigen Kurzschluss zu verhindern, ist der Lufteintritt- und austritt auf gleicher horizontaler Ebene angeordnet.

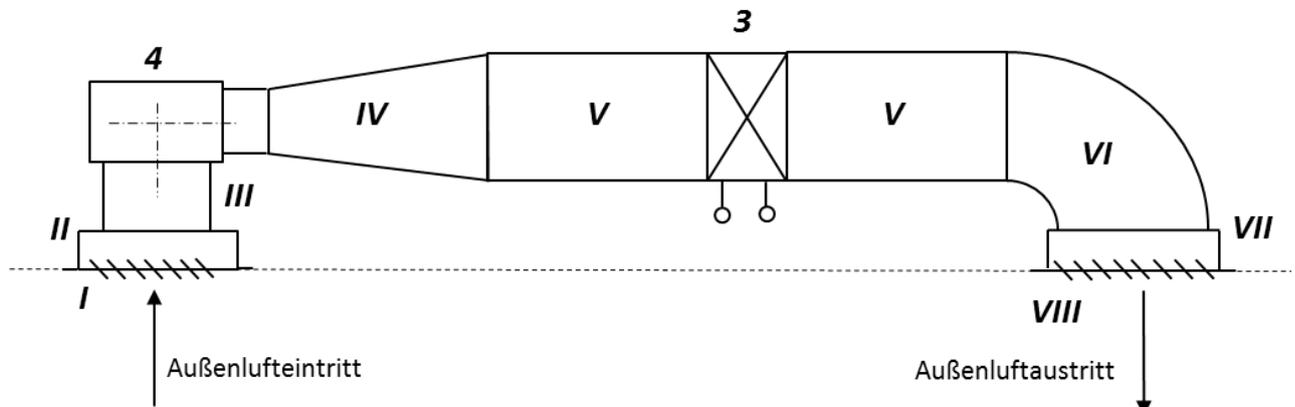


Abbildung 5-29: Schematische Darstellung des Luftkanals zur Außenluftführung

Das Außenluftsystem setzt sich aus den folgenden Einzelbauteilen zusammen.

- I) kreisrundes Wetterschutzgitter $d_i = 200 \text{ mm}$
- II) Verengung auf den Radialventilator-Querschnitt (4) mit $d_i = 133 \text{ mm}$
- III) Gerades Rohrstück und Anschluss zum Ventilator mit $d_i = 133 \text{ mm}$ und $L = 100 \text{ mm}$
- 4) Radialluftventilator mit Austrittsquerschnitt $b = 94 \text{ mm}$, $h = 92 \text{ mm}$
- IV) Erweiterung an den Lamellenwärmetauscher-Querschnitt mit $b = 200 \text{ mm}$, $h = 150 \text{ mm}$ und einer Gesamtlänge $L = 300 \text{ mm}$
- V) Gerades Formrohr (Annahme einer Gesamtlänge von $L = 1 \text{ m}$)
- 3) Lamellenwärmetauscher nach Kapitel 5.1.3
- VI) Krümmer mit einem angenommenen Krümmungsradius von $R = 150 \text{ mm}$
- VII) Erweiterung auf den Querschnitt des rechteckigen Wetterschutzgitters
- VIII) Wetterschutzgitter mit den Innenmaßen $b = 230 \text{ mm}$, $h = 230 \text{ mm}$

Wie in Abbildung 5-29 dargestellt, wird die Außenluft über ein Wetterschutzgitter von einem einseitig saugenden Radialluftventilator (4) angesaugt. Nach entsprechender Querschnittserweiterung auf die Abmessungen des Lamellenwärmetauschers (3) wird die Außenluft als Wärmesenke (im Sommer) bzw. als Wärmequelle (Winter) über den Wärmetauscher geleitet. Mithilfe eines darauf folgenden Krümmers wird die Luft anschließend wieder über ein Wetterschutzgitter nach außen geführt. Um nun für diesen Aufbau einen passenden Radialluftventilator auswählen zu können, wird eine Druckverlustrechnung für das Außenluftsystem bei einem Volumenstrom von $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h} = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ durchgeführt.

5.3.1 Druckverlustberechnung und Auswahl eines Radialluftventilators

Wie auch für die Auslegungen zuvor gilt der Kühlbetrieb als primärer Fokus, wodurch die Auswahl des Ventilators aufgrund der Sommerbedingungen durchgeführt wurde. Um die Druckverlustrechnung beginnen zu können, wurde als erster Schritt eine Außenlufttemperatur von 25 °C angenommen, womit sich nach Anhang A-1 eine Dichte für Luft von $\rho_l = 1,169 \text{ kg/m}^3$ und eine kinematische Viskosität von $\nu_l = 15,8 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ergibt. Des Weiteren musste eine mittlere Rauigkeit ε der Kanäle bestimmt werden. Diesbezüglich ist in Anhang A-18 eine Tabelle für verschiedene Oberflächen dargestellt, wobei für das Luftsystem gefaltete Blechkanäle mit einer Rauigkeit von $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$ angenommen wurden.

Mithilfe der nun angeführten Gesetzmäßigkeiten sollen die Ergebnisse der Druckverlustberechnung in Tabelle 5-6 erläutert werden. Zur Berechnung der Luftgeschwindigkeit $c_{l,i}$ in den unterschiedlichen Bauteilen ist der Querschnitt und der Volumenstrom notwendig (Gleichung 5-21).

$$c_{l,i} = \frac{\dot{V}_{al}}{A_i}; \text{ mit } A_i = d_i^2 * \frac{\pi}{4} \text{ bzw. } A_i = b_i * h_i \quad \text{Gl. 5-21}$$

Für das gerade Rohrstück (III) und das gerade Formrohr (V) ist die Reynoldszahl Re (Gleichung 5-23) und die relative Rauigkeit $\varepsilon/d_{i,hydr}$ für die Bestimmung der Rohrreibungszahlen λ_i aus dem Moody- Diagramm notwendig. Der hydraulische Durchmesser $d_{i,hydr}$ ist für Rohre gleich dem Innendurchmesser d_i und für einen rechteckigen Querschnitt mit Hilfe der Gleichung 5-22 bestimmbar. Im Anhang A-18 ist das Moody-Diagramm dargestellt und die berechneten

Rohrreibungszahlen der beiden Bauteile ($\lambda_{III} = 0,024$, $\lambda_V = 0,026$) bereits eingezeichnet. Daraus kann anschließend der Druckverlust mithilfe der Gleichung 5-24 errechnet werden.

$$d_{i,hydr.} = \frac{4 * A_i}{U_i} = \frac{2 * b_i * h_i}{b_i + h_i} \quad \text{Gl. 5-22}$$

$$Re = \frac{c_{l,i} * d_{i,hydr.}}{v_l} \quad \text{Gl. 5-23}$$

$$\Delta p = \lambda_i * \frac{L_i}{d_{i,hydr.}} * \frac{\rho_l}{2} * c_{l,i}^2 \quad \text{Gl. 5-24}$$

Für die Verengung (II), Erweiterungen (IV, VII) und dem Krümmer (VI) müssen die Widerstandsbeiwerte ξ_i ermittelt werden. Dazu sind in Anhang A-19 eine Reihe von Einzelwiderständen bei einer Strömung von Luft angeführt. Mithilfe der Gleichung 5-25 lässt sich für diese Einbauteile der Druckverlust bei bekannten Abmessungen bestimmen.

$$\Delta p = \xi_i * \frac{\rho_l}{2} * c_{l,i}^2 \quad \text{Gl. 5-25}$$

Auf die Bestimmung der Einzelwiderstände soll im Folgenden näher eingegangen werden. Im Bauteil II des Luftkanals findet eine Verengung des Strömungsquerschnittes von $d_i = 200 \text{ mm}$ (Ansauggitter) auf $d_i = 133 \text{ mm}$ statt. Das Verhältnis von Austritts- und Eintrittsquerschnitt ist demnach $A_2/A_1 = 0,45$, wodurch sich nach Abbildung A-27 der Widerstandsbeiwert $\xi_{II} = 0,3$ (bezogen auf den Austritt) bestimmen lässt. Im Bauteil IV findet der Übergang vom Austrittsquerschnitt des Ventilators zum Querschnitt des Lamellenwärmetauschers statt. Das Verhältnis zwischen Ein- und Austritt ist den Angaben entsprechend $0,28$ ($= A_1/A_2 = 94 * 92 / (200 * 150)$) und der Öffnungswinkel kann bei einer Länge $L = 300 \text{ mm}$ zu 10° ($= \arctan((200 - 94)/2) / 300$) errechnet werden. Nach Abbildung A-27 ergibt sich daraus der auf den Eintrittsquerschnitt bezogene Widerstandsbeiwert $\xi_{IV} = 0,28$. Die Erweiterung im Bauteil VII bezieht sich auf den Übergang vom Querschnitt des Lamellenwärmetauschers ($200 \times 150 \text{ mm}$) zum Querschnitt des Wetterschutzgitters ($230 \times 230 \text{ mm}$). Daraus resultiert der Luftrichtung entsprechend ein Verhältnis von Austritts- und Eintrittsfläche von $A_2/A_1 = 0,57$, wodurch der Abbildung A-27 ein Widerstandsbeiwert von $\xi_{VII} = 0,2$ zu entnehmen ist. Für die Umlenkung der Luft im Krümmer (VI) wurde ein Krümmungsradius von $R = 150 \text{ mm}$ angenommen. Durch die in Abbildung A-26 dargestellten Verhältniszahlen von $h/b = 150/200 = 0,75$ und $R/b = 150/200 = 0,75$ ergibt sich ein Widerstandsbeiwert des Krümmers von $\xi_{VI} = 0,4$.

Einen maßgeblichen Anteil am Gesamtdruckverlust haben ebenso die vorgesehenen Wetterschutzgitter am Ein- und Austritt der Außenluft. Die Datenblätter der ausgewählten Wetterschutzgitter der Firma Schako können dem Anhang A-20 entnommen werden. Für das Wetterschutzgitter Typ ALA-R am Eintritt ergibt sich nach der errechneten Geschwindigkeit von $c_l = 3,18 \text{ m/s}$ (siehe Tabelle 5-6 bzw. Gleichung 5-25) und der Abbildung 5-30 a) ein Druckverlust von 70 Pa (saugend). Für das Wetterschutzgitter am Austritt kann nach gleicher Vorgehensweise bei einer Geschwindigkeit von $c_l = 1,9 \text{ m/s}$ ein Druckverlust von 21 Pa bestimmt werden (drückend).

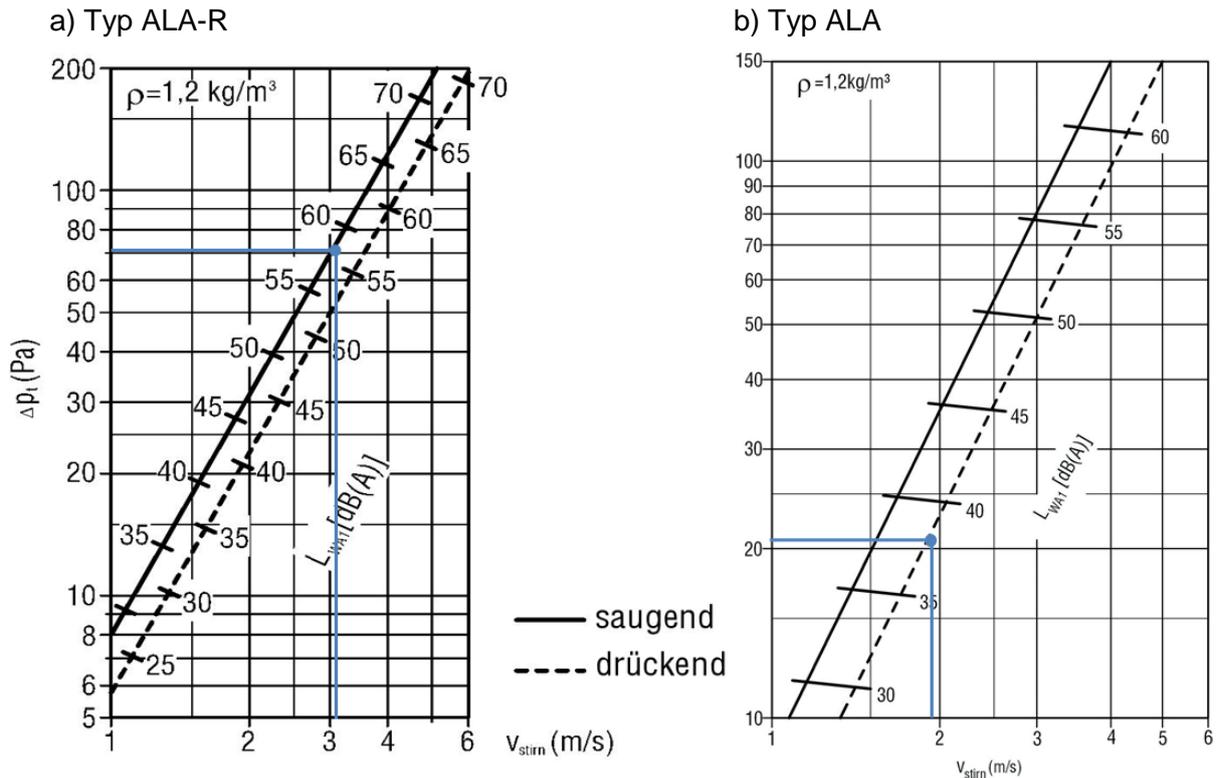


Abbildung 5-30: Druckverlust und Lautstärke bei Wetterschutzgitter a) Typ ALA-R am Eintritt bei $c_l = 3,18 \text{ m/s}$ und b) Typ ALA am Austritt bei $c_l = 1,9 \text{ m/s}$. (Schako, 2016)

Als weiteres Bauteil ist der Lamellenwärmetauscher (3) in der Druckverlustberechnung zu berücksichtigen. Anhand der Auslegungsdaten im Anhang A-6 ist der Druckverlust bei einem Volumenstrom von $150 \text{ m}^3/\text{h}$ mit $18,5 \text{ Pa}$ berechnet worden. Aufgrund von fehlenden technischen Informationen muss für die Umrechnung auf den Volumenstrom $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h}$ der Druckverlust überschlagsmäßig mit Gleichung 5- 26 abgeschätzt werden.

$$\Delta p_3 = \Delta p * \left(\frac{\dot{V}_{al}}{\dot{V}}\right)^2 = 18,5 * \left(\frac{360}{150}\right)^2 = 106,6 \text{ Pa} \quad \text{Gl. 5-26}$$

Mit den zuvor definierten Gesetzmäßigkeiten für die Druckverlustbestimmung und den angegebenen Widerstandswerten sämtlicher Bauteile des Außenluftsystems können in Tabelle 5-6 die Ergebnisse dargestellt werden. Die Summe der Druckverluste $\Delta p = 234 \text{ Pa}$ beim Volumenstrom von $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h}$ bilden somit die Grundlage für die Auswahl eines geeigneten Ventilators. Das Datenblatt und die Kennlinie des ausgewählten Radialluftventilators Typ G2E146-DW07-01 der Firma EBM-Papst befinden sich im Anhang A-21. Es handelt sich dabei um einen einseitig saugenden AC-Ventilator mit vorwärts gekrümmtem Laufrad. In Abbildung A-31 sind die genauen Abmessungen der saug- und druckseitigen Anschlüsse, wie sie auch für die Berechnung der Druckverluste berücksichtigt wurden, dargestellt. Die Kennlinie mit eingezeichnetem Betriebspunkt bei $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\Delta p = 239 \text{ Pa}$ kann ebenfalls dem Anhang A-21 entnommen werden.

Tabelle 5-6: Ergebnisse der Druckverlustberechnung des Außenluftsystems

Bauteil-Nr.	\dot{V}_{al} [m ³ /s]	b_i [m]	h_i [m]	$d_{i,hydr.}$ [m]	L_i [m]	A_i [m ²]	$c_{l,i}$ [m/s]	$Re_i/10^4$ [-]	$\varepsilon/d_{i,hydr.}$ [-]	λ_i [-]	ξ_i [-]	Δp_i [Pa]
I	0,10	-	-	0,200	-	0,031	3,18	-	-	-	-	70,0
II	0,10	-	-	0,1330	-	0,014	7,20	-	-	-	0,30	9,1
III	0,10	-	-	0,1330	0,10	0,014	7,20	6,06	1,1E-03	0,024	-	0,5
IV	0,10	0,094	0,092	0,093	0,30	0,009	11,56				0,28	21,9
V	0,10	0,200	0,150	0,171	1,00	0,030	3,33	3,62	8,8E-04	0,026	-	1,0
3	0,10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	106,6
VI	0,10	0,200	0,150	0,171	-	0,030	3,33	-	-	-	0,40	2,6
VII	0,10	0,230	0,230	0,230	-	0,053	1,89	-	-	-	0,20	1,3
VIII	0,10	0,230	0,230	0,230	-	0,053	1,89	-	-	-	-	21,0
Summe											234,0	
Δp [Pa]												

5.3.2 Weiteres Außenluftsystem- Gebläsekonvektor von Roller

Für den Prüfstands Aufbau wird ein weiteres Wärmetauschersystem vorgesehen, welches im abgeleiteten Systemkonzept (siehe Abbildung 4-18) bisweilen nicht ersichtlich war. Hierbei handelt es sich um den Versuch, den von der Firma Roller angebotenen Gebläsekonvektor auch als Außenluftwärmetauscher zu benutzen. Auch wie in dem zuvor beschriebenen Außenluftsystem handelt es sich wiederum um eine reine Außenluftumwälzung, unabhängig von der Be- und Entlüftung des Innenraumes. Die Begründung hierfür wurde bereits in Kapitel 4.4 bei der Ableitung eines Systemkonzeptes angeführt und gilt entsprechend auch für dieses System. Da jenes Bauteil im Kühlbetrieb als Kondensator betrieben wird und somit die Wärmeleistung im Vergleich zum eingesetzten Innengerät (HKN 20 EC- siehe Kapitel 5.1.2) größer ist, wird das nächst größere Modell (HKN 30 EC) von Roller (Roller, 2016) dafür vorgesehen. Das Datenblatt der nächst größeren Baureihe kann wiederum dem Anhang A-5 entnommen werden.

Inwieweit das integrierte Querstromgebläse fähig ist, die Außenluft über eine entsprechende Öffnung am Prüfstand anzusaugen und auch wieder auszublasen, soll an Ort und Stelle überprüft werden. Des Weiteren kann es durch eine Außenmontage vor allem in den Wintermonaten vorkommen, dass der Wärmetauscher im inneren des Gebläsekonvektors deutlich schneller vereist, als jener für diese Betriebsbedingungen ausgelegter Lamellenwärmetauscher im definierten Luftkanal. Vorteilhaft gegenüber dem zuvor beschriebenen Außenluftsystem ist allerdings der weitaus geringere Platzbedarf in der Fassade, da es sich hierbei um ein Kompaktgerät handelt, in das der Wärmetauscher und das Querstromgebläse bereits integriert sind. Für dessen Integration in den Kältekreis werden ebenfalls die ausgewählten Absperrventile von Danfoss (siehe Kapitel 5.1.8) verwendet. Somit ist es bspw. für den Kühlbetrieb im Sommer möglich, die Kondensation des Kältemittels entweder im Lamellenwärmetauscher des separat ausgeführten Außenluftkanals oder im Gebläsekonvektor der Fa. Roller zu ermöglichen. Das gesamte Systemkonzept für den CoolSkin-Prüfstands Aufbau kann der Abbildung 6-1 im anschließenden Kapitel 6 entnommen werden.

5.4 Zusammenfassung aller Bauteile für den Fassadenprüfstand

Mit dem Außenluftsystem ist die Auswahl und Dimensionierung der Bauteile für den Fassadenprüfstand vollständig. Dieses Kapitel soll nun abschließend alle ausgewählten Bauteile, deren Hersteller bzw. Händler und den jeweiligen Datenblattbezug im Anhang tabellarisch zusammenfassen (Tabelle 5-7). Die jeweilige Nummer der Bauteile bezieht sich auf das Systemkonzept in Abbildung 4-18.

Tabelle 5-7: Zusammenfassung aller Bauteile

Nr.	Bauteilname	Typ	Hersteller/Händler	Anhang Nr.
1	Kompressor	GLT99FSN	Danfoss	A-3
9	Fan Coil Anlage	HKN20EC	Roller	A-5
-	Fan Coil Anlage (Außen)	HKN30EC	Roller	A-5
3	Lamellenwärmetauscher	-	Polar Kältetechnik	A-6
2	4-Wege Umkehrventil	V1-408050100	Ranko/Schiessl	A-7
7	Elektronisches Expansionsventil	ETS6-08	Danfoss/Schiessl	A-8
8 (10)	Kugelabsperrventile	GBC 6s	Danfoss/Schiessl	A-9
11	Accumulator (ND-Sammler)	LCY04	Carly/Schiessl	A-10
6	Filter	F-06B	ESK Schultze	A-11
5	interner Wärmetauscher	WAK	Hansa/Schiessl	-
12	Plattenwärmetauscher	B5T Hx16/1P-SC-M(4x3/4"&16)	SWEP	A-12
-	Kältemittelleitungen	8x1 mm, 6x1 mm	Schiessl	-
-	Mapress Kupferrohre	15x1 mm	Geberit	-
13	Mischventil	H513 B	Belimo	A-13
-	Mischventilantrieb	NVKC24A-MP-TPC	Belimo	A-13
15	Heizungsverteiler incl. Einbauteile	bereits vorhanden in der MPC-Box		A-15
14	Pumpe	Yonos PICO 25/1-8	Wilo	A-16
-	Kühlsegel (incl. Anschlüsse)	LMD-DS 313	Lindner	A-17
-	Wetterschutzgitter	ALA & ALA R	Schako	A-20
4	Radialluftventilator	G2E146-DW07-01	EBM- Papst	A-21

6 MESSKONZEPT

Ein weiterer wichtiger Bestandteil bei der Planung eines Prüfstandes ist das Messkonzept. Mit Hilfe des Messkonzeptes können unterschiedliche Versuchsdurchführungen aufgezeichnet und ausgewertet werden. Die Messstellen müssen dabei gezielt gewählt werden, um relevante Kennzahlen der Kältemaschine bzw. Komfortverhältnisse für die Personen im Innenraum bestimmen zu können. Unter anderem sind dafür unterschiedliche Sensoren für Druck, Temperatur, Durchfluss, Geschwindigkeit und relative Luftfeuchtigkeit notwendig, um die Auswertungen durchführen zu können. Das folgende Kapitel beschreibt die vorgesehenen Messstellen sowie Messgeräte im Prüfstand, um daraus die für die Messaufgabe notwendige Charakteristik und Leistungsdaten ableiten zu können.

6.1 Messstellen und Messequipment

Für eine experimentelle Analyse des Fassadenprüfstandes müssen unterschiedliche Messgrößen bestimmt werden. Dieses Kapitel zeigt die für den Fassadenprüfstand vorgesehenen Messstellen, um die Messaufgabe hinsichtlich einer Charakterisierung der Kältemaschine (COP, Leistungsdaten, UA-Werte) und der Komfortverhältnisse für die Personen im Innenraum der MPC-Box beurteilen zu können. Für diese Beurteilungen werden Sensoren für Temperatur (T), Absolutdruck (PA), Differenzdruck (PD), Volumenstrom (V), Geschwindigkeit (w) und relative Luftfeuchtigkeit (PHI) installiert. Eine Auflistung aller benötigten Messstellen ist in Tabelle 6-1 enthalten. Die Positionen der Messstellen im Kältekreis sind auf der nächsten Seite in der Abbildung 6-1 dargestellt. Aus Gründen der besseren Übersicht wird der sekundäre Kreislauf als getrennte Darstellung der Messpositionen in Abbildung 6-2 gewählt. Die gemeinsame Schnittstelle der beiden Systeme ist der installierte Plattenwärmetauscher.

Tabelle 6-1: Auflistung aller Messstellen und dem dazugehörigen Messprinzip

Messstelle	Medium	Messsensor	Messprinzip
T 1..3	R134a	Temperatur	Thermoelement Typ K
T 5..7	R134a	Temperatur	Thermoelement Typ K
PA 2,3	R134a	Absolutdruck	Piezoresistiver Druckmessaufnehmer
PD 2-7	R134a	Differenzdruck	Kapazitiver Druckmessaufnehmer
PD 3-6	R134a	Differenzdruck	Kapazitiver Druckmessaufnehmer
T s1,2	Luft	Temperatur	Thermoelemente Typ K
T s1',2'	Luft	Temperatur	Thermoelemente Typ K
T q1,2	Luft	Temperatur	Thermoelemente Typ K
w s	Luft	Geschwindigkeit	Staudruckgitter
T 8,9	Wasser	Temperatur	Widerstandsthermometer Pt100
T VL	Wasser	Temperatur	Widerstandsthermometer Pt100
V w	Wasser	Volumenstrom	Magnetisch Induktiver Durchflussmesser
TE R	Luft	Temperatur	Thermoelement Typ K
PHI R	Luft	Relative Feuchte	Kapazitiver Feuchtesensor
PHI AU	Luft	Relative Feuchte	Kapazitiver Feuchtesensor
T AU	Luft	Temperatur	Thermoelemente Typ K
GS AU	Luft	Globalstrahlung	Messung der Globalstrahlung auf Horizontale
EQ K	-	Elektrische Energie	Elektrischer Energiezähler (Impulszähler)

6 Messkonzept

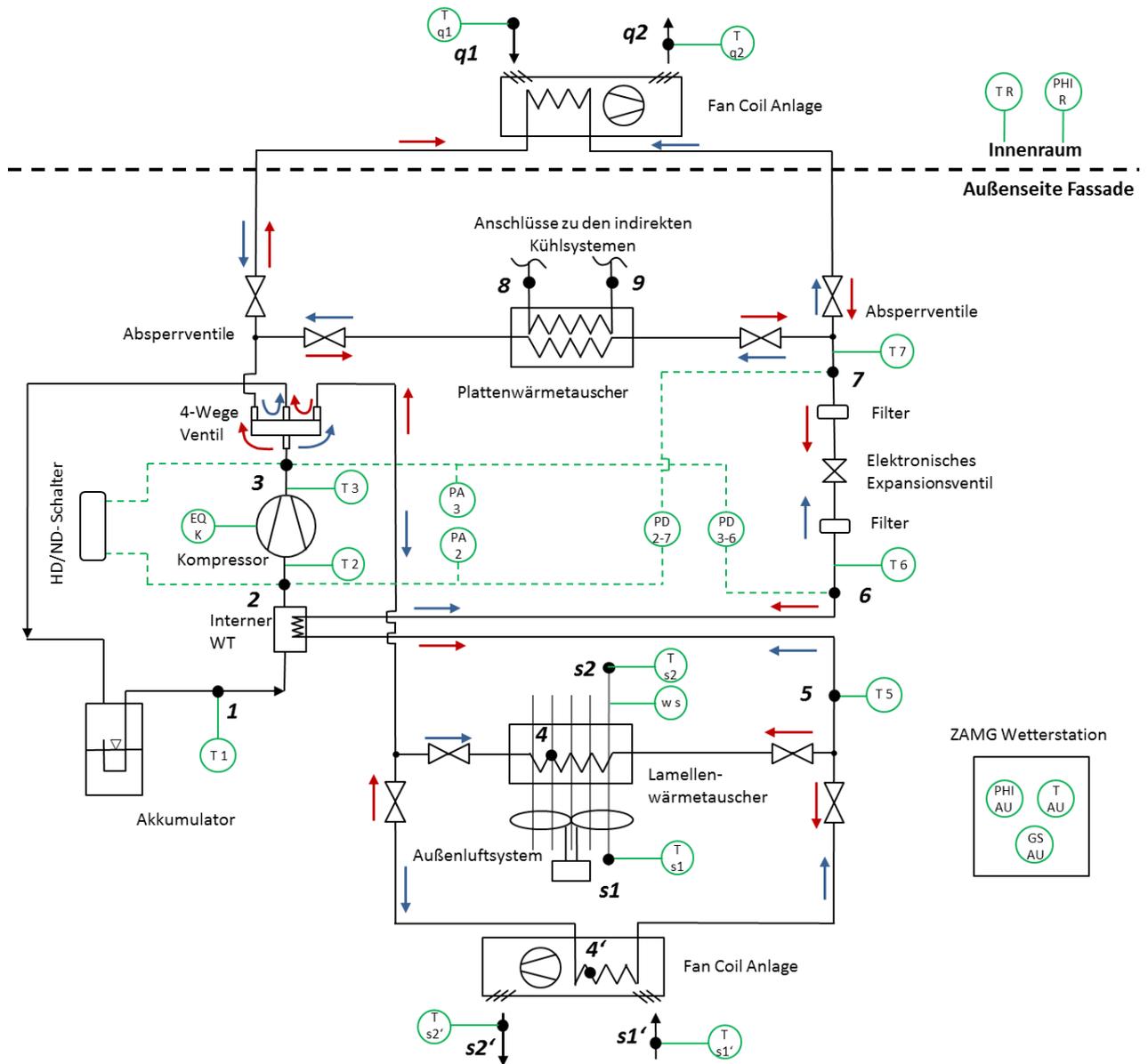


Abbildung 6-1: Kältekreis mit eingezeichneten Messstellen (incl. Fan Coil Anlage in Außenaufstellung)

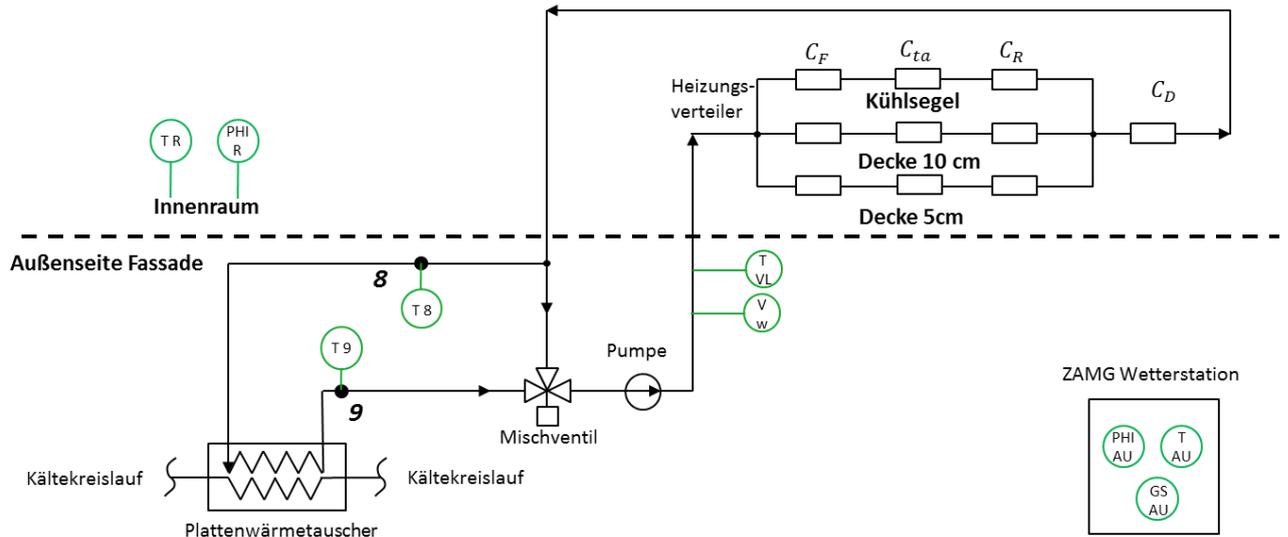


Abbildung 6-2: Sekundärer Kreislauf für die indirekte Kühlung des Innenraumes im abgeleiteten Systemkonzept mit eingezeichneten Messstellen

Bezugnehmend auf die Temperaturmessstellen soll darauf hingewiesen werden, dass für die Bestimmung der einzelnen Zustandspunkte im Kältekreis Thermoelemente des Typs K vorgesehen werden. Für den Kältemittelkreislauf sollen möglichst dünne Anlegefühler verwendet werden. In diesem Zusammenhang sind die Thermoelemente wesentlich günstiger als die Widerstandsthermometer, womit die Wahl auf Thermoelemente fällt. Für die Bestimmung der Temperaturen im Wasserkreislauf sollten hingegen Widerstandsthermometer des Typs Pt100 verwendet werden, um für die Leistungsbilanzierung genauere Ergebnisse erzielen zu können.

Im Außenluftsystem werden zur Kühlung des Lamellenwärmetauschers (Sommerbetrieb) einerseits die Eintrittstemperatur (= Außentemperatur) sowie die Austrittstemperatur aus dem Luftkanal gemessen. Hierfür kommen wiederum Thermoelemente Typ K zum Einsatz, wobei die Messungen an unterschiedlichen Stellen im Querschnitt durchzuführen sind um eine repräsentative Austritts-Lufttemperatur bestimmen zu können (Temperaturmessgitter). Für die Bestimmung des Außenluftvolumenstromes \dot{V}_{al} wird die Geschwindigkeit (w s) mithilfe eines Straudruckgitters bestimmt. Durch den vorgesehenen Einbau in den Bereich der geraden Formrohre (siehe Abbildung 5-29) kann bei bekanntem Querschnitt folglich auf den Volumenstrom geschlossen werden. Für das zweite angebrachte Außenluftsystem (Fan Coil Anlage) werden ebenfalls die Ein- und Austrittstemperaturen mit Thermoelementen des Typs K gemessen. Die betreffenden Messstellen sind im Vergleich zum separaten Luftsystem mit einem Apostroph gekennzeichnet (siehe Abbildung 6-1). Im Innenraum werden ebenfalls durch die vorgesehenen Messstellen die Eintrittstemperatur (=Raumtemperatur) sowie die Austrittstemperatur der Fan Coil Anlage bestimmt. Die Messung der relativen Luftfeuchtigkeit (ΦR) sowie der Temperatur im Innenraum ($T R$) soll zur Auswertung der Komfortverhältnisse dienen. Die hierfür angedeuteten Messstellen in Abbildung 6-1 bzw. Abbildung 6-2 sollen repräsentativ für die Messung der Raumlufffeuchte und –Temperatur stehen. Inwieweit dafür an unterschiedlichen Positionen im Raum diese Größen zu bestimmen sind, um entsprechend eine Beurteilung der Komfortverhältnisse im Innenraum vornehmen zu können, wird in Kapitel 6.3.4 näher beschrieben.

Die Messdaten für die Außentemperatur ($T AU$), relative Luftfeuchte (ΦAU) sowie die Globalstrahlung ($GS AU$) auf die Horizontale werden durch die bereits vorhandene Wetterstation (siehe Abbildung 4-13) der Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik (kurz: ZAMG) bereitgestellt. Des Weiteren wird auch die Messung der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors ($EQ K$) berücksichtigt. Hierzu wird eine elektrische Impulszählung vorgesehen, welche proportional der elektrischen Energieaufnahme des Kompressors [kWh] ist. Durch die Messung über einen ausreichend langen Zeitraum (bspw. 10 min) kann somit die mittlere Leistungsaufnahme des Kompressors bestimmt werden.

Die Druckmessstellen (PD) in Abbildung 6-1 sind anhand der grün- strichliert dargestellten Kapillarrohre erkennbar. Für die Bestimmung des Hoch- und Niederdrucks werden Absolutdruck-Messsensoren am Ein- und Austritt des Kompressors verwendet. Im Zusammenhang mit den Temperaturmessstellen ist somit der Ein- und Austrittszustand des Kältemittels am Kompressor eindeutig definiert. Für die Bestimmung der Druckverluste zwischen dem Kompressoraustritt (3) und dem Austritt aus dem internen Wärmetauscher (6) (Messstelle PD 3-6) als auch für die Druckverluste zwischen Verdampfer (7)- und Kompressoreintritt (2) (Messstelle PD 2-7) werden Differenzdrucksensoren verwendet. Die Differenzdrucksensoren sind in diesem Fall den Absolutdrucksensoren vorzuziehen, da für die Druckverlustbestimmung nur der Differenzdruck erforderlich ist und somit ein insgesamt

geringerer Messfehler auftritt (die Fehlerfortpflanzung bei der Bestimmung des Differenzdruckes mit zwei Absolutdrucksensoren darf dabei nicht vernachlässigt werden). Da diese Messgeräte im Vergleich zu den Temperatursensoren wesentlich mehr Platz benötigen, werden die ausgewählten Typen im Folgenden näher beschrieben, um auch die Platzverhältnisse in der Fassade berücksichtigen zu können. Des Weiteren wird sich auch in Kapitel 7 zeigen, dass die Druckmesssensoren in der Konstruktion des Fassadenprüfstandes berücksichtigt werden, womit eine Auswahl dieser Bauteile an dieser Stelle notwendig ist. Gleiches trifft auch für die Volumenstrommessung im indirekten Kühlsystem (gekennzeichnet mit V w in Abbildung 6-2) zu, auf welche in Kapitel 6.2 näher eingegangen wird.

6.2 Ausgewählte Messsensoren für Druck und Volumenstrom

Als Übersicht der ausgewählten Messgeräte soll die Tabelle 6-2 dienen. Dabei können die unterschiedlichen Messprinzipien, der Messbereich und die Messgenauigkeit der betreffenden Messstellen entnommen werden. Die unterschiedlichen Messprinzipien werden im Anschluss kurz beschrieben.

Tabelle 6-2: Ausgewählte Messgeräte mit angeführten Messbereich und Messgenauigkeit

Messstelle	Medium	Messsensor	Messprinzip	Messbereich	Messgenauigkeit
PA 2	R134a	Absolutdruck	Piezoresistiver Druckmessaufnehmer	0-10 bar	$\pm 1\%$ FSO
PA 3	R134a	Absolutdruck	Piezoresistiver Druckmessaufnehmer	0-25 bar	$\pm 1\%$ FSO
PD 2-7	R134a	Differenzdruck	Kapazitiver Druckmessaufnehmer	0-1000 mbar	$\pm 0,1\%$ FSO
PD 3-6	R134a	Differenzdruck	Kapazitiver Druckmessaufnehmer	0-1000 mbar	$\pm 0,1\%$ FSO
V w	Wasser	Volumenstrom	Magnetisch Induktiver Durchflussmesser	0,06-1,8 m ³ /h	$\pm 0,5\%$

Bei den Absolutdrucksensoren handelt es sich um den Typ AKS 3000 von Danfoss. Dieser Sensor findet vor allem in Wärmepumpen/Kältemaschinen seine Anwendung. Als Messprinzip wird der piezoresistive Effekt verwendet (DMS), wobei sich bei der Beanspruchung der Druckmessmembran der elektrische Widerstand ändert. Mit Hilfe einer integrierten Referenzmessstelle kann der Absolutdruck unabhängig vom Umgebungsdruck bestimmt werden. Der Messbereich des Hochdrucksensors (Messstelle PA 3) liegt zwischen 0 und 25 bar bzw. zwischen 0 und 10 bar im Falle des Niederdrucksensors vor dem Kompressor (Messstelle PA 2). Die Messgenauigkeit liegt in beiden Fällen bei $\pm 1\%$ des Messbereiches (Full Scale Output (FSO)). (Danfoss, 2016c)

Bei dem ausgewählten Differenzdrucksensor handelt es sich um den Typ XMD der Firma Medon. Der Sensor besteht aus zwei von einer Membran getrennten Kammern, welche sich bei einem anliegenden Differenzdruck verformen. Aufgrund der Verformung ändert sich die Kapazität, welche wiederum ein Maß für den Differenzdruck ist. Der Messbereich liegt bei diesem Bauteil bei 0-1000 mbar und die Messgenauigkeit bei $\pm 0,1\%$ des Messbereiches. Der maximal zulässige statische Druck dieser Sensoren beträgt 130 bar (statische Überlast). (Medon, 2017) Die notwendige Kreislaufumkehr im Heizbetrieb und daraus resultierenden großen Druckunterschiede am Messgerät (siehe Messstellen in Abbildung 6-1) sind für das Messgerät daher zulässig. Die nachfolgende Abbildung 6-3 zeigt den ausgewählten Absolutdrucksensor (links) sowie den Differenzdrucksensor (rechts).



Abbildung 6-3: Ausgewählte Druckmesssensoren, links: Absolutdruckmesssensor Typ AKS 3000 von Danfoss (Danfoss, 2016c) und rechts: Differenzdrucksensor Typ XMD (Medon, 2017)

In Zusammenhang mit den Druckmessstellen sei an dieser Stelle ebenfalls erwähnt, dass als Sicherheitseinrichtung ein Hoch- und Niederdruckschalter vorzusehen ist. Die Funktion dieser Bauteile ist der Schutz der Anlage und vor allem des Kompressors vor zu hohem und zu niedrigem Druck. Der anstehende Druck betätigt dabei ein potentialfreies Kontaktsystem, womit bspw. der Verdichter bzw. Lüfter geschaltet werden kann. Das hierfür ausgewählte Bauteil ist ein kombinierter Druckschalter des Typs KP15 von Danfoss, welcher in Abbildung 6-4 dargestellt ist (Danfoss, 2016b). Auch dieses Bauteil wird in der Konstruktion des Fassadenprüfstandes unter Kapitel 7 berücksichtigt.

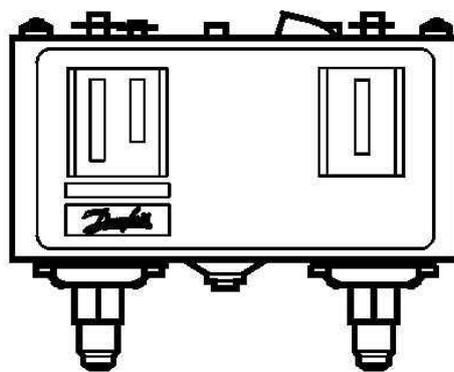


Abbildung 6-4: Kombiniertes Hoch- und Niederdruckschalter des Typs KP15 von Danfoss (Danfoss, 2016b)

Bei den Messstellen für die indirekte Kühlung des Innenraumes in Abbildung 6-2 ist die Volumenstrommessung (Messstelle V w) ein weiteres Bauteil, welches hinsichtlich einer Unterbringung in der Fassade berücksichtigt werden muss. Diesbezüglich wird ein magnetisch induktives Durchflussmessgerät des Typs Proline Promag H 200 der Firma Endress+Hauser ausgewählt. Bei dem magnetisch induktiven Messprinzip dient das Wasser als elektrisch bewegter Leiter in einem anliegenden Magnetfeld. Die dabei induzierte Spannung (U_e) wird über zwei Elektroden mit dem Abstand L abgegriffen und verhält sich proportional zur Durchflussgeschwindigkeit (c_w) gemäß der Beziehung $U_e = B * L * c_w$. Mit bekanntem Messquerschnitt kann darauffolgend der Durchfluss mit $\dot{V}_w = c_w * A$ bestimmt werden. Mit einer gewählten Nennweite von 8 mm liegt der Messbereich zwischen 1 und 30 dm³/min (= 0,06- 1,8 m³/h). Die Genauigkeit dieser Geräte liegt bei $\pm 0,5\%$ des Messwerts (v.M.). Die folgende

Abbildung zeigt das ausgewählte Durchflussmessgerät von Endress + Hauser. (Endress+Hauser, 2015)



Abbildung 6-5: Ausgewähltes magnetisch induktives Durchflussmessgerät des Typs Proline Promag H 200 von der Firma Endress+Hauser (Endress+Hauser, 2015).

6.3 Beurteilung der Gesamtpformance des Prüfstandes

Mithilfe der in Kapitel 6.1 definierten Messstellen und des verwendeten Messequipments soll nun anhand der vorgesehenen Messdaten eine Gesamtbeurteilung des Fassadenprüfstandes abgeleitet werden. Dafür wird die Effizienz des Kompressors sowie der Kältemaschine definiert. Eine weitere Beurteilung der im Kältekreis eingesetzten Wärmetauscher mit der Definition der UA-Werte soll die Performance hinsichtlich der Kältemaschine ergänzen. Für die Beurteilung der Komfortverhältnisse im Innenraum werden ebenfalls die UA-Werte der unterschiedlichen indirekten Kühlsysteme abgeleitet. Die übertragene Kühlleistung im Innenraum unter Berücksichtigung der Raumtemperatur und Luftfeuchte stellt dabei ein wichtiges Kriterium für das Behaglichkeitsempfinden der im Raum befindlichen Personen dar.

Die für die Beurteilung benötigten Zustandspunkte im Kältemittel-Kreislauf werden in Abbildung 6-6 in einem T-h Diagramm dargestellt. Die Nummerierung der einzelnen Punkte entspricht dabei dem in Abbildung 6-1 dargestellten Kältekreis mit den eingezeichneten Messstellen. Beim Zustandspunkt 4 (bzw. 4') handelt es sich nicht um eine Messstelle im Kältekreis. Vielmehr ist dieser Zustandspunkt für die Berechnung des UA-Wertes des betreffenden Wärmetauschers von Bedeutung. Des Weiteren sei an dieser Stelle erwähnt, dass es sich hierbei um eine qualitative Darstellung des Kältekreises zur Ableitung relevanter Kriterien für die Gesamtpformance des Prüfstandes handelt. Die angegebenen Temperaturniveaus in den einzelnen Zustandspunkten entsprechen nicht dem beschriebenen Auslegungspunkt der Cool Skin Anwendung. Sie sind aber als möglicher Betriebspunkt der Kältemaschine durchaus denkbar. Für den in grün dargestellten Verlauf der Quelltemperatur im Sommerbetrieb sei darauf hingewiesen, dass je nach Abgabesystem der Luft-Eintritt (bzw. Austritt) am Gebläsekonvektor mit q_1 (bzw. q_2) und der Wasser-Eintritt (bzw. Austritt) am Plattenwärmetauscher mit 8 (bzw. 9) bezeichnet wird. Ähnlich werden auch für die unterschiedlichen Kondensatoren im Sommerbetrieb die Zustandspunkte entsprechend mit oder ohne einen Apostroph gekennzeichnet.

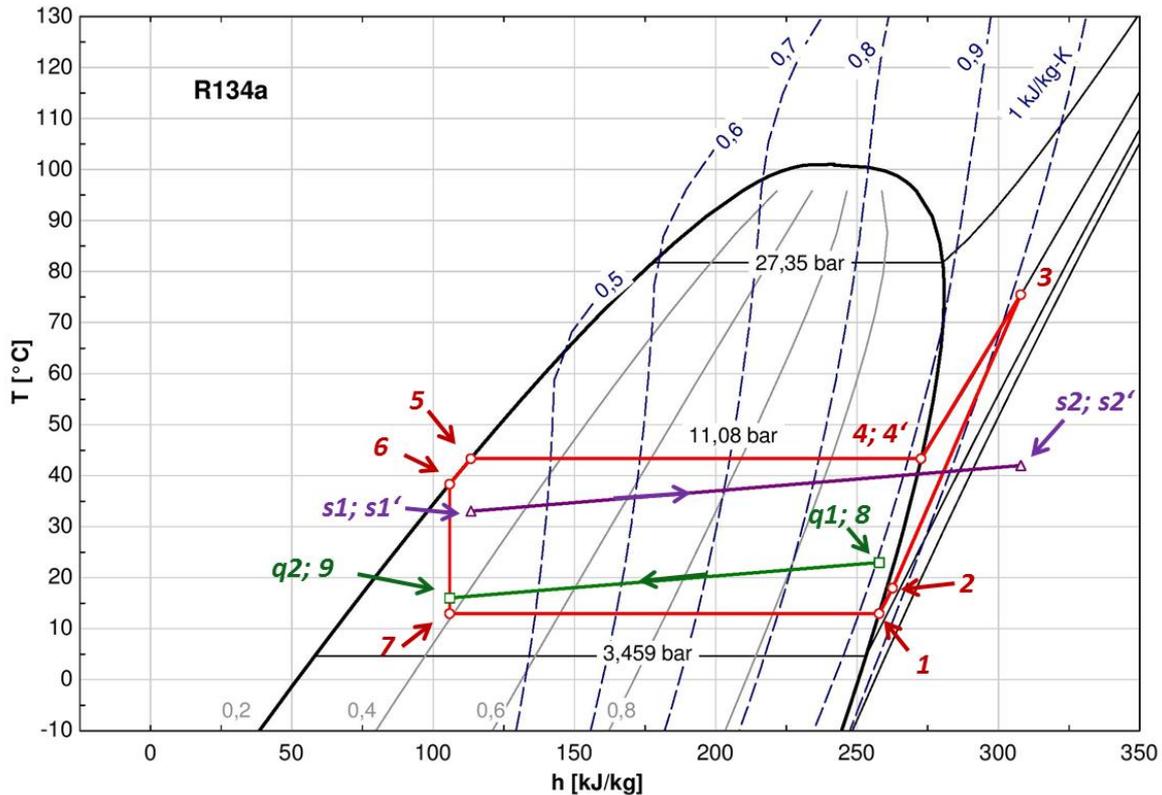


Abbildung 6-6: Temperatur-Enthalpie Diagramm für den Kältekreis inklusive der Quellen- und Senken-Temperaturniveaus.

6.3.1 Überprüfung des Kompressors

Für die Beurteilung der Kompressor-Effizienz werden im Wesentlichen zwei Kennzahlen - der isentrope Gesamtwirkungsgrad $\eta_{is,over}$ und der Liefergrad λ - berücksichtigt. Der isentrope Gesamtwirkungsgrad beschreibt das Verhältnis der isentropen (reibungsfreien und adiabaten) Verdichterleistung zur elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors. Die Abbildung 6-7 (links) zeigt diesbezüglich die Bilanzierung der Leistungen des Kompressors. Folglich können daraus ebenso die Wärmeverluste des Kompressors als weitere Beurteilungsmaßnahme abgeleitet werden (siehe Gleichung 6-1).

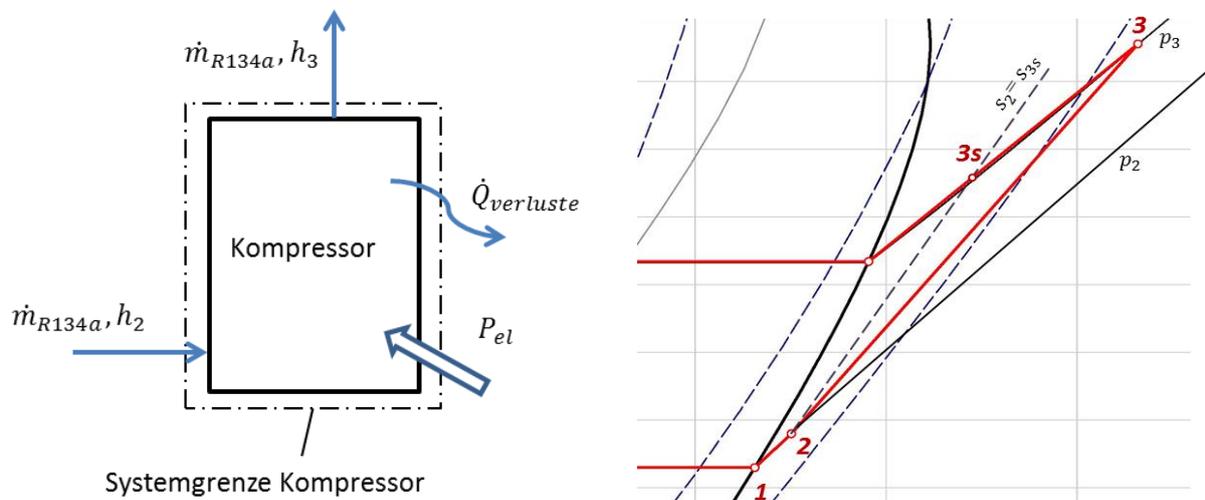


Abbildung 6-7: Links: Bilanzierung der Wärmeströme des Kompressors zur Bestimmung der Wärmeverluste. Rechts: idealer (3s) - und realer Austrittszustandspunkt (3) des Kompressors

Die Bilanzierung der Wärmeströme ergibt nach Gleichung 6-1 die Wärmeverluste $\dot{Q}_{verlute}$ zu:

$$\dot{Q}_{verlute} = \dot{m}_{R134a} * (h_2 - h_3) + P_{el} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Mit Hilfe der Abbildung 6-7 (rechts) können die dargestellten Zustandspunkte zur Definition des isentropen Gesamtwirkungsgrades herangezogen werden. Der isentrope Gesamtwirkungsgrad wurde bereits unter Gleichung 5-3 bei dem vorgestellten Berechnungsmodell berücksichtigt, soll aber zur Vollständigkeit in Gleichung 6-2 nochmals angeführt werden.

$$\eta_{is,over} = \frac{P_{is}}{P_{el}} = \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_{3s} - h_2)}{P_{el}} \quad \text{Gl. 6-2}$$

Mit den vorgesehenen Positionen der Druck- und Temperaturmessstellen vor und nach dem Kompressor (siehe Abbildung 6-1) und den daraus ableitbaren Stoffdaten für R134a, sind die Enthalpien in Gleichung 6-1 und Gleichung 6-2 eindeutig bestimmbar. Die mittlere elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors kann über die vorgesehene Impulszählung (QE K) berechnet werden. Eine unbekannte Größe ist an dieser Stelle noch der Massenstrom des Kältemittels (\dot{m}_{R134a}), dessen rechnerische Ermittlung ist allerdings in Kapitel 6.3.2 näher ausgeführt.

Wie eingangs im Kapitel 6.2.1 erwähnt, wird die Charakteristik des Kompressors durch eine weitere Kennzahl - den Liefergrad λ - bestimmt. Der Liefergrad bestimmt das Verhältnis des tatsächlich angesaugten Volumens (\dot{V}_2) zum geometrischen Fördervolumenstrom (\dot{V}_{th}) aus den Herstellerangaben. Mit dem Liefergrad werden daher volumetrische Verluste berücksichtigt. Diese entstehen aufgrund von Ventilverlusten, Strömungsverlusten in Kältemittelleitungen, Rückexpansion von Dämpfen (welche sich im schädlichen Raum befinden) und Leckagen zwischen Kolben und Zylinder (Rieberer et al., 2014).

Mit den Herstellerangaben des ausgewählten Kompressors im Anhang A-3 kann das theoretische Fördervolumen von $V_{th} = 9,95 \text{ cm}^3$ abgelesen werden. Durch die Bestimmung des Kältemittelmassenstromes (siehe Kapitel 6.3.2) und des spezifischen Volumens am Kompressoreintritt v_2 (aus den Messdaten) kann der Liefergrad mit Gleichung 6-3 ermittelt werden.

$$\lambda = \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_{th}} = \frac{\dot{m}_{R134a}/v_2}{V_{th} * n} \quad \text{Gl. 6-3}$$

6.3.2 Effizienz der Kältemaschine/Wärmepumpe

Zur Beurteilung der Qualität einer Energieumwandlungsmaschine dient das Verhältnis vom Nutzen zum Aufwand. Bei Kältemaschinen bzw. Wärmepumpen wird diese Kennzahl im Allgemeinen als Leistungszahl oder auch Coefficient of Performance (COP) bezeichnet (Rieberer et al., 2014). Die allgemeine Definition des COP wird in Gleichung 6-4 angegeben.

$$COP = \frac{\text{nutzbare Leistung}}{\text{Antriebsleistung}} \quad \text{Gl. 6-4}$$

Je nach Betrieb der Anlage - zur Kühlung im Sommer bzw. zum Heizen im Winter - ist die nutzbare Leistung unterschiedlich. Daher wird für den Kühlbetrieb mit Gleichung 6-5 der COP_c definiert. Die nutzbare Leistung für den Kühlbetrieb ist die Verdampferleistung der

Kältemaschine \dot{Q}_o . Die Leistungszahl für den Heizbetrieb wird mit Gleichung 6-6 bestimmt, wobei in diesem Fall die nutzbare Leistung der Kondensatorleistung der Wärmepumpe \dot{Q}_c entspricht. In beiden Fällen ist für die Antriebsleistung die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors P_{el} einzusetzen.

$$COP_c = \frac{\text{Verdampferleistung}}{\text{elektische Leistungsaufnahme des Kompressors}} = \frac{\dot{Q}_o}{P_{el}} \quad \text{Gl. 6-5}$$

$$COP_h = \frac{\text{Kondensatorleistung}}{\text{elektische Leistungsaufnahme des Kompressors}} = \frac{\dot{Q}_c}{P_{el}} \quad \text{Gl. 6-6}$$

Um die Leistungszahlen für den Kühl- und Heizbetrieb bestimmen zu können, werden jeweils die Leistungen des Verdampfers und des Kondensators sowie der Massenstrom des Kältemittels benötigt. Für den **Kühlbetrieb** kann kältemittelseitig die Kondensatorleistung durch Gleichung 6-7 angegeben werden.

$$\dot{Q}_{c,R134a} = \dot{m}_{R134a} * (h_3 - h_5) \quad \text{Gl. 6-7}$$

Die Bestimmung der Kondensatorleistung durch das Außenluftsystem kann mit der Gleichung 6-10 definiert werden.

$$\dot{Q}_{c,Luft} = \dot{V}_{au} * \rho_l * c_{pl} * (t_{s2} - t_{s1}) \quad \text{Gl. 6-8}$$

Mit den angebrachten Messstellen für die Geschwindigkeit und den Ein- und Austrittstemperaturen im Außenluftsystem kann somit die Kondensatorleistung (luftseitig) bestimmt werden. Unter der Annahme eines verlustfreien Wärmeaustausches zwischen dem Kältemittel und der Luft kann durch das Gleichsetzen der Gleichung 6-7 und Gleichung 6-8 auf den Kältemittelmassenstrom geschlossen werden (Gleichung 6-9). An dieser Stelle muss hinzugefügt werden, dass im generellen die Bestimmung des Kältemittelmassenstromes über die Leistungsbilanzierung der Luft zu sehr ungenauen Ergebnissen führen kann (Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Luftkanal). Es wird aber bewusst auf eine kältemittelseitige Massenstrommessung verzichtet, da ein käuflicher Erwerb sehr teuer ist und derzeit auch am Institut kein Coriolis-Massenstrommesser für diesen Versuchsstand verfügbar ist.

$$\text{mit } \dot{Q}_{c,Luft} = \dot{Q}_{c,R134a} \rightarrow \dot{m}_{R134a} = \frac{\dot{V}_{au} * \rho_l * c_{pl} * (t_{s2} - t_{s1})}{(h_3 - h_5)} \quad \text{Gl. 6-9}$$

Die für die COP_c - Berechnung benötigte Verdampfungsleistung kann nun unabhängig von dem Kühlsystem durch die Messpunkte 1 und 7 mit Gleichung 6-10 bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{o,R134a} = \dot{m}_{R134a} * (h_1 - h_7) \quad \text{Gl. 6-10}$$

Je nach Art der Kühlung des Innenraums kann die kältemittelseitige Verdampferleistung in Gleichung 6-10 wiederum der luft- bzw. wasserseitigen Verdampferleistung gleichgesetzt werden (siehe Gleichung Gl. 6-11 und Gleichung Gl. 6-13). Vorausgesetzt wird dabei wiederum eine verlustfreie Wärmeübertragung zwischen den betrachteten Medien. Im Falle der direkten Kühlung ist somit der benötigte Umluftvolumenstrom \dot{V}_{ul} als zu betrachtendes Komfortkriterium

bestimmbar. Da es sich hierbei um eine feuchte Luft handelt, ist ein entstehendes Kondensatwasser (\dot{m}_{kw}) bei der Kühlung der Raumluft zu berücksichtigen.

$$\dot{Q}_{0,R134a} = \dot{Q}_{0,Luft} = \dot{m}_{ul,tr} * (h_{q1(1+x)} - h_{q2(1+x)}) - \dot{m}_{kw} * c_w * t_w \quad \text{Gl. 6-11}$$

mit $h_{(1+x)} = c_{pl} * t + x * (r_0 + c_{pd} * t)$, Bezugspunkt bei 0 °C

Die Enthalpie der feuchten Luft bezogen auf den Umluft-Massenstrom der trockenen Luft ($h_{q1(1+x)}$, bzw. $h_{q2(1+x)}$) lässt sich beispielsweise auch mit dem h-x Diagramm für feuchte Luft bestimmen (bei bekannten Temperaturen und relativer bzw. absoluter Feuchte). Inwieweit die Bestimmung der Temperatur und Masse des Kondensatwassers ($\dot{m}_{kw} = \dot{m}_{ul,tr} * \Delta x$) erfolgen kann, um somit auch die Bilanzierung in Gleichung 6-11 auswerten zu können, muss im Aufbau des Prüfstandes berücksichtigt werden. Auch die austretende Luftfeuchte aus der Fan Coil Anlage müsste hierfür bestimmt werden. Dies zeigt wiederum deutlich, dass die Bilanzierung von Wärmeströmen mit (feuchter) Luft herausfordernd und zudem meist sehr ungenau ist. Ohne Berücksichtigung eines anfallenden Kondensats (stark vereinfacht) kann der Umluftvolumenstrom mit Gleichung 6-12 bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{0,R134a} = \dot{Q}_{0,Luft} \sim \dot{V}_{ul} * \rho_l * c_{pl} * (t_{q1} - t_{q2}) \rightarrow \dot{V}_{ul} \sim \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_1 - h_7)}{\rho_l * c_{pl} * (t_{q1} - t_{q2})} \quad \text{Gl. 6-12}$$

Per Definition muss die über den Plattenwärmetauscher an das Wasser übertragene Leistung ebenfalls durch die indirekten Kühlsysteme im Raum bzw. zur Betonkernaktivierung übertragen werden, sofern die Wärmeverluste vernachlässigt werden können. Die vom Kühlsystem aus dem Raum aufgenommene (Kühl-)Leistung \dot{Q}_K ist hierfür mit Gleichung 6-13 bestimmbar und mit Gleichung 6-10 gleichgesetzt. Daraus kann der Massenstrom des Kältemittels bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{0,R134a} = \dot{Q}_K = \dot{V}_w * \rho_w * c_w * (t_8 - t_{VL})$$

$$\rightarrow \dot{m}_{R134a} = \frac{\dot{V}_w * \rho_w * c_w * (t_8 - t_{VL})}{(h_1 - h_7)} \quad \text{Gl. 6-13}$$

Für den **Heizbetrieb** kann nach selbiger Vorgehensweise die COP_h - Berechnung vollzogen werden. Der einzige Unterschied zum Kühlbetrieb ist, dass die im Raum befindlichen Wärmeabgabesysteme nun als Kondensator geschaltet werden. Der Wärmetauscher im Außenluftsystem, über welchem der kältemittelseitige Massenstrom der Wärmepumpe bestimmt werden kann, wird in diesem Fall als Verdampfer betrieben. Mit den vom Kühlbetrieb abgeleiteten Messpositionen und entsprechenden Bezeichnungen kann nun die Verdampferleistung luftseitig mit Gleichung 6-14 berechnet werden.

$$\dot{Q}_{0,R134a} = \dot{Q}_{0,Luft} = \dot{m}_{au,tr} * (h_{s1(1+x)} - h_{s2(1+x)}) + \dot{m}_{kw} * (q_{s0} - c_e * t_e) \quad \text{Gl. 6-14}$$

Ähnlich wie im Kühlbetrieb diskutiert muss ein anfallendes Kondensat ($\dot{m}_{kw} = \dot{m}_{au,tr} * \Delta x$) berücksichtigt werden, wobei in diesem Fall eine zusätzliche Vereisung eintreten kann. Die in Gleichung 6-14 zu berücksichtigenden Terme sind daher die Schmelzwärme des Eises bei 0 °C (q_{s0}) und die spezifische Wärmekapazität von Eis (c_e). Ohne Berücksichtigung eines Kondensats (bzw. Vereisung) kann stark vereinfacht der Kältemittelmassenstrom aus Gleichung 6-15 bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{0,R134a} = \dot{Q}_{0,Luft} \sim \dot{V}_{au} * \rho_l * c_{pl} * (t_{s1} - t_{s2}) \sim \dot{m}_{R134a} * (h_1 - h_7) \quad \text{Gl. 6-15}$$

Für die Kondensatorleistung und somit die Aufbringung einer Heizleistung in den Innenraum kann kältemittelseitig mit Gleichung 6-16 die Bestimmung des COP_h abgeschlossen werden.

$$\dot{Q}_{C,R134a} = \dot{m}_{R134a} * (h_3 - h_5) \quad \text{Gl. 6-16}$$

Die Heizleistung über die Fan Coil Anlage (Gleichung 6-17) sowie durch die indirekten Abgabesysteme (Gleichung 6-18) errechnet sich wie folgt:

$$\dot{Q}_{C,R134a} = \dot{Q}_{c,Luft} = \dot{V}_{ul} * \rho_l * c_{pl} * (t_{q2} - t_{q1}) \quad \text{Gl. 6-17}$$

$$\dot{Q}_{C,R134a} = \dot{Q}_{c,Wasser} = \dot{V}_w * \rho_w * c_{pw} * (t_{VL} - t_8) \quad \text{Gl. 6-18}$$

6.3.3 Effizienz der Wärmetauscher

Um die Effizienz der Wärmetauscher definieren zu können, werden UA-Werte aus den Messergebnissen an den einzelnen Wärmetauschern abgeleitet. Somit wird es auch möglich, bei den getroffenen Auslegungsbedingungen die UA-Werte der Hersteller zu überprüfen. Der UA-Wert eines Wärmetauschers gibt an, wie viel Wärmeleistung pro Kelvin (mittlere Temperaturdifferenz zwischen den Medien) vom einen Medium auf das andere übertragen werden kann. Daraus ergibt sich, dass bei großem UA-Wert eine niedrige Temperaturdifferenz zwischen den Medien ausreichend ist, um eine bestimmte Wärmeleistung transferieren zu können. Der allgemeine Zusammenhang zwischen der Wärmeleistung und dem UA-Wert ist mit Gleichung 6-19 definiert.

$$\dot{Q} = UA * \Delta T_{log} \quad \text{Gl. 6-19}$$

Die dabei auftretende mittlere logarithmische Temperaturdifferenz (ΔT_{log}) ergibt sich im Allgemeinen aus den Temperaturdifferenzen (ΔT_1 und ΔT_2) an den jeweiligen Anschlussstellen des Wärmetauschers und wird mit Gleichung 6-19 wie folgt definiert:

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \text{Gl. 6-20}$$

Diese Definition wird nun für die unterschiedlichen Wärmetauscher im Kühlbetrieb angewandt, um die UA-Wert Bestimmung durchführen zu können. Die Bezeichnung der Zustandspunkte der einzelnen Wärmetauscher kann wiederum der Abbildung 6-6 entnommen werden.

Lamellenwärmetauscher im Außenluftsystem und Fan Coil-Anlage als Kondensatoren

Für die Bestimmung des UA- Wertes des Kondensators (UA_C) muss die Berechnung in einen Überhitzungsbereich ($UA_{3 \rightarrow 4}$) und in einen Kondensationsbereich ($UA_{4 \rightarrow 5}$) aufgeteilt werden. Eine anschließende Summation der beiden Teilbereiche ergibt den gesamten UA_C -Wert des Wärmetauschers. Abbildung 6-8 zeigt die für die Berechnung notwendigen Zustandspunkte in einem Temperatur-Enthalpie-Diagramm. Für die Eintritts- und Austrittstemperatur der Senke wird je nach Kondensatorsystem der Zustandspunkt mit oder ohne Apostroph geführt. Da die Berechnung für beide Systeme ident erfolgt, wird nur jene des im separaten Luftkanal angeordneten Lamellenwärmetauschers angeführt.

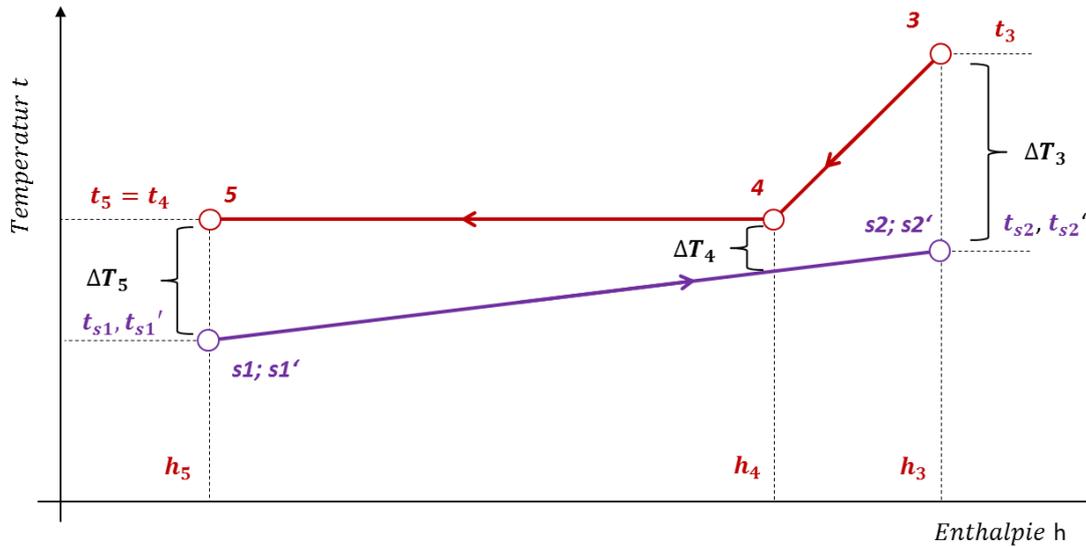


Abbildung 6-8: Qualitative Darstellung der Temperaturniveaus im Lamellenwärmetauscher und Kühlbetrieb

Mit der oben angeführten allgemeinen Definition der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz, kann diese für die unterschiedlichen Teilbereiche im Kondensator wie folgt in Gleichung 6-20 und Gleichung 6- 21 angegeben werden.

$$\Delta T_{log,3 \rightarrow 4} = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_4}{\ln\left(\frac{\Delta T_3}{\Delta T_4}\right)} \quad \text{Gl. 6-21}$$

$$\Delta T_{log,4 \rightarrow 5} = \frac{\Delta T_5 - \Delta T_4}{\ln\left(\frac{\Delta T_5}{\Delta T_4}\right)} \quad \text{Gl. 6-22}$$

Die einzige unbekannte Größe zur Bestimmung der beiden logarithmischen Temperaturdifferenzen ist die Größe ΔT_4 . Diese kann jedoch durch die Bestimmung des Temperaturverlaufs senkenseitig (=violette Gerade) und der bekannten Enthalpie h_4 (aus den Stoffdaten von R134a bei Vernachlässigung der Druckverluste in diesem Bereich ($p_4 = p_3$) und gesättigtem Zustand) mithilfe der Gleichung 6-23 berechnet werden.

$$\Delta T_4 = T_4 - \left(\frac{t_{s2} - t_{s1}}{h_3 - h_5} * (h_4 - h_5) + t_{s1} \right) \quad \text{Gl. 6-23}$$

Des Weiteren wird nun auch die Kondensatorleistung in zwei Teilbereiche unterteilt, um im Anschluss die einzelnen UA-Werte berechnen zu können (siehe Gleichung 6-24 und Gleichung 6-25).

$$\dot{Q}_{c,R134a,3 \rightarrow 4} = \dot{m}_{R134a} * (h_3 - h_4) \quad \text{Gl. 6-24}$$

$$\dot{Q}_{c,R134a,4 \rightarrow 5} = \dot{m}_{R134a} * (h_4 - h_5) \quad \text{Gl. 6-25}$$

Daraus folgen nun die einzelnen UA-Werte in Gleichung 6-26 und Gleichung 6-27. Der UA-Wert des Kondensators ergibt sich durch eine Summierung in Gleichung 6-28.

$$UA_{3 \rightarrow 4} = \frac{\dot{Q}_{c,R134a,3 \rightarrow 4}}{\Delta T_{log,3 \rightarrow 4}} = \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_3 - h_4)}{\Delta T_{log,3 \rightarrow 4}} \quad \text{Gl. 6-26}$$

$$UA_{4 \rightarrow 5} = \frac{\dot{Q}_{c,R134a,4 \rightarrow 5}}{\Delta T_{log,4 \rightarrow 5}} = \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_4 - h_5)}{\Delta T_{log,4 \rightarrow 5}} \quad \text{Gl. 6-27}$$

$$UA_C = UA_{3 \rightarrow 4} + UA_{4 \rightarrow 5}$$

Gl. 6-28

Verdampfer im Kühlbetrieb

Für die direkte Verdampfung des Kältemittels im Innenraum dient die vorgesehene Fan-Coil Anlage. Das Vorgehen zur Bestimmung des UA-Wertes dieses Wärmetauschers (UA_{FC}) ist grundsätzlich ähnlich der zuvor beschriebenen Vorgehensweise. Die Berechnung muss aufgrund des Niederdrucksammlers (Accumulator) allerdings nicht in zwei Teilbereiche unterteilt werden, da die Verdampfung idealerweise bis zur Sättigungslinie stattfindet. Ob diese Annahme zulässig ist, kann mit dem internen Wärmetauscher zur weiteren Überhitzung des Kältemittels überprüft werden. Die Berechnung des UA-Wertes des Plattenwärmetauschers (UA_{PWT}) erfolgt durch entsprechendes Ersetzen der Eintritts- und Austrittstemperatur des Wassers (Zustände 8 und 9) identisch zum Wärmetauscher der Fan Coil Anlage. Die folgende Abbildung 6-9 zeigt wiederum die relevanten Temperaturniveaus zur Bestimmung der UA-Werte.

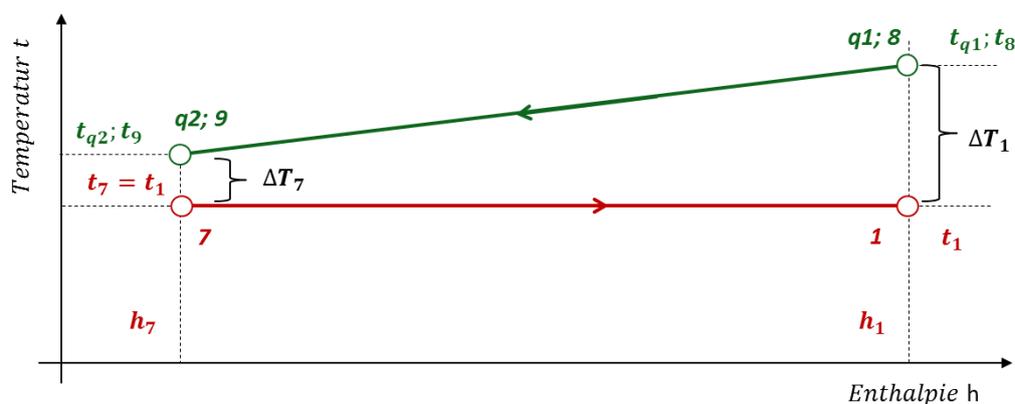


Abbildung 6-9: Qualitative Darstellung der Temperaturniveaus in den unterschiedlichen Verdampfern. Für den Plattenwärmetauscher gelten die Zustandspunkte 8 und 9, für die Fan Coil Anlage die Zustandspunkte q1 und q2.

Aus Abbildung 6-9 leiten sich wiederum in Gleichung 6-29 und Gleichung 6-30 die mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen des Plattenwärmetauschers bzw. des Wärmetauschers in der Fan Coil Anlage ab. Der Einfluss der Luftfeuchte ist mit Gleichung 6-29 nicht berücksichtigt, dies kann aber das Ergebnis stark beeinflussen (siehe auch Kapitel 6.3.2).

$$\Delta T_{log,FC} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_7}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_7}\right)} = \frac{(t_{q1} - t_1) - (t_{q2} - t_1)}{\ln\left(\frac{t_{q1} - t_1}{t_{q2} - t_1}\right)} \quad \text{Gl. 6-29}$$

$$\Delta T_{log,PWT} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_7}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_7}\right)} = \frac{(t_8 - t_1) - (t_9 - t_1)}{\ln\left(\frac{t_8 - t_1}{t_9 - t_1}\right)} \quad \text{Gl. 6-30}$$

Unter Berücksichtigung der in Gleichung 6-10 definierten Verdampferleistung ergeben sich entsprechend der Gleichung 6-31 und Gleichung 6-32 die UA- Werte des Plattenwärmetauschers und des Wärmetauschers in der Fan Coil Anlage.

$$UA_{FC} = \frac{\dot{Q}_{0,R134a}}{\Delta T_{log,FC}} = \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_1 - h_7)}{\Delta T_{log,FC}} \quad \text{Gl. 6-31}$$

$$UA_{PWT} = \frac{\dot{Q}_{c,R134a}}{\Delta T_{log,PWT}} = \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_1 - h_7)}{\Delta T_{log,PWT}} \quad \text{Gl. 6-32}$$

Interner Wärmetauscher

Für die Berechnung des UA-Wertes des internen Wärmetauschers (UA_{IWT}) kann durch die qualitative Darstellung des Temperaturverlaufes über die Länge L (Abbildung 6-10) die logarithmische Temperaturdifferenz mit Gleichung 6-33 abgeleitet werden. An dieser Stelle muss hingewiesen werden, dass dies einen idealisierten Fall darstellt. Es ist durchaus möglich, dass noch ein Teil der Verdampfung und die Überhitzung des KM ($1 \rightarrow 2$) im IWT stattfindet.

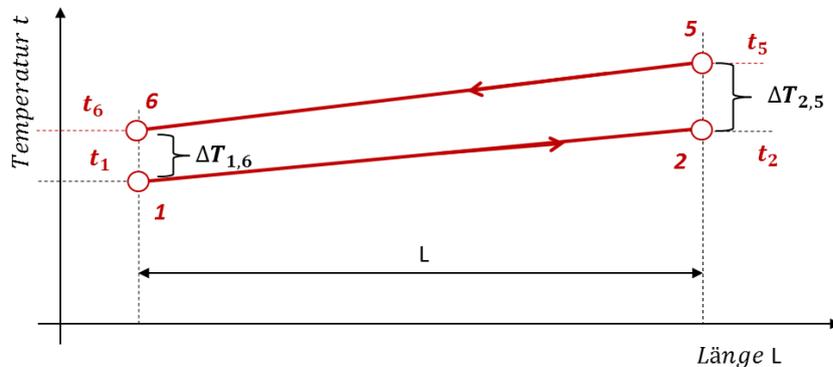


Abbildung 6-10: Qualitative Darstellung der Temperaturverläufe im internen Wärmetauscher (IWT) über die Länge L

$$\Delta T_{\log, IWT} = \frac{\Delta T_{2,5} - \Delta T_{1,6}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{2,5}}{\Delta T_{1,6}}\right)} \quad \text{Gl. 6-33}$$

Mithilfe der vorgesehenen Messstellen in Punkt 1 und 2 (siehe Abbildung 6-1) lässt sich auch für den internen Wärmetauscher die Leistung aus den Stoffdaten für R134a berechnen (siehe Gleichung 6-34). Darauffolgend kann der UA_{IWT} -Wert mit Gleichung 6-35 bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{IWT} = \dot{m}_{R134a} * (h_2 - h_1) = \dot{m}_{R134a} * (h_5 - h_6) \quad \text{Gl. 6-34}$$

$$UA_{IWT} = \frac{\dot{Q}_{IWT}}{\Delta T_{\log, IWT}} = \frac{\dot{m}_{R134a} * (h_2 - h_1)}{\Delta T_{\log, IWT}} \quad \text{Gl. 6-35}$$

Indirekte Kühlsysteme im Innenraum

Hierbei handelt es sich um die Bestimmung der UA-Werte des verbauten Kühlsegels bzw. der Betonkernaktivierung. Dazu sind wiederum in Abbildung 6-11 die qualitativen Temperaturverläufe zur Bestimmung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz in Gleichung 6-36 dargestellt.

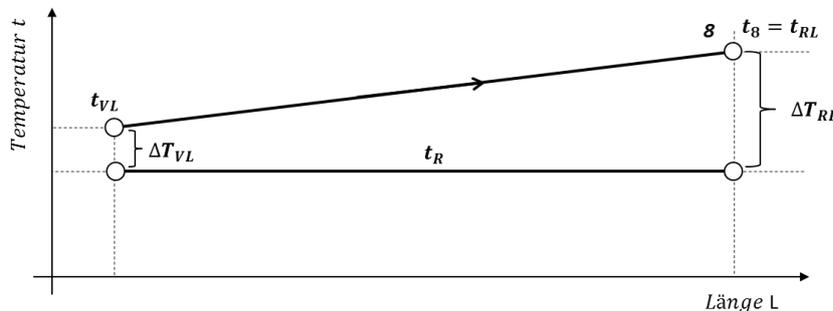


Abbildung 6-11: Qualitative Darstellung der Temperaturverläufe zur indirekten Kühlung des Innenraumes mit einer Vorlauf (t_{VL}) - und Rücklauf ($t_{RL} = t_8$) im Decken- und Kühlsegelssystem bei konstant angenommener Raumtemperatur (t_R)

$$\Delta T_{\log, K} = \frac{\Delta T_{RL} - \Delta T_{VL}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{RL}}{\Delta T_{VL}}\right)} \quad \text{Gl. 6-36}$$

Für die Kühlung des Innenraumes im Sommer wird hierfür eine annähernd konstante Raumtemperatur von $t_R = 26 \text{ °C}$ (aus der Temperaturmessung im Innenraum) erwartet. Bei der Bestimmung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz im Falle der Betonkernaktivierung ist zu beachten, dass diese nur im voll beladenen und stationären Zustand sinnvoll ist, da sich je nach Beladungszustand die Vor- und Rücklauftemperaturen und somit $\Delta T_{log,K}$ ständig ändert.

Mit der in Gleichung 6-13 definierten Kälteleistung kann der UA-Wert des indirekten Kühlsystems (UA_K) mit Gleichung 6-37 bestimmt werden.

$$UA_K = \frac{\dot{Q}_K}{\Delta T_{log,K}} = \frac{\dot{V}_w * \rho_w * c_w * (t_8 - t_{VL})}{\Delta T_{log,K}} \quad \text{Gl. 6-37}$$

6.3.4 Einflüsse auf die Komfortverhältnisse im Innenraum

Die thermische Behaglichkeit für Personen im Innenraum ist von unterschiedlichsten Einflüssen abhängig (Aktivität, Raumlufttemperatur, Luftgeschwindigkeit, Feuchte der Luft, uvm.) und ist auch zu gewissen Maßen von Person zu Person unterschiedlich. (Rieberer, 2014) Diese Thematik ist allerdings nicht als Schwerpunkt dieser Masterarbeit zu sehen, und wird daher nur in aller Kürze behandelt. Inwieweit für die Beurteilung der Komfortverhältnisse an unterschiedlichsten Messstellen die Raumtemperatur sowie die Raumluftfeuchte gemessen wird, soll hierfür an Ort und Stelle in Zusammenhang mit der Versuchsdurchführung getestet werden.

Im Allgemeinen versucht der Mensch die Körpertemperatur möglichst konstant zu halten, wobei nahezu keine Wärme im Körper gespeichert werden kann. Dieses thermische Gleichgewicht wird durch körperliche Tätigkeit und Bekleidung sowie durch die Parameter des Umgebungsklimas (wie Lufttemperatur, Luftgeschwindigkeit, mittlere Strahlungstemperatur und Luftfeuchte) beeinflusst. Je nachdem wie gut diese Faktoren gemessen oder berechnet (geschätzt) werden, lässt sich ein vorausgesagtes mittleres Votum (predicted mean vote, PMV) bestimmen, um somit eine Aussage über das Wärmeempfinden des ganzen Körpers treffen zu können. Ein vorausgesagter Prozentsatz an Unzufriedenen (predicted percentage of dissatisfied, PPD) liefert zusätzlich noch Angaben zur Unbehaglichkeit, wobei ein bestimmtes Umgebungsklima von einem Prozentsatz an Personen für zu warm oder zu kalt empfunden wird. Der PPD lässt sich aus dem PMV-Wert berechnen. Eine sehr ausführliche Beschreibung kann diesbezüglich der betreffenden Norm entnommen werden. (ÖNORM EN ISO 7730, 2006 05 01)

Empfohlene/Empfundene (operative) Raumtemperatur

Der Bereich der Raumlufttemperatur muss zu einem gewissen Grad von der Außenlufttemperatur abhängig gemacht werden. Darin liegen einerseits Energiespargründe und andererseits als unangenehm empfundene große Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Außentemperatur begründet. Die Abhängigkeiten können im rechten Teil der Abbildung 6-12 entnommen werden. Die empfundene (oft auch „operative“) Raumtemperatur (t_e) kann mit der Lufttemperatur im Raum (t_R) und einer mittleren Umschließungsflächentemperatur (t_U) sowie den Wärmeübergangszahlen für Konvektion (α_k) und Strahlung (α_s) nach Gleichung 6-38 bestimmt werden. (Rieberer, 2014)

$$t_e \cong \frac{\alpha_k * t_R + \alpha_s * t_U}{\alpha_s + \alpha_k}; \text{ für } \alpha_s = \alpha_K \rightarrow t_e = \frac{t_R + t_U}{2}$$

Gl. 6-38

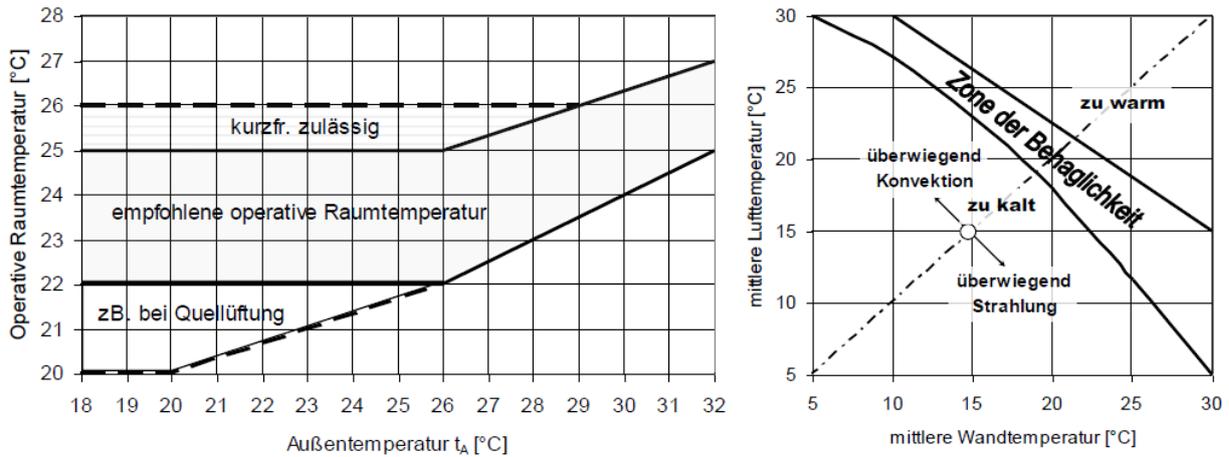


Abbildung 6-12: Empfohlene (operative) Raumtemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur (links) und Einfluss der Wandtemperatur (Umschließungsflächen) in Abhängigkeit der Lufttemperatur auf die Behaglichkeitszone (Rieberer, 2014)

Einflüsse der Luftfeuchte und Luftgeschwindigkeit

Ein weiterer wichtiger Faktor ist die Raumluftfeuchte, welche die Verdunstung maßgeblich beeinflusst (Abbildung 6-13, links). Die Behaglichkeitszone liegt hierbei zwischen ca. $\varphi = 70\%$ (Schwüleempfindung) und $\varphi = 30\%$ (Schleimhautreizung). Außerdem sind auch Grenzwerte für Luftgeschwindigkeiten einzuhalten um ein „Zuggefühl“ zu vermeiden. Je nach Zugrisiko (DR) und Turbulenzgrad (TU) ergeben sich nach Abbildung 6-13 (rechts) einzuhaltende Standardwerte. (Rieberer, 2014)

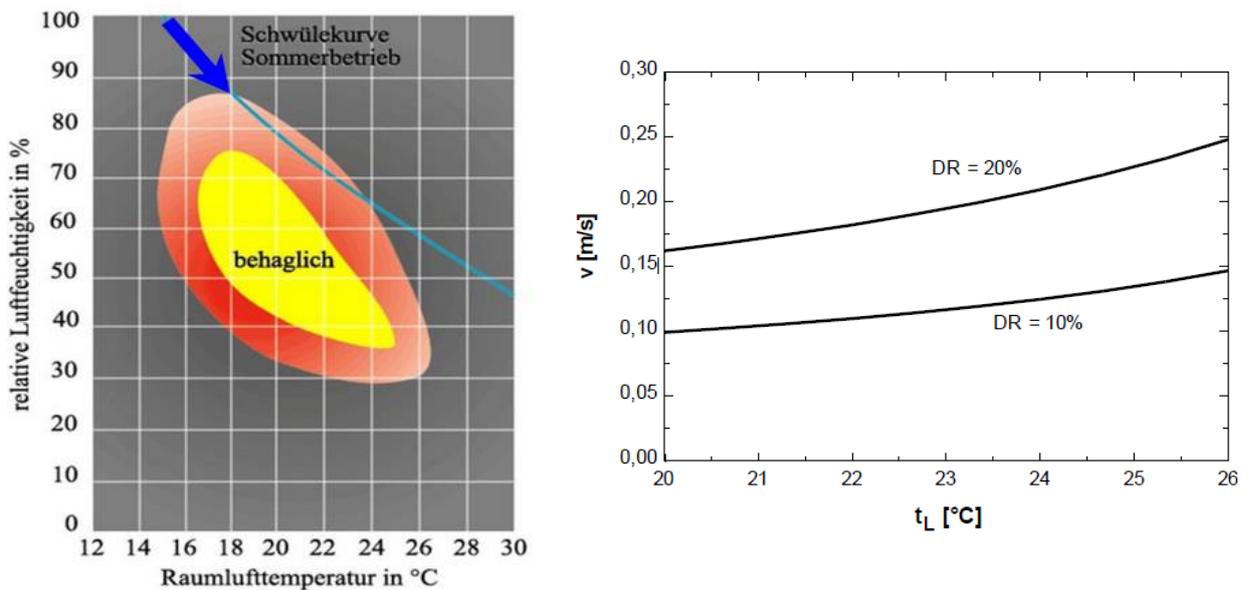


Abbildung 6-13: Einfluss der relativen Raumluftfeuchte auf die Raumtemperatur (links) und Standardwerte für Luftgeschwindigkeiten bei unterschiedlichen Zugrisiken (DR) und einem Turbulenzgrad (TU) von 40% (rechts) (Rieberer, 2014)

7 KONSTRUKTION DES FASSADENPRÜFSTANDES

Um den Einbau der ausgewählten Komponenten aus dem Kapitel 5 und Kapitel 6 in die Fassade des Versuchsraums planen zu können, wird in diesem Abschnitt der Fassadenprüfstand konstruiert. Das Ziel dieses Kapitels ist es, die benötigten Platzverhältnisse in der Fassade der MPC-Box darzustellen. Die Konstruktion wird dafür nicht bis in das letzte Detail (beispielsweise aller Anschlusssteile) ausgeführt, soll aber doch die für die Funktion wesentlichen Komponenten des Prüfstandes enthalten. Im Zuge der Konstruktion wird ebenfalls auf wichtige Einbaukriterien einzelner Bauteile hingewiesen.

7.1 Unterbringung und Montage des Prüfstandes an der Fassade

Für die Befestigung des Prüfstandes an der Fassade werden Aluminium-Rahmenprofile (45x45mm) der Firma Fetik GmbH (Fetik, 2008) verwendet, welche in Abbildung 7-1 (links) dargestellt sind. Mithilfe der vorgesehenen Nut (Nutbreite 10 mm) in den Profilen ist es möglich, mit der Montage von sogenannten Winkelementen (Abbildung 7-1 rechts) die einzelnen Profile miteinander zu verbinden. Mit Hilfe dieser Rahmenkonstruktion können folglich die einzelnen Bauteile durch das Einsetzen von Nutbausteinen an den Profilen befestigt werden.

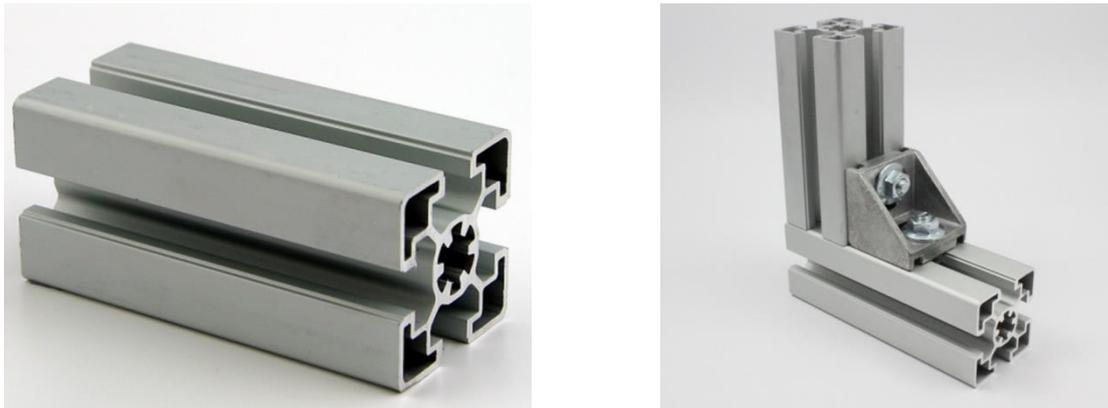


Abbildung 7-1: Alu- Profil 45x45mm (links) und Winkel (rechts) der Firma Fetik GmbH zur Montage des Prüfstandes an der Fassade (Fetik, 2008)

Für die Befestigung des Rahmens müssen allerdings die Materialgegebenheiten an der Fassade berücksichtigt werden. Die Abbildung 7-2 soll diesen Sachverhalt darstellen. Die Montage der Profile ist nur am Rahmen der vorhandenen Sandwich-Paneele (blau hervorgehoben im rechten Teil) zulässig, da es sich bei den Seitenflächen um vorgezogene Dämmflächen handelt, an denen keine Verschraubungen vorgenommen werden können. Unter Berücksichtigung der Fensterflächen ergibt sich demnach gemäß des blau gefärbten Bereiches in Abbildung 7-2 (links) die Befestigungsmöglichkeit der Rahmenprofile. Aus den Bemaßungen ist erkennbar, dass der Abstand zwischen den Paneel- Einsätzen mit 100 mm bzw. 112,5 mm sowie auch der Abstand zum Boden bzw. Fenster mit 100 mm bzw. 130 mm ausreichend ist, um die Alu- Profile mit 45x45 mm Außenabmessung zu montieren. Des Weiteren sei an dieser Stelle nochmals erwähnt, dass für die Unterbringung des Prüfstandes an der Fassade ein Bereich von 3,2 x 1,1 x 0,24 m (Länge x Höhe x Tiefe) zur Verfügung steht. Dieser ist ebenfalls in der Abbildung 4-16 ersichtlich.

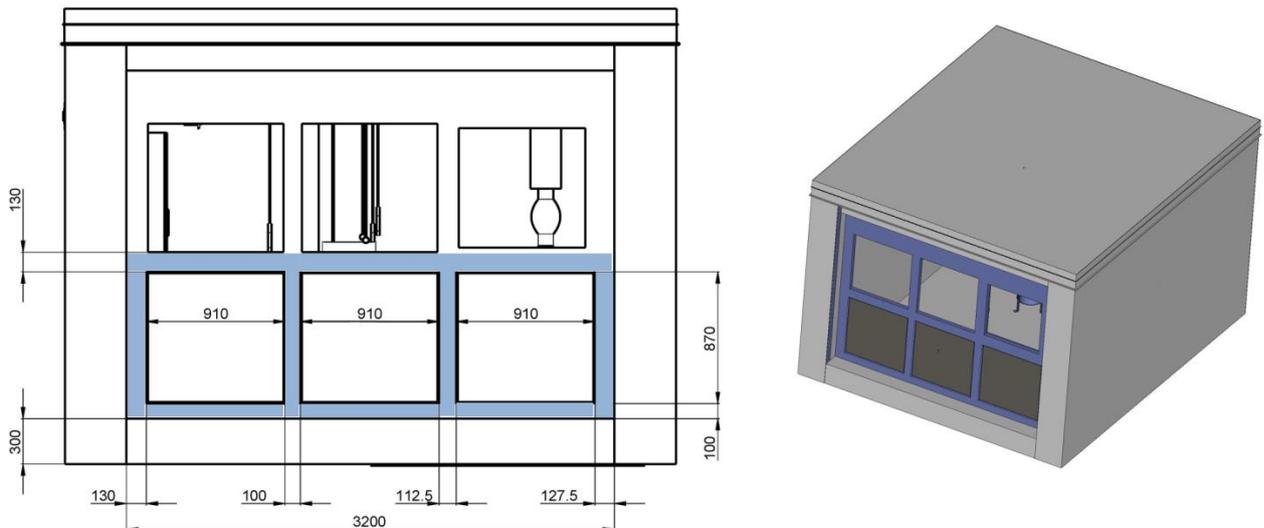


Abbildung 7-2: Abmessungen der Montagefläche (blau markiert) an der MPC-Box zur Befestigung der Rahmenkonstruktion

Zusätzlich muss beim Aufbau der Rahmenkonstruktion gezielt auf die Zugänglichkeit der Bauteile geachtet werden. Dies ist sowohl für Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten als auch für das Umschalten der Ventile notwendig. Es erscheint allerdings auch zweckmäßig, die Möglichkeit zu haben, die Arbeiten am Prüfstand sowohl von der Außenseite als auch von der Innenseite - durch das Entfernen der Sandwich-Paneele - durchführen zu können. Die Anordnung der Messgeräte zum visuellen Ablesen der Messdaten spielt dabei eine wesentliche Rolle, welche in den folgenden Kapiteln näher beschrieben wird.

7.2 Indirekte Kühlsysteme im Innenraum

Wie aus dem Systemkonzept abgeleitet, werden das bereits installierte Deckensystem und ein Deckensegel für die indirekte Kühlung des Innenraumes vorgesehen. Die Abbildung 7-3 zeigt das verlegte Rohrsystem in der Decke und die dazugehörigen Abmessungen. Pro Deckenebene sind rund 85 m Rautherm S- Rohre (17x2 mm) verlegt. Im hinteren linken Eckpunkt der MPC-Box (vgl. Abbildung 7-3) befindet sich der Abgang zum Heizungsverteiler, von dem das zirkulierende Wasser wiederum zum Plattenwärmetauscher an der Fassade transportiert wird.

Um auch das Deckensegel der Firma Lindner in die Konstruktion einzubinden, wurde dieses Bauteil als Gesamteinheit in Abbildung 7-4 nachgebildet. Dabei handelt es sich um eine schematische Darstellung. Ein genauerer technischer Aufbau der einzelnen Elemente kann der Abbildung 5-27 entnommen werden. Dennoch kann der grundsätzliche Aufbau mit den flexiblen Schläuchen zur einfachen Montage/Demontage, Zu- und Ableitung an den Heizungsverteiler und die Deckenhalterung der Abbildung entnommen werden. Der aus dem Kapitel 5.2.3 abgeleitete und erforderliche Flächenbedarf von rund 8,5 m² bedeutet, dass je nach Anordnung der einzelnen Elemente die Abmessungen des Kühlsegels ca. 3,4 x 2,4 m betragen werden.

7 Konstruktion des Fassadenprüfstandes

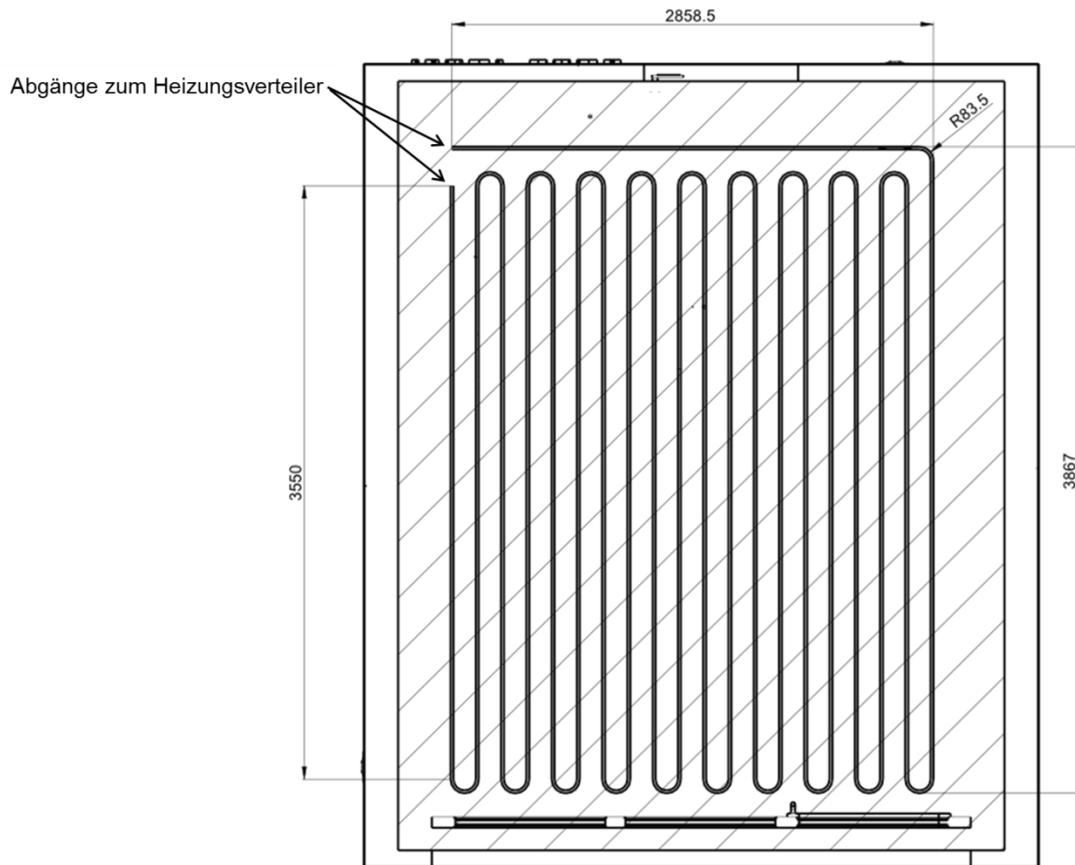


Abbildung 7-3: Darstellung der vorhandenen Betonaktivierung in der Decke (5 cm und 10 cm) der MPC-Box mit Rautherm S 17x2 mm Rohren.

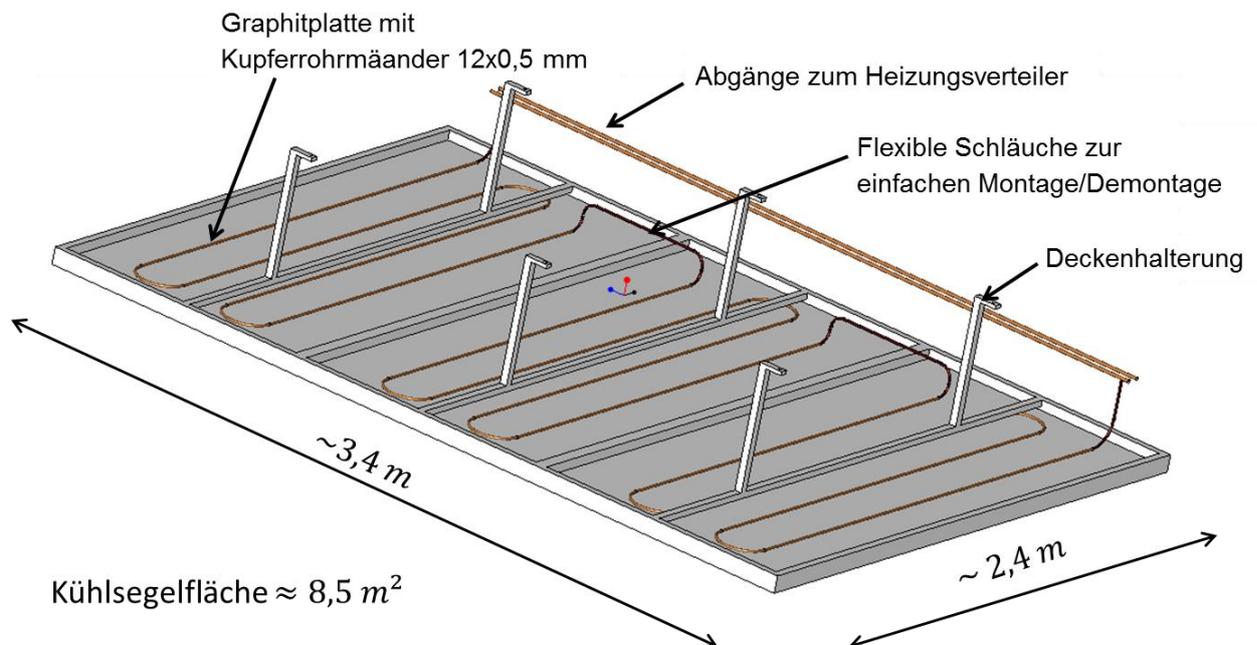


Abbildung 7-4: Deckensegel bestehend aus einer Graphitplatte mit Kupferrohrmäander 12x0,5 mm und flexiblen Anschlussschläuchen zur einfachen Montage/Demontage (siehe auch Abbildung 5-27)

7.3 Außenluftsystem

Als weitere Unterbaugruppe wurde das Außenluftsystem mit dem integrierten Lamellenwärmetauscher und Radialluftventilator konstruiert. Die Abbildung 7-5 zeigt den Aufbau mit den bereits in Kapitel 5.3 definierten Einzelbauteilen. Die eingezeichneten roten Pfeile stellen die Fließrichtung des Kältemittels im Lamellenwärmetauscher dar (Sommerbetrieb). Die blauen Pfeile symbolisieren die ein- und austretende Luft aus den Außenluftkanal. Die Gesamtlänge des Außenluftsystems vom Eintrittsquerschnitt bis zum Austrittsquerschnitt beträgt rund 1,3 m. Aufgrund der vorhandenen Platzverhältnisse in der Fassade kann dieses System daher nur horizontal eingebaut werden. Die Fixierung dieser Einheit an der Rahmenkonstruktion des Fassadenprüfstandes sowie der Kondensatablauf am Wärmetauscher müssen gezielt berücksichtigt werden. Diesbezüglich sei darauf hingewiesen, dass die Position und Lage des Lamellenwärmetauschers aufgrund der in dieser Anordnung senkrecht stehenden Lamellen resultiert. Somit ist ein gezielter Kondensatablauf möglich.

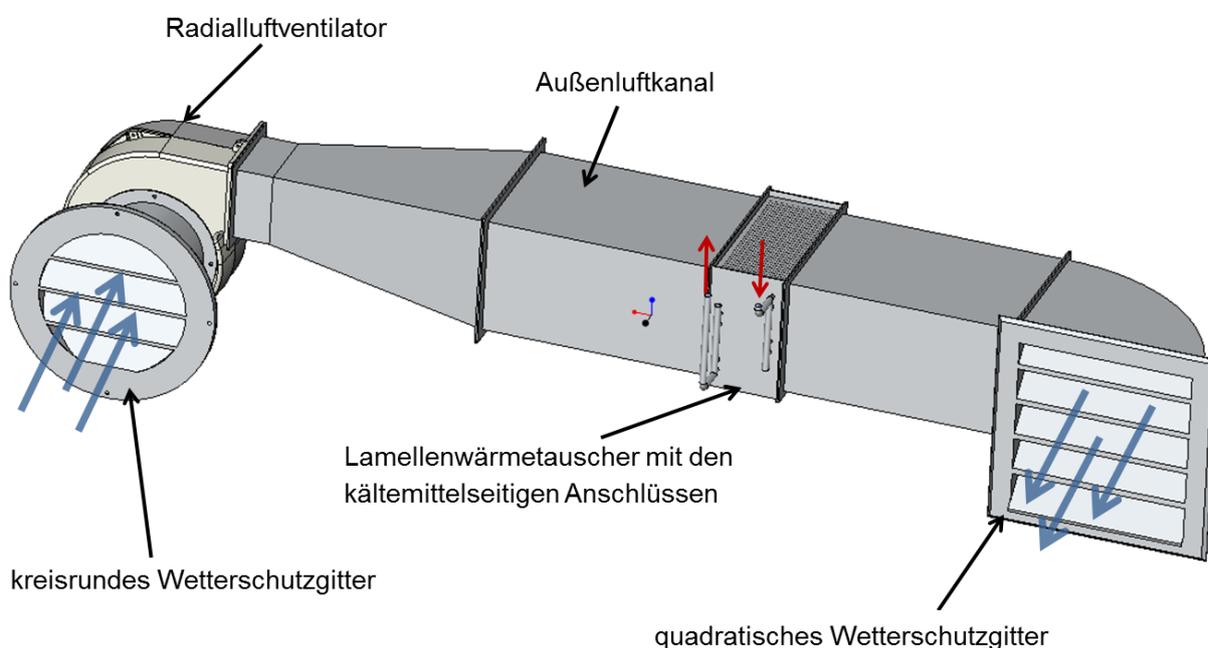


Abbildung 7-5: Darstellung der Unterbaugruppe „Außenluftsystem“ aus den beschriebenen Einzelbauteilen. Luft: blau; Kältemittel: rot

7.4 Ausschnitt aus dem Kältemittelkreislauf mit Anschlussstellen zu den Kühlsystemen

Um die einzelnen Bauteile der Kältemaschine besser darstellen zu können, ist aus dem gesamten Kältekreis ein Ausschnitt davon in Abbildung 7-6 angeführt. Es kann dadurch die gegenseitige Positionierung der einzelnen Bauteile im Detail betrachtet werden. Über den Niederdrucksammler wird das Kältemittel (gekennzeichnet mit den blauen Leitungen) über den internen Wärmetauscher geleitet und anschließend dem Kompressor zugeführt. Das aus dem Kompressor austretende Hochdruck-Kältemittel (rote Leitungen) gelangt im Anschluss über ein 4-Wege Umkehrventil zum Kondensator im Außenluftsystem. Die hierfür vorgesehenen Umschaltknoten dienen der Ansteuerung des Lamellenwärmetauschers im Außenluftsystem oder des zusätzlichen vorgesehenen Kondensatorsystems, bei welchem es sich um die Außenaufstellung eines Gebläsekonvektors der Fa. Roller handelt. Genauer zu diesem Bauteil wurde in Kapitel 5.3.2 beschrieben. Das aus dem Kondensator austretende Kältemittel

wird über den internen Wärmetauscher unterkühlt und im Anschluss durch einen Filter an das elektronische Expansionsventil geleitet, wo auf den Verdampfungsdruck expandiert wird. Das Kältemittel wird daraufhin im vorgesehenen Umschaltknoten entweder der Fan Coil-Anlage oder dem ebenfalls in der Fassade befindlichen Plattenwärmetauscher zugeführt. Aus dem jeweiligen Verdampfer gelangt das Kältemittel schlussendlich über das 4-Wege Ventil wieder zurück in den Niederdrucksammler.

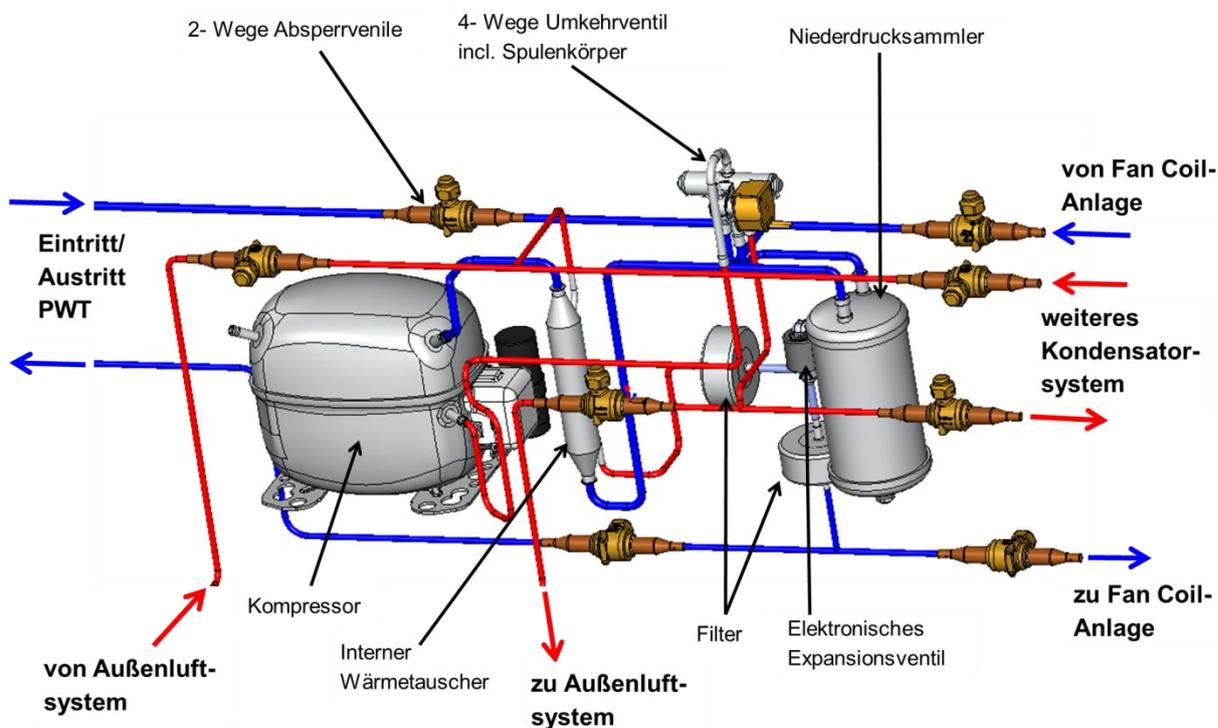


Abbildung 7-6: Ausschnitt aus dem Kältemittelkreislauf mit den ausgewählten Bauteilen und dazugehörigen Kältemittelleitungen (Hochdruck (rot)- und Niederdruckleitungen (blau) für den Kühlbetrieb).

Als schwingungsdämpfende Maßnahme und zum Schutz der Lötstellen wurde in der Konstruktion gezielt auf einen U-förmigen Verlauf der Kältemittelleitungen zum Kompressor geachtet. Sowohl in der Saugleitung (blau) als auch in der Druckleitung (rot) des Kompressors ist diese Maßnahme der Abbildung 7-6 zu entnehmen. Für einen bestmöglichen Wärmeübergang im internen Wärmetauscher wurde dieser senkrecht im Gegenstromprinzip angeordnet. Des Weiteren wurden die vom Hersteller des Niederdrucksammlers angegebenen Montagevorschriften eingehalten. Hierbei ist es notwendig, das Bauteil vertikal möglichst nahe und auf selber Höhe des Kompressors anzuordnen. Für das 4-Wege Umkehrventil musste ebenfalls eine Montagevorschrift hinsichtlich des Spulenkörpers berücksichtigt werden, welcher nicht nach unten weisen darf.

7.5 Versorgungseinheit der indirekten Kühlsysteme

Hierbei handelt es sich um eine weitere Unterbaugruppe zur Versorgung der indirekten Kühlsysteme. Der konstruktive Aufbau kann aus Abbildung 7-7 entnommen werden. Die hier dargestellten Bauteile sind ebenfalls für die Unterbringung in der Fassade der MPC-Box zu berücksichtigen. Die Schnittstelle zum vorher beschriebenen Ausschnitt aus dem Kältekreis ist mit dem Plattenwärmetauscher dargestellt. Aus der sekundären Seite tritt das Wasser im Gegenstromprinzip aus dem Plattenwärmetauscher aus und gelangt zum Mischventil. In diesem Bauteil wird zum Vorlauf (blaue Wasserleitung) ein Teil des Rücklaufs aus dem Kühlsystem

(rote Wasserleitung) beigemischt und von der Pumpe angesaugt. Im Anschluss an die Pumpe folgt das beschriebene magnetisch induktive Durchflussmessgerät, welches aufgrund der Größe und der notwendigen Integration in die Fassade, bei der Konstruktion unbedingt zu berücksichtigen war.

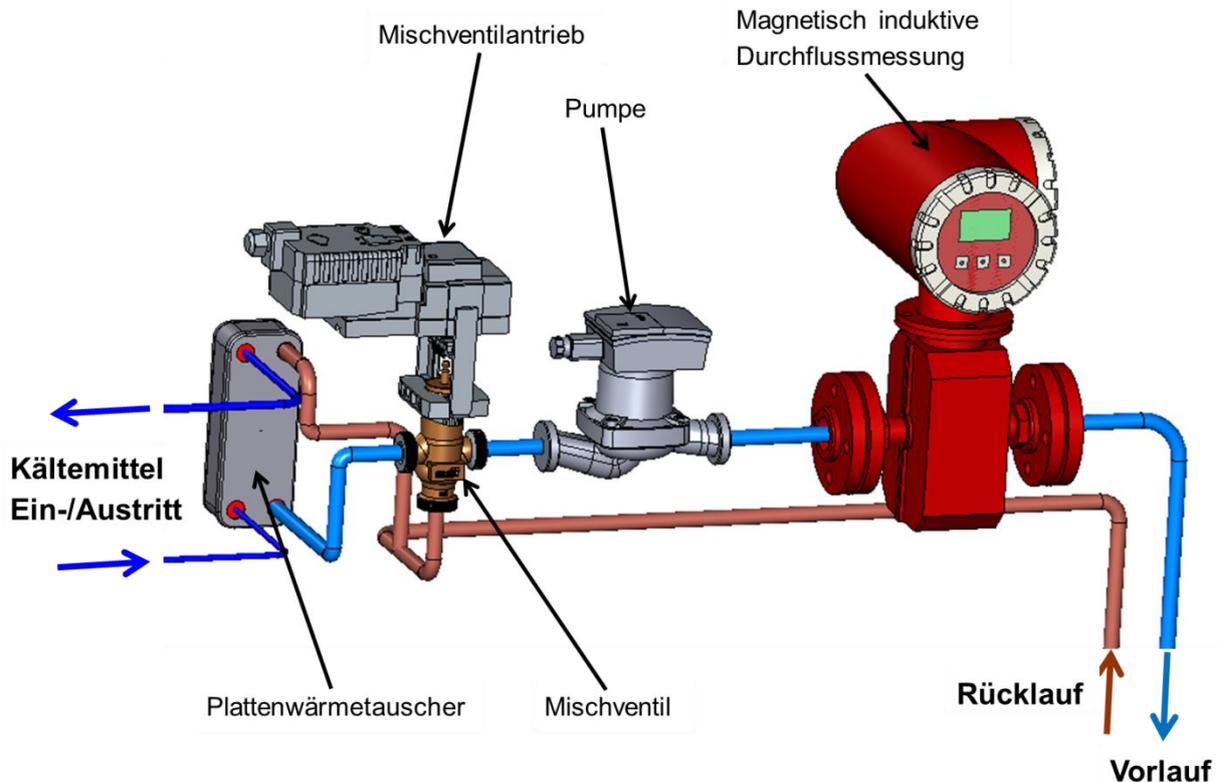


Abbildung 7-7: Versorgungseinheit der indirekten Kühlsysteme mit dem Plattenwärmetauscher als Schnittstelle zum Kältekreis.

Auch bei diesen Bauteilen gilt es die definierten Einbauvorschriften der Hersteller einzuhalten. So ist z.B. zu berücksichtigen, dass der Mischventilantrieb nicht nach unten hängend positioniert werden darf. Die in der Abbildung 7-7 dargestellte Einbaulage des Ventils könnte demnach nur um eine Drehung von maximal 90° (bzw. in der Längsachse um 360°) verändert werden. Aufgrund der geringen zulässigen Tiefe im Fassadenprüfstand ($T=240\text{ mm}$, siehe Abbildung 4-16) wurde die dargestellte Position gewählt. Zur Einhaltung der Messgenauigkeitsangaben des Durchflussmessers muss zusätzlich eine Mindest-Einlaufstrecke sowie Auslaufstrecke eingehalten werden. Nach den Angaben des Herstellers ist für die Einlaufstrecke $\geq 5 \cdot DN$ ($=5 \cdot 8\text{ mm} = 40\text{ mm}$) und die Auslaufstrecke mindestens $2 \cdot DN$ ($=2 \cdot 8=16\text{ mm}$) zu berücksichtigen (Endress+Hauser, 2015).

7.6 Positionierung der Bauteile in der Rahmenkonstruktion

Wie eingangs in Kapitel 7.1 gezeigt wurde, sind die beschriebenen Unterbaugruppen des Fassadenprüfstandes nun in eine Rahmenkonstruktion aus Aluminium-Profilen unterzubringen. Es soll dabei auch gezielt auf die Fixierung einzelner Bauteile hingewiesen werden. Die Positionierung der Bauteile hinsichtlich der Zugänglichkeit spielt ebenfalls eine wesentliche Rolle für die Gliederung der Rahmenkonstruktion an der Fassade. Diesbezüglich soll die dargestellte Aufteilung der Konstruktion in Abbildung 7-8 Aufschluss geben.

7 Konstruktion des Fassadenprüfstandes

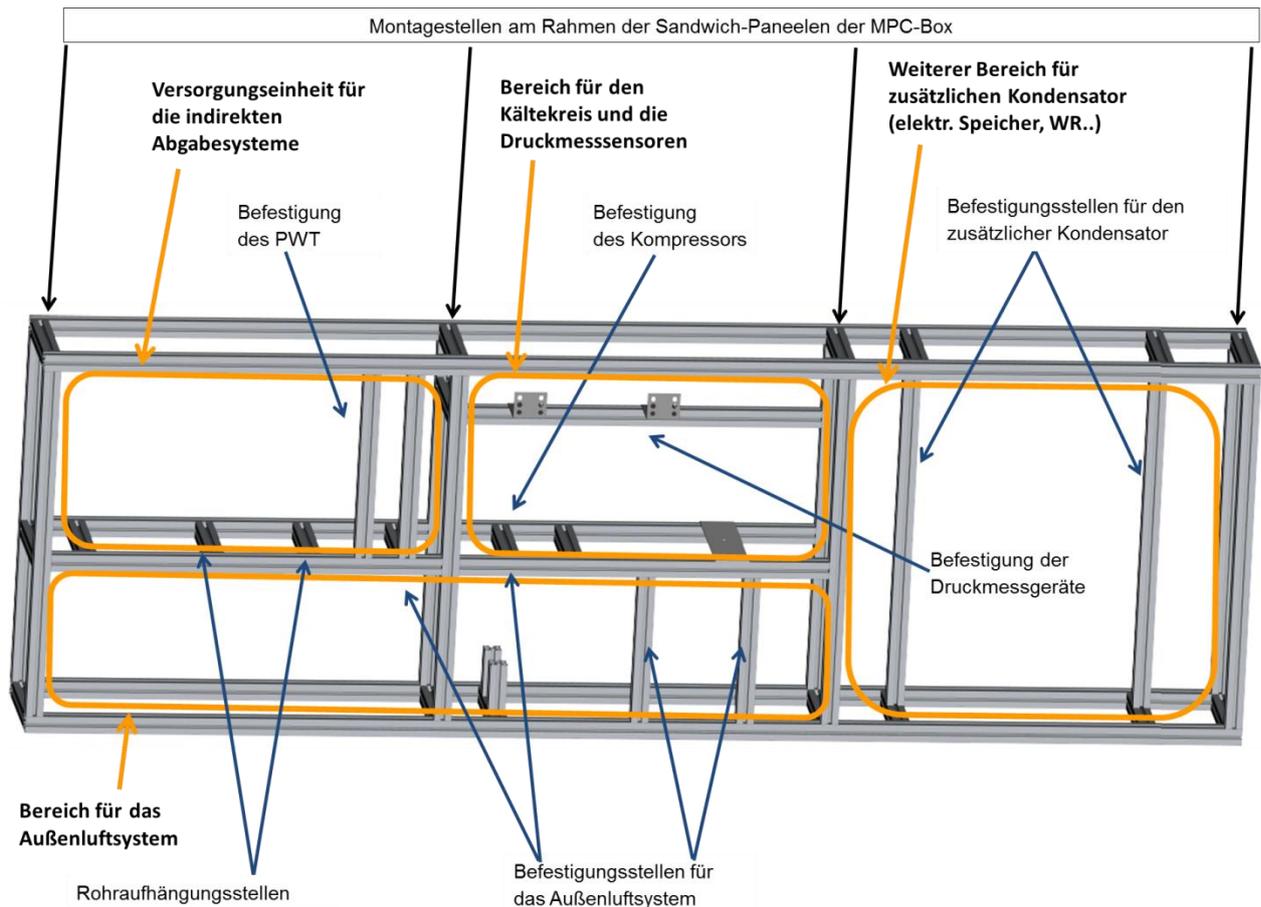


Abbildung 7-8: Gliederung der Rahmenkonstruktion zur Befestigung und Unterbringung aller benötigten Bauteile an der Fassade

Wie aus den gelb markierten Zonen ersichtlich, wird die Rahmenkonstruktion in vier unterschiedliche Bereiche gegliedert. Der Bereich für das Außenluftsystem erstreckt sich in der unteren Hälfte über zwei Drittel der vorhandenen Länge des Fassadenprüfstandes. Dieser Bereich wird von der Außenseite der Fassade durch die Montage der Wetterschutzgitter an den vorderen Abdeckungsstellen nur bedingt zugänglich sein. Von der Innenseite der MPC-Box kann durch das Entfernen der Paneele allerdings auf die entsprechende Luftführung zugegriffen werden. Die Bereiche über dem Außenluftsystem werden in die Versorgungseinheit der indirekten Abgabesysteme und der Kältemaschine/Wärmepumpe gegliedert. Die notwendigen Montagegestellen für den Plattenwärmetauscher und für die Rohrführung sind in Abbildung 7-8 mit den blauen Pfeilen gekennzeichnet. Im Bereich der Kältemaschine ist ebenfalls das vorhandene Rahmenprofil zur Positionierung des Kompressors und der entsprechenden Druckmessgeräte ersichtlich. Im rechten Bereich der Fassade wird ein weiteres Wärmetauschersystem vorgesehen. Hierbei handelt es sich um den Versuch, den von der Firma Roller angebotenen Gebläsekonvektor auch für eine Außenaufstellung zu benutzen (siehe auch Kapitel 5.3.2). Inwieweit das Querstromgebläse fähig ist, die Außenluft über eine entsprechende Öffnung am Prüfstand anzusaugen und auch wieder auszublasen, soll an Ort und Stelle überprüft werden. Des Weiteren kann es durch eine Außenmontage vor allem in den Wintermonaten vorkommen, dass der Wärmetauscher im inneren des Gebläsekonvektors deutlich schneller vereist, als der für diese Betriebsbedingungen ausgelegte Lamellenwärmetauscher im Außenluftsystem. Vorteilhaft gegenüber dem Außenluftsystem ist allerdings der weitaus geringere Platzbedarf in der Fassade. Wird dieses System hingegen nicht installiert, so wäre der vorhandene Bauraum

für die entsprechende Unterbringung eines elektrischen Speichers bzw. eines Wechselrichters sehr gut vorstellbar.

Im Zusammenhang mit der beschriebenen Rahmenkonstruktion und den vorgesehenen Montagegestellen zeigt nun die Abbildung 7-9 den von der Außenseite betrachteten Zusammenbau des Prüfstandes. Bei dem rechten Bauteil handelt es sich um den zuvor beschriebenen Gebläsekonvektor an der Außenseite der Fassade. Die gelb markierten Flächen stellen dabei den Ein- und Austrittsquerschnitt der Außenluft dar. Aus Gründen der Darstellbarkeit werden zur weiteren Beschreibung einzelne Abschnitte aus der Gesamtkonstruktion in Abbildung 7-10 und Abbildung 7-11 dargestellt.

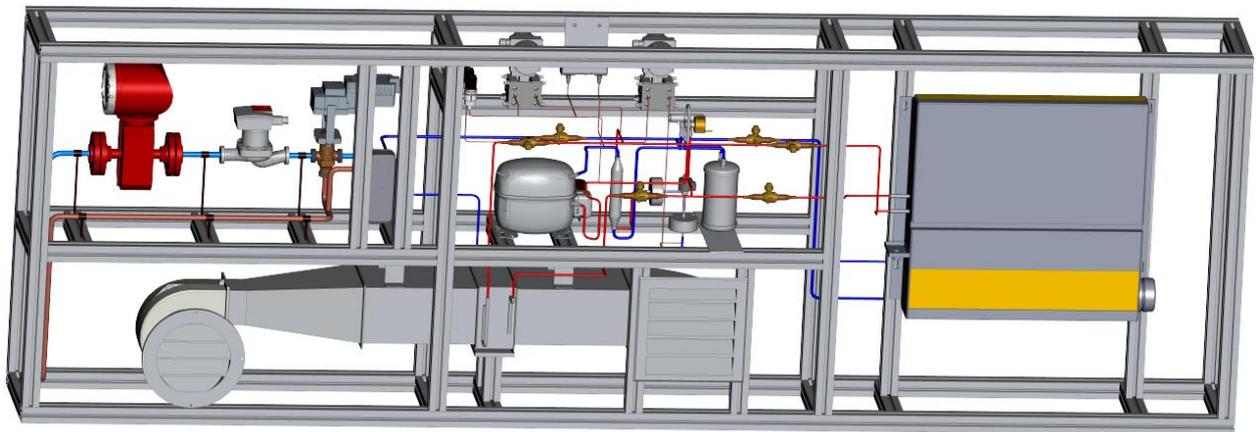


Abbildung 7-9: Rahmenkonstruktion mit sämtlichen an der Fassade befindlichen Bauteilen

In Abbildung 7-10 ist der Zugang des Prüfstandes vom Innenraum der MPC-Box dargestellt. Durch die Entnahme der Sandwich Paneele ist unter anderem der Zugang zum Radialluftventilator möglich. Von dieser Perspektive ist außerdem die Fixierung der Rohrleitungen durch Rohrschellen ersichtlich. Dazu können durch entsprechende Nuteinlagen in die Aluminium Profile Gewindestangen montiert werden, worauf am anderen Ende die Rohrschnellen angebracht sind. Des Weiteren wurde die Zugänglichkeit an die unterschiedlichen Drucksensoren von dieser Seite aus gewählt. Somit können z.B. angezeigte Messwerte an den Messgeräten witterungsunabhängig vom Innenraum abgelesen werden, sofern dies bei vorgesehener Auslesung der Daten am PC erforderlich ist. Die Umschaltung der unterschiedlichen Abgabesysteme für das Kühlen im Sommer bzw. Heizen im Winter ist ebenso vom Innenraum durch das entsprechende Schließen bzw. Öffnen der Umschaltventile möglich. Für den Lamellenwärmetauscher im Außenluftsystem ist ein gezielter Kondensatablauf im Winterbetrieb durch eine Kondensatwanne angedeutet. Ob dieser elektrisch beheizt oder durch ein kurzzeitiges Umkehren des Kältekreislaufes ermöglicht wird, gilt es beim Aufbau des Prüfstandes zu berücksichtigen bzw. kundenspezifisch vom Hersteller (vgl. Kapitel 5.1.3) als komplettes Wärmetauscher-System zu bestellen. Eine Eisschicht am entsprechenden Wärmetauscher und somit die Notwendigkeit eines Abtauens kann bspw. durch sehr große Temperaturdifferenzen zwischen der Verdampfungstemperatur und der Luftaustrittstemperatur aus dem Außenluftsystem festgestellt werden.

7 Konstruktion des Fassadenprüfstandes

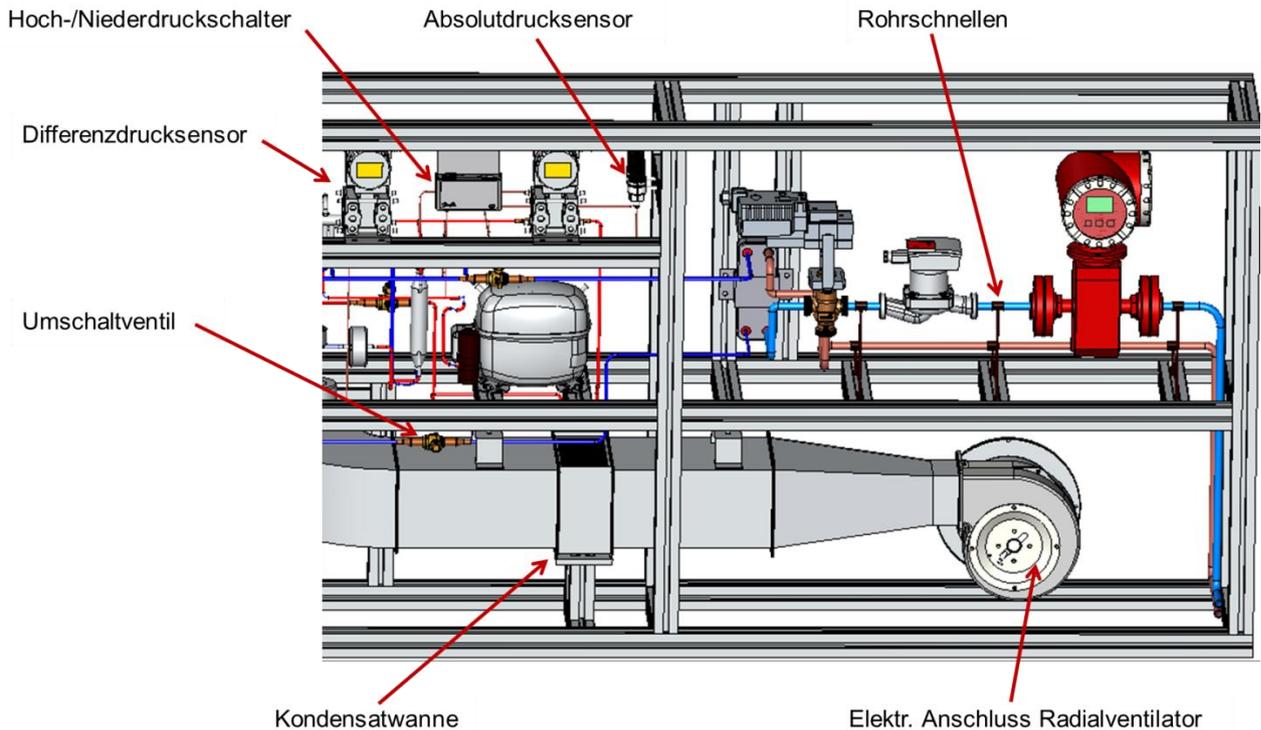


Abbildung 7-10: Ausschnitt aus der Rahmenkonstruktion von der Innenseite der MPC-Box betrachtet

Die Abbildung 7-11 zeigt einen Teil des Prüfstandaufbaus von der Außenseite betrachtet. Aus dieser Darstellung ist ersichtlich, dass die Umschaltung der unterschiedlichen äußeren Wärmetauscher unter anderem von dieser Seite aus möglich ist. Des Weiteren sind die Kapillarleitungen zu den einzelnen Druckmessstellen in der Abbildung dargestellt. Generell ermöglicht bereits das Öffnen dieses kleinen Bereiches des Prüfstandes einen Zugang zu den wesentlichen Bauteilen der Kältemaschine/Wärmepumpe.

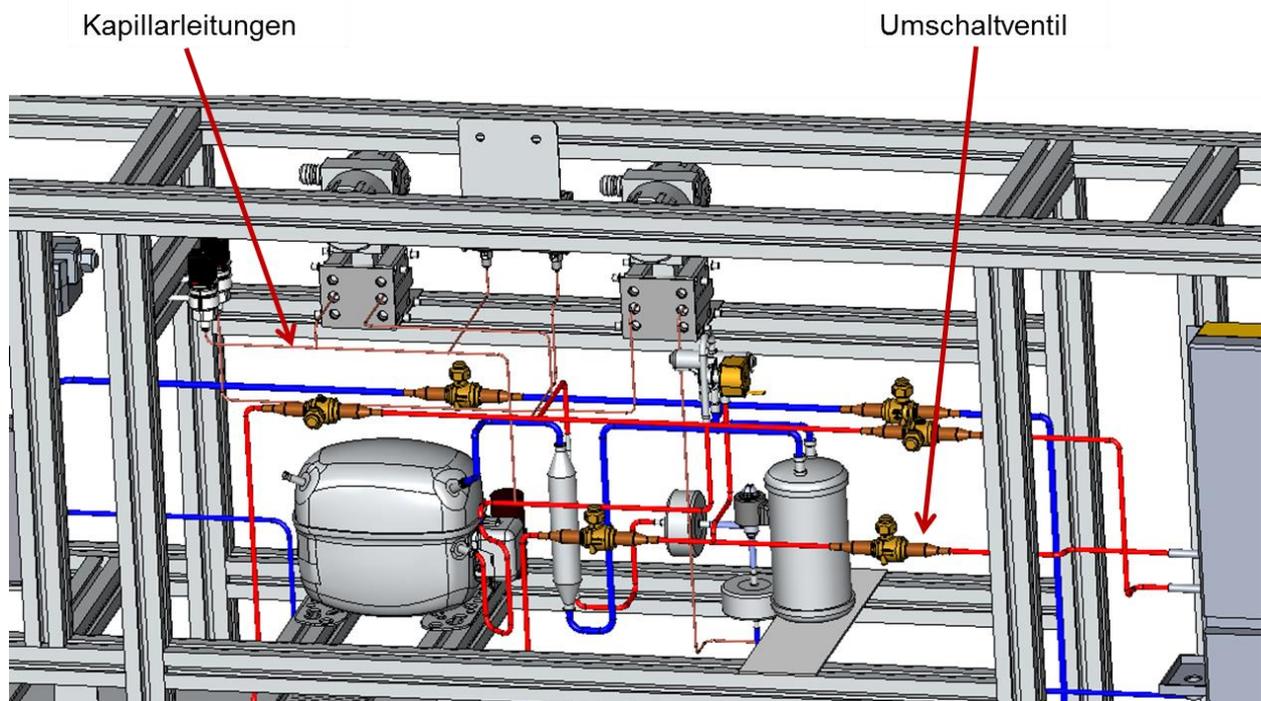


Abbildung 7-11: Ausschnitt aus der Rahmenkonstruktion von der Außenseite betrachtet

7.7 Prüfstandsaufbau an der Fassade der MPC-Box

Abschließend zur Konstruktion des Prüfstandes soll dieses Kapitel den Gesamtaufbau an der Fassade der MPC-Box darstellen. Die Abbildung 7-12 zeigt die Rahmenkonstruktion und die darin enthaltenen an der Fassade platzierten Bauteile der MPC-Box. Durch die transparente Perspektive sind ebenfalls die Deckenrohre in den unterschiedlichen Tiefen dargestellt. Um Witterungseinflüssen standzuhalten wird der Prüfstand nach dem Anbau an die Fassade von vorne bzw. oben durch entsprechende Abdeckungen geschützt. Für den Winterfall muss zudem darauf geachtet werden, dass eine geeignete Dämmung vorgesehen wird, um die unterschiedlichen Bauteile vor Frosteinflüssen schützen zu können.

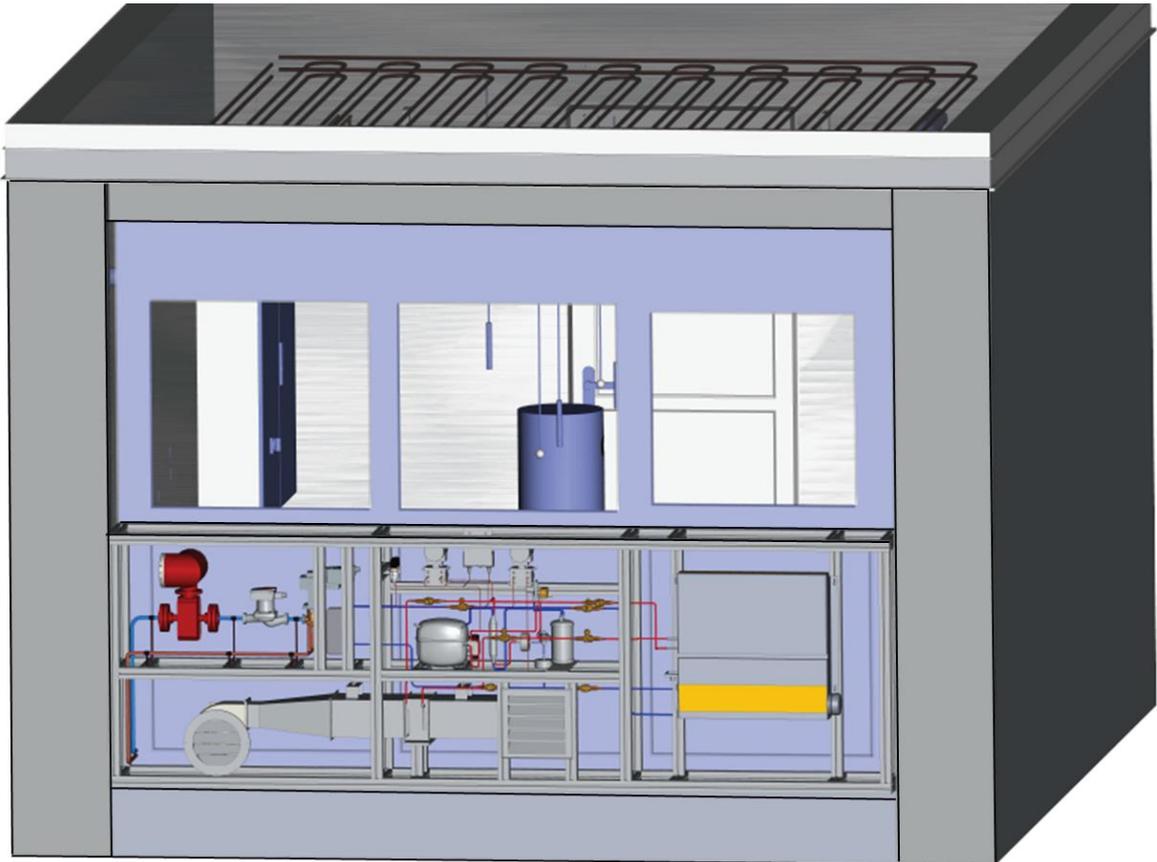


Abbildung 7-12: Außenansicht des Prüfstandes zur Untersuchung aktivierter Fassadensysteme

Um auch das Deckensegel sowie die innenliegende Fan Coil Anlage darzustellen, ist in Abbildung 7-13 eine Schnittdarstellung des gesamten Prüfstandes ersichtlich. Die innen montierte Fan Coil Anlage befindet sich im Brüstungsbereich der Fassade, direkt hinter jener, die außen montiert ist. Des Weiteren ist in dieser Abbildung die Position des Heizungsverteilers dargestellt, an welchem nun das Fassadensystem angeschlossen wird. Bezüglich der Lüftung soll für die ersten Versuchsdurchführungen vorerst die vorhandene Be- und Entlüftung in der MPC-Box verwendet werden. Die Belüftung erfolgt dabei mit dem in Abbildung 7-13 dargestellten Lüftungssystem, welches an der Hinterseite der MPC-Box zur Außenluft-einbringung angeschlossen ist. Die inneren Lasten werden für die Versuchsdurchführung mithilfe von mehreren 100 W Glühlampen simuliert. Diese sind von einem schwarzen Zylinder umgeben und ungefähr in der Mitte der MPC-Box platziert. Durch Ummantelung mit einem schwarzen Zylinder wird ein relevanter Anteil der inneren Lasten als Strahlungswärme in den Innenraum abgegeben. Zum Prüfstandsaufbau an der Vorderseite der Fassade muss an dieser

Stelle noch hinzugefügt werden, dass die zulässigen Abmessungen hinsichtlich der Tiefe (240 mm) nicht exakt eingehalten werden konnten. Der derzeit gewählte Aufbau verursacht einen Vorsprung von ca. 10 cm im Vergleich zu den Seitenflächen. Der Überstand resultiert hauptsächlich aus dem Aufbau des Außenluftsystems. Die Luftführung für den gewählten Lamellenwärmetauscher benötigt den meisten Platz in Bezug auf die Tiefe der Fassade. In der Länge und in der Höhe konnten die geforderten Abmessungen eingehalten werden.

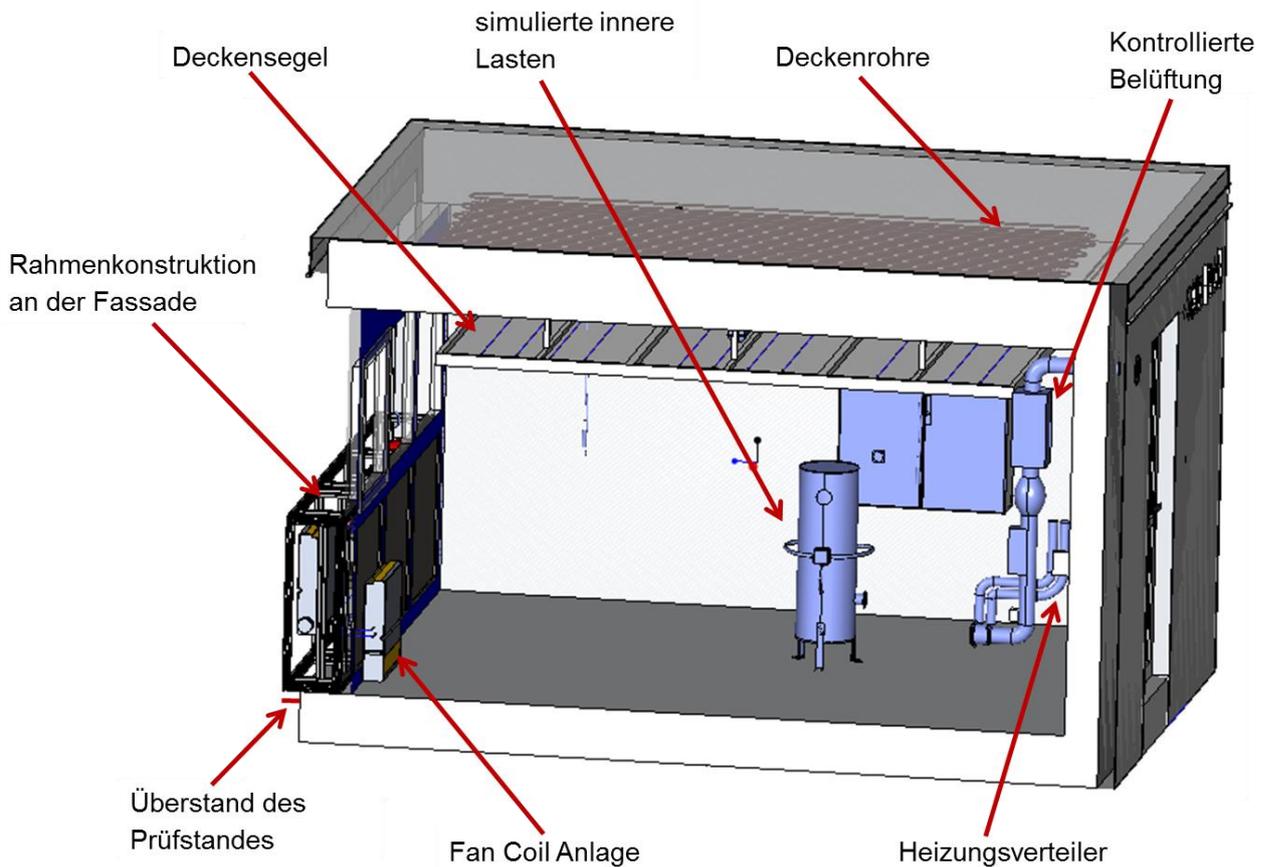


Abbildung 7-13: Schnittdarstellung der MPC-Box mit dem gesamten Prüfstandsaufbau

8 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN

Als Teil des CoolSkin-Projektes war die Aufgabenstellung dieser Arbeit die Konzeptionierung eines Prüfstandes für die Untersuchung eines fassadenintegrierten Systems zur Kühlung von Innenräumen. Der Prüfstandsaufbau wird hierfür an der Fassade der vorhandenen MPC-Box am Gelände der TU Graz vorgesehen. Mithilfe einer zu installierenden Photovoltaikanlage soll die notwendige Energie zum Betreiben einer Kältemaschine bereitgestellt werden, um daraufhin unterschiedlichen Kühlsysteme versorgen zu können. Primärer Fokus liegt im Kühlen, dennoch soll die Heizung im Winter technisch möglich sein. Im ersten Schritt wurden Simulationsergebnisse zu unterschiedlichen Randbedingungen eines Referenz-Bürraumes genauer analysiert. Mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse wurden darauffolgend einige Systemkonzepte abgeleitet, bewertet und unter Berücksichtigung der vorhandenen Platzverhältnisse, ein Konzept ausgewählt. Dieses lieferte die Grundlage für die Dimensionierung und Auswahl aller benötigten Komponenten inklusive der Messstellen, um eine Gesamtbeurteilung des Prüfstandes vornehmen zu können. Um den Einbau der ausgewählten Komponenten in die Fassade des Versuchsgebäudes planen zu können, wurde abschließend der Fassadenprüfstand in einem CAD-Modell konstruiert.

Zusammenfassung

Die Auswertung der ersten Simulationsergebnisse hat gezeigt, dass für die Forderung eines energetisch autarken Systems eine Form von Speicherung (thermisch oder elektrisch) notwendig ist, um eine bedarfsgerechte Kühlung für den Innenraum bereitstellen zu können. Beispielsweise muss für einen südlich ausgerichteten Büroraum am Standort Ljubljana (entspricht ungefähr den klimatischen Bedingungen in Graz) und einer Fassadenkonfiguration mit raumhohen Fensterelementen (Verglasungsanteil rund 33% der Gesamtfläche) eine thermische Speicherung von 3-4 kWh bei einer PV-Fläche von 5,6 m² (rund 50% der maximal zur Verfügung stehenden Fläche) und einer Kälteleistung der Kältemaschine von 0,5 kW vorgesehen werden. Für die Auswertung mit einer elektrischen Speicherung ergab sich mit den selben Randbedingungen eine notwendige Speicherkapazität von 2 kWh bei gleicher PV-Fläche von 5,6 m² und einer Kälteleistung der Kältemaschine von 0,85 kW. Eine überschlagsmäßige Abschätzung der notwendigen Dimensionen für die Integration eines Speichers hat gezeigt, dass im Fall der thermischen Speicherung von Wasser ein Volumen von rund 259 Liter im Vergleich zur elektrischen Speicherung mit ca. 17 kg (Lithium-Ionen Technologie) notwendig ist. Ein direkter Vergleich unterschiedlicher bautechnologischer Gestaltungen der Fassade hat zudem ergeben, dass die Fassade mit einem Fensterband (Verglasungsanteil von 39%) eine Kälteleistung von rund 0,93 kW benötigt, während bei der Fassade mit der kleinsten Verglasungsfläche (19%) die Kälteleistung mit 0,81 kW am geringsten ausfiel. Basierend auf den Simulationsergebnissen wurde für den Prüfstandsaufbau eine benötigte Kälteleistung der Kältemaschine mit 1 kW definiert.

Überschlagsmäßige Berechnungen für die Ableitung der Systemkonzepte haben ergeben, dass die Aufbringung der notwendigen Kühlleistung über eine reine Frischluftkühlung, unter Beachtung des hygienisch notwendigen Luftwechsels für den betrachteten Büroraum von $\dot{V}_l = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, aufgrund der niedrigen Eintrittstemperatur von -3,8°C aus Komfortgründen nicht zulässig ist. Dies wäre nur in Kombination mit bspw. einer zusätzlichen Kühlung der Fassadeninnenfläche möglich, wobei sich für diese bei einer Fassadenkonfiguration mit einem Fensterband und einer daraus folgenden nutzbaren Fläche von 9,72 m², eine Kühlleistung von

max. 486 W ergibt. Durch diese zusätzliche Maßnahme wäre eine Frischluft-Eintrittstemperatur von minimal 11 °C ausreichend, um die Kühllasten abführen zu können. Für die Abfuhr der auftretenden Kühllasten (rund 1 kW) mithilfe eines Kühlsegels ist nach ersten Abschätzungen eine Fläche von 8,3 m² erforderlich, womit rund 33% der Deckenfläche des Referenz-Büroraumes (25 m²) belegt wären. Für eine Betonkernaktivierung der Massivdecke müssten hingegen 25 m² vorgesehen werden. Nach den Berechnungen konnten Systemkonzepte abgeleitet werden, welche sich hinsichtlich der Kühlsysteme, Lüftung und Speicherung voneinander unterscheiden. Aufgrund der Tatsache, dass es sich um den Aufbau eines Prüfstandes zur Untersuchung aktiver Fassadensysteme handelt, sollte vor allem Wert auf eine Variantenvielfalt zur Kühlung des Innenraumes gelegt werden. Daher wurde das Konzept mit einer Fan Coil Anlage als direktes Kühlsystem (Verdampfung des Kältemittels im Abgabesystem) und den weiteren indirekten Systemen (sekundärer Wasserkreislauf entkoppelt zum Kältekreislauf) mit einer Betonkernaktivierung und einem Kühlsegel gewählt. Jedes Abgabesystem ist dabei in der Lage, die notwendige Kühlleistung von 1 kW aufzubringen. Des Weiteren bietet die thermisch aktivierte Betondecke eine interne Speicherwirkung, womit ein externer thermischer Speicher ersetzt werden kann, was Vorteile hinsichtlich der Integration des Prüfstandes in die MPC-Box hat. Die bereits vorhandenen Deckenrohre in der MPC-Box sowie der Anschluss der indirekten Kühlsysteme über den verbauten Heizungsverteiler waren weitere Kriterien, die in der Auswahl dieses Konzeptes Anteil hatten. Die Beaufschlagung des an der Außenseite befindlichen Kondensators (Sommer) bzw. Verdampfers (Winter) mit der Abluft aus dem Raum erwies sich vor allem im Winter (angenommene mittlere Außentemperatur von 2 °C und eingesetzter Wärmerückgewinnung) aufgrund zu hoher luftseitiger Temperaturspreizungen ($\Delta T \sim 30 \text{ °C}$) als problematisch. Die Be- und Entlüftung des Raumes wurde folglich von der Kälte- und Wärmeerzeugung getrennt und die momentan installierte Lüftung der MPC-Box für die ersten Versuchszwecke vorgesehen.

Bei der folgenden Auswahl eines Kompressors für die Kältemaschine wurden vorerst keine Einschränkungen hinsichtlich der Energie-Bereitstellung (Photovoltaik oder öffentliches Stromnetz, Gleichstrom- oder Wechselstromspeisung) getroffen. Unter Berücksichtigung einer Kälteleistung von 1 kW bei Verdampfungstemperaturen um 10 °C (gewählter Auslegungszustand) wurde ein drehzahlregelbarer Kompressor des Typs GLT99FSN von Danfoss mit dem Kältemittel R134a gewählt. Eine überschlagsmäßige Berechnung des Kältekreislaufes bei den angegebenen Messbedingungen nach ASHRAE⁴ ergab eine Kälteleistung von $\dot{Q}_0 = 1076 \text{ W}$ und einen $COP = 2,85$ der Kältemaschine bei einem Liefergrad von $\lambda = 0,82$ und isentropen Gesamtwirkungsgrad von $\eta_{is,over} = 0,58$ des Kompressors. Die weiteren Auswertungen mit diesem Modell haben gezeigt, dass für den außen liegenden Wärmetauscher eine Außenluftumwälzung von $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h}$ notwendig ist, um vor allem im Heizbetrieb Leistungen von 800 W erzielen zu können. Ein separater Luftkanal mit einem einseitig saugenden Radialventilator soll diesbezüglich den notwendigen Volumenstrom bereitstellen. Vor allem die Realisierung einer Kreislaufumkehr für den Kühl- und Heizbetrieb machten es notwendig, bidirektional durchströmbare Ventile für die Umschaltung zwischen den unterschiedlichen Abgabesystemen einzusetzen. Für Versuchszwecke wurde im Prüfstandsaufbau zusätzlich ein Gebläsekonvektor als weiteres Außen-Wärmetauschersystem vorgesehen. Hierbei handelt es sich um dieselbe Baureihe des ausgewählten Innengeräts (HKN 20 EC), wobei das nächst größere Modell für den Betrieb als Kondensator im Sommer gewählt wurde. Vorteil dieses Systems ist die kompakte Bauweise und daher geringer Platzbedarf in der

⁴ vorgegebene Temperaturniveaus: $T_{cond} = 55 \text{ °C}$, $T_{evap} = 7,2 \text{ °C}$, $dT_{Sh} = 27,8 \text{ K}$ und $dT_{Sc} = 9 \text{ K}$

Fassade. Die Gestaltung der Öffnungen um das Ansaugen und Ablasen der Außenluft durch das integrierte Querstromgebläse zu garantieren, muss allerdings an Ort und Stelle getestet werden.

Für die Versorgung der unterschiedlichen indirekten Kühlsysteme wurde eine Beimischschaltung gewählt. Mit der Auswahl eines Mischventils wurde eine Ventilautorität für die Betonkernaktivierung von $a_v = 0,61$ sowie für das Kühlsegel $a_v = 0,7$ berechnet und somit ein gutes Regelverhalten im Betriebspunkt der Abgabesysteme nachgewiesen. Das gewählte Kühlsegel ist mit abnehmbaren bzw. abklappbaren Deckenplatten ausgestattet, wodurch eine Behinderung der Kühlfunktion über die aktivierte Betondecke bei inaktivem Kühlsegel ausgeschlossen werden kann.

Um eine experimentelle Analyse des Prüfstandes vornehmen zu können, wurden entsprechende Messstellen im Prüfstandsaufbau vorgesehen. Darunter fallen Sensoren für Temperatur, Absolutdruck, Differenzdruck, elektrische Energiezählung, Volumenstrom, Geschwindigkeit und relative Luftfeuchtigkeit. Mithilfe der Messstellen ist es möglich, eine Überprüfung des Kompressors vorzunehmen, die Effizienz der Kältemaschine und der Wärmetauscher zu beurteilen, und auch eine Bewertung der Komfortverhältnisse für Personen im Innenraum abzuleiten. Zum Abschluss der Arbeit wurde der gesamte Prüfstandsaufbau in einem CAD-Programm konstruiert. Für die Befestigung des Prüfstandes an der Fassade wurden Aluminium-Rahmenprofile (45x45 mm) vorgesehen, wobei gezielt auf deren Montage am Rahmen der Sandwich-Paneele geachtet wurde. Mithilfe einer Rahmenkonstruktion wurden die Anlagenteile gezielt in unterschiedliche Bereiche aufgeteilt. Dadurch ermöglicht bereits das Öffnen eines kleinen Bereiches des Prüfstandes einen Zugang zu den wesentlichen Bauteilen der Kältemaschine/Wärmepumpe. Hinsichtlich der erlaubten Abmessungen an der Fassade konnte die Tiefe mit 0,24 m nicht exakt eingehalten werden. Ein vorhandener Überstand von ca. 10 cm resultiert hauptsächlich aus dem Aufbau des separaten Außenluftkanals.

Ausblick

Mit Hilfe der vorliegenden Masterarbeit muss nun als nächster Schritt die Bestellung der einzelnen Bauteile und des Messequipments (sofern nicht am Institut für Wärmetechnik lagernd) veranlasst werden. Nach dem Erhalt der Bauteile kann mit dem eigentlichen Prüfstandsaufbau begonnen werden. Die Montage der einzelnen Komponenten in die vorgesehene Rahmenkonstruktion kann Großteils in der Werkstätte des IWT geschehen, um den beengten Platzverhältnissen und Witterungseinflüssen am Versuchsgebäude entweichen zu können. Für die Durchführung der Messungen am Prüfstand muss zuvor eine Kalibrierung der Messtechnik durchgeführt werden. Für die Messungen erscheint außerdem sinnvoll, sowohl den Sommerbetrieb als auch den Winterbetrieb zu berücksichtigen, um Vergleiche in der Gesamtbeurteilung des Prüfstandes anstellen zu können. Vor allem im Winterbetrieb wird es notwendig sein, durch eine geeignete Wärmedämmung am Prüfstand sämtliche Bauteile vor Frosteinflüssen zu schützen. Auch einer möglichen Vereisung der Wärmetauscher in Außenaufstellung (=Verdampfer im Winterbetrieb) muss durch eine elektrische Abtauheizung bzw. einer Umkehrung des Kältekreises entgegengewirkt werden. Sofern die Erprobung der Energiebereitstellung der PV-Anlage für den Kompressor abgeschlossen ist (Aufgabe des AIT), können die Ergebnisse bereits im Prüfstandsaufbau berücksichtigt werden. In dieser Hinsicht gilt es ebenfalls zu überlegen, wie und an welchen Flächen die PV-Module an der Fassade des Versuchsgebäudes angebracht werden. Ziel ist die Entwicklung eines autarken Systems zur bedarfsgerechten Kühlung/Heizung des Innenraumes, das je nach Regelungsstrategie und Abgabesystem sehr unterschiedliche Charakteristiken aufweisen kann.

LITERATUR

Belimo (2015): *Dimensionierung Auf- Zu-, Regel- und druckunabhängige Ventile*, Belimo Automation AG, Brunnenbachstrasse 1, CH-8340 Hinwil.

http://www.belimo.ch/pdf/d/Allgemeine_PHW_de.pdf [Zugriff am 11.01.2017].

Belimo (2017): *Regelventile für HLK-Anlagen-Hubventile mit Außengewinde*, Belimo Automation AG, Brunnenbachstrasse 1, CH-8340 Hinwil.

<http://www.belimo.at/CH/DE/Product/Water/ValveDetail.cfm?MatNr=H513B&ValveMatNr=H513B&CatNr=12010102&VCat=W1> [Zugriff am 24.02.2017].

Biddle (2016): *Gebälsekonvektor Modell Deco*, Biddle GmbH, Emil-Hoffmann-Straße 55-59, D-50996 Köln. <https://www.biddle.de/de/produkte/deco-geblasekonvektor> [Zugriff am 15.11.2016].

Bitzer (2016): *Kältemittel-Report 19*, Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, Eschenbrunnlestraße 15, D-71065 Sindelfingen. https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-500-19.pdf [Zugriff am 15.10.2016]

Carly (2016): *Flüssigkeitsabscheider-Refrigeration & Climate Components Solutions*, Carly AG, Z.I. de Braille, F-69380 Lissieu. <http://www.carly-sa.de/fam-de36-lcye-flussigkeits-abscheider-mit-warmetauscher.html> [Zugriff am 14.12.2016].

CoolProp (2016): *Open-Source Thermophysical Property Library*. <http://www.coolprop.org/> [Zugriff am 16.02.2017].

Daikin (2016): *Daikin-Emura*, Daikin Airconditioning Cenral Europe Handelsgmbh, Campus 21, Europaring F12/402, A-2345 Brunn am Gebirge. <http://www.daikin.at/minisite/daikin-emura/> [Zugriff am 10.11.2016].

Danfoss (2006): *Neue Perspektive mit Danfoss Saginomiya Drehzahlregler für Verflüssigerlüfter*. Postfach 10 04 53, D-63004 Offenbach.

<http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/PLRCAPBLA0A203.pdf> [Zugriff am 01.03.2017].

Danfoss (2008): *Neue Perspektive mit 4-Wege-Umkehrventilen von Danfoss Saginomiya*, Danfoss Ges.m.b.H., Danfoss Straße 8, A-2353 Guntramsdorf.

http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/PLRCA%20PB%20BZ0%20A4%2003_STF.pdf [Zugriff am 10.01.2017].

Danfoss (2009): *Kugelabsperrventile Typ GBC*, Danfoss Ges.m.b.H., Danfoss Straße 8, A-2353 Guntramsdorf. http://www.att-spares.de/fileadmin/bilder/Danfoss/GBC_Absperrventile [Zugriff am 12.01.2017].

Danfoss (2016a): *Danfoss Ligth Commercial Refrigeration Compressors*, Danfoss Commercial Compressors, BP 331, F-01603 Trevoux Cedex.

<http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/17/FRCC.PK.049.A3.02-BULPXS-Nov2016.pdf> [Zugriff am 20.02.2017].

Danfoss (2016b): *Druckschalter Typ KP*, Danfoss Ges.m.b.H., Danfoss Straße 8, A-2353 Guntramsdorf. http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PD.CD0.1A.03_DE.pdf [Zugriff am 15.02.2017].

Danfoss (2016c): *Pressure transmitter for A/C and refrigeration Type AKS 3000*, Danfoss Ges.m.b.H., Danfoss Straße 8, A-2353 Guntramsdorf.

<http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/04/IC.PD.P21.W3.03.pdf> [Zugriff am 15.02.2017].

Danfoss-Coolselector (2016): *Coolselector2-Auslegungssoftware*, Version 1.2.6, Danfoss Ges.m.b.H., Danfoss Straße 8, A-2353 Guntramsdorf.

<http://refrigerationandairconditioning.danfoss.com/support-center/apps-and-software/coolselector/#/> [Zugriff am 30.11.2016]

EBM-Papst (2016): *Datenblatt- AC-Radialventilator Typ G2E146-DW07-01*, Ebm-papst Mulfingen GmbH & Co. KG, Bachmühle 2, D-74673 Mulfingen.

- EES (2016):** *Engineering Equation Solver*, Academic Professional V10.091-3D, F-Chart Software, S.A.Klein, Madison, WI 53744.
- Endress+Hauser (2015):** *Proline Promag H 200*, Endress+Hauser Ges.m.b.H., Lehnergasse 4, A-1230 Wien.
https://portal.endress.com/wa001/dla/5000541/0583/000/02/TI01061DDE_0315.pdf [Zugriff am 05.03.2017].
- ESK Schultze (2017):** *ESK- Komponenten für Kälte, Klima- und Wärmepumpensysteme*, ESK Schultze GmbH & Co.KG, Parkallee 8, D-16727.
<http://www.esk-schultze.de/Produktgruppe.php?Code=F&la=de> [Zugriff am 18.12.2016].
- Fechner, H., Mayr, C., Schneider, A., Rennhofer, M., Peharz, G. (2016):** *Technologie-Roadmap für Photovoltaik Österreich*, Besondere Berücksichtigung der Auswirkung auf die Bereiche Gebäude/Städte, Industrie, Energieinfrastrukturen, Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Radetzkystraße 2, A-1030 Wien. <https://www.technikum-wien.at/file/2140/download/> [Zugriff am 16.11.2016]
- Fechner, H., Sehnal, E., Haas, R. (2009):** *Gebäudeintegrierte Photovoltaik Teil 1*, Technologiestatus, Erfahrungen, Best Practice- Beispiele und Visionen der GIPV Technologie, Eine Studie im Auftrag des Österreichischen Klima- und Energiefonds, Gumpendorfer Str. 5/22, A-1060 Wien. <https://www.klimafonds.gv.at/assets/Uploads/Studien/GIPVStudieTeil1.pdf> [Zugriff am 13.11.2016].
- Fetik (2008):** *Aluminium Profile*, Metall- und Montagetechnik Fetik GmbH, Hedwig-Stalter-Straße 8, D-66125 Saarbrücken-Dudweiler.
http://www.easy-systemprofile.de/index.php/cat/c2_Aluminium-Profil-Profile--Maschinenbauprofil--Aluprofil-Nutprofil-Strebenprofil.html [Zugriff am 20.01.2017].
- Fraunhofer ISE (2014):** *Solarzelle mit 46% Wirkungsgrad – neuer Weltrekord*, Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Heidenhofstraße 2, D- 79110 Freiburg.
<https://www.ise.fraunhofer.de/de/presse-und-medien/presseinformationen/presseinformationen-2014/solarzelle-mit-46-prozent-wirkungsgrad-neuer-weltrekord> [Zugriff am 12.11.2016].
- Fraunhofer ISE (2016):** *Aktuelle Fakten zur Photovoltaik in Deutschland*, Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Heidenhofstraße 2, D- 79110 Freiburg.
<https://www.ise.fraunhofer.de/de/veroeffentlichungen/veroeffentlichungen-pdf-dateien/studien-und-konzeptpapiere/aktuelle-fakten-zur-photovoltaik-in-deutschland.pdf> [Zugriff am 12.11.2016].
- FVEE (2010):** *Dünnschichtsolarzellen- Technologie der Zukunft*, ForschungsVerbund Erneuerbare Energien. http://www.fvee.de/fileadmin/publikationen/Themenhefte/th2010-2/th2010_11_02.pdf [Zugriff am 12.11.2016].
- Geberit (2016):** *Überschlägige Dimensionierung von Geberit Mapress Kuper Heizungsleitungen*, Geberit Vertriebs GmbH & Co KG, Geberitstraße 1, A-3140 St. Pölten.
http://www.geberit.at/media/local_media/unterlagen/produkte_1/druckverlusttabellen/Druckverlust_Heizung_Mapress_Kupfer.pdf [Zugriff am 17.01.2017].
- Görtler, G. (2016):** *MPC-Boxes: Abschlussbericht - Vorlauftemperaturregelung*, Fachhochschule Burgenland GmbH., Steinamanagerstraße 21, A-7423 Pinkafeld.
- Hansa Automotive (2014):** *Wärmetauscher Typ WA im Gesamtprogramm für stationäre Kälte- und Klimatechnik*, HANSA Automotive GmbH, Langenwiedenberg 111, D-59457 Werl.
<http://katalog.hansa-automotive.com/page52.html> [Zugriff am 11.02.2017].
- Heinz, Andreas (2016):** *Vereinfachtes Berechnungsmodell für Wärmepumpen/ Kältemaschinen in Excel*, basierend auf R. Dott, T. Afjei, A. Dalibard, D. Carbonell, A. Heinz, M. Haller, A. Witzig, Models of Sub-components and Validation for the IEA SHC Task 44/HPP Annex 38, Part C: Heat Pump Models, A Technical Report of Sub-task C, Deliverable C2.1 Part C, 2012

- Helios (2016):** *Kontrollierte Lüftung mit Wärmerückgewinnung (KLW-Katalog 4.0)*, Helios Ventilatoren, Siemensstraße 15, Postfach 854, A-6023 Innsbruck.
<https://www.heliosventilatoren.at/component/jdownloads/send/33-kataloge/627-helios-kwl-katalog> [Zugriff am 17.02.2017].
- IWT (2014):** *Projektantrag CoolSkin-Autarkes Kühlen über Gebäudehüllen*, Eingereicht durch das Institut für Wärmetechnik (IWT) beim Energieforschungsprogramm 1. Ausschreibung des Klima- und Energiefonds, Inffeldgasse 25B, A-8010 Graz.
- Lindner (2017):** *Multifunktionalität in allen Bereichen- Lindner Deckensegel und Plafotherm Heiz-/Kühldeckensegel*, Lindner GmbH, Auf der Haide 1, A-2500 Baden.
- LTG (2016a):** *Induktionsgerät Brüstungseinbau Typ HFG*, LTG- Air Tech System, Grenzstr.7, D-70435 Stuttgart. <https://www.ltg.de/produkte-dienstleistungen/ltg-raumlufftechnik/ltg-luft-wasser-systeme/ltg-induktionsgeraete-2/bruestungseinbau/hfg/> [Zugriff am 12.12.2016].
- LTG (2016b):** *Technischer Prospekt-Dezentrale Lüftungsgeräte Typ FVPpulse-V*, LTG- Air Tech System, Grenzstr.7, D-70435 Stuttgart. <https://www.ltg.de/produkte-dienstleistungen/ltg-raumlufftechnik/ltg-luft-wasser-systeme/ltg-dezentrale-lueftungsgeraete/bruestungseinbau/fvp-pulse-v/> [Zugriff am 12.12.2016].
- Mach, T., Heinz, A., und Rennhofer, M. (2016):** *CoolSkin-Zwischenbericht 1.*, FFG Projektnummer 848871, TU Graz - Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25B, A-8010 Graz.
- Medon (2017):** *Differenz-Druckmessumformer für Prozessindustrie mit HART- Kommunikation*, Medon GmbH, Greiner 724, A-7534 Olbendorf.
<http://medon.at/images/produkte/druck/xmd/XMD.pdf> [Zugriff am 15.02.2017]
- Meteotest (2009):** *Meteonorm 6.1.0.9, Global Meteorological Database for Engineers, Planners and Education*, Software and Data on CD-ROM. Meteotest, Bern, Switzerland.
- ÖNORM EN ISO 7730 (2006 05 01):** *Ergonomie der thermischen Umgebung – Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO 7730:2006)*.
- OÖEnergiesparverband (2015):** *Stromspeicher für Photovoltaik Anlagen*, Energiesparverband Oberösterreich, Landstraße 45, A-4020 Linz.
http://www.energiesparverband.at/fileadmin/redakteure/ESV/Info_und_Service/Publikationen/Str_omspeicher.pdf [Zugriff am 28.10.2016].
- Philipps, S. und Warmuth, W. (2016):** *Photovoltaiks Report*, Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Heidenhofstraße 2, D- 79110 Freiburg.
<https://www.ise.fraunhofer.de/content/dam/ise/de/documents/publications/studies/Photovoltaics-Report.pdf> [Zugriff am 11.11.2016].
- Pichler, M., Lerch, W., Heinz, A., Goertler, G., Schranzhofer, H. und Rieberer, R. (2014):** *A novel linear predictive control approach for auxiliary energy supply to a solar thermal combistorage*, Solar Energy 101 (2014) 203-219, TU Graz - Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25B, A-8010 Graz. Zugriff über www.sciencedirect.com.
- Polar Kältetechnik (2009):** *Lamellenwärmetauscher für die Kälte- und Klimatechnik*, Polar Kältetechnik GmbH, Werner von Siemens Straße 1a, D-58730 Fröndenberg.
http://www.polarkaeltetechnik.de/assets/files/Polar_Lamellenwaermetauscher_de_en.pdf [Zugriff am 23.02.2017].
- Polar Kältetechnik (2016):** *Angebot eines Lamellenwärmetauscher*, Angebots Nr: 121916-0911/mp, Polar Kältetechnik GmbH, Werner von Siemens Straße 1a, D-58730 Fröndenberg.
- Recknagel, Sprenger und Schramek (2007):** *Taschenbuch für Heizung+Klima Technik*, 72. Auflage, Oldenbourg Industrieverlag, München.
- REHAU (2015):** *Technische Information- Flächenheizung/-Kühlung*, REHAU- Unlimited Polymer Solutions, Industriestrasse 17, A-2353 Guntramsdorf.

<https://www.rehau.com/download/1605150/technische-information-flaechenheizung-at.pdf>
[Zugriff am 17.01.2017].

Rennhofer, Markus (2015): Coolskin- Autarkic Cooling via Building Skins, Austrian Institute of Technology (AIT), Donau-City-Straße 1, A- 1220 Vienna.

<http://www.ait.ac.at/themen/photovoltaics/projects/coolskin-autarkic-cooling-via-building-skins/>
[Zugriff am 10.11.2016].

Rieberer, R., Moser, H. und Halozan, H. (2014): *Wärmepumpentechnik*, TU Graz - Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25B, A-8010 Graz, Skriptum zur Vorlesung.

Rieberer, Rene. 2014. *Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik*, TU Graz - Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25B, A-8010 Graz, Skriptum zur Vorlesung.

Roller (2016): *Klimageräte-Fan Coil Unit*, Walter Roller GmbH & Co, Lindenstraße 27–31, D-70839 Gerlingen.

Schako (2016): *Wetterschutzgitter Typ ALA & ALA R*, SCHAKO KG, Steigstrasse 25-27, D-78600 Kolbingen. <https://schako.de/de/products/81> [Zugriff am 30.12.2016].

Schiessl (2016a): *Komponenten- und Kältekatalog*, Schiessl Kältegesellschaft m.b.H., Plainbachstraße 1, A-5101 Bergheim bei Salzburg.

Schiessl (2016b): *Ranco Umkehrventil 4-Wege V1-408050100*, SIS-Onlineshop, Schiessl Kältegesellschaft m.b.H., Plainbachstraße 1, A-5101 Bergheim bei Salzburg. <https://sis.schiessl.at/ViewPdfOnline.aspx?TypeControl=1&ItemID=28236&Language=de>
(Zugriff am 01.12.2016).

Schüco (2016): *Brüstungsintegriertes dezentrales Lüftungssystem*, Schüco VentoTec, Karolinenstraße 1-15, Postfach 102553, D-33609 Bielefeld.

https://www.schueco.com/web2/de/architekten/produkte/lueftungssysteme/aluminium/schueco_ventotec/ [Zugriff am 10.11.2016].

Secop (2016): *Data Sheet-SC10G- Universal Compresso-R134a*, Secop Austria GmbH, Jahnstraße 30, A-8280 Fürstenfeld.

http://www.secop.com/fileadmin/user_data/SEPS/datasheets//sc10g_104g8000_r134a_220v_50hz_60hz_05-2016_desd402g302.pdf [Zugriff am 08.11.2016].

SMA (2016): *Sunny Boy 3600 Smart Energy*, SMA Solar Technology AG, Sonnenallee 1 D-34266 Niestetal. <http://www.sma.de/produkte/solar-wechselrichter/sunny-boy-3600-5000-smart-energy.html#Uebersicht-92226> [Zugriff am 28.10.2016].

Sterner, M., und Stadler, I. (2014): *Energiespeicher- Bedarf, Technologien, Integration*, 1. Auflage, Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-642-37380-0

SWEP (2016): *Gelöteter Plattenwärmetauscher Typ B5T*, SWEP International AB, Rosenstr. 14, Box 105, D-90762 Fürth. <http://www.swep.net/products/b5t/> [Zugriff am 05.12.2016].

SWEP (2017): *SSP G7- Version 7.0.3.66- Auslegungssoftware für Plattenwärmetauscher*, SWEP International AB, Rosenstr. 14, Box 105, D-90762 Fürth.

TRNSYS (2011): *TRNSYS 17, A Transient System Simulation Program, V 17.00.0019*, Solar Energy Lab, University of Wisconsin – Madison, USA.

Webasto (2000): *Schulungshandbuch Kälte- Klima*, Webasto Fahrzeugtechnik GmbH, Friedrichshafenerstr. 9, D-82205 Gilching. <http://docplayer.org/9377109-Schulungs-handbuch-kaelte-klima.html> [Zugriff am 17.11.2016].

WEM (2016): *Kühlen mit der WEM Wandheizung*, WEM Wandheizung GmbH, Robert-Bosch-Str. 1-7, D-56070 Koblenz. <http://wandheizung.de/Kuehlen.43.0.html> [Zugriff am 01.12.2016].

Wesselak, V. und Voswinckel, S. (2015): *Photovoltaik- Wie Sonne zu Strom wird*, 2. Auflage, Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-662-48905-5.

Wilo (2017): *Online-Pumpenauslegungsprogramm Select 4 online*, WILO Pumpen Österreich GmbH, Wilo Straße 1, A-2351 Wiener Neudorf. <https://www.wilo-select.com/StartMain.aspx>
[Zugriff am 25.01.2017].

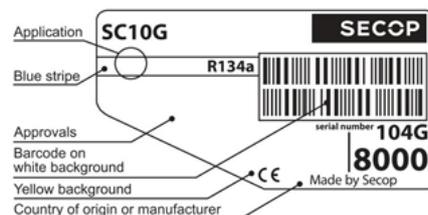
ANHANG**A-1 Stoffdaten von Luft**

Tabelle A-1: Stoffdaten von Luft bei p=1bar (CoolProp, 2016)

t °C	ρ kg/m ³	c_p kJ/(kgK)	Pr -	ν 10 ⁻⁶ m ² /s	λ W/(mK)
-20	1,377	1,003	0,714	11,762	0,0228
-15	1,351	1,003	0,713	12,186	0,0232
-10	1,325	1,003	0,712	12,616	0,0236
-5	1,300	1,004	0,712	13,051	0,0240
0	1,276	1,004	0,711	13,492	0,0244
5	1,253	1,004	0,710	13,939	0,0247
10	1,231	1,004	0,709	14,392	0,0251
15	1,210	1,004	0,709	14,850	0,0255
20	1,189	1,004	0,708	15,314	0,0259
25	1,169	1,005	0,707	15,783	0,0262
30	1,149	1,005	0,707	16,258	0,0266
35	1,131	1,005	0,706	16,738	0,0270
40	1,113	1,005	0,705	17,224	0,0274
45	1,095	1,006	0,705	17,715	0,0277
50	1,078	1,006	0,704	18,211	0,0281
55	1,062	1,006	0,704	18,713	0,0284
60	1,046	1,007	0,703	19,219	0,0288
65	1,030	1,007	0,703	19,731	0,0292
70	1,015	1,008	0,702	20,248	0,0295
75	1,001	1,008	0,702	20,770	0,0299
80	0,986	1,008	0,702	21,297	0,0302
85	0,973	1,009	0,701	21,830	0,0306
90	0,959	1,009	0,701	22,367	0,0309
95	0,946	1,010	0,701	22,909	0,0313
100	0,934	1,010	0,700	23,456	0,0316

A-2 Kompressordatenblatt Secop SC10G

SC10G Universal Compressor R134a 220-240V 50/60Hz



General

Code number	104G8000
Approvals	EN 60335-2-34
Compressors on pallet	80

Application

Application	LBP/HBP	LBP/MBP
Frequency Hz	50	60
Evaporating temperature °C	-35 to 15	-35 to -5
Voltage range V	187 - 254	198 - 254
Max. condensing temperature continuous (short) °C	60 (70)	60 (70)
Max. winding temperature continuous (short) °C	125 (135)	125 (135)

Cooling requirements

Frequency Hz	50			60		
Application	LBP	MBP	HBP	LBP	MBP	HBP
32°C	F ₁	F ₂	F ₂	F ₁	F ₂	-
38°C	F ₁	F ₂	F ₂	F ₁	F ₂	-
43°C	F ₁	F ₂	F ₂	F ₁	F ₂	-
Remarks on application:						

- S = Static cooling normally sufficient
- O = Oil cooling
- F₁ = Fan cooling 1.5 m/s (compressor compartment temperature equal to ambient temperature)
- F₂ = Fan cooling 3.0 m/s necessary
- SG = Suction gas cooling normally sufficient
- = not applicable in this area

Motor

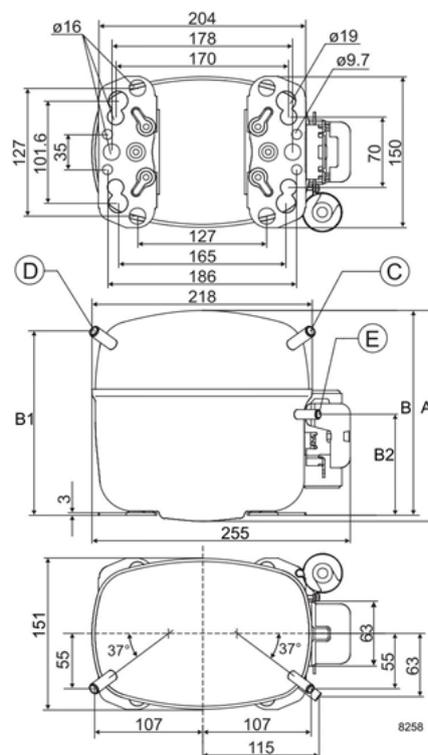
Motor type	RSIR/CSIR	
LRA (rated after 4 sec. UL984), HST LST	A	11.1 10.2
Cut in Current, HST LST	A	11.1 14.6
Resistance, main start winding (25°C)	Ω	8.5 14.1

Design

Displacement	cm ³	10.29
Oil quantity (type)	cm ³	550 (polyolester)
Maximum refrigerant charge	g	1300
Free gas volume in compressor	cm ³	1510
Weight without electrical equipment	kg	12.1

Dimensions

Height	mm	A	199
		B	193
		B1	173
		B2	90
Suction connector	location/l.D. mm angle	C	8.2 37°
	material comment	Copper Rubber plug	
Process connector	location/l.D. mm angle	D	6.2 37°
	material comment	Copper Rubber plug	
Discharge connector	location/l.D. mm angle	E	6.2 37°
	material comment	Copper Rubber plug	
Oil cooler connector	location/l.D. mm angle	F	-
	material comment	-	
Connector tolerance	I.D. mm	±0.09	
Remarks:			



Anhang A-2

EN 12900 Household (CECOMAF)

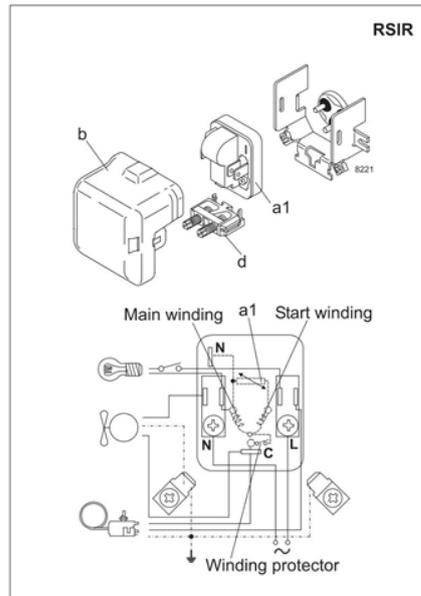
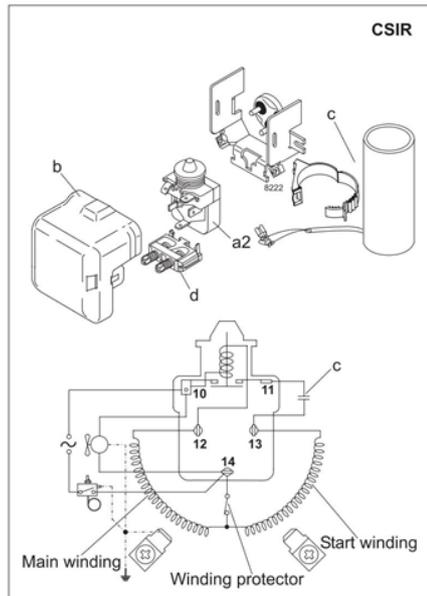
220V, 50Hz, fan cooling F₁

Evap. temp. in °C	-45	-40	-35	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15	20
Capacity in W			23	60	113	135	183	268	369	445	486	618	764	833	925	1100	
Power cons. in W			93	139	181	195	220	256	290	311	322	353	383	396	412	441	
Current cons. in A			1.29	1.34	1.41	1.44	1.50	1.61	1.72	1.8	1.85	1.98	2.12	2.18	2.26	2.40	
COP in W/W			0.25	0.43	0.63	0.69	0.83	1.05	1.27	1.43	1.51	1.75	2.00	2.11	2.25	2.49	

ASHRAE LBP

220V, 50Hz, fan cooling F₁

Evap. temp. in °C	-45	-40	-35	-30	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15	20
Capacity in W			29	74	139	166	225	331	456	550	600	764	946	1032	1147	1367	
Power cons. in W			93	139	181	195	220	256	290	311	322	353	383	396	412	441	
Current cons. in A			1.29	1.34	1.41	1.44	1.50	1.61	1.72	1.8	1.85	1.98	2.12	2.18	2.26	2.40	
COP in W/W			0.31	0.53	0.77	0.85	1.02	1.29	1.57	1.80	1.86	2.16	2.47	2.61	2.78	3.10	



Accessories for	SC10G	Figure	Code number
PTC starting device	6.3 mm spade connectors	a1	103N0011
	4.8 mm spade connectors		-
Starting relay	6.3 mm spade connectors	a2	117U6002
Cover		b	103N2009
Start. capacitor 80 µF	6.3 mm spade connectors	c	117U5017
Cord relief		d	103N1004
Protection screen for PTC		g	-

Test conditions	EN 12900/CECOMAF	ASHRAE LBP
Condensing temperature	55°C	55°C
Ambient temperature	32°C	32°C
Suction gas temperature	32°C	32°C
Liquid temperature	55°C	32°C

Mounting accessories	Code number	
Bolt joint for one comp.	Ø: 16 mm	118-1917
Bolt joint in quantities	Ø: 16 mm	118-1918
Snap-on in quantities	Ø: 16 mm	118-1919

Secop can accept no responsibility for possible errors in catalogues, brochures and other printed material. Secop reserves the right to alter its products without notice. This also applies to products already on order provided that such alterations can be made without consequential changes being necessary in specifications already agreed. All trademarks in this material are property of the respective companies. Secop and the Secop logotype are trademarks of Secop GmbH. All rights reserved. www.secop.com

Abbildung A-1 (1. Forts.): Datenblatt Kompressor SC10G (Secop, 2016)

A-3 Variable Drehzahlkompressoren von Danfoss

R134a (*) HMBP • 50 | 60 Hz

Variable Speed Compressors

MODEL	DANFOSS CODE (4)	DISPLACEMENT cm ³	APPLICATION	COOLING	VOLTAGE FREQUENCY	MOTOR	EXPANSION	SPEED rpm	REFRIGERATION CAPACITY						WEIGHT Kg	DESIGN	
									COP In W/W Evaporating Temperature °C								
									CECOMAF (W)			ASHRAE					
									-15	5		10	7.2				
	W	COP		kcal/h	W	COP											
	123B1991				220-240V 50/60Hz			1800	205	542	2.52	658	560	648	2.92		
								2100	242	630	2.60	764	651	753	2.98		
GLT99FSN		9.95	HMBP	F		ECM	C-V	2400	275	712	2.54	860	734	850	2.92	11.20	Lc
	123B1992				100-127V 50/60Hz (**)			3000	340	868	2.42	1046	894	1035	2.77		
								3600	391	1030	2.30	1253	1065	1233	2.62		

R134a (*) LBP | MBP | HBP • DC 50 | 60 Hz

Mobile Compressors

MODEL	DANFOSS CODE (4)	DISPLACEMENT cm ³	APPLICATION	COOLING	VOLTAGE FREQUENCY	MOTOR	EXPANSION	SPEED rpm	REFRIGERATION CAPACITY						WEIGHT Kg	DESIGN		
									COP In W/W Evaporating Temperature °C									
									CECOMAF (W)			ASHRAE						
									-30	-25		-10	10	-23.3				
	W	COP			kcal/h	W	COP											
								1500	18	24	0.97	57	150	28	32	1.24		
								2000	25	34	0.98	82	210	40	46	1.28		
GD30FDC 12-42V	123B1901	3.00	LBP MBP HBP	S/F	12-24-42V DC	ECM	C	2500	30	42	0.96	104	264	50	58	1.26	5.40	Db
								3000	35	49	0.95	122	-	58	67	1.24		
								3500	39	54	0.94	136	-	64	74	1.22		
								1500	18	24	0.97	57	150	28	32	1.24		
								2000	25	34	0.98	82	210	40	46	1.28		
GD30FDC Dual (*)		3.00	LBP MBP HBP	S/F	12-24-42V DC 100-240V 50/60Hz	ECM	C	2500	30	42	0.96	104	-	50	58	1.26	5.50	Db
								3000	35	49	0.95	122	-	58	67	1.24		
								3500	39	54	0.94	-	-	64	74	1.22		
								1500	18	24	0.97	57	150	28	32	1.24		
								2000	25	34	0.98	82	210	40	46	1.28		
GD30FDC 48-56V (**)	123B1903	3.00	LBP MBP HBP	S/F	48-56V DCwww	ECM	C	2500	30	42	0.96	104	264	50	58	1.26	5.40	Db
								3000	35	49	0.95	122	-	58	67	1.24		
								3500	39	54	0.94	136	-	64	74	1.22		

R134a (*) HMBP • DC

Mobile Compressors

MODEL	DANFOSS CODE (4)	DISPLACEMENT cm ³	APPLICATION	COOLING	VOLTAGE FREQUENCY	MOTOR	EXPANSION	SPEED rpm	REFRIGERATION CAPACITY						WEIGHT Kg	DESIGN	
									COP In W/W Evaporating Temperature °C								
									CECOMAF (W)			ASHRAE					
									-15	5		+10	7.2				
	W	COP		kcal/h	W	COP											
								1500	139	362	1.93	421	369	427	2.19		
								2000	190	487	2.06	565	497	575	2.34		
GLT80TDC 24-42V	123B1902	8.10	HMBP	F	24-42V DC	ECM	C	2500	238	601	1.99	710	613	709	2.26	8.40	Lc
								3000	281	711	1.91	840	725	839	2.17		
								3500	320	818	1.82	962	834	965	2.07		

Green Cooling Models

(*) Or HFO1234yf

(**) Model under development. Provisional performance/data.

See design drawing on pages 40-41

(4) Ordering code for single compressors. For pallet packed compressors, please use 123F instead of 123B

Abbildung A-2: Messdaten und Messbedingungen zu den variablen Drehzahlkompressoren für R134a (Danfoss, 2016a).

R290 HMBP • 50 | 60 Hz

Variable Speed Compressors

MODEL	DANFOSS CODE (p)	DISPLACEMENT cm ³	APPLICATION	COOLING	VOLTAGE FREQUENCY	MOTOR	EXPANSION	SPEED rpm	REFRIGERATION CAPACITY						WEIGHT Kg	DESIGN
									COP In W/W Evaporating Temperature °C							
									CECOMAF (W)			ASHRAE				
									-15	5		10	7.2			
	W	COP		kcal/h	W	(W/W)										
	123B3991				220-240V 50/60Hz			1800	180	476	2.76	578	466	539	3.08	
								2100	214	557	2.79	675	545	631	3.12	
✓	NLT60FSN	5.98	HMBP	F		ECM	C	2400	244	633	2.75	764	619	716	3.07	10.80 Lc
	123B3992**				100-127V 50/60Hz			3000	308	787	2.63	948	770	891	2.94	
								3600	358	941	2.55	1144	920	1065	2.85	

R290 LBP • 50 | 60 Hz

Variable Speed Compressors

MODEL	DANFOSS CODE (p)	DISPLACEMENT cm ³	APPLICATION	COOLING	VOLTAGE FREQUENCY	MOTOR	EXPANSION	SPEED rpm	REFRIGERATION CAPACITY						WEIGHT Kg	DESIGN
									COP In W/W Evaporating Temperature °C							
									CECOMAF (W)			ASHRAE				
									-30	-25		-10	-23.3			
	W	COP		kcal/h	W	(W/W)										
	123B3993				220-240V 50/60Hz			1800	196	257	1.18	521	300	347	1.52	
								2100	233	306	1.28	601	352	407	1.65	
✓	NPT12FSC (*)	12.10	LBP	F		ECM	C	2400	268	349	1.26	680	405	469	1.63	12.10 Pc
	123B3994 **				100-127V 50/60Hz (**)			3000	326	419	1.25	-	485	561	1.60	
								3600	393	506	1.22	-	585	677	1.57	

✓ Green Cooling Models
 (*) Different electronic driver depending on the voltage range.
 (**) Model under development. Provisional performances/data.
 See design drawing on pages 43-44
 (v) Ordering code for single compressors. For pallet packed compressors, please use 123F instead of 123B

R600a LBP | MBP | HBP • DC 50 | 60 Hz

Mobile Compressors

MODEL	DANFOSS CODE (p)	DISPLACEMENT cm ³	APPLICATION	COOLING	VOLTAGE FREQUENCY	MOTOR	EXPANSION	SPEED rpm	REFRIGERATION CAPACITY						WEIGHT Kg	DESIGN		
									COP In W/W Evaporating Temperature °C									
									CECOMAF (W)			ASHRAE						
									-30	-25		-10	10	-23.3				
	W	COP		kcal/h	W	(W/W)												
								1500	16	19	1.03	44	112	22	25	1.26		
								2000	20	25	1.05	58	147	28	32	1.28		
✓	HD36FDC 12-42V (**)	123B4928	3.6	LBP MBP HBP	S / F	12-24-42V DC	ECM	C	2500	26	31	1.06	72	182	35	41	1.30	5.5 Db (**)
								3000	30	37	1.02	86	216	42	49	1.24		
								3500	34	42	1.01	102	250	48	56	1.22		

✓ Green Cooling Models
 (*) Different electronic driver depending on the voltage range.
 (**) Model under development. Provisional performances/data.
 See design drawing on pages 43-44
 (v) Ordering code for single compressors. For pallet packed compressors, please use 123F instead of 123B

	Conditions			
	CECOMAF		ASHRAE	
	LBP	HMBP/HBP	LBP	HMBP/HBP

Evaporating temperature °C	-25	5	-23.3	7.2
Condensing temperature °C	55	55	55	55
Liquid temperature °C	55	55	32	46
Suction temperature °C	32	32	32	35
Ambient temperature °C	32	32	32	35

Abbildung A-3: Messdaten und Messbedingungen zu den variablen Drehzahlkompressoren R290 (Danfoss, 2016a).

A-4 Formelsyntax für das Berechnungsmodell in EES (siehe Kapitel 5.1.1)

"Betriebspunkt Kompressor"

T_sc=9[C]

T_sh=0,0[C]

V_displace=9,95*1e-6

n=3000/60

"Unterkühlung des Kältemittels-Modell ohne IWT"

"Überhitzung des Kältemittels-Modell ohne IWT"

"Hubvolumen des Verdichters im Betriebspunkt"

"Drehzahl des Kompressors im Betriebspunkt"

"Punkt an Sättigungslinie = 1"

T[1]=T_evap

p[1]=P_sat(R134a; T=T[1])

h[1]=enthalpy(R134a; T=T[1];x=1)

"Verdampfungstemperatur ohne ÜH"

"Verdampfungsdruck"

"Verdichtereintritt=2"

T[2]=T[1]+T_sh

p[2]=p[1]

h[2]=Enthalpy(R134a; T=T[2];p=p[2])

v[2]=Volume(R134a; T=T[2];p=p[2])

s_2=entropy(R134a; T=T[2]; p=p[2])

V_dot_2=m_dot*v[2]

"Eintritt Verdichter"

"Verdampfungsdruck"

"Eintrittsenthalpie"

"Verdichteraustritt=3"

Q_dot_c=m_dot*(h[3]-h[5])

T[3]=Temperature(R134a; p=p[4];h=h[3])

p[3]=p[4]

v[3]=volume(R134a; T=T[3]; p=p[3])

V_dot_3=m_dot*v[3]

"h3 wird berechnet"

"Berechnung von P_el über eta_is_over"

s_3_s=s_2

h_3_s=enthalpy(R134a;p=p[3];s=s_3_s)

eta_is_over=0,575

eta_is_over=m_dot*(h_3_s-h[2])/P_el

Q_dot_loss=m_dot*(h[3]-h[2])-P_el

"Annahme isentroper Gesamt-WG"

"Bestimmung P_el"

"Bestimmung der Wärmeverluste des Kompressors"

"Punkt an Sättigungslinie= 4"

h[4]=enthalpy(R134a; T=T[4];x=1)

T[4]=T_cond

p[4]=P_sat(R134a; T=T[4])

"Punkt an Siedelinie= 5"

h[5]=enthalpy(R134a; T=T[5];x=0)

T[5]=T_cond

p[5]=p[4]

"ohne Druckverlust im Kondensator"

"Punkt nach Unterkühlung=Eintritt Drossel= 6"

p[6]=p[5]

T[6]=T[5]-T_sc

h[6]=Enthalpy(R134a; T=T[6];p=p[6])

v[6]=volume(R134a; T=T[6]; p=p[6])

V_dot_6=m_dot*v[6]

"Austritt Drossel= 7"

h[7]=h[6]

T[7]=T_evap

p[7]=p[1]

"ohne Druckverlust im Verdampfer"

"sonstige Größen- Massenstrom- Kondensatorleistung- COP"

Q_dot_e=m_dot*(h[2]-h[7])

m_dot=n*V_displace*lambda/v[2]

m_dot_R134a=m_dot*3600[s/h]

lambda=0,82

Q_dot_c=Q_dot_e+P_el+Q_dot_loss

COP_c=Q_dot_e/P_el

"Bestimmung Q_dot_e"

"Bestimmung m_dot über Liefergrad"

"Annahme Liefergrad"

"Berechnung von Q_dot_c"

"Berechnung COP"

"Quelle"

t_q1= 26[C]

t_q2= 12,2[C]

T_evap=min(t_q2-5[C]; (t_q1-T_sh-5[C]))

von 5K"

Q_dot_e= V_dot_ul*rho_q*cp_q*(t_q1-t_q2)

cp_q=Cp(Air;T=t_q1)

rho_q=Density(Air;T=t_q1;P=1 [bar])

"Eingabe: Quelleneintrittstemperatur"

"Eingabe: Quellenaustrittstemperatur"

"Bestimmung von T_evap über vorgegebene Temperaturdiff"

"Bestimmung Umluftvolumenstrom"

"Senke"

"t_s1=26[C]"

"Eingabe: Senkeneintrittstemperatur"

"Bestimmung von T_cond über vorgegebene Temperaturdiff. von 4K"

$T_{cond} = \max\left(\frac{(t_{s2}-t_{s1})}{(h[11]-h[10]) \cdot (h[4]-h[10]) + t_{s1}}; (t_{s1}+t_{sc})\right) + 4[C]$

"V_dot_al=136,8/3600"

"Eingabe: Außenluftvolumenstrom"

$cp_s = Cp(\text{Air}; T=t_{s1})$

$\rho_{s1} = \text{Density}(\text{Air}; T=t_{s1}; P=1 [\text{bar}])$

$Q_{dot_c} = V_{dot_{al}} \cdot \rho_{s1} \cdot cp_s \cdot (t_{s2} - t_{s1})$

"Bestimmung von Senkenaustrittst. t_s2"

"Für die Darstellung im T-h Diagramm"

"Kältekreis"

$T[12] = T[7]$

$T[13] = T[1]$

$h[12] = h[7]$

$h[13] = h[1]$

"Quelle"

$T[8] = t_{q1}$

$h[8] = h[2]$

$T[9] = t_{q2}$

$h[9] = h[7]$

"Senke"

$T[10] = t_{s1}$

$h[10] = h[6]$

$T[11] = t_{s2}$

$h[11] = h[3]$

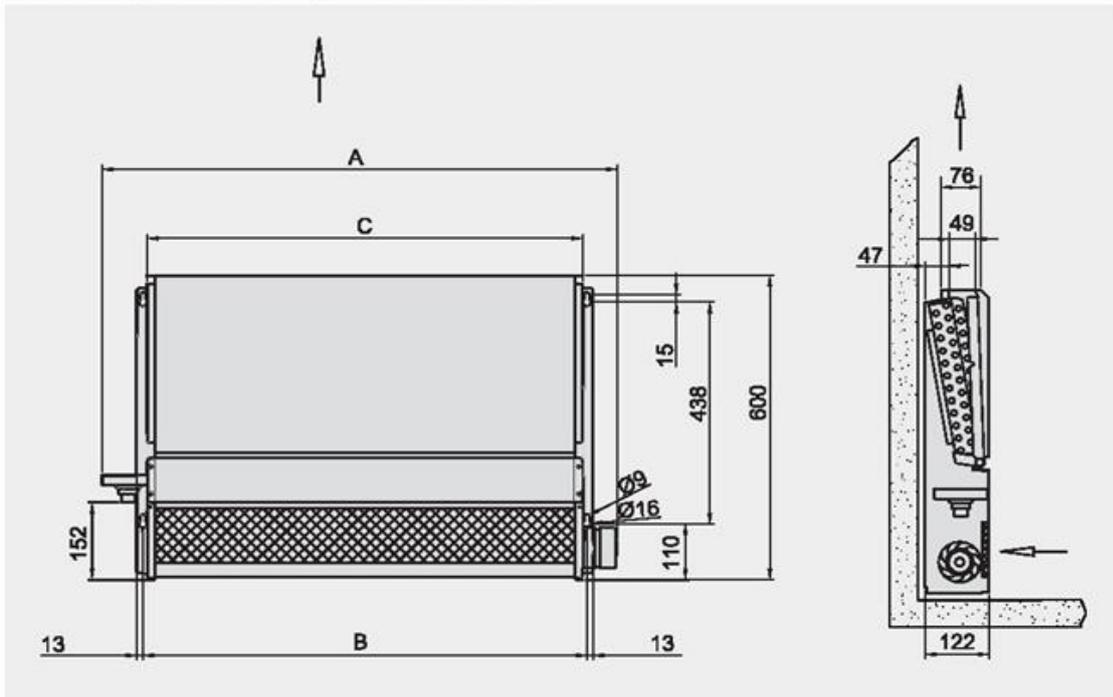
A-5 Abmessungen und Leistungsdaten zum Gebläsekonvektor HKN 20 EC

HKN

10–50

ABMESSUNGEN, EL. ANSCHLUSSWERTE, GEWICHTE HKN 10–50 EC

DIMENSIONS, ELECTRICAL LOADS, WEIGHTS HKN 10–50 EC



Grundgerät Basic unit	Abmessungen in mm Dimensions in mm			Gewicht Weight		Rohrinhalt Tube volume		
				2 Leiter 2 lines	4 Leiter 4 lines	2 Leiter 2 lines	4 Leiter 4 lines	
HKN...EC	A	B	C	kg	kg		Kühlen Cooling	Heizen Heating
10	580	445	430	15	16	0,7	0,7	0,2
20	780	645	630	18	19	1,1	1,1	0,4
30	980	845	830	19	21	1,4	1,4	0,5
40	1180	1045	1030	23	25	1,8	1,8	0,6
50	1380	1245	1230	26	28	2,1	2,1	0,7

ANSCHLUSSWERTE ZUR ELEKTRISCHEN ABSICHERUNG HKN 10–50

ELECTRIC LOADS FOR FUSE DIMENSIONING HKN 10–50

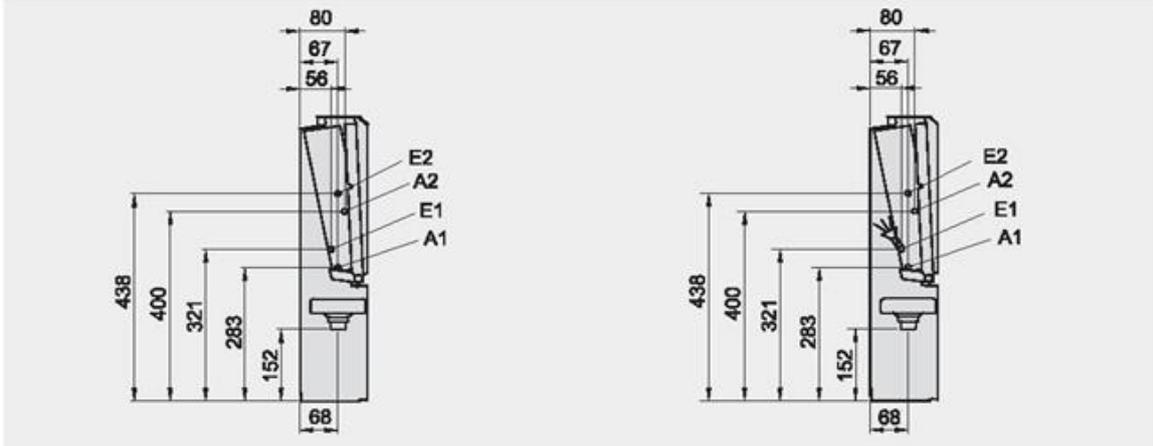
HKN...EC	EC-Gebläse 220–240 V, 50/60 Hz EC-Blower 220–240 V, 50/60 Hz			
	Anzahl Number	Leistung Input cap. W	Stromaufn. Curr. Cons. A	Drehzahl r.p.m. min ⁻¹
10	1	38	0,32	1500
20	1	38	0,32	1500
30	1	38	0,32	1500
40	1	38	0,32	1500
50	1	38	0,32	1500

Abbildung A-4: Abmessungen des HKN 20 EC Gebläsekonvektors in 2- Leiterausführung (Roller, 2016)



ANSCHLÜSSE HKN 10-50 EC

CONNECTIONS HKN 10-50 EC

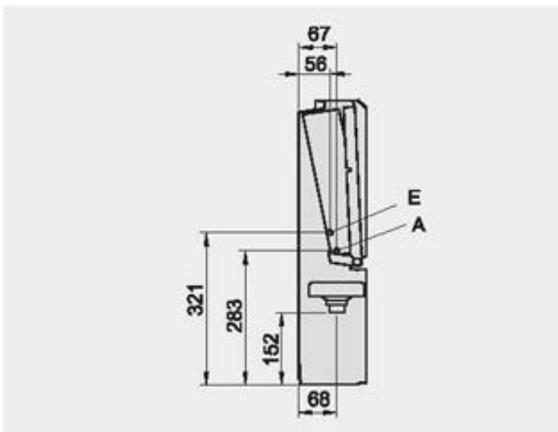


HKN 10-50
Zweikreiswärmeaustauscher für Kaltwasser – Warmwasser (Ausführung 2)
Dual-circuit heat exchanger for chilled water – hot water (version 2)

HKN...EC		10	20	30	40	50
Eintritt Inlet	E1					
Austritt Outlet	A1					
Eintritt Inlet	E2					
Austritt Outlet	A2					
		Überwurfmutter 1/2" f, flachdichtend mit Lötfitting Ø 15 mm Union nut 1/2" female, flat joint incl. solder fitting Ø 15 mm				

HKN 10-50
Zweikreiswärmeaustauscher für Kältemittel – Warmwasser (Ausführung 1)
Dual-circuit heat exchanger for refrigerant – hot water (version 1)

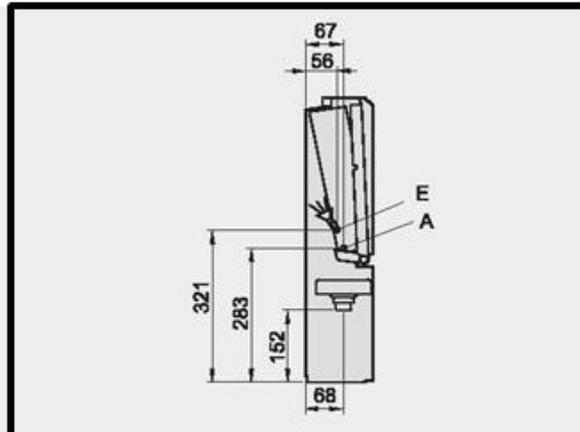
HKN...EC		10	20	30	40	50
Eintritt Inlet	E1		Ø 10 mm		Ø 10 mm*	
Austritt Outlet	A1		Ø 10 mm		Ø 15 mm	
Eintritt Inlet	E2		Überwurfmutter 1/2" f, flachdichtend mit Lötfitting Ø 15 mm			
Austritt Outlet	A2		Union nut 1/2" female, flat joint incl. solder fitting Ø 15 mm			



HKN 10-50
Einkreiswärmeaustauscher für Wasser
Single-circuit heat exchanger for water

HKN...EC		10	20	30	40	50
Eintritt Inlet	E					
Austritt Outlet	A					
		Überwurfmutter 1/2" f, flachdichtend mit Lötfitting Ø 15 mm Union nut 1/2" female, flat joint incl. solder fitting Ø 15 mm				

Andere Anschlüsse auf Anfrage.
Other connections on request.



HKN 10-50
Einkreiswärmeaustauscher für Kältemittel
Single-circuit heat exchanger for refrigerant

HKN...EC		10	20	30	40	50
Eintritt Inlet	E		Ø 10 mm		Ø 10 mm*	
Austritt Outlet	A		Ø 10 mm		Ø 15 mm	

* Mehrfacheinspritzung
* Multiple injection

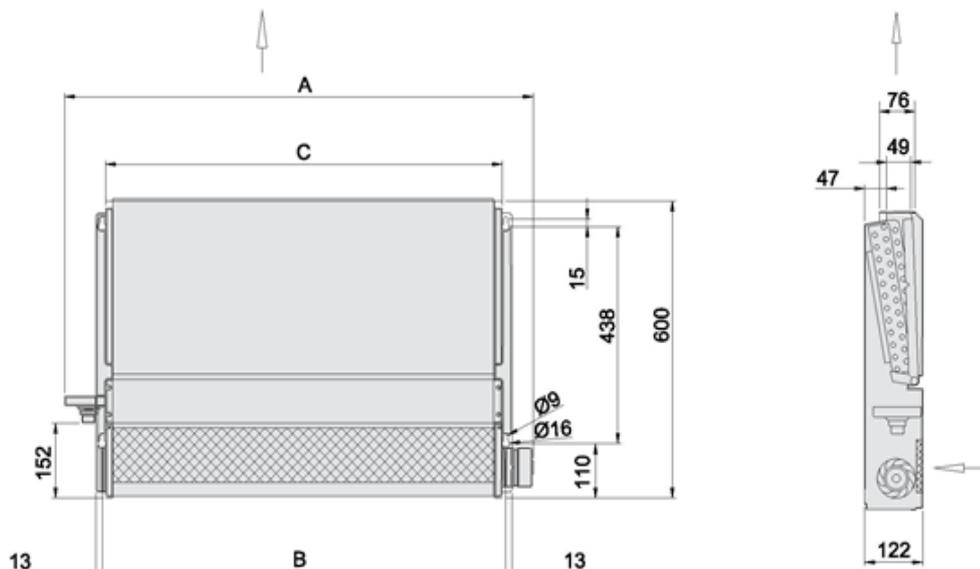
Abbildung A-5: Anschlüsse des HKN 20 EC Gebläsekonvektors (Roller, 2016)

Klimagerät
HKN 20 EC
 Abgebot 035-17 - Heizfall

Walter Roller GmbH & Co.
 Lindenstraße 27-31
 D - 70839 Gerlingen
 Tel: +49 (0)7156 2001 0
 Fax: +49 (0)7156 2001 26



Version 7.7.8 13.01.2017



Abmessungen, Gewicht

	Abmessungen								Gewicht [kg]
	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	L [mm]	Höhe [mm]	Tiefe [mm]	
Grundgerät	780	645	630						18
Gehäuse						950	615	136	9

Leistungsangaben

Kühlmedium:

Heizmedium: **R134a**

Kühlen: Lufteintritt / Feuchte:

Heizen: Lufteintritt: **21 [°C] / 55 [%r.F.]**

Temperaturen:

Temperaturen: **tc: 35 [°C] / Unterkühlung 2K / Heißgas: 60°C**

Steuer- spannung	Luft- menge [m³/h]	LwA [dB(A)]	LpA [dB(A)]	Leistung Gebläse [W]	Kühlen				Heizen	
					Leistung ges. [kW]	Leistung sensibel [kW]	Wasser- menge [m³/h]	Druck- verlust [mbar]	Wärmelei- stung [kW]	
Vorgabe ->					1,00					
2	V	60	35	23	4				0,29	
4	V	130	41	29	5				0,54	
6	V	190	47	35	8				0,72	
>	8	V	240	53	40	12			0,85	
10	V	300	58	46	17				0,99	

Elektrische Anschlusswerte bei Nennspannung 230 V, 50 Hz ;

Radiallüfter max. Leistungsaufnahme: **38 [W]** max. Stromaufnahme: **0,32 [A]**

Preise und Zubehör

HKN 20 EC	688,00 EUR
Gehäuse	285,00 EUR

Einzelpreis, brutto: 973,00 EUR inkl. CuTZ, ohne MwSt.

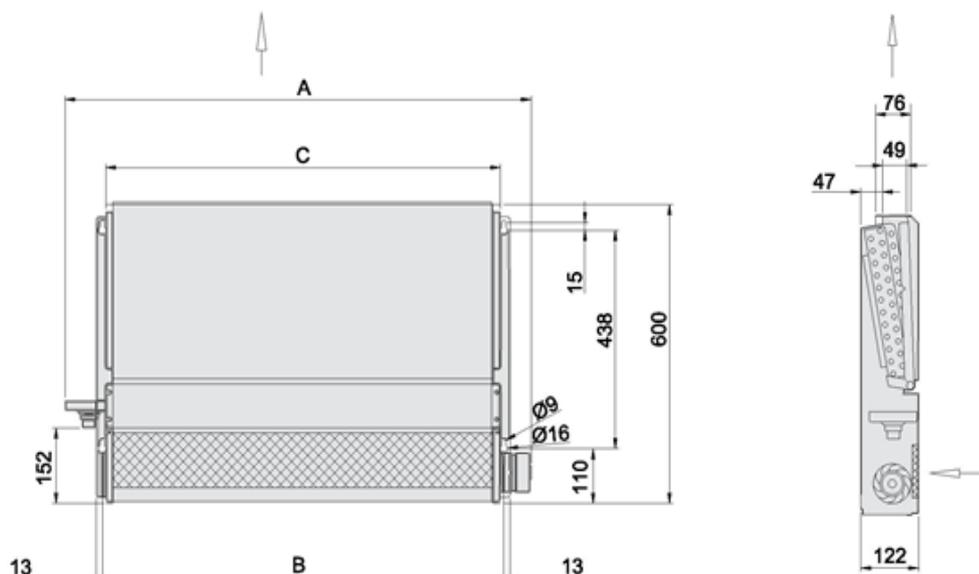
Abbildung A-6: Auslegungsdaten des HKN 20 EC im Heizfall- Angebot (Roller, 2016)

Klimagerät
HKN 20 EC
 Abgebot 035-17 - Kühlfall

Walter Roller GmbH & Co.
 Lindenstraße 27-31
 D - 70839 Gerlingen
 Tel: +49 (0)7156 2001 0
 Fax: +49 (0)7156 2001 26



Version 7.7.8 13.01.2017



Abmessungen, Gewicht

	Abmessungen								Gewicht [kg]
	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	L [mm]	Höhe [mm]	Tiefe [mm]	
Grundgerät	780	645	630						18
Gehäuse						950	615	136	9

Leistungsangaben

Kühlmedium: **R134a**

Kühlen: Lufteintritt / Feuchte: **26 [°C] / 50 [%r.F.]**

Temperaturen: **te: 10 [°C] / Dtsup: 6 [K]**

Heizmedium: **kein**

Heizen: Lufteintritt:

Temperaturen:

Steuer- spannung	Luft- menge [m³/h]	LwA [dB(A)]	LpA [dB(A)]	Leistung Gebläse [W]	Kühlen				Heizen		
					Leistung ges. [kW]	Leistung sensibel [kW]	Wasser- menge [m³/h]	Druck- verlust [mbar]	Wärmelei- stung [kW]	Wasser- menge [m³/h]	Druck- verlust [mbar]
Vorgabe ->					1,00						
2 V	60	35	23	4	0,35						
4 V	130	41	29	5	0,67						
6 V	190	47	35	8	0,90						
> 8 V	240	53	40	12	1,08						
10 V	300	58	46	17	1,28						

Elektrische Anschlusswerte bei Nennspannung 230 V, 50 Hz ;

Radiallüfter max. Leistungsaufnahme: **38 [W]** max. Stromaufnahme: **0,32 [A]**

Preise und Zubehör

HKN 20 EC	688,00 EUR
Gehäuse	285,00 EUR

Einzelpreis, brutto: 973,00 EUR inkl. CuTZ, ohne MwSt.

Abbildung A-7: Auslegungsdaten des HKN 20 EC im Kühlfall- Angebot (Roller, 2016)

A-6 Angebot und Auslegungsdaten des Außenluftlamellenwärmetauschers

An:
TU Graz
z.Hd. Herrn Eckschlager
Graz

Anfrage vom: 15.12.2016
Ihre Ref.:
Ihr Zeichen:

Tel.:
Fax:

Angebot-Nr.: 121916-0911/mp
Bearbeiter: M. Popp
Datum: 19.12.2016
Position: 1

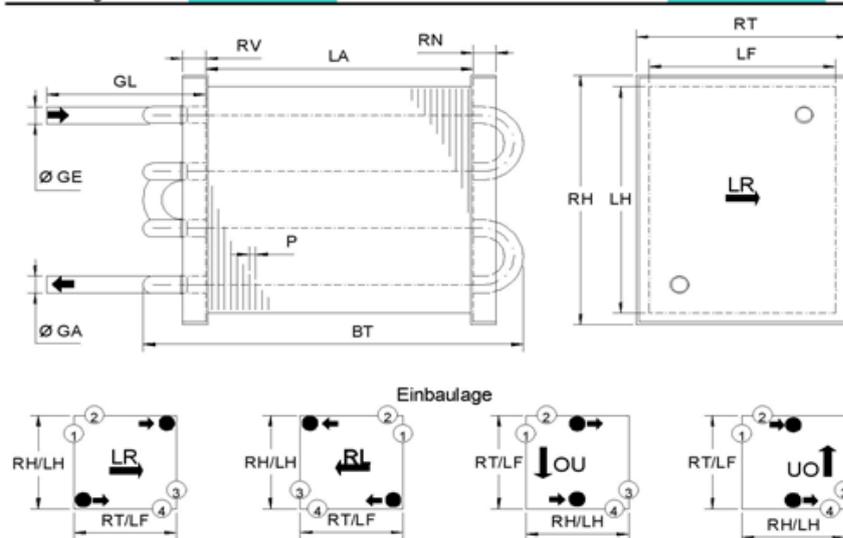
Sehr geehrte Damen und Herren,
wir bedanken uns für Ihre Anfrage und bieten Ihnen auf der Basis unserer AGB an:

Verflüssiger	LH-DX 2521-08 06T 04R 0200A 2,5P 01C/01K CuCF Alu Alu		
Rohr:	Cu-Rohr 7,96x0,3mm CF	Rohrlagen:	6
Geometrie:	versetzt	Rohrreihen:	4
Lamellen:	Aluminium	Lamellenabst.:	2,5 mm
Rahmen:	Aluminium 1,5mm	Einbauart:	
Stränge:	1 Stk.		
Verteiler:		Kreisläufe:	1 Stk
Eingang:	Cu 8x1,0mm	Stutzen (Ein):	
Ausgang:	Cu 8x1,0mm	Stutzen (Aus):	
Anschlüsse:	einseitig		
Luftrichtung:	horiz. von links nach rechts	Oberfläche:	unbehandelt
Kategorie DGRL:	SEP (Fluid Gruppe 2)		
Sonstiges:			

Nettopreis EUR/Stück: 217,59 bei Abnahme: 1 Stk

Lieferzeit: 3-4 Wochen
Preisstellung: zzgl. MwSt, ab Werk, inkl. Verp.
Bindefrist: 4 Wochen
Zahlungsziel: 14 Tg. / 2% Skto / 30 Tg. netto

Einbaulage: **LR** Anschlüsse: **QL**



Fläche:	2,0 m ²	Medium:	Rxxx
Volumen:	0,3 ltr.	Druck PS:	25,0 bar
Gewicht:	1,3 kg	Temp. TS:	100 °C



Polar Kältetechnik
GmbH
W.-Siemens Str. 1a
58730 Fröndenberg

Tel.: 02373-70025
Fax: 02373-972006

e-mail / Internet:
info@polarkaeltechnik.de
www.polarkaeltechnik.de

Handelsregister
AG Hamm HRB 3398

USt.-IdNr.
DE 239 792 892

Steuernummer
316 5762 0157

Geschäftsführer
Martin Popp
Frank Popp

Mit freundlichen
Grüßen

Maße [mm]	
RH	150
LH	150
LF	87
RT	97
LA	200
BT	255
RO	0
RU	0
RV	20
RN	20
UE	5
UA	5
KE	16
GE	11
KA	16
GA	11
GL	100
AD	30
P	2,5
Ø GE	8x1,0mm
Ø GA	8x1,0mm
Cu-Gew.:	0,5 kg
Index:	4,87
	1.04/1.06/1.21/1.37

Abbildung A-8: Angebot des Lamellenwärmetauschers (Polar Kältetechnik , 2016)

Polar Kältetechnik GmbH

Auslegungsdaten zu Angebot Nr.: 121916-0911/mp - Pos.:1

LH-DX 2521-08 06T 04R 0200A 2,5P 01C/01K CuCF Alu Alu

Leistung	kW	1,191
Vorhandene Fläche	m ²	2,010
Flächenreserve	%	5,038

Feuchte Luft

Höhe über Meer	m	0,000
Druck	hPa	1013,250
Volumenstrom feucht	m ³ /h	150,000
Temp.	°C	26,000
Rel. Feuchte	%	40,000

Temp.	ein	°C	26,000
Rel. Feuchte	ein	%	40,000
Abs. Feuchte	ein	g/kg	8,343

Temp.	aus	°C	50,000
Rel. Feuchte	aus	%	10,917
Abs. Feuchte	aus	g/kg	8,343

Druckverlust	Pa	18,452
--------------	----	--------

R134a (C2H2F4) 14,915 bar

Heissgas	°C	80,000
Kondensation	°C	55,000
Unterkühlung	°C	53,000
Massenstrom	kg/h	24,096
Druckverlust (0,055 bar)	K	0,150



Polar Kältetechnik
GmbH
W.-Siemens Str. 1a
58730 Fröndenberg

Tel.: 02373-70025
Fax: 02373-972006

e-mail / Internet:
info@polarkaeltetechnik.de
www.polarkaeltetechnik.de

Handelsregister
AG Hamm HRB 3398

USt.-IdNr.
DE 239 792 892

Steuernummer
316 5762 0157

Geschäftsführer
Martin Popp
Frank Popp

Abbildung A-8 (1. Forts.): Angebot des Lamellenwärmetauscher (Polar Kältetechnik , 2016)

A-7 Datenblatt 4-Wege Umkehrventil

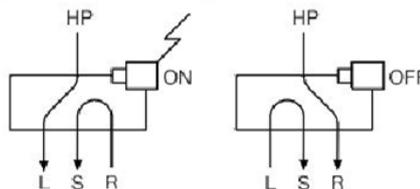


Merkmale

Einsetzbar für R 134a R 404A, R 507, R 407C, R410 A.
 4-Wege Magnetventil für Kreislaufumschaltung in Wärmepumpen und Abtausaltungen.
 Kompakte Ausführung.

Technische Daten

Max. Betriebsdruck: 46 bar
 Druckabfall ΔP min/max: 1,03/33,3 bar
 Berstdruck: 172 bar
 Betriebstemperatur: max. +121°C
 Einbauposition: jede Lage



Auswahl:

Typ	EDV-Nr.	max. Betriebsdruck [bar]	Rohranschluss		Nennleistung Q_n *)										Gewicht [g]
			Druckseite ODM L t	Saugseite ODM L t	R410A		R134a		R404A		R507		R407C		
			[mm]	[mm]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	
V1-408050-100		46	8,00	12,84	1,75	5,9	1,4	2,7	1,5	2,9	1,5	2,9	1,3	3,3	350
V2-408060-200		46	9,66	12,84	3,1	7,7	1,75	3,5	2,1	5,7	2,1	5,7	1,8	5,2	350
V2-4100604-400		46	9,66	16,03	4,5	8,7	20,9	6,3	3,1	7,8	3,1	7,8	2,4	6,5	350
V3-412080-800		46	12,84	19,18	4,5	12,2	3,5	8,0	4,3	8,8	4,3	8,8	3,6	10,3	400
V6-412080-100		46	12,84	19,18	4,5	23,4	3,5	14,7	5,5	16,1	5,5	16,1	3,6	18	800
V6-414080-100		46	12,84	22,36	4,5	23,4	3,5	14,7	5,5	16,1	5,5	16,1	3,6	18	800
V6-414120-100		46	19,18	22,36	4,5	23,4	3,5	14,7	5,5	16,1	5,5	16,1	3,6	18	800
V10-414120-200		46	19,18	22,35	13,3	35,3	7,5	25,4	8,5	27,9	5,5	27,9	12,3	31,2	1300
V12-42200T0200		46	35,00	28,60	22,0	52,5	22,0	40,0	23,3	44,1	23,3	44,1	18,6	49,1	2100

*) Nennleistung der Umkehrventile nach T_o 7°C, und T_c 54°C angegeben.
 Sind die Betriebsbedingungen anders muß die benutzte Kälteleistung mit Korrekturfaktor „K“ multipliziert werden.
 Nach diesem Ergebnis kann das Ventil bestimmt werden.

Korrekturfaktor "K"

Verdampfungs- temperatur T_o in °C	Kondensationstemperatur T_c in °C									Verdampfungs- temperatur T_o in °C
	+60	+55	+50	+45	+40	+35	+30	+25	+20	
+10	1,03	0,97	0,92	0,88	0,84	0,81	0,76	0,74	0,71	+10
0	1,42	1,31	1,25	1,19	1,14	1,11	1,04	1,01	0,96	0
-10	1,71	1,62	1,53	1,47	1,39	1,34	1,27	1,23	1,18	-10
-20	2,19	2,08	1,97	1,88	1,79	1,72	1,64	1,58	1,51	-20
-30	2,79	2,63	2,49	2,39	2,27	2,19	2,07	2,01	1,92	-30
-35	3,38	3,21	3,12	3,05	2,91	2,79	2,65	2,53	2,39	-35

Zubehör / Ersatzteile: Magnetventilsulen

Typ	EDV-Nr.	Versorgungsspannung	Kabellänge	Leistung	passend für Typ
			[m]	[W]	
LDK-414801000		240V 50/60 Hz AC	1,2	5	V1-V12
LDK-114801000		24V 50/60 Hz AC	1,2	5	

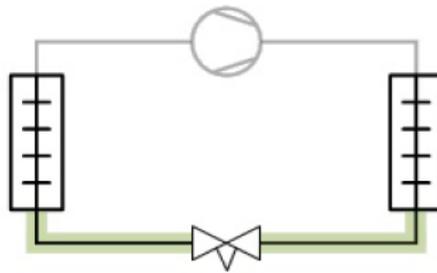


Abbildung A-9: Datenblatt für das 4-Wege Umkehrventil Ranco V1 (Schiesl, 2016b)

A-8 Berechnungsergebnisse und Datenblatt des Expansionsventils

Betriebsbedingungen

Kältemittel:	R134a	Kälteleistung:	1000 W
Massenstrom in der Leitung:	0,006451 kg/s	Verflüssigerleistung:	1165 W
Verdampfungstemperatur:	283 K	Verflüssigungstemperatur:	313 K
Verdampfungsdruck:	414700 Pa	Verflüssigungsdruck:	1012000 Pa
Nutzbare Überhitzung:	0 K	Unterkühlung:	5,0 K
Zusätzliche Überhitzung:	0 K	Zusätzliche Unterkühlung:	0 K
Heißgastemperatur:	322 K		
Anlage und Leitung:	<i>Trockenexpansionsanlage. Flüssigkeitsleitung</i>		
Auswahlkriterien:	<i>Last: 82 %. Verteilerdruckabfall: 0 Pa</i>		



Typ	ETS 6-08	ETS 6-10	ETS 6-14
NW	8	8	8
Max. Leistung [W]	1228	2126	4765
Min. Leistung [W]	301,2	401,7	760,7
Last [%]	81	47	21
DP [Pa]	597500	597500	597500
Geschw., Eintritt [m/s]	0,20	0,20	0,20

Leistungsdiagramm

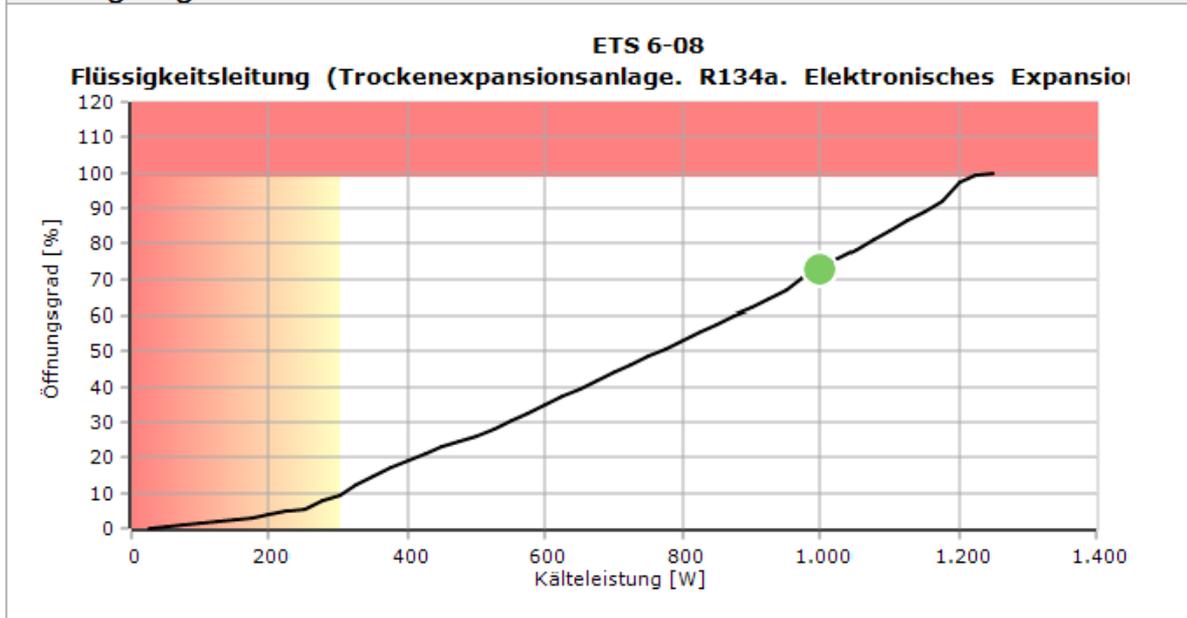


Abbildung A-10: Berechnungsergebnisse des elektronisch geregelten Expansionsventil (Danfoss-Cooselector, 2016)

Details zur Komponentenleistung: ETS 6-08	
Zusätzlich:	
Max. working pressure (PS/MWP) gauge [Pa] =	4700000
Maximale Betriebstemperatur [K]	= 343
Minimale Betriebstemperatur [K]	= 243
Öffnungsgrad [%]	= 72,92
Überkritische Strömung	= False
Ventilzustand	= Geöffnet
Leistung [%]	= 81,43
Maximale Leistung [W]	= 1228
Nennweite, Eintritt [mm]	= 8,00
Nennweite, Eintritt [inch]	= 0,31
Durchmesser, Eintritt [mm]	= 6,00
Nennweite, Austritt [mm]	= 8,00
Nennweite, Austritt [inch]	= 0,31
Durchmesser, Austritt [mm]	= 6,00
Connections:	
ANSI Lötanschluss [SA]. Eintritt: 8. Austritt: 8	

Wert	Einheit	Eintritt	Austritt	Differenz
Druck	Pa	1012000	414700	-597500
Temperatur	K	308	283	-24,9
Siedepunkt	K	313	283	-29,9
Taupunkt	K	313	283	-29,9
Dichte	kg/m ³	1169	101	-1068
Enthalpie	J/kg	249500	249500	0
Qualität	-	0,00	0,19	0,19
Geschwindigkeit	m/s	0,20	2,26	2,06

Abbildung A-10 (1.Forts.): Berechnungsergebnisse des elektronisch geregelten Expansionsventil (Danfoss-Cooselector, 2016)

	<h2 style="margin: 0;">Elektronische Expansionsventile Typ ETS 6 - schrittmotorgesteuert</h2>	
--	---	--

Das aktuelle Produktspektrum ist kompakt, leicht und mit unterschiedlicher Leistung erhältlich und kann mit allen gängigen Kältemitteln (z. B. R410A, R407C, R404A, R507, R134a) verwendet werden.

Außerdem ist der Biflow-Betrieb in reversiblen Systemen wie Wärmepumpen möglich.

In dem Ventil kommen einpolige Antriebe zum Tragen. Für diese einpoligen Antriebe sind diverse Regelungslösungen erhältlich.

Das ETS 6 ist auf HFKW/HFCKW Bedingungen (einschließlich R410A) ausgelegt und erzeugt einen Betriebsdruck von 47 bar.

Die Regler EIM 336, EKD 316 und MCX von Danfoss sind optimal auf die Ansteuerung des ETS 6 ausgelegt.

Zur manuellen Bedienung und Wartung von ETS-Ventilen ist ein AST-g-Serviceantrieb verfügbar.

Vorteile:

- Präzise Durchflussregelung mit hoher Auflösung
- Bewährtes Know-how und große Zuverlässigkeit
- Energiesparende Konstruktion, die für eine große Energieeffizienz sorgt.
- Kompakte & leichte hermetisch geschlossene Konstruktion mit austauschbarer Spule
- Biflow-Betrieb für reversible Systeme



Technische Daten ETS

Maximaler Betriebsdruck:	48 bar
Umgebungstemperatur:	-30 °C bis 60 °C
Flüssigkeitstemperatur:	-30 °C bis 70 °C
Umgebungsfeuchte:	95 % RH
Modulation:	Direktgesteuerter Dauermagnet-Schrittmotor
Elektrischer Anschluss:	JST XHP-6 und JST XHP-5
Erregungsgeschwindigkeit:	min. 30 pps (Impulse pro Sekunde) bis max. 90 pps (empfohlener Wert: 31,3 pps)
Betriebsbereich:	0 bis 480 Impulse, kein Haltestrom erforderlich (HINWEIS: Nicht mehr als 520 Impulse anlegen)
Einbaulage:	Mit der Spule oben und mit der Ventil-Spulen-Baugruppe um maximal ±15° aus der Senkrechten geneigt
Magnetventil für die Flüssigkeitsleitung:	Bei Nutzung eines Magnetventils für die Flüssigkeitsleitung, muss dieses so eingebaut werden, dass es keine Flüssigkeitsschläge im Ventil ETS 6 verursacht.
Max. Spulenumwicklungstemperatur:	115 °C

Auswahl ETS

Typ	EDV-Nr.	max. Betriebsdruck [bar]	Durchflussrichtung	Düse [mm]	Anschlüsse				Nennleistung in kW ¹⁾			
					Eintritt		Austritt		R 134a	R 404A	R 407C	R 410A
					Löt ODF [mm]	[Zoll]	Löt ODF [mm]	[Zoll]	to=+5°C [kW]	to=+5°C [kW]	to=+5°C [kW]	to=+5°C [kW]
ETS 6-08	48R08000	48	Biflow	0,8	6,35	1/8"	6,35	1/8"	1,2	1,1	1,6	1,8
ETS 6-10	48R10000	48	Biflow	1,0	7,94	5/16"	7,94	5/16"	2,0	1,8	2,7	3,1
ETS 6-14	48R14000	48	Biflow	1,4	7,94	5/16"	7,94	5/16"	4,5	4,1	5,9	6,8
ETS 6-18	48R18000	48	Biflow	1,8	6,35	1/4"	6,35	1/4"	8,1	7,3	10,6	12,1
ETS 6-25	48R25000	48	Biflow	2,5	7,94	5/16"	7,94	5/16"	15,3	13,8	20,1	23,0
ETS 6-32	48R32000	48	Biflow	3,2	7,94	5/16"	7,94	5/16"	22,5	20,3	29,6	33,9
ETS 6-40	48R40000	48	Biflow	4,0	7,94	5/16"	7,94	5/16"	30,6	27,6	40,2	46,0

¹⁾ Leistungsangaben in kW bei einer Verflüssigungstemp. t_c=38°C, Unterkühlung t_{cu}=0K und Überhitzung t_{oh}

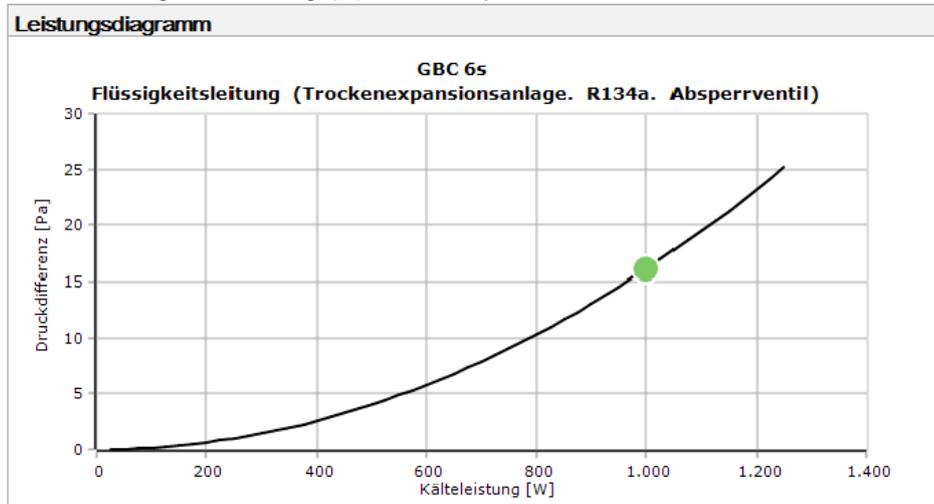
Zubehör

Typ	EDV-Nr.	Beschreibung
ETS6-Spule	48R08000	Magnetventilspule für ETS 6; 12 VDC, 0,7m
ETS6-Spule	48R10000	Magnetventilspule für ETS 6; 12 VDC, 1,5m
ETS6-Spule	48R14000	Magnetventilspule für ETS 6; 12 VDC, 3,0m
EKD 316	48R0316	Überhitzungsregler 24 VAC
AKS11	48R0411	Anlegefühler 3,5m, PT1000, -50 - +100°C Anschlusskabel 2 x 0,2 mm ²
AKS11	48R0511	Anlegefühler 5,5m, PT1000, -50 - +100°C Anschlusskabel 2 x 0,2 mm ²
AKS11	48R0811	Anlegefühler 8,5m, PT1000, -50 - +100°C Anschlusskabel 2 x 0,2 mm ²
AKS 32R	48R032R	Drucktransmitter -1 bis 12 bar o. Anschlusskabel
AKS 32R	48R032R	Drucktransmitter -1 bis 34 bar o. Anschlusskabel
Stecker/Kabel	48R032R	Anschlusskabel 5m mit Stecker für AKS2050 und AKS32R
Stecker PG9	48R032R	Anschlussstecker für AKS2050 und AKS32R
ECT-323	48R0323	Transformator 230V/24V AC, 25 VA

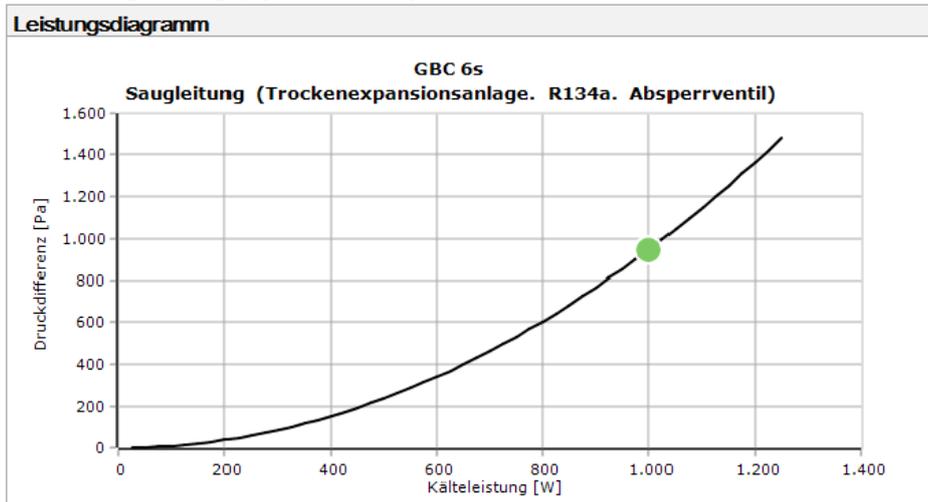
Abbildung A-11: Datenblatt des elektronisch geregelten Expansionsventil Typ ETS 6 (Schiesl, 2016a)

A-9 Berechnungsergebnisse und Datenblatt der Kugelabsperrentile Typ GBC 6s

a) Einsatz in der Flüssigkeitsleitung ($\Delta p = 16 \text{ Pa}$)



b) Einsatz in der Saugleitung ($\Delta p = 947 \text{ Pa}$)



c) Einsatz in der Druckleitung ($\Delta p = 406 \text{ Pa}$)

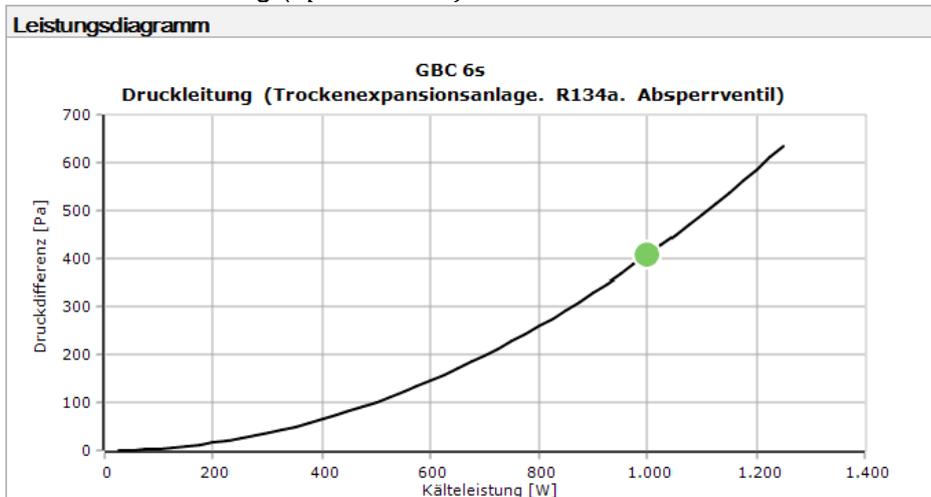


Abbildung A-12: Verlauf des Druckverlusts bei dem gewählten Kugelabsperrentil in unterschiedlichen Einbauorten (Danfoss-Cooselector, 2016)

Bestellung

Das Produktionsprogramm umfasst zwei Ventiltypen: mit und ohne Schraderventil. Beide Ventiltypen können in mm oder Zoll

geliefert werden und sind von 6 bis 79 mm (1/4 bis 3 1/8 Zoll) erhältlich. Alle Ventile sind mit Bohrungen für den Konsolenmontage.



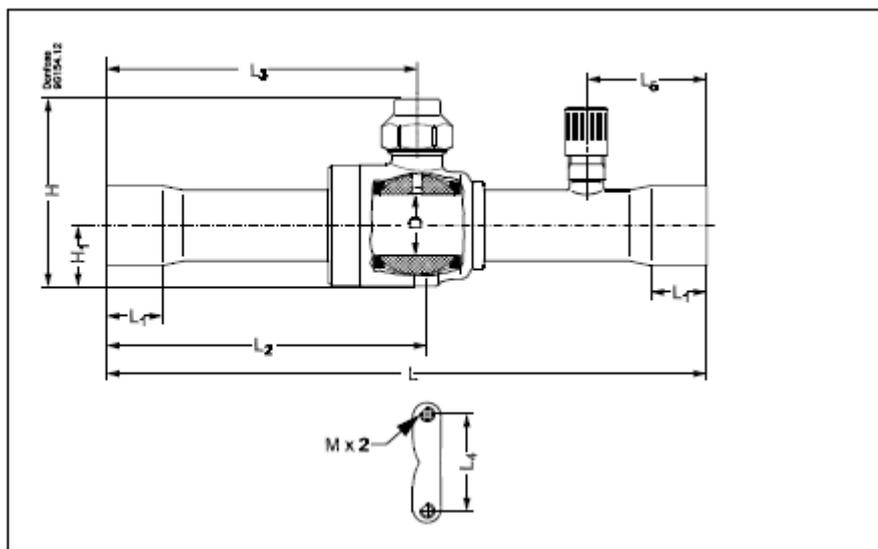
GBC ohne Schraderventil

GBC ohne Schraderventil

Typ	Zoll-Anschluss - Löt ODF/ODF		Millimeter-Anschluss - Löt ODF/ODF		k _v Wert [m³/h]
	[Zoll]	Bestell-Nr.	[mm]	Bestell-Nr.	
GBC 6s	1/4	009G7020	6	009G7030	1,96
GBC 10s	3/8	009G7021	10	009G7031	5,68
GBC 12s	1/2	009G7022	12	009G7032	10,58
GBC 16s	5/8	009G7023	16	009G7023	14,11
GBC 18s	3/4	009G7024	18	009G7035	20,42
GBC 22s	7/8	009G7025	22	009G7025	28,17
GBC 28s	1 1/8	009G7026	28	009G7033	51,95
GBC 35s	1 3/8	009G7027	35	009G7027	80,89
GBC 42s	1 5/8	009G7028	42	009G7034	121,07
GBC 54s	2 1/8	009G7029	54	009G7029	224,96
GBC 67s	2 5/8	009G7959	67	009G7959	310,0
GBC 67sRP	2 5/8	009G7036	67	009G7036	245,78
GBC 79s	3 1/8	009G7980	79	009G7980	700,0
GBC 79sRP	3 1/8	009G7037	79	009G7037	222,52

RP - Übergröße

Maßbilder und Gewichte



Typ	Anschluss		H	H ₁	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	M	D	d	Gewicht
	[Zoll]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[Kg]*
GBC 6s		6	54	15	138	7	74	72	22	31	M4 × 0,7	14,0	1,5	0,2
GBC 6s	1/4		54	15	138	7	74	72	22	31	M4 × 0,7	14,0	1,5	0,2
GBC 10s	3/8		54	15	138	8	74	72	22	31	M4 × 0,7	14,0	1,5	0,2
GBC 10s		10	54	15	138	9	74	72	22	31	M4 × 0,7	14,0	1,5	0,2
GBC 12s	1/2		54	15	160	10	85	83	22	31	M4 × 0,7	14,0	1,5	0,2
GBC 12s		12	54	15	160	10	85	83	22	31	M4 × 0,7	14,0	1,5	0,2
GBC 16s	5/8		54	15	160	12	85	83	22	31	M4 × 0,7	14,0	1,5	0,2
GBC 16s		16	54	15	160	12	85	83	22	31	M4 × 0,7	14,0	1,5	0,2
GBC 18s	3/4		62	19	185	14	99	96	30	37	M4 × 0,7	19,0	1,5	0,4
GBC 18s		18	62	19	185	14	99	96	30	37	M4 × 0,7	19,0	1,5	0,4
GBC 22s	7/8		62	19	185	17	99	96	30	37	M4 × 0,7	19,0	1,5	0,4
GBC 22s		22	62	19	185	17	99	96	30	37	M4 × 0,7	19,0	1,5	0,4
GBC 28s	1 1/8		81	25	208	20	112	108	38	44	M4 × 0,7	25,5	1,5	0,9
GBC 28s		28	81	25	208	20	112	108	38	44	M4 × 0,7	25,5	1,5	0,9
GBC 35s	1 3/8		91	30	251	25	136	130	48	44	M6 × 1,0	32,0	1,5	1,4
GBC 35s		35	91	30	251	25	136	130	48	44	M6 × 1,0	32,0	1,5	1,4
GBC 42s	1 5/8		111	35	281	29	151	145	55	56	M6 × 1,0	38,0	1,5	2,2
GBC 42s		42	111	35	281	29	151	145	55	56	M6 × 1,0	38,0	1,5	2,2
GBC 54s	2 1/8		132	46	305	34	167	157	74	56	M6 × 1,0	50,0	1,5	4,2
GBC 54s		54	132	46	305	34	167	157	74	56	M6 × 1,0	50,0	1,5	4,2
GBC 67s	2 5/8		149	55	343	37	188	172	84	72	M6 × 1,0	60,5	1,5	5,6
GBC 67s		67	149	55	343	37	188	172	84	72	M6 × 1,0	60,5	1,5	5,6
GBC 67sRP	2 5/8		132	46	305	37	167	157	74	56	M6 × 1,0	50,0	1,5	4,4
GBC 67sRP		67	132	46	305	37	167	157	74	56	M6 × 1,0	50,0	1,5	4,4
GBC 79s	3 1/8		175	65	415	37	230	214	86	80	M6 × 1,0	73,5	1,5	7,7
GBC 79s		79	175	65	415	37	230	214	86	80	M6 × 1,0	73,5	1,5	7,7
GBC 79sRP	3 1/8		132	46	305	42	167	157	74	56	M6 × 1,0	50,0	1,5	4,5
GBC 79sRP		79	132	46	305	42	167	157	74	56	M6 × 1,0	50,0	1,5	4,5

Abbildung A-13: Abmessungen und Anschlüsse des Kugelabsperrventils GBC 6s (Danfoss, 2009)

A-10 Datenblatt des Accumulators (Niederdrucksammlers)



CTCY-DE – 33.1-4 / 07-2016

Flüssigkeitsabscheider

➔ **LCY** (ohne Wärmetauscher) / **LCY-ST** (Edelstahl ohne Wärmetauscher)

■ Technische Merkmale

CARLY Artikelnummer	Zeichnung Nr	Abmessungen mm						M gliches R ckhalte- volumen L	
		Ø1	Ø2	L	E1	Ø3	Ø4		
LCY 04 S	LCY 04 MMS	1	88,9	95	208	50	M10	/	0,09
LCY 14 S	LCY 14 MMS	1	88,9	95	299	50	M10	/	0,09
LCY 15 S/MMS		1	88,9	95	299	48	M10	/	0,10
LCY 16 S	LCY 16 MMS	1	88,9	95	299	37	M10	/	0,12
LCY 25 S/MMS		1	101,6	109	365	56	M10	/	0,13
LCY 26 S	LCY 26 MMS	1	101,6	109	365	56	M10	/	0,12
LCY 27 S/MMS		1	101,6	109	375	56	M10	/	0,14
LCY 47 S/MMS		1	101,6	109	488	56	M10	/	0,14
LCY 49 S	LCY 49 MMS	2	121,0	128	464	49	M12	/	0,16
LCY 69 S	LCY 69 MMS	3	152,4	156	430	76	M12	/	0,21
LCY 89 S	LCY 89 MMS	3	152,4	156	528	76	M12	/	0,21
LCY 611 S/MMS		3	152,4	156	436	76	M12	/	0,25
LCY 811 S/MMS		3	152,4	156	534	76	M12	/	0,25
LCY 813 S	LCY 813 MMS	3	152,4	156	534	73	M12	/	0,25
LCY 1011 S/MMS		3	152,4	156	644	76	M12	/	0,25
LCY 1013 S	LCY 1013 MMS	3	152,4	156	644	73	M12	/	0,25
LCY 1517 S/MMS		4	219,1	224	638	114	8 x Ø 10,2	190	0,48
LCY 1817 S/MMS		4	219,1	224	788	114	8 x Ø 10,2	190	0,48
LCY 3617 S/MMS		4	323,9	330	686	155	8 x Ø 10,2 x 50	290	1,60
LCY 3621 S	LCY 3621 MMS	4	323,9	330	727	155	8 x Ø 10,2 x 50	290	1,80
LCY 3625 S	LCY 3625 MMS	4	323,9	330	727	155	8 x Ø 10,2 x 50	290	2,10
LCY 5021 S	LCY 5021 MMS	4	323,9	330	927	155	8 x Ø 10,2 x 50	290	1,80
LCY 5025 S	LCY 5025 MMS	4	323,9	330	927	155	8 x Ø 10,2 x 50	290	2,10
LCY 7025 S	LCY 7025 MMS	4	323,9	330	1177	155	8 x Ø 10,2 x 50	290	2,10
LCY 7029 S	LCY 7029 MMS	4	323,9	330	1177	155	8 x Ø 10,2 x 50	290	2,30
LCY-ST									
LCY-ST 89 S	/	5	168,3	172	441	76	M10	/	0,17
LCY-ST 1011 S/MMS	LCY-ST 1011 S/MMS	5	168,3	172	551	73	M10	/	0,20
LCY-ST 1013 S	LCY-ST 1013 S/MMS	5	168,3	172	644	73	M10	/	0,20

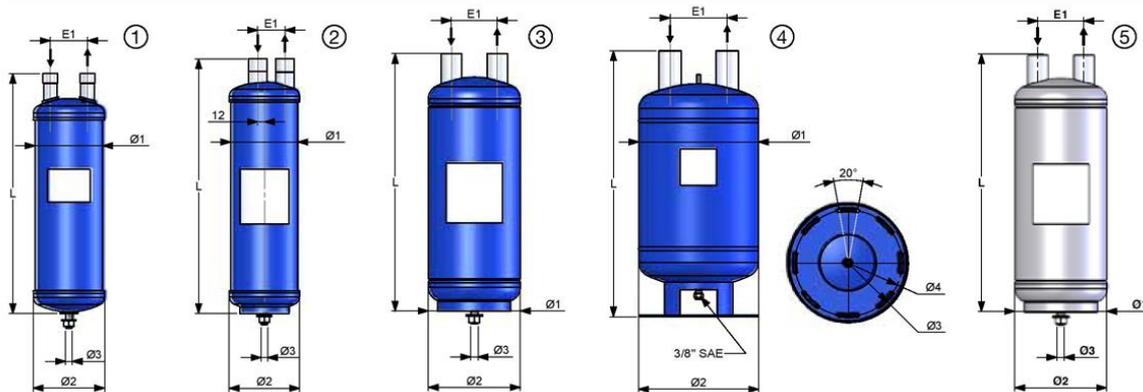


Abbildung A-14: Datenblatt des Niederdrucksammlers Typ LCY04S bzw. LCY14S



Flüssigkeitsabscheider

→ **LCY** (ohne Wärmetauscher) / **LCY-ST** (Edelstahl ohne Wärmetauscher)

■ Technische Merkmale

CARLY Artikelnummer	Inhalt	maximaler Betriebsdruck	Betriebsdruck (1)		maximale Betriebs- temperatur	minimale Betriebs- temperatur	Betriebs- temperatur (1)	EG Kategorie (2)
		PS bar	PS	BT	TS maxi °C	TS mini °C	TS BT °C	
LCY 04 S	LCY 04 MMS	0,9	46	15	100	-40	-30	Art4§3
LCY 14 S	LCY 14 MMS	1,5	46	15	100	-40	-30	I
LCY 15 S/MMS		1,5	46	15	100	-40	-30	I
LCY 16 S	LCY 16 MMS	1,5	46	15	100	-40	-30	I
LCY 25 S/MMS		2,3	46	15	100	-40	-30	I
LCY 26 S	LCY 26 MMS	2,3	46	15	100	-40	-30	I
LCY 27 S/MMS		2,3	46	15	100	-40	-30	I
LCY 47 S/MMS		3,2	46	15	100	-40	-30	I
LCY 49 S	LCY 49 MMS	4,2	46	15	100	-40	-30	I
LCY 69 S	LCY 69 MMS	5,8	33	15	100	-40	-30	I
LCY 89 S	LCY 89 MMS	7,5	26	15	100	-40	-30	I
LCY 611 S/MMS		5,7	33	15	100	-40	-30	I
LCY 811 S/MMS		7,3	27	15	100	-40	-30	I
LCY 813 S	LCY 813 MMS	7,3	27	15	100	-40	-30	I
LCY 1011 S/MMS		9,2	46	15	100	-40	-30	II
LCY 1013 S	LCY 1013 MMS	9,2	46	15	100	-40	-30	II
LCY 1517 S/MMS		15,2	45	15	100	-40	-30	II
LCY 1817 S/MMS		20,2	45	15	100	-40	-30	II
LCY 3617 S/MMS		35,4	27	15	100	-40	-30	II
LCY 3621 S	LCY 3621 MMS	35,6	27	15	100	-40	-30	II
LCY 3625 S	LCY 3625 MMS	35,9	27	15	100	-40	-30	II
LCY 5021 S	LCY 5021 MMS	50,6	42	15	100	-40	-30	III
LCY 5025 S	LCY 5025 MMS	50,9	42	15	100	-40	-30	III
LCY 7025 S	LCY 7025 MMS	70,9	42	15	100	-40	-30	III
LCY 7029 S	LCY 7029 MMS	71,2	42	15	100	-40	-30	III
LCY-ST								
LCY-ST 89 S	/	7,6	26 ⁽³⁾	/	80	-80 ⁽³⁾	/	I
LCY-ST 1011 S/MMS	LCY-ST 1011 S/MMS	11,4	26 ⁽³⁾	/	80	-80 ⁽³⁾	/	II
LCY-ST 1013 S	LCY-ST 1013 MMS	11,4	26 ⁽³⁾	/	80	-80 ⁽³⁾	/	II

(1) Beschränkung des Betriebsdruckes auf den PS BT Wert, wenn die Betriebstemperatur niedriger als oder gleich dem TS BT Wert ist.

(2) Einstufung nach Volumen, gemäß EG Druckgeräte-Richtlinie PED 2014/68/EU (siehe Kapitel 0).

(3) Die Begrenzung des Betriebsdruckes PS BT ist abhängig von der Betriebstemperatur: 15 bar von -30°C bis -50°C
8 bar von -50°C bis -80°C.

Abbildung A-14 (1.Forts.): Datenblatt des Niederdrucksammlers Typ LCY04S bzw. LCY14S

A-11 Technische Daten des ausgewählten Filters

Technische Daten										Technical data		
Filter Strainer	Anschluss 1 Connection 1			Inhalt Volume	Abmessungen Dimensions		Gewicht Weight	Ps1 Ps1	Ps2 Ps2	FL1 FL1		
Typ Type	ØT mm	ØT inch	ØDN mm	l	Ø D mm	L mm	kg	bar	bar			
BÖRDEL FLARE	F- 6B	6	1/4		0,1	76	73	0,5	53	39	●	
	F-10B	10	3/8		0,1	76	81	0,5	53	39	●	
	F-12B	12	1/2		0,1	76	87	0,5	53	39	●	
	F-16B	16	5/8		0,1	76	93	0,5	53	39	●	
	F-18B	18	3/4		0,1	76	103	0,5	53	39	●	
LÖTANSCHLUSS SOLDER CONNECTION	F-10L	10	3/8		0,1	76	69	0,5	53	39	●	
	F-12L	12	-		0,1	76	75	0,5	53	39	●	
	F-1/2"L	-	1/2		0,1	76	75	0,5	53	39	●	
	F-16L	16	5/8		0,1	76	87	0,5	53	39	●	
	F-18L	18	-		0,1	76	93	0,5	53	39	●	
	F-22L	22	7/8		0,1	76	105	0,5	53	39	●	
	F-28L	28	1-1/8		0,2	108	118	0,8	31	23	●	
	F-35L	35	1-3/8		0,2	108	130	0,8	31	23	●	
	F-10L-CDM	10	3/8		0,2	76	155	0,8	60	45	-	
	F-DN10-CDM**			10 (Ø17,2)	0,2	76	155	0,8	60	45	-	
F-10L-CDH	10	3/8		0,2	76	155	0,8	100*	75	-		
BÖRDEL FLARE	Ölfilter / Oil strainer											
	FF-10B	10	3/8		0,34	76	171	1,0	53	39	-	
FF-16B	16	5/8		0,34	76	179	1,0	53	39	-		

Abbildung A-15: Anschlüsse und Abmessungen zum ausgewählten Filter F-6B (ESK Schultze, 2017)

A-12 Datenblatt des Plattenwärmetauscher

SWEP B5T

Der B5T ermöglicht einen effizienten Wärmeaustausch in Anwendungen mit geringem Durchfluss und den höchsten Anforderungen in Sachen Kompaktheit. Das Produkt ist einfach zu installieren und zu verwenden. Es ist klein, aber dennoch sehr vielfältig, was es zu einer guten Wahl für kleine Öl- oder Wasserkühler macht.

Anschlüsse*



Außengewinde

*Spezifische Abmessungen und weitere Informationen über andere Anschlussarten erhalten Sie von Ihrem SWEP-Handelsvertreter.

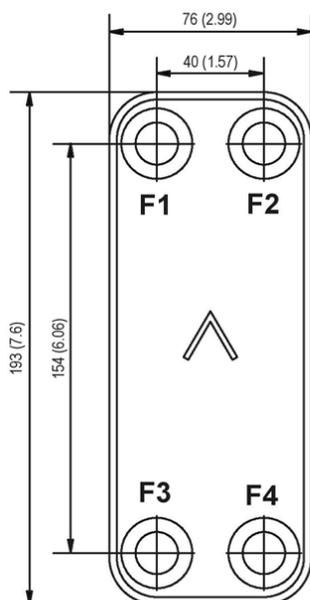
Druckstufen

M Medium, bewertet gemäß EN 13345. ←

H Hoch, bewertet gemäß EN 13345.



Max. Anzahl an Platten (NoP)	60
Anschlussgröße F1/P1	16 mm (0.63 in)
Anschlussgröße F2/P2	16 mm (0.63 in)
Anschlussgröße F3/P3	16 mm (0.63 in)
Anschlussgröße F4/P4	16 mm (0.63 in)
Max. Volumenstrom	4 m³/h (17.6 gpm)
Kanalvolumen (SI)	0.024 dm³
Kanalvolumen (US)	0.00085 ft³



Materialien	Kanalplatte	Lot
SC	Edelstahl	Kupfer
NC	Edelstahl	Kupfer

Größe	Höhe des Plattenpakets	Gesamtgewicht
SC H	8+(2,24×NoP) mm	0,87+(0,044×NoP) kg
	0.315+(0.088×NoP) in	1.92+(0.097×NoP) lb
NC M SC M	4+(2,24×NoP) mm	0,50+(0,044×NoP) kg
	0.157+(0.08×NoP) in	1.09+(0.097×NoP) lb

CHALLENGE EFFICIENCY

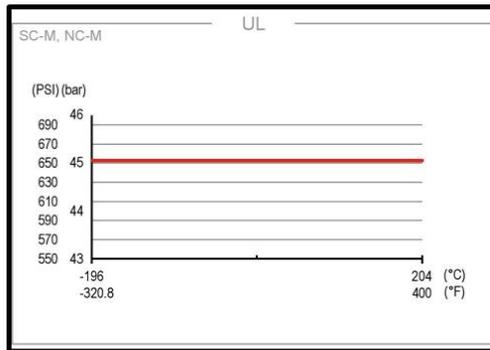
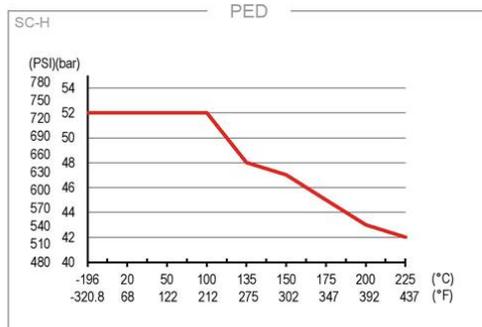
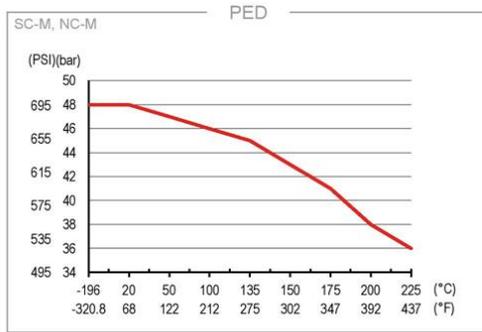
www.swep.net



Abbildung A-16: Anschlüsse, Abmessungen des Plattenwärmetauscher B5T (SWEP, 2016)

SWEP B5T

CHALLENGE EFFICIENCY

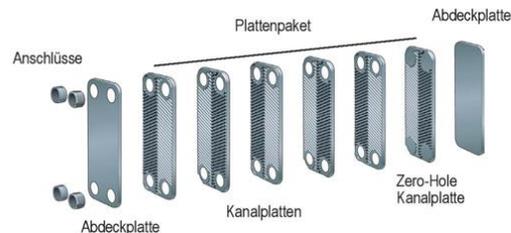


Zulassungen von Drittparteien

BPHEs von SWEP werden ganz allgemein von den folgenden Zertifizierungsgesellschaften abgenommen:
Europa, Druckgeräterichtlinie (DGRL)
Amerika, Underwriters Laboratories Inc (UL)
Japan, Kouatsu-Gas Hoan Kyoukai (KHK)
 Darüber hinaus verfügt SWEP über Zulassungen von einer Vielzahl weiterer Zertifizierungsgesellschaften. Für Zertifizierungsinformationen bezüglich eines bestimmten Produktes wenden Sie sich bitte an Ihren SWEP Vertreter vor Ort. SWEP behält sich das Recht vor, Änderungen ohne vorherige Mitteilung vorzunehmen.

Das BPHE-Konzept

Der gelötete Plattenwärmetauscher (BPHE) ist als Plattenpaket aus Profilkanalplatten mit einem Füllstoff zwischen den einzelnen Platten konstruiert. Während des Vakuum-Lötprozesses stellt der Füllstoff eine Lötverbindung an jeder Kontaktstelle zwischen den jeweiligen Platten her und erzeugt somit komplexe Kanäle. Bei einem BPHE können Medien mit verschiedenen Temperaturen sehr nah aneinander geraten: Die einzige Trennung bilden die Kanalplatten, die wiederum die Wärme eines Mediums mit sehr hoher Effizienz an das jeweils andere Medium übertragen. Dieses Konzept ist anderer Platten- und Rahmentechnologie sehr ähnlich, kommt jedoch ohne Dichtungen und Rahmenkomponenten aus.



SSP Berechnungssoftware

Mit dem eigens entwickelten SSP von SWEP, dem SWEP Software Package, können Sie von nun an komplexe Berechnungen der Wärmeübertragung selbst anstellen und die Produktlösung auswählen, die sich für Ihre Anwendung am besten eignet. Ebenso mühelos können Sie die jeweiligen Anschlüsse auswählen und Skizzen des vollständigen Produkts anfertigen. Falls Sie Beratung suchen oder verschiedene Produktlösungen besprechen möchten, bietet Ihnen SWEP den gesamten Service und Support, den Sie brauchen.

Haftungsausschluss für Material

Die Informationen und Empfehlungen bezüglich der Produkte werden in gutem Glauben vorgelegt. Trotz allem kann SWEP keinerlei Gewährleistungen oder Garantien bezüglich der Vollständigkeit und der Richtigkeit dieser Informationen aussprechen. Diese Informationen werden zu der Bedingung bereitgestellt, dass die Käufer ihre eigenen Entscheidungen bezüglich der Eignung der Produkte für die jeweiligen Anwendungen treffen. Dabei ist von den Käufern zu beachten, dass die Eigenschaften der Produkte sowohl anwendungs-, als auch materialabhängig sind und dass auch Produkte mit Edelstahl unter ungünstigen Bedingungen Korrosion erleiden können.

www.swep.net



Abbildung A-16 (1.Forts.): Anschlüsse und Abmessungen des Plattenwärmetauscher B5T (SWEP, 2016)

A-13 Datenblatt zum Mischventil und Antrieb



- Hubventil, 3-Weg, Aussengewinde
- für offene und geschlossene Kalt- und Warmwassersysteme
 - für wasserseitige stetige Regelung von Luftbehandlungs- und Heizungsanlagen

Technisches Datenblatt

H5..B



Typenübersicht

Typ	DN []	G ["]	kvs [m³/h]	Hub [mm]	PN []	Sv min. []
H511B	15	1 1/8	0.63	15	16	50
H512B	15	1 1/8	1	15	16	50
H513B	15	1 1/8	1.6	15	16	50
H514B	15	1 1/8	2.5	15	16	50
H515B	15	1 1/8	4	15	16	50
H520B	20	1 1/4	6.3	15	16	100
H525B	25	1 1/2	10	15	16	100
H532B	32	2	16	15	16	100
H540B	40	2 1/4	25	15	16	100
H550B	50	2 3/4	40	15	16	100

Technische Daten

Funktionsdaten	Medien	Kalt- und Warmwasser, Wasser mit Glykol bis max. 50% vol.
Mediumstemperatur		5...120° C
Mediumstemperatur Hinweis		-10 °C mit Spindelheizung
Zulässiger Druck ps		1600 kPa
Durchflusskennlinie		Regelpfad A – AB: gleichprozentig (VDI/VDE 2173) n(gl) = 3, im Öffnungsbereich optimiert, Bypass B – AB: linear (VDI/VDE 2173)
Leckrate		Regelpfad A - AB: max. 0.05% vom kvs-Wert, Bypass B - AB: max. 1% vom kvs-Wert
Rohranschlüsse		Aussengewinde nach ISO 228
Schliesspunkt		oben (▲)
Einbaulage		stehend bis liegend (bezogen auf den Stössel)
Wartung		wartungsfrei
Werkstoffe	Gehäuse	Rotguss Rg5
	Schliesskörper	nicht rostender Stahl
	Stössel	nicht rostender Stahl
	Stösseldichtung	EPDM O-Ring
	Sitz	Rotguss Rg5 / Niro (Bypass)

Sicherheitshinweise



- Das Ventil ist für die Anwendung in stationären Heizungs-, Lüftungs- und Klimaanlage konzipiert und darf nicht für Anwendungen ausserhalb des spezifizierten Einsatzbereiches, insbesondere nicht in Flugzeugen und jeglichen anderen Fortbewegungsmitteln zu Luft, verwendet werden.
- Die Installation hat durch autorisiertes Fachpersonal zu erfolgen. Hierbei sind die gesetzlichen und behördlichen Vorschriften einzuhalten.
- Das Ventil enthält keine durch den Anwender austauschbare oder reparierbare Teile.
- Das Ventil darf nicht als Haushaltsmüll entsorgt werden. Die örtliche und aktuell gültige Gesetzgebung ist zu beachten.

Abbildung A-17: Datenblatt des ausgewählten Mischventils Typ H513B (Belimo, 2017)

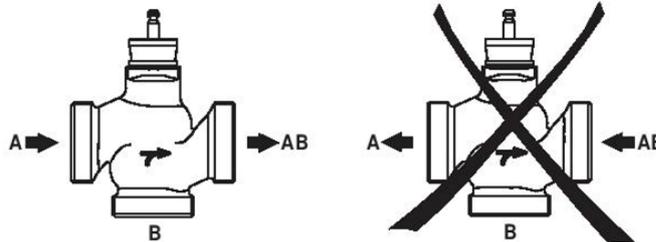
H5..B

Hubventil, 3-Weg, Aussengewinde



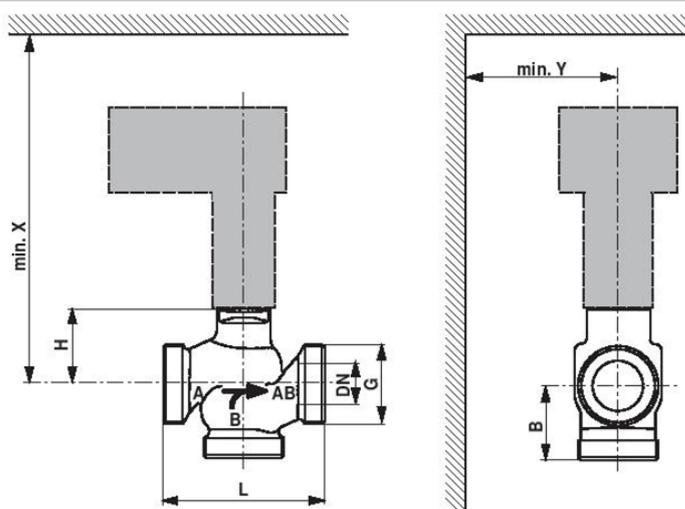
Installationshinweise

Durchflussrichtung Die durch einen Pfeil am Gehäuse vorgegebene Durchflussrichtung ist einzuhalten, da sonst das Ventil beschädigt werden kann.



Abmessungen / Gewicht

Massbilder



X/Y: Mindestabstand bezogen auf die Ventilmitte.
Die Abmessungen des Antriebes sind dem jeweiligen Antriebsdatenblatt zu entnehmen.

Typ	DN []	G ["]	L [mm]	B [mm]	H [mm]	X [mm]	Y [mm]	Gewicht ca. [kg]
H511B	15	1 1/8	80	55	46	290	100	1.2
H512B	15	1 1/8	80	55	46	290	100	1.2
H513B	15	1 1/8	80	55	46	290	100	1.2
H514B	15	1 1/8	80	55	46	290	100	1.2
H515B	15	1 1/8	80	55	46	290	100	1.3
H520B	20	1 1/4	90	55	46	290	100	1.3
H525B	25	1 1/2	110	55	52	300	100	1.5
H532B	32	2	120	55	56	300	100	2.0
H540B	40	2 1/4	130	60	65	310	100	2.5
H550B	50	2 3/4	150	65	65	310	100	3.4

Weiterführende Dokumentationen

- Übersicht Ventil-Antriebs-Kombinationen
- Datenblätter Hubantriebe
- Montageanleitungen Ventile bzw. Hubantriebe
- Projektierungshinweise 2- und 3-Weg-Hubventile

Abbildung A-17 (1.Forts.): Datenblatt des ausgewählten Mischventils Typ H513B (Belimo, 2017)



Kommunikationsfähiger Hubantrieb mit Notstellfunktion für 2- und 3-Weg Hubventile

- Stellkraft 1000 N
- Nennspannung AC/DC 24 V
- Ansteuerung stetig, kommunikativ DC (0)2...10 V veränderbar
- Nennhub 20 mm
- Stellzeit Motor 35 s / 20 mm
- Konvertierung von Sensorsignalen
- Auslegungslbensdauer SuperCaps 15 Jahre
- Kommunikation via MP-Bus von Belimo

Technisches Datenblatt

NVKC24A-MP-TPC



Technische Daten

Elektrische Daten	Nennspannung	AC/DC 24 V	
	Nennspannung Frequenz	50/60 Hz	
	Funktionsbereich	AC 19.2...28.8 V / DC 21.6...28.8 V	
	Leistungsverbrauch Betrieb	4.5 W	
	Leistungsverbrauch Ruhestellung	1.5 W	
	Leistungsverbrauch Dimensionierung	9 VA	
	Anschluss Speisung / Steuerung	Klemmen mit Kabel 1 m, 4 x 0.75 mm ² (Klemmen 4 mm ²)	
	Parallelbetrieb	Ja (Leistungsdaten beachten)	
	Funktionsdaten	Stellkraft Motor	1000 N
		Stellsignal Y	DC 0...10 V
Stellsignal Y Hinweis		Eingangswiderstand 100 kΩ	
Stellsignal Y veränderbar		Auf-Zu 3-Punkt (nur AC) Stetig (DC 0...32 V)	
Arbeitsbereich Y		DC 2...10 V	
Arbeitsbereich Y veränderbar		Startpunkt DC 0.5...30 V Endpunkt DC 2.5...32 V	
Stellungsrückmeldung U		DC 2...10 V	
Stellungsrückmeldung U Hinweis		max. 0.5 mA	
Stellungsrückmeldung U veränderbar		Startpunkt DC 0.5...8 V Endpunkt DC 2.5...10 V	
Einstellung Notstellposition (POP)		Antriebsspindel 0...100%, einstellbar (POP-Drehknopf)	
Überbrückungszeit (PF) veränderbar		1...10 s	
Gleichlauf		5% absolut	
Handverstellung		mit Drucktaste	
Nennhub		20 mm	
Stellzeit Motor		35 s / 20 mm	
Stellzeit veränderbar		35...90 s / 20 mm	
Stellzeit Notstellfunktion		35 s / 20 mm	
Adaption Stellbereich		manuell (automatisch bei Erstinbetriebnahme)	
Adaption Stellbereich veränderbar		keine Aktion Adaption beim Einschalten Adaption nach Drücken der Geriebeausrasttaste	
Zwangssteuerung		MAX (maximale Position) = 100% MIN (minimale Position) = 0% ZS (Zwischenstellung, nur AC) = 50%	
Zwangssteuerung veränderbar		MAX = (MIN + 33%)...100% MIN = 0%...(MAX - 33%) ZS = MIN...MAX	
Schallleistungspegel Motor		60 dB(A)	
Schallleistungspegel Notstellfunktion	60 dB(A)		
Stellungsanzeige	mechanisch, 5...20 mm Hub		
Sicherheit	Schutzklasse IEC/EN	III Schutzkleinspannung	
	Schutzklasse UL	UL Class 2 Supply	
	Schutzart IEC/EN	IP54	
	Schutzart NEMA/UL	NEMA 2, UL Enclosure Type 2	
EMV	CE gemäss 2014/30/EU		

Abbildung A-18: Datenblatt des ausgewählten Ventilantriebs Typ NVKC24A-MP-TPC (Belimo, 2017)

NVKC24A-MP-TPC

**SuperCap-Hubantrieb, kommunikativ, stetig,
kommunikativ, AC/DC 24 V, 1000 N, Stellzeit Motor 35 s /
20 mm**



Technische Daten

Sicherheit	Zertifizierung IEC/EN	IEC/EN 60730-1 und IEC/EN 60730-2-14
	Zertifizierung UL	cULus gemäss UL 60730-1A, UL 60730-2-14 und CAN/CSA E60730-1.02
	Wirkungsweise	Typ 1.AA
	Bemessungsstossspannung Speisung / Steuerung	0.8 kV
	Verschmutzungsgrad der Umgebung	3
	Umgebungstemperatur	0...50 °C
	Lagertemperatur	-40...80 °C
	Umgebungsfeuchte	95% r.H., nicht kondensierend
	Wartung	wartungsfrei
Gewicht	Gewicht	1.7 kg
Begriffe	Abkürzungen	POP = Power off position / Notstellposition CPO = Controlled power off / Kontrollierte Notstellfunktion PF = Power fail delay time / Überbrückungszeit

Sicherheitshinweise



- Dieses Gerät ist für die Anwendung in stationären Heizungs-, Lüftungs- und Klimaanlage konzipiert und darf nicht für Anwendungen ausserhalb des spezifizierten Einsatzbereiches, insbesondere nicht in Flugzeugen und jeglichen anderen Fortbewegungsmitteln zu Luft, verwendet werden.
- Die Installation hat durch autorisiertes Fachpersonal zu erfolgen. Hierbei sind die gesetzlichen und behördlichen Vorschriften einzuhalten.
- Der Schalter zur Änderung der Laufrichtung und damit des Schliesspunkts darf nur durch autorisiertes Fachpersonal verstellt werden. Die Laufrichtung ist insbesondere bei Frostschutzschaltungen kritisch.
- Das Gerät darf nur im Herstellerwerk geöffnet werden. Es enthält keine durch den Anwender austauschbare oder reparierbare Teile.
- Das Gerät enthält elektrische und elektronische Komponenten und darf nicht als Haushaltsmüll entsorgt werden. Die örtliche und aktuell gültige Gesetzgebung ist zu beachten.

Produktmerkmale

Wirkungsweise Konventioneller Betrieb:
Der Antrieb wird mit einem Normstellsignal DC 0...10 V angesteuert und fährt unter gleichzeitigem Laden der integrierten Kondensatoren auf die vom Stellsignal vorgegebene Stellung.
Durch Unterbrechen der Speisespannung wird das Ventil mittels gespeicherter, elektrischer Energie in die gewählte Notstellposition (POP) gefahren.
Betrieb am MP-Bus:
Der Antrieb erhält sein digitales Stellsignal vom übergeordneten Regler über den MP-Bus und fährt in die vorgegebene Stellung. Der Anschluss U dient als Kommunikationsschnittstelle und liefert keine analoge Messspannung.

Abbildung A-18 (1.Forts.): Datenblatt des ausgewählten Ventilantriebs Typ NVKC24A-MP-TPC (Belimo, 2017)

A-14 Druckverlust in den Deckenrohren

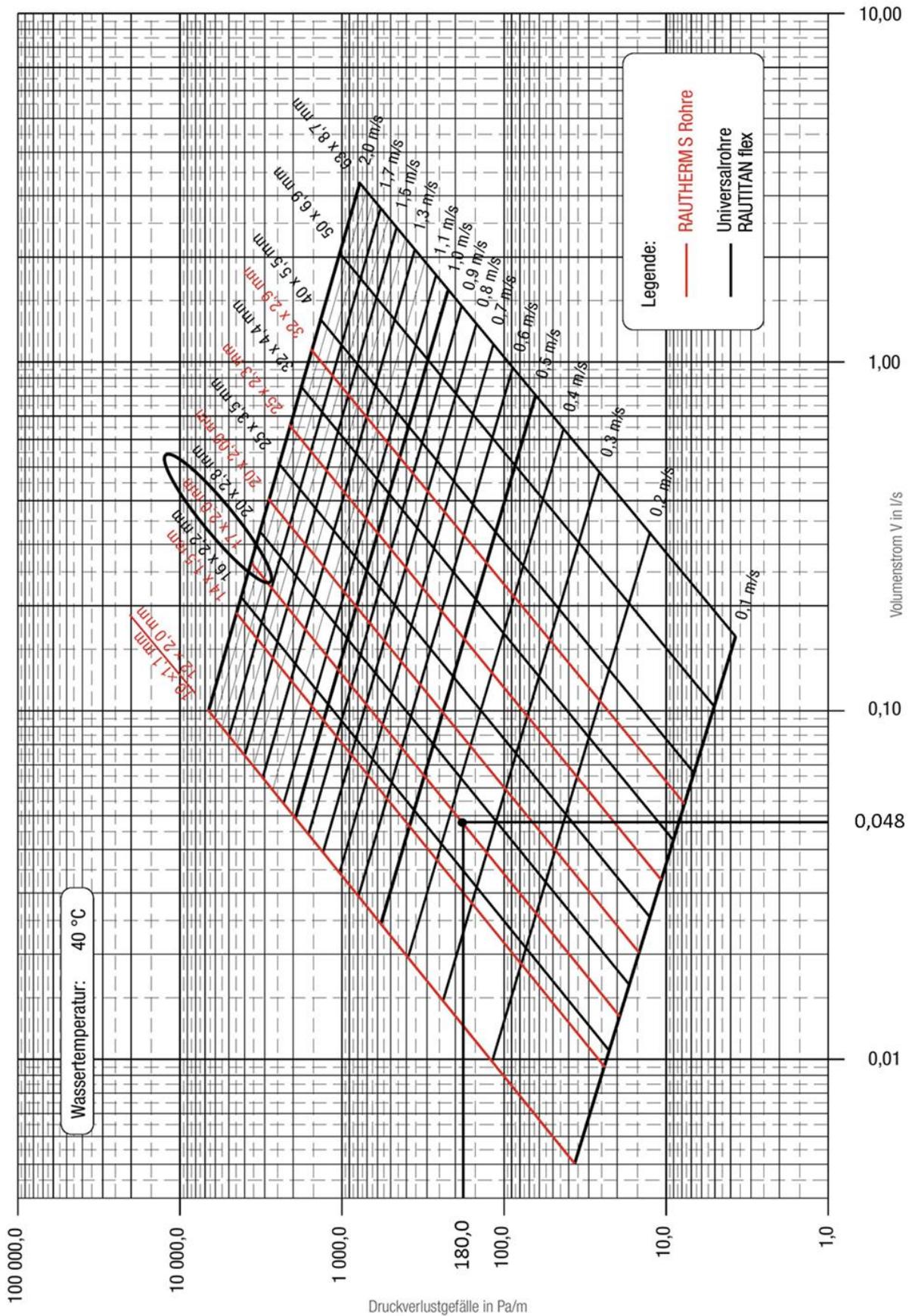
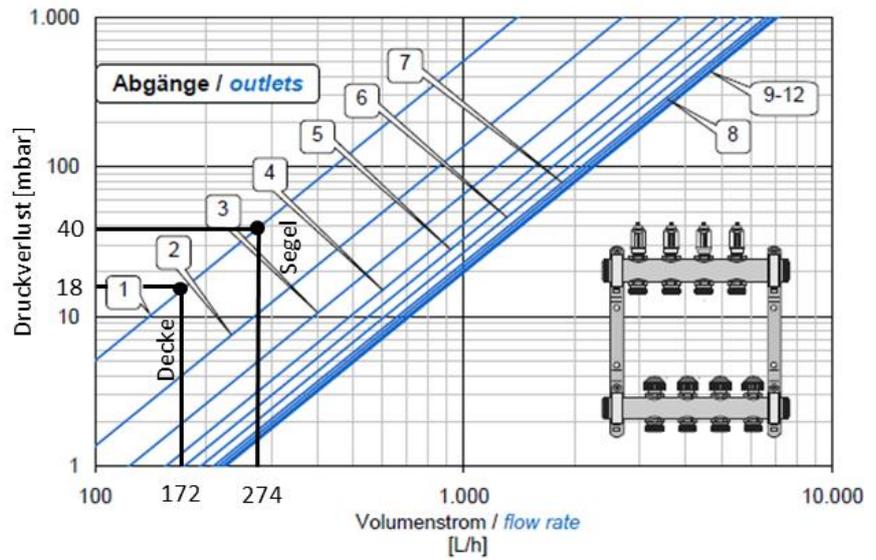


Abbildung A-19: Spezifischer Druckverlust der Rautherm S 17x2mm Deckenrohre (REHAU, 2015)

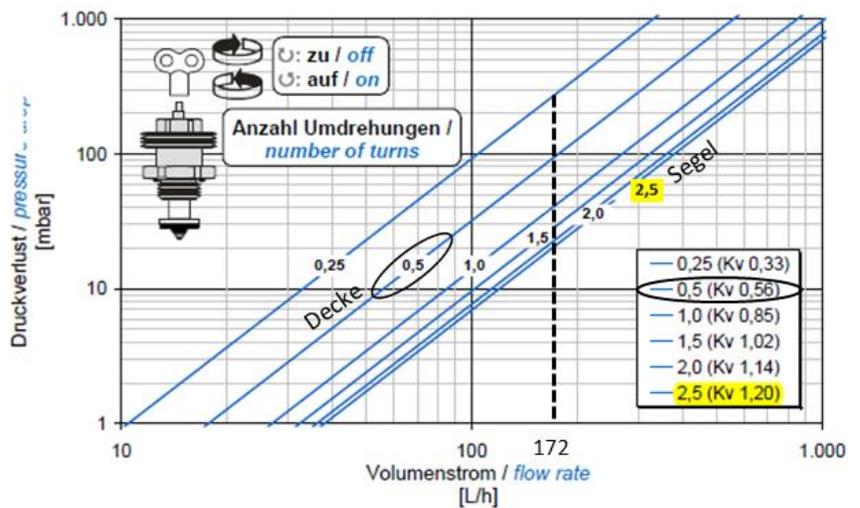
A-15 Datenblattauszug des Heizungsverteilers

Gesamtdruckverlust Total pressure drop

Rundrohrverteiler
Ø Rohr 1" 0-6 l/min
Ø Rohr 1" 0-6 l/min^d



Einstellung Diagramm Rücklauf Regulierventil Setting diagram return control valve



Druckverlust Durchflussmesser Pressure drop flowmeter

Anzeigebereich Flow range	Kvs-Wert Kvs-value	Linie Line
0 – 6 l/min	1,7	e

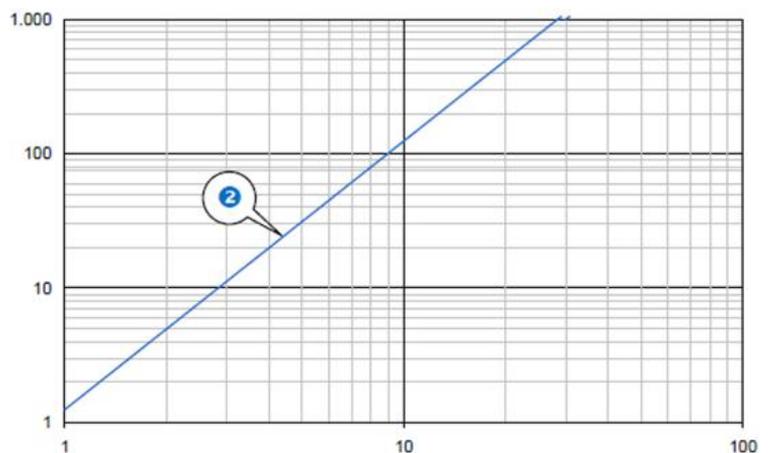


Abbildung A-20: Druckverlustbestimmung der Einbauteile im Heizungsverteiler (Görtler, 2016)

A-16 Datenblatt der ausgewählten Umwälzpumpe



Ansprechpartner
E-Mail
Telefon
Telefax
Kunde

Ansprechpartner
E-Mail
Telefon

Ausschreibungstext

Projektname Unbenanntes Projekt 2017-03-03 14:46:18.619

Projektnummer

Datum 03.03.2017

Pos. Nr.	Anz.	Bezeichnung	PG	EP / EUR	GP / EUR
----------	------	-------------	----	----------	----------

Bezeichnung: Nassläufer-Standard-Hocheffizienzpumpe

1	Yonos PICO 25/1-8	Prs.a. Anfr.	Prs.a. Anfr.
---	-------------------	--------------	--------------

Hocheffizienzpumpe Wilo-Yonos PICO, elektronisch geregelt. Wartungsfreie Nassläufer-Umwälzpumpe mit Verschraubungsanschluss, blockierstromfester Synchronmotor nach ECM-Technologie und integrierter elektronischer Leistungsregelung zur stufenlosen Differenzdruckregelung. Einsetzbar für alle Heizungs- und Klimaanwendungen. Regelmodus gemäß der Anwendung Radiatoren-/Fußbodenheizung wählbar.

Serienmäßig mit:

- Vorwählbare Regelungsarten zur optimalen Lastanpassung: Δp -c (Differenzdruck constant), Δp -v (Differenzdruck variabel)
- Integrierter Motorschutz
- LED Anzeige zum Einstellen des Sollwerts und Anzeige des laufenden Verbrauchs in Watt
- Minimalverbrauch nur 4 W
- Automatische Deblockierfunktion
- Hohes Anlaufmoment
- Entlüftungsfunktion zur Entlüftung des Rotorraumes

Pumpengehäuse aus Grauguss, Laufrad aus Polypropylen, Edelstahlwelle mit metallimprägnierten Kohlegeleitlagern.

Werkstoffe

Pumpengehäuse : Grauguss (EN-GJL-200)
Laufrad : Kunststoff (PP - 40% GF)
Pumpenwelle : Edelstahl
Lager : Kohle, metallimprägniert

Betriebsdaten

Fördermedium	: Wasser 100 %
Förderstrom	: 0,17 m ³ /h
Förderhöhe	: 3,18 m
Medientemperatur	: 20,5 °C
Min. Medientemperatur	: -10 °C
Max. Medientemperatur	: 95 °C
Maximaler Betriebsdruck	: 6 bar
Mindestzulaufhöhe bei 50 °C/95 °C/110 °C	: 0,5 m/3 m/10 m

Motor/Elektronik

Energieeffizienzindex (EEI) : ≤ 0.20
Elektromagnetische Verträglichkeit : EN 61800-3
Störaussendung : EN 61000-6-3
Störfestigkeit : EN 61000-6-2
Netzanschluss : 1~230V/50 Hz
Leistungsaufnahme P1 : 0,004 kW ... 0,075 kW
Max. Drehzahl : 1170 1/min ... 4800 1/mi
Stromaufnahme : 0,66 A
Schutzart : IP X2D
Stecker/Kabelverschraubung : PG 11

Anschlussmaße

Rohranschluss : G 1½ PN 6
Baulänge : 180 mm

Abbildung A-21: Technische Beschreibung der ausgewählten Pumpe Yonos PICO 25/1-8 (Wilo, 2017)



Ansprechpartner
E-Mail
Telefon

Kunde

Ansprechpartner
E-Mail
Telefon

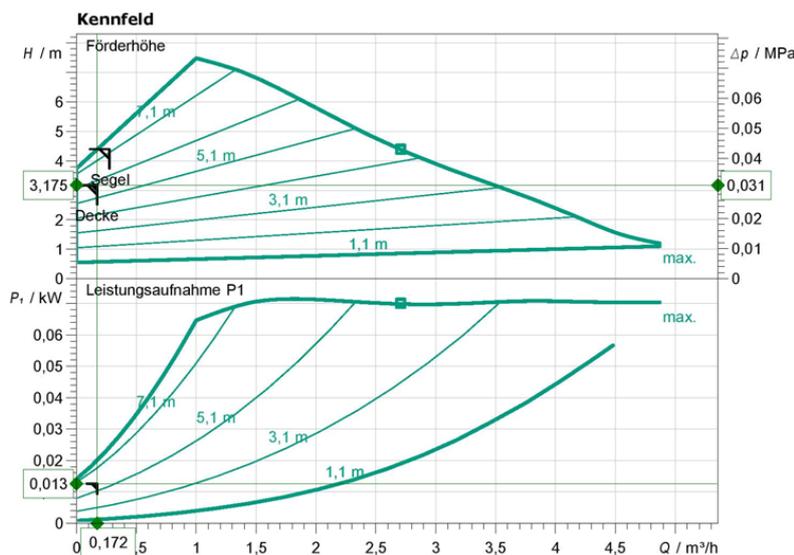
Technische Daten

Nassläufer-Standard-Hocheffizienzpumpe Yonos PICO 25/1-8

Projektname Unbenanntes Projekt 2017-03-03 14:46:18.619

Projektnummer
Einbautort
Kunden Pos.-Nr

Datum 03.03.2017



Betriebsdatenvorgabe

Förderstrom	0,17 m ³ /h
Förderhöhe	3,18 m
Fördermedium	Wasser 100 %
Medientemperatur	20,50 °C
Dichte	998,10 kg/m ³
Kinematische Viskosität	0,99 mm ² /s

Hydraulische Daten (Betriebspunkt)

Förderstrom	0,17 m ³ /h
Förderhöhe	3,17 m
Leistungsaufnahme P1	0,01 kW

Produktdaten

Nassläufer-Standard-Hocheffizienzpumpe

Yonos PICO 25/1-8

Betriebsart **dp-v**

Max. Betriebsdruck	0,6 MPa
Medientemperatur	-10 °C ... +95 °C
Max. Umgebungstemperatur	40 °C
Mindestzulaufrhöhe bei	50 / 95 / 110°C
	0,5/ 3/ 10 m

Motordaten pro Motor/Pumpe

Motorbauart	EC-Motor
Energieeffizienzindex (EEI)	≤ 0.20
Netzanschluss	1~ 230 V / 50 Hz
Zulässige Spannungstoleranz	±10 %
Max. Drehzahl	4800 1/min
Leistungsaufnahme P1	0,08 kW
Stromaufnahme	0,66 A
Schutzart	IP X2D
Isolationsklasse	F
Motorschutz	nicht erforderlich (blocki)
Elektromagnetische Verträglichkeit	EN 61800-3
Störaussendung	EN 61000-6-3
Störfestigkeit	EN 61000-6-2
Kabelverschraubung	PG 11

Anschlussmaße

Rohranschluss saugseitig	G 1½, PN 6
Rohranschluss druckseitig	G 1½, PN 6
Baulänge	180 mm

Werkstoffe

Pumpengehäuse	Grauguss (EN-GJL-200)
Laufrad	Kunststoff (PP - 40% GF)
Pumpenwelle	Edelstahl
Lager	Kohle, metallimprägniert

Bestellinformationen

Gewicht netto ca.	2,3 kg
Artikelnummer	4164008

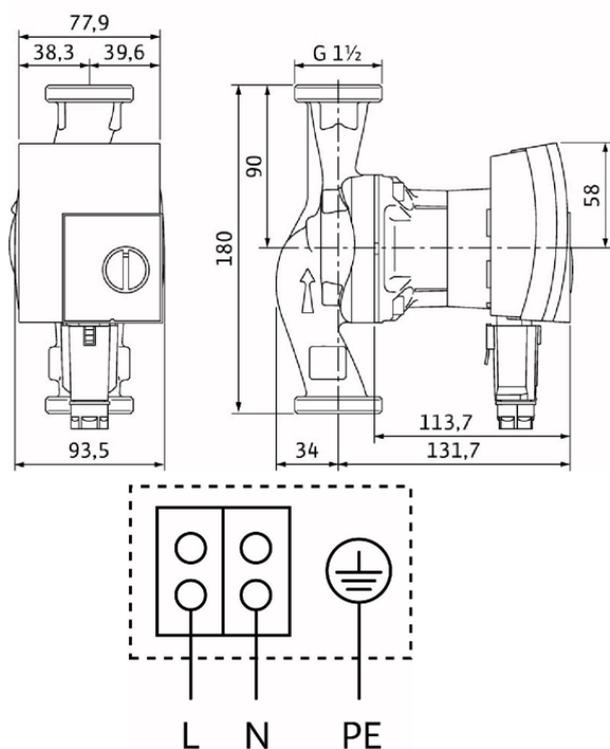


Abbildung A-22: Kennlinienfeld der Pumpe Yonos Pico 25/1-8 bei der Betriebsart dp-v (Wilo, 2017)



Ansprechpartner
E-Mail
Telefon

Kunde

Ansprechpartner
E-Mail
Telefon

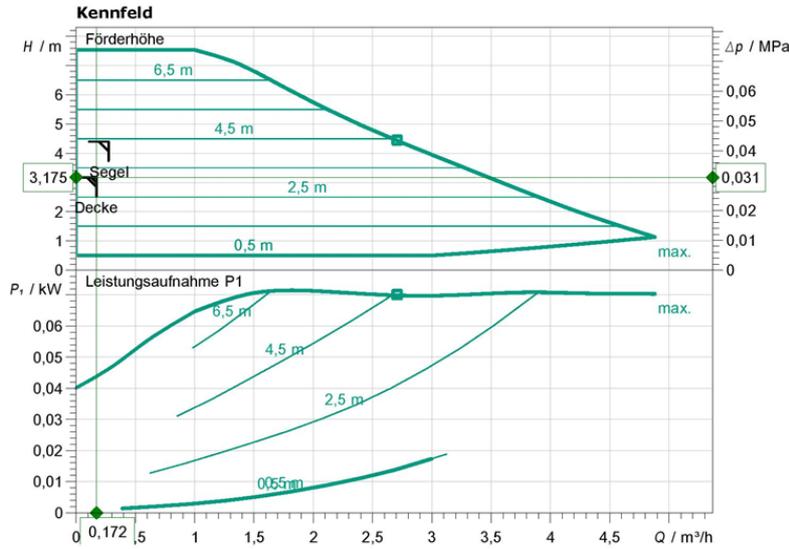
Technische Daten

Nassläufer-Standard-Hocheffizienzpumpe Yonos PICO 25/1-8

Projektname Unbenanntes Projekt 2017-03-03 14:46:18.619

Projektnummer
Einbauort
Kunden Pos.-Nr

Datum 03.03.2017



Betriebsdatenvorgabe

Förderstrom	0,17 m³/h
Förderhöhe	3,18 m
Fördermedium	Wasser 100 %
Medientemperatur	20,50 °C
Dichte	998,10 kg/m³
Kinematische Viskosität	0,99 mm²/s

Hydraulische Daten (Betriebspunkt)

Förderstrom	0,17 m³/h
Förderhöhe	3,18 m
Leistungsaufnahme P1	0,02 kW

Produktdaten

Nassläufer-Standard-Hocheffizienzpumpe

Yonos PICO 25/1-8

Betriebsart	dp-c
Max. Betriebsdruck	0,6 MPa
Medientemperatur	-10 °C ... +95 °C
Max. Umgebungstemperatur	40 °C
Mindestzulaufhöhe bei 50 / 95 / 110°C	0,5/ 3/ 10 m

Motordaten pro Motor/Pumpe

Motorbauart	EC-Motor
Energieeffizienzindex (EEI)	≤ 0.20
Netzanschluss	1~ 230 V / 50 Hz
Zulässige Spannungstoleranz	±10 %
Max. Drehzahl	4800 1/min
Leistungsaufnahme P1	0,08 kW
Stromaufnahme	0,66 A
Schutzart	IP X2D
Isolationsklasse	F
Motorschutz	nicht erforderlich (blockie)
Elektromagnetische Verträglichkeit	EN 61800-3
Störaussendung	EN 61000-6-3
Störfestigkeit	EN 61000-6-2
Kabelverschraubung	PG 11

Anschlussmaße

Rohranschluss saugseitig	G 1½, PN 6
Rohranschluss druckseitig	G 1½, PN 6
Baulänge	180 mm

Werkstoffe

Pumpengehäuse	Grauguss (EN-GJL-200)
Laufrad	Kunststoff (PP - 40% GF)
Pumpenwelle	Edelstahl
Lager	Kohle, metallimprägniert

Bestellinformationen

Gewicht netto ca.	2,3 kg
Artikelnummer	4164008

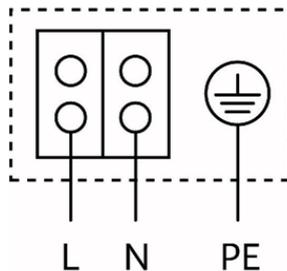
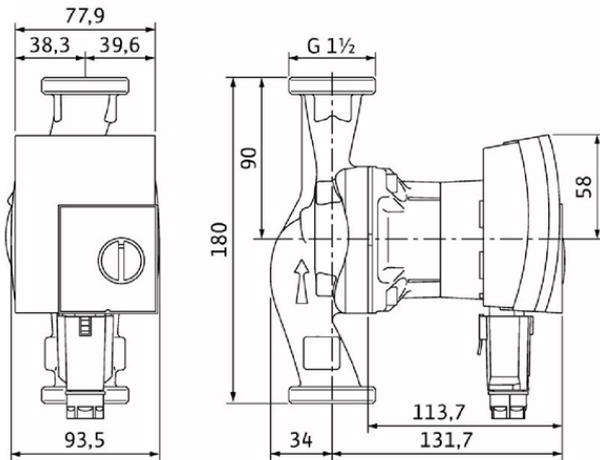


Abbildung A-23: Kennlinienfeld der Pumpe Yonos Pico 25/1-8 bei der Betriebsart dp-c (Wilo, 2017)

A-17 Datenblatt zum ausgewählten Kühlsegel



Lindner

Produktdatenblatt

LMD-DS 313

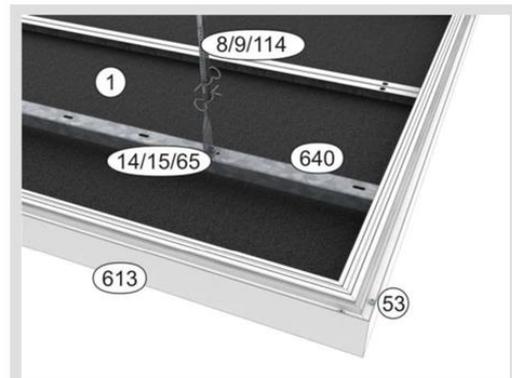
Metalldeckensegel mit Rahmen



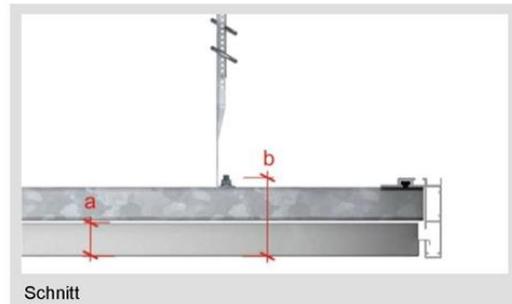
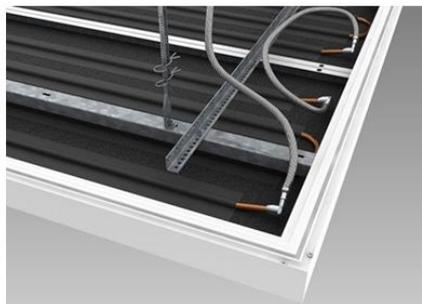
Technische Änderungen auch ohne Ankündigung vorbehalten.
Diese Unterlage ist unser Geistiges Eigentum. Sie darf ohne unsere Zustimmung weder vervielfältigt, noch unbefugt verwendet, noch gewerbsmäßig verbreitet oder weiteren Personen vorgelegt werden.

Komponentenliste

1	Deckenplatte
8/9/114	Nonius-Abhängung
14/15/65	Verschraubung
53	Blechschaube
613	Alu-Rahmenprofil
640	C-Profil
a	Aufbauhöhe Deckenplatte
b	Systemhöhe



Detail



Schnitt

LMD-DS 313

Seite 1 von 2

Rev. 09

07.02.2017

Lindner Group | Deckensysteme | Deutschland | Tel. +49 (0)8723/20-0 | info@Lindner-Group.com | www.Lindner-Group.com

Abbildung A-24: Datenblatt zum ausgewählten Kühlsegel Typ LMD-DS 313 (Lindner, 2017)



Produktdatenblatt
LMD-DS 313
 Metalldeckensegel mit Rahmen

Technische Änderungen auch ohne Ankündigung vorbehalten.
 Diese Unterlage ist unser Geistiges Eigentum. Sie darf ohne
 unsere Zustimmung weder vervielfältigt, noch unbefugt
 verwendet, noch gewerbsmäßig verbreitet oder weiteren
 Personen vorgelegt werden.

Deckenplattentypen		
	Typ 1	Eingehängt
	Typ 2	Eingehängt/Abklappbar
	Material	Verzinktes Stahlblech
	Segellänge	Variabel
	Segelbreite	542 – 2241 mm
	Plattenlänge	500 – 2199 mm
	Plattenbreite	200 – 1000 mm
	Fugenbreite	Haarfuge, 1, 3 oder 5 mm zwischen Deckenplatten 6 mm zum Rahmenprofil
	Revisionierbarkeit	Abklappbar oder werkzeuglos abnehmbar
	Besonderheit	Einzel- oder Reihenverlegung, schlanke Ansicht
	Zusatzkomponenten	Heiz-/Kühltechnologie, integrierte Lichtlösungen
	Aufbauhöhe Deckenplatte a	ca. 30 mm
	Systemhöhe b	ca. 72 mm
	Gewicht	ca. 10 – 12 kg/m ² (ohne Auf-/Einbauten)
	Oberfläche	Pulverbeschichtung
	Farbton	z. B. 9010 nach Lindner, viele RAL, NCS und DB Farbtöne erhältlich
	Perforation	z. B. Rg 2,5-16, viele Standardperforationen erhältlich
	Lichtreflexion	
	9010 nach Lindner, unperforiert nach DIN 5033	ca. 82 %
	Schallabsorption	
	Abhängig von Perforation, akustischen Einlagen, Abmessungen und Abstand der Deckensegel nach EN ISO 354	Äquivalente Schallabsorptionsfläche pro Deckensegel (auf Anfrage)
	Baustoffklasse	
	Metalldeckenelement, Pulverbeschichtung und Akustikvlies nach EN 13501-1 nach ASTM E 84	A2-s1, d0 Klasse A (IBC)
	Bewertung der Rauchgase	
	nach DIN 4102-1 – Anhang C	Rauchgastoxizität unbedenklich
	Dauerhaftigkeit	
	nach EN 13964, Tabelle 8 und 9	Beanspruchungsklasse A (Innenbereich)
	Green Building	
	validiert nach ISO 14025	Umweltproduktdeklarationen (EPD)
Zertifizierung/Richtlinien		
	Ausführung der Systemdecken nach EN 13964	
	Qualitätsstandard nach den technischen Regeln des TAIM (Verband Industrieller Metalldeckenhersteller TAIM e.V.)	

Dieses Datenblatt bezieht sich auf die Standardausführung des obengenannten Deckensystems.
 Projektspezifische Ausführungen und Anpassungen sind ergänzend aus den Angebotsunterlagen zu entnehmen.

A-18 Moody Diagramm und mittlere Rauigkeiten versch. Oberflächen

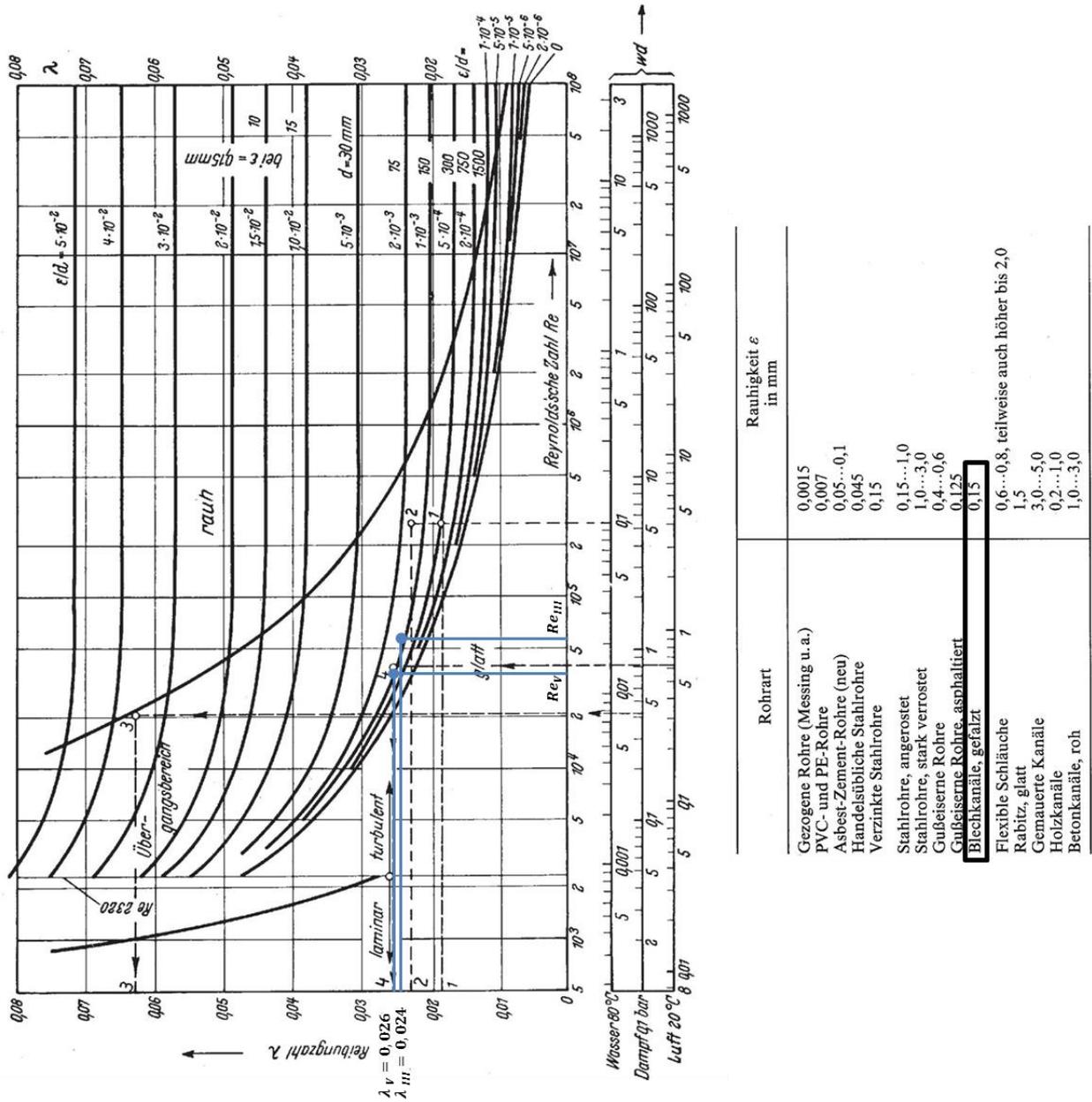


Abbildung A-25: Mittlere Rauigkeit verschiedener Oberflächen (gefaltete Blechkanäle: $\epsilon = 0,15\text{mm}$) und Moody- Diagramm zur Bestimmung der Rohrreibungszahl ($\lambda_{III} = 0,024$, $\lambda_V = 0,026$) bei berechneter Reynoldszahl ($Re_{III} = 6 \cdot 10^4$, $Re_V = 3,6 \cdot 10^4$) und Rauigkeitsverhältnis ($\epsilon/d_{hydr.III} = 1,1 \cdot 10^{-3}$, $\epsilon/d_{hydr.V} = 8,9 \cdot 10^{-4}$). (Recknagel et al., 2007)

A-19 Widerstandsbeiwerte ζ von Einzelwiderständen bei Strömung von Luft

$\alpha^\circ = 0 \quad 15 \quad 30 \quad 45 \quad 60 \quad 75$						$\alpha^\circ = 0 \quad 15 \quad 30 \quad 45 \quad 60 \quad 75$						$\alpha^\circ = 0 \quad 15 \quad 30 \quad 45 \quad 60 \quad 75$					
$\zeta = 0,25 \quad 0,6 \quad 3,5 \quad 17 \quad 95 \quad 600$						$\zeta = 0,25 \quad 0,7 \quad 2,2 \quad 6,5 \quad 20 \quad 60$						$\zeta = 0,25 \quad 1,1 \quad 3,3 \quad 10 \quad 30 \quad 90$					
$l/d \quad 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4$						$l/d \quad 0 \quad 0,5 \quad 1 \quad 2$						$r/d \quad 2 \quad 4 \quad 6 \quad 8$					
$\zeta \quad 3,5 \quad 1,7 \quad 1,6 \quad 1,7$						$\zeta \quad 0 \quad 1,6 \quad 1,9 \quad 2,1$						$\zeta \quad 0,6 \quad 0,4 \quad 0,2 \quad 0,1$					
2 Krümmen $l = d \quad \zeta = 0,4$						$l = 0 \quad \zeta = 0,3$ $l = d \quad \zeta = 0,2$						$r/d = 1,5$ $l = d \quad \zeta = 0,3$					
$w_2/w_1 = 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1,0 \quad 1,5$						$w_2/w_1 = 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1,0 \quad 1,5$						$w_2/w_1 = 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1,0 \quad 1,5$					
$\zeta_{2\text{ges}} = 7,0 \quad 3,4 \quad 2,0 \quad 1,5 \quad 0,9$						$\zeta_{2\text{ges}} = 5,0 \quad 2,2 \quad 1,2 \quad 0,9 \quad 0,5$						$\zeta_{2\text{ges}} = 4,7 \quad 1,9 \quad 0,9 \quad 0,6 \quad 0,4$					
$\zeta_{2\text{st}} = 1,5$						$\zeta_{2\text{st}} = 0 \quad 0,3 \quad 0,7 \quad 0,9 \quad 1,0$						$\zeta_{2\text{st}} = 0 \quad 0 \quad 0,3 \quad 0,6 \quad 0,9$					
Krümmen																	
$h/b = 0,25$						$0,50$						$0,75 \dots 3,0$					
$R/b = 0,75 \quad 1,0 \quad 1,5 \quad 2,0$						$0,75 \quad 1,0 \quad 1,5 \quad 2,0$						$0,75 \quad 1,0 \quad 1,5 \quad 2,0 \dots 3,0$					
$\zeta = 0,55 \quad 0,45 \quad 0,3 \quad 0,2$						$0,45 \quad 0,3 \quad 0,2 \quad 0,15$						$0,4 \quad 0,2 \quad 0,15 \quad 0,10$					
$\zeta = 0,7 + 0,6 = 1,3$												$\zeta = 0,4 + 0,2 = 0,6$					
$f/F \quad 0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5$						$0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5$						$0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5$					
$\zeta_1 \quad 0,7 \quad 1,0 \quad 1,8 \quad 2,9 \quad 4,0$						$0,2 \quad 0,4 \quad 0,75 \quad 1,3 \quad 2,0$						$0,07 \quad 0,15 \quad 0,35 \quad 0,6 \quad 0,9$					

Abbildung A-26: Krümmen- Widerstandsbeiwert $\zeta_{VI} = 0,4$ bei errechnetem $h/b = 0,75$ und $R/b = 0,75$ (Recknagel et al., 2007).

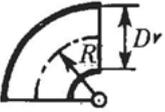
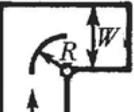
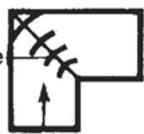
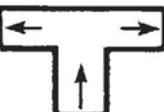
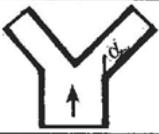
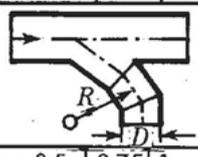
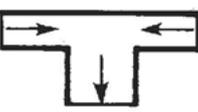
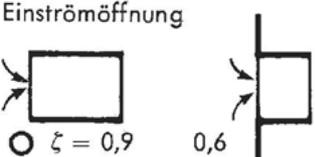
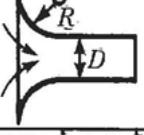
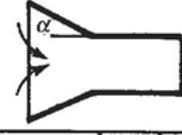
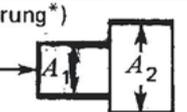
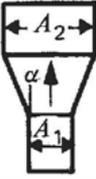
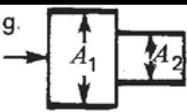
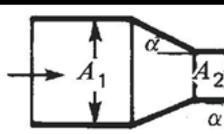
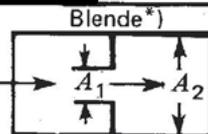
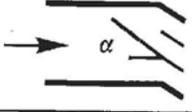
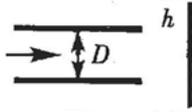
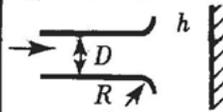
<p>Bogen</p> 	<p></p> 	<p>Leitblech</p> 																												
<p>$R/D = 0,5, 0,75, 1,0, 1,5, 2, 3, 4$ $\zeta = 0,9, 0,43, 0,33, 0,24, 0,19, 0,17, 0,15$</p>	<p>$R/D = 0,5, 0,75, 1,0, 1,5, 2$ 3 Segm. $\zeta = 1,3, 0,8, 0,5, 0,3, 0,25$ 5 Segm. $\zeta = 1,1, 0,6, 0,4, 0,25, 0,2$</p>	<p>$R/W = 0,5, 0,75, 1, 2$ $W_1/W = 0,25, \zeta = 0,4, 0,25, 0,2, 0,1$ $W_1/W = 0,5, \zeta = 0,5, 0,3, 0,2, 0,1$</p>																												
<p></p> 	<p></p> 	<p>Leitbleche</p>  <p>Profil 0,1</p>																												
<p>$h/b = 0,25, 0,5, 1,0, 2,0$ $\zeta = 2,1, 1,7, 1,2, 0,6$</p>	<p>$R/W = 0, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8$ $\zeta = 1,4, 0,7, 0,6, 0,7, 1,1$</p>	<p>glatt $\zeta = 0,35$</p> <p>$\alpha = 10, 30, 45, 60, 90^\circ$ $\zeta = 0,1, 0,3, 0,7, 1,0, 1,4$</p>																												
<p>Gabelung</p>  <p>$\zeta = 1,4$</p>	<p></p> 	<p></p> 																												
<p>w_1 Abzweig w_2 α ζ_2</p> <p>$w_2/w_1 = 0,4, 0,6, 0,8, 1,0, 2,0, 3,0$ $\alpha = 60^\circ, 5,0, 2,2, 1,3, 0,8, 0,5, 0,6$ $\alpha = 45^\circ, 3,5, 1,3, 0,7, 0,4, 0,4, 0,5$</p>	<p></p> 	<p></p>  <p>$\zeta = 1,4$</p>																												
<p>Einströmöffnung</p>  <p>$\zeta = 0,9, 0,6$ $\zeta = 1,25, 0,7$</p>	<p></p> 	<p></p>  <p>$\alpha = 15, 30, 45, 60, 90^\circ$ $\zeta = 0,5, 0,3, 0,3, 0,4, 0,7$</p>																												
<p>Erweiterung*)</p>  <p>$A_1/A_2 = 0, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8$ <small>bezogen auf f</small> $\zeta_1 = 1,0, 0,7, 0,4, 0,2, 0,1$</p>	<p>Werte für ζ_1</p> <table border="1"> <tr> <td>A_1/A_2</td> <td>$\alpha=5^\circ$</td> <td>7,5</td> <td>10</td> <td>15</td> <td>20</td> <td>>30</td> </tr> <tr> <td>$f=0,5$</td> <td>0,07</td> <td>0,09</td> <td>0,13</td> <td>0,21</td> <td>0,27</td> <td>0,28</td> </tr> <tr> <td></td> <td>0,33</td> <td>0,11</td> <td>0,16</td> <td>0,22</td> <td>0,36</td> <td>0,48</td> </tr> <tr> <td></td> <td>0,25</td> <td>0,13</td> <td>0,20</td> <td>0,28</td> <td>0,46</td> <td>0,63</td> </tr> </table>	A_1/A_2	$\alpha=5^\circ$	7,5	10	15	20	>30	$f=0,5$	0,07	0,09	0,13	0,21	0,27	0,28		0,33	0,11	0,16	0,22	0,36	0,48		0,25	0,13	0,20	0,28	0,46	0,63	<p></p>  <p>$\zeta = 1,0$</p>
A_1/A_2	$\alpha=5^\circ$	7,5	10	15	20	>30																								
$f=0,5$	0,07	0,09	0,13	0,21	0,27	0,28																								
	0,33	0,11	0,16	0,22	0,36	0,48																								
	0,25	0,13	0,20	0,28	0,46	0,63																								
<p>Verengung.</p>  <p>$A_2/A_1 = 0, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8, 1,0$ $\zeta_2 = 0,5, 0,4, 0,3, 0,2, 0,1, 0$</p>	<p></p>  <p>$\alpha = 10 \dots 45^\circ$</p> <p>$A_2/A_1 = 0,2, 0,4, 0,6, 0,8, 1,0$ $\zeta_2 = 0,08, 0,08, 0,06, 0,02, 0$</p>	<p>Blende*)</p>  <p>$A_1/A_2 = 0,9, 0,8, 0,7, 0,6, 0,5, 0,4$ $\zeta = 0,06, 0,28, 0,78, 1,82, 3,8, 8,1$</p>																												
<p></p> 	<p></p> 	<p></p>  <p>$R/D = 0,5$</p>																												
<p>$\alpha = 0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ $\zeta = 1, 1,5, 3,5, 8$</p>	<p>$h/D = 0,2, 0,4, 0,6, 0,8, 1,0$ $\zeta = -1,6, 1,2, 1,05, 1,0$</p>	<p>$h/D = 0,1, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8, 1,0$ $\zeta = 0,7, 0,4, 0,7, 0,8, 0,8, 0,8$</p>																												

Abbildung A-27: Erweiterungs- Widerstandsbeiwerte $\xi_{VII} = 0,2$ (bei $A_1/A_2 = 0,6$) und $\xi_V = 0,28$ (bei $A_1/A_2 = 0,25$ und $\alpha = 10^\circ$) und Verengungswiderstand $\xi_{II} = 0,3$ (bei $A_2/A_1 = 0,4$) (Recknagel et al., 2007).

A-20 Auswahl Wetterschutzgitter der Firma Schako



Wetterschutzgitter ALA-R

Beschreibung

Ansaug- und Abluftöffnungen in Klima- und Lüftungsanlagen müssen gegen das Eindringen von Regen, Schnee oder auch Vögel geschützt werden. Hierzu werden Wetterschutzgitter eingesetzt. Das Wetterschutzgitter Typ ALA-R **in runder Ausführung** bietet durch die feststehenden, regenabweisenden Lamellen und das hintergebaute Vogelschutzgitter aus Lochblech den bestmöglichen Schutz.

Herstellung

Rahmen und Lamellen

- Stahlblech verzinkt (Standard)
- Edelstahl 1.4301 (V2A) / 1.4571 (V4A) pulverlackiert im Farbton sand Silber (gegen Mehrpreis)
- Aluminium lackiert RAL 9006 (weißaluminium) (gegen Mehrpreis)

Vogelschutzgitter

- Lochblech 8x8 verzinkt

Befestigung

Schraubmontage (-SM)

- Schraublöcher im Rahmenteil (Schrauben bauseits)

Achtung!

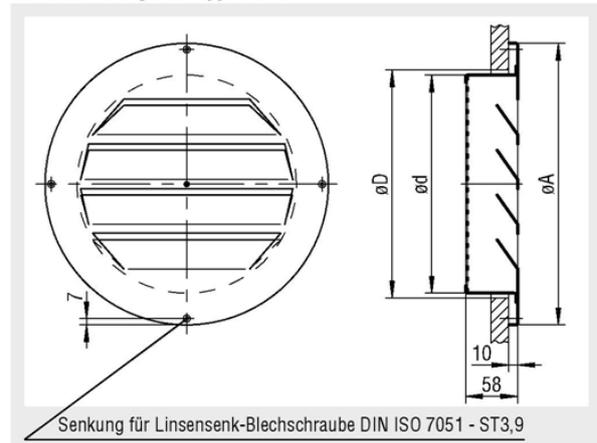
Wir weisen darauf hin, dass zur Reinigung von Edelstahlausführungen nur entsprechende Pflegemittel verwendet werden dürfen!

Die Herstellung in Aluminium eloxiert ist nicht möglich.

Ausführungen und Abmessungen

Abmessungen

Wetterschutzgitter Typ ALA-R



Lieferbare Größen ALA-R

Nennweite	ød	øD	øA	Lamellenanzahl
200	198	210	270	4
224	222	235	294	4
250	248	260	320	4
280	278	290	350	6
315	313	325	385	6
355	353	365	425	6
400	398	410	470	8
450	448	460	520	8
500	498	510	570	10
560	558	570	630	10
630	625	640	700	12
710	708	720	780	14
800	798	810	870	16
900	898	910	970	18

Abbildung A-28: Ausgewähltes Wetterschutzgitter Typ ALA-R mit einer Nennweite von 200mm am Eintritt in den Luftkanal (Schako, 2016)



Wetterschutzgitter ALA

Beschreibung

Das Wetterschutzgitter Typ ALA besteht aus Z-förmig profiliertem Rahmen mit waagrecht fest eingesetzten regenabweisenden Lamellen. Abstand 50 mm mit rückseitig eingebautem Maschendrahtgitter.

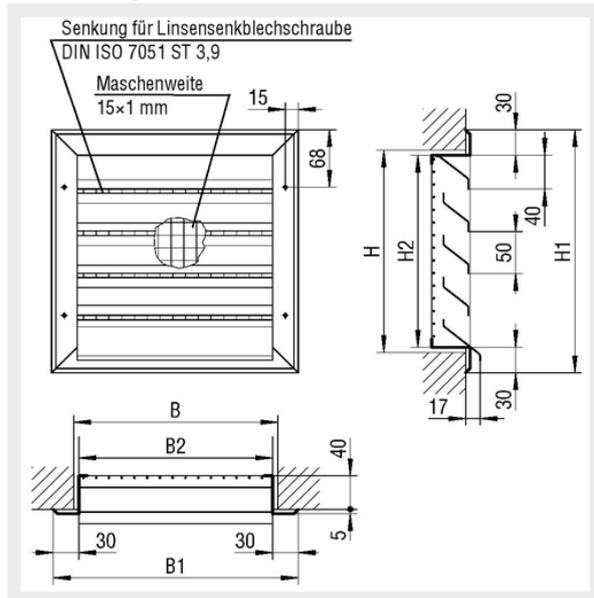
Herstellung

- Lamellen
 - Stahlblech verzinkt
- Maschendrahtgitter
 - Stahl verzinkt
- Rahmen
 - Stahlblech verzinkt

Zubehör

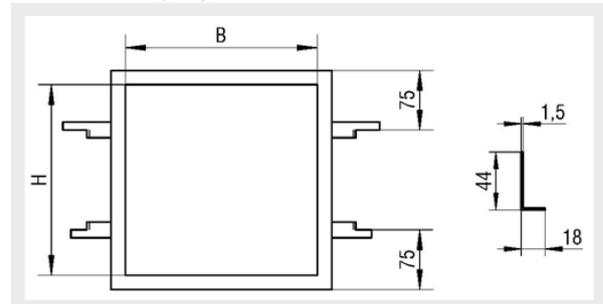
- Einbaurahmen
 - Winkelstahl grundiert, gelocht (ungelocht bei Vorablieferung)

Ausführungen und Abmessungen



Zubehör-Abmessungen

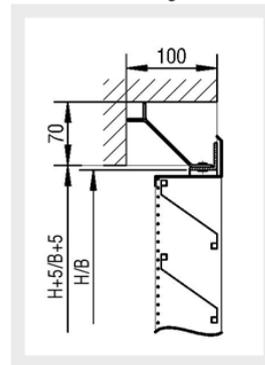
Einbaurahmen (-ER)



Wird der Einbaurahmen vorab versendet, so wird dieser ungelocht ausgeliefert.

Einbau

Einbauanordnung



Lieferbare Größen

B	B1	B2	H	H1	H2
190	240	180	190	238	178
240	290	230	240	288	228
290	340	280	290	338	278
340	390	330	340	388	328
390	440	380	390	438	378

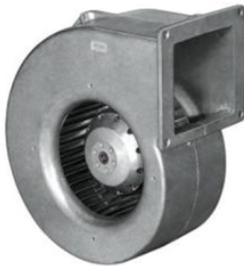
Abbildung A-29: Ausgewähltes Wetterschutzgitter Typ ALA mit der Größe von 240x240 mm (BxH) am Austritt des Luftkanals (Schako, 2016).

A-21 Datenblatt und Kennfeld des ausgewählten Radialluftventilators

G2E146-DW07-01

AC-Radialventilator

vorwärts gekrümmt, einseitig saugend
mit Gehäuse (Flansch)



ebm-papst Mulfingen GmbH & Co. KG

Bachmühle 2 · D-74673 Mulfingen

Phone +49 7938 81-0

Fax +49 7938 81-110

info1@de.ebmpapst.com

www.ebmpapst.com

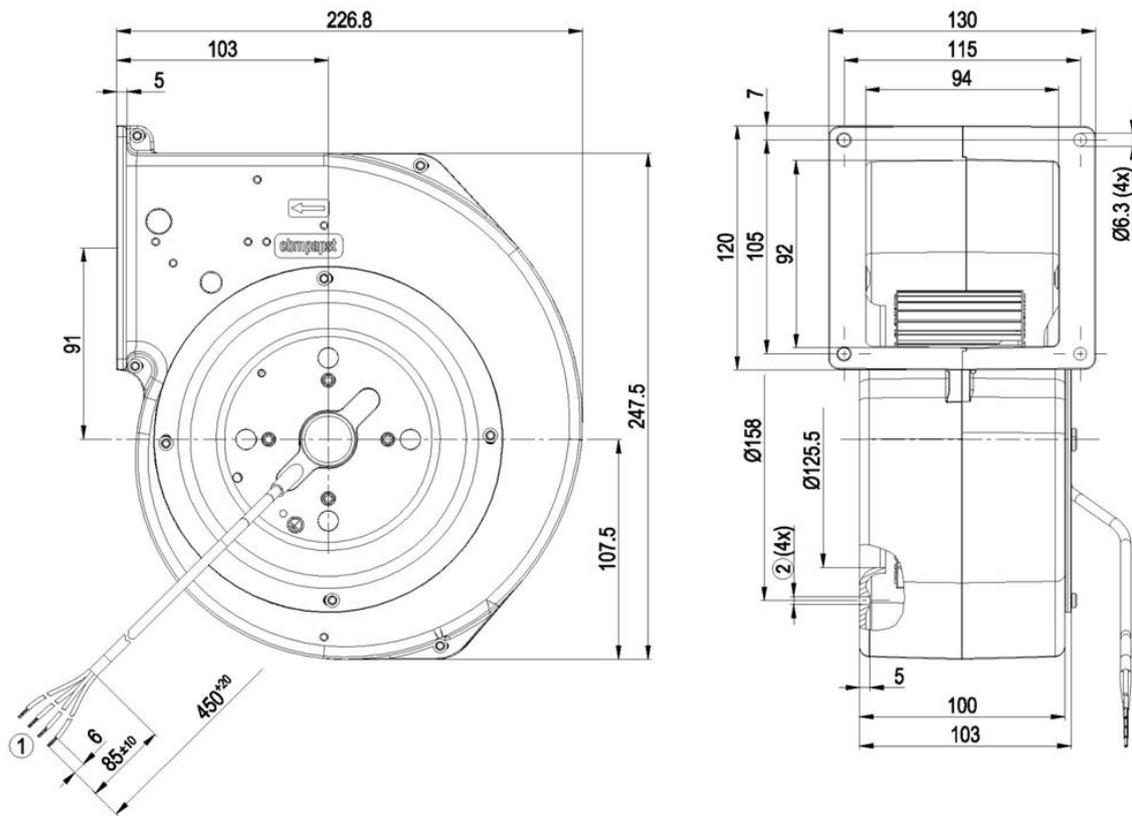
Kommanditgesellschaft · Sitz Mulfingen
Amtsgericht Stuttgart · HRA 590344

Komplementär Elektrobau Mulfingen GmbH · Sitz Mulfingen
Amtsgericht Stuttgart · HRB 590142

Nenndaten				Technische Beschreibung	
Typ	G2E146-DW07-01			Masse	2,9 kg
Motor	M2E068-CA			Baugröße	146 mm
Phase		1~	1~	Oberfläche Rotor	Unlackiert
Nennspannung	VAC	230	230	Material Laufrad	Stahlblech, verzinkt
Frequenz	Hz	50	60	Material Gehäuse	Aluminium Druckguss
Art der Datenfestlegung		fb	mb	Drehrichtung	Rechts auf den Rotor gesehen
Gültig für Zulassung / Norm		CE	CE	Schutzart	IP 44; einbau- und lageabhängig
Drehzahl	min ⁻¹	1550	1750	Isolationsklasse	"B"
Leistungsaufnahme	W	140	155	Feuchte- (F) / Umweltschutzklasse (H)	H0 - trockene Umgebung
Stromaufnahme	A	0,62	0,68	Zul. Umgebungstemp. Motor max. (Transport/Lagerung)	+ 80 °C
Kondensator	µF	3	3	Zul. Umgebungstemp. Motor min. (Transport/Lagerung)	- 40 °C
Kondensatorspannung	VDB	450	450	Einbaulage	Beliebig
Kondensatorstandard		S0 (CE)	S0 (CE)	Kondenswasser-bohrungen	Keine
Min. Gegendruck	Pa	0	100	Betriebsart	S1
Min. Umgebungstemperatur	°C	-25	-25	Lagerung Motor	Kugellager
Max. Umgebungstemperatur	°C	45	30	Berührungsstrom nach IEC 60990 (Messschaltung Bild 4, TN System)	< 0,75 mA
Anlaufstrom	A	0,69	0,71	Motorschutz	Temperaturwächter (TW) intern geschaltet
<small>mb = Max. Belastung · mw = Max. Wirkungsgrad · fb = Freiblasend · kv = Kundenvorgabe Änderungen vorbehalten</small>				Schutzklasse	I (wenn Schutzleiter kundenseitig angeschlossen ist)
				Normkonformität	EN 60335-1; CE
				Zulassung	CCC; EAC

Abbildung A-30: Nenndaten und technische Beschreibung des ausgewählten Radialluftventilators Typ G2E146-DW07-01 der Firma EBM-Papst (EBM-Papst, 2016)

Produktzeichnung



- 1 Anschlussleitung PVC 4G 0,5 mm², 4x Aderendkralen angeschlagen
- 2 Für selbstformende Schrauben M4

Kennlinien: Luftleistung 50 Hz

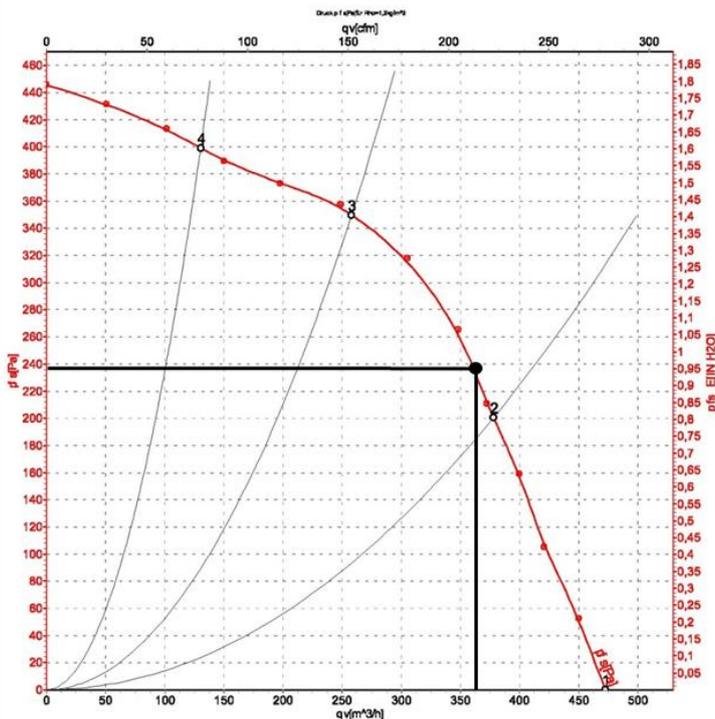


Abbildung A-31: Abmessungen und Betriebspunkt des ausgewählten Radialluftventilators bei $\dot{V}_{al} = 360 \text{ m}^3/\text{h}$ und einer statischen Druckerhöhung $\Delta p = 239 \text{ Pa}$ (EBM-Papst, 2016)