UNIVERSITÉ DU LUXEMBOURG

PhD-FSTC-2019-59
Fakultät für Naturwissenschaften, Technologie und Kommunikation

DISSERTATION

vorgestellt am 20/09/2019 in Luxemburg

zur Erlangung des Titels

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DU LUXEMBOURG EN SCIENCES DE L´INGÉNERIE

(Dr.-Ing.)

von

Johannes Rullof
geboren am 04. August 1985 in Filderstadt (Deutschland)

ENTWICKLUNG UND MODELLIERUNG EINES HYBRID-SOLARMODULKOLLEKTOR-BASIERTEN WÄRMEPUMPENSYSTEMS AUF DER BASIS VON CO_2 DIREKTVERDAMPFUNG IN MIKROKANÄLEN

Prüfungskommission

Prof. Dr.-Ing. Jean-Régis Hadji-Minaglou, Betreuer
Universität Luxemburg

Prof. Dr.-Ing. Klaus J. Lambers, Betreuer
TH Köln

Prof. Dr. rer. nat. Ulf Blieske, Betreuer
TH Köln

Prof. Dr.-Ing. Frank Scholzen, Vorsitzender
Universität Luxemburg

Dr.-Ing. Patrick Kobou Ngani
Universität Luxemburg

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand zum großen Teil in den Jahren 2015 bis 2018 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Cologne Institute for Renewable Energy (CIRE) der Technischen Hochschule Köln.

Ein großes Dankeschön gilt meinem Doktorvater an der Fakultät für Naturwissenschaften, Technologie und Kommunikation der Universität Luxemburg, Herrn Prof. Dr.-Ing. Jean-Régis Hadji-Minaglou, für die anregenden Gespräche und die Betreuung meiner Arbeit. Für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Frank Scholzen, ein weiterer Dank geht an Herrn Dr.-Ing. Patrick Kobou Ngani für die Übernahme des Koreferats.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinen beiden betreuenden Professoren an der Technischen Hochschule Köln, Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus J. Lambers und Herrn Prof. Dr. rer. nat. Ulf Blieske. Ohne deren Initiierung des Forschungsprojekts „PVT-direkt“ und das Vertrauen in meine Arbeit und Fähigkeiten wäre meine Promotion nicht zustande gekommen. Auch in schwierigen Phasen meiner Promotion konnte ich sowohl fachlich als auch menschlich auf sie zählen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus J. Lambers danke ich für seine sehr umfangreichen und unglaublich hilfreichen Fachdiskussionen im Bereich der technischen Thermodynamik und vor allem für die Unterstützung bei der Entwicklung der Versuchsanlage. Herrn Prof. Dr. rer. nat. Ulf Blieske danke ich für seine Expertise im Bereich der Photovoltaik und bei der Unterstützung bei der Projektabwicklung.

Ich danke allen Kolleginnen und Kollegen des Cologne Institute for Renewable Energy und vor allem meinen direkten Büro-Kollegen/innen Julia Müller-Ost, Christian Weger, Lukas Hilger, Sascha Birk, Tobias Kunze, Tobias Rehm und Dr. Nils Reiners für die angenehme und sehr freundschaftliche Arbeitsatmosphäre. Insbesondere danke ich Tobias Kunze und Christian Weger für die unendlichen Stunden über all die Jahre, in denen sie ein offenes Ohr für meine Sorgen hatten und sie mich durch viele gemeinsame Freizeit-Aktivitäten aus meinem Promotionsalltag entführten. Dr. Nils Reiners möchte ich nicht nur für die zahlreichen Diskussionen und qualifizierten Anregungen, sondern auch für die gegenseitig motivierenden Gespräche bei der Fertigstellung unserer beider Dissertationen danken.

Namentlich erwähnen möchte ich außerdem einige der von mir betreuten Masteranden, Bacheloranden, Studien- und Projektarbeiter und Studenten, deren Ausarbeitungen mir viele Anregungen für die Erstellung dieser Dissertation gegeben haben. Meiner langjährigen studentischen Hilfskraft Martin Witt gebührt hierbei besonderer Dank für seine unglaubliche Einsatzbereitschaft, Motivation und tollen Ideen beim Versuchsstandsaufbau und für die Unterstützung bei der Durchführung der experimentellen Untersuchungen der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe; Nikolaos Mazitzis, Daniel Claas und Jan Schutte, die durch bastlerisches Geschick den Aufbau der Versuchsanlage unterstützt haben; Christian Weger für die Unterstützung bei der Integration der Messtechnik; Tom Arndt und Felix Künkel für die Unterstützung bei der Modellerstellung und Simulation des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems, sowie Marvin Schneider für die sehr gewissenhafte und akribische Arbeit bezüglich des PVT-Verdampfer-Designs und der Voruntersuchungen zur Verdampfer-Lötung.

Dem deutschen Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) danke ich für die finanzielle Förderung unter dem Förderkennzeichen 03FH030PX4 “PVT-direkt – Hybrid-

Solarmodulkollektor auf der Basis von CO_2 Direktverdampfung in Mikrokanälen“ auf dessen Basis diese Dissertation entstanden ist. Außerdem danke ich den beteiligten Professoren der TH Köln und den Projektpartnern aus der Industrie – Aluminium Féron GmbH & Co. KG, Dachziegelwerke Nelskamp GmbH, Hydro Aluminium Rolled Products GmbH, SAPA Precision Tubing Tonder A/S, Viessmann Werke GmbH & Co. KG – für die konstruktive und vertrauensvolle Zusammenarbeit.

Meiner Tante Margund Wuchterl, meinem 90-jährigen Opa Rudolf Wuchterl und meinem Vater Winfried Rullof danke ich für die akribische Korrekturarbeit meiner Dissertation. Meinen lieben Eltern Gotlinde und Winfried Rullof bin ich sehr dankbar für den dauerhaften Rückhalt, die Förderung meines Werdegangs und die fortwährende Unterstützung jeglicher Art.

Mein größter Dank gilt meiner Frau Martina, die mir in allen Phasen meiner Promotionszeit den Rücken freigehalten hat. Ohne ihre Unterstützung, auch in schwierigen Phasen, hätte ich diese Promotion wohl nicht zu Ende gebracht. Zu guter Letzt danke ich meiner Tochter Pauline und meinem Sohn Jakob, die mich bei jeder Schreibpause freudig empfingen und durch ihre Lebensfreude und spielerische Unbeschwertheit es immer wieder schafften, mich in eine wunderbar andere Welt zu versetzen.

Köln, Juli 2019

Johannes Rullof

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 1

1.1 Motivation 1

1.2 Ziel der Arbeit 4

1.3 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit 4

2 Physikalische und technische Grundlagen 7

2.1 Thermisches Modell des PVT-direkt Moduls 7

2.1.1 Schichtaufbau des PVT-direkt Moduls und Eigenschaften der Modulschichten 7

2.1.2 Energiebilanz des PVT-direkt Moduls 8

2.1.3 Thermisches Ersatzschaltbild des PVT-direkt Moduls 10

2.2 Grundlagen zur Modellierung eines thermischen Absorbers 11

2.2.1 Wärmeübergang durch freie Konvektion 11

2.2.2 Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion 11

2.2.3 Gesamter Wärmeübergang durch Konvektion 12

2.2.4 Wärmeübergang durch Wärmestrahlung 13

2.2.5 Absorbierte Solarstrahlung 14

2.2.6 Bestimmung der thermischen Leistung eines thermischen Absorbers 15

2.3 Grundlagen zur Modellierung einer Wärmepumpe 15

2.3.1 Funktionsweise einer elektrischen Kompressionswärmepumpe 15

2.3.2 Realer Verdichter 17

2.3.3 Kohlendioxid als Kältemittel für Wärmepumpen 17

2.4 Anlagentechnische Grundlagen eines Kältekreisprozesses 18

2.4.1 Grundlagen der Kältemaschinenöle 18

2.4.2 Rückführungsproblematik des Kältemaschinenöls zum Verdichter 19

2.5 Verwendung von meteorologischen Daten für Simulationen 20

2.6 Parasitäre Kapazitäten an einem PVT-Modul 21

2.7 Grundlagen zur Untersuchung der Korrosionsbeständigkeit des Aluminium-Wärmeübertragers des PVT-direkt Moduls 22

2.7.1 Korrosionsverhalten und Oxidschichtbildung 22

2.7.2 Elektrochemisches Korrosionspotenzial 23

2.7.3 Funktionsweise und Versuchsaufbau des SWAAT-Korrosionstests 24

3 Literarische Exzerption zur Auslegung des PVT-basierten CO_2-Mikrokanalverdampfers 27

3.1 Vorgehensweise bei der literarischen Exzerption 27

3.2 Literaturübersicht zur Auslegung von CO_2-Mikrokanalverdampfern 28

3.2.1 Überblick der Veröffentlichungen zu Kältemaschinenöl und Rückführproblematik ... 28
3.2.2 Überblick der Veröffentlichungen zu Druck- und Temperaturabfall in Verdampfern ... 30
3.2.3 Überblick der Veröffentlichungen zu Kältemittelverteilung und Hybridmodulfertigung ... 31
3.3 Exzerption der Auslegungskriterien und Auslegungswerte ... 32
3.3.1 Tabellarischer Literaturüberblick mit Kernerkenntnissen und Übersichtsmatrix des Exzerptionshintergrundes ... 32
3.3.2 Exzerption der Gesichtspunkte der Ölproblematik ... 34
3.3.3 Exzerption der Gesichtspunkte hinsichtlich der Auslegung über den Temperaturabfall im Verdampfer ... 37
3.3.4 Exzerption der Gesichtspunkte der Kältemittelverteilung ... 38
3.3.5 Exzerption der Gesichtspunkte der Hybridmodulkonstruktion ... 41
3.4 Ergebnisse der literarischen Exzerption ... 42
3.4.1 Ergebnisse zum Kältemaschinenöl und zur Rückführproblematik ... 42
3.4.2 Ergebnisse zur Verdampfer-Auslegung über den Temperaturabfall ... 43
3.4.3 Ergebnisse zur Kältemittelverteilung in Mikrokanalverdampfern und der Konstruktion von Hybridmodulen ... 43

4 Entwicklung des PVT-direkt Moduls und Analyse zur konstruktiven Umsetzbarkeit ... 45
4.1 Vorgehensweise bei der Entwicklung des PVT-direkt Moduls ... 45
4.2 Verdampfer-Design des PVT-direkt Moduls ... 47
4.2.1 Ablaufplan zur Entwicklung des Verdampfer-Designs ... 47
4.2.2 Verdampfer-Designvarianten ... 49
4.3 Hartlöten des mikrokanalbasierten PVT-Aluminium-Verdampfers ... 53
4.3.1 Voruntersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen ... 53
4.3.2 Ergebnisse der Voruntersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen ... 55
4.3.3 Weiterführende Untersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen im Modellmaßstab ... 57
4.3.4 Lichtmikroskopische Anbindungsresultate der Lötverbindungen ... 57
4.3.5 Blechmaterialwölbung bei großformatigen Verlötungen ... 59
4.3.6 Finale Lötung des PVT-Mikrokanalverdampfers durch den industriellen Aluminium-Hartlötprozess ... 60
4.4 Elektrisches Design des PVT-direkt Moduls ... 63
4.4.1 Zellanordnung und Verschaltung ... 63
4.4.2 Auslegung der Luft- und Kriechstrecken ... 64

4.4.3 Durchschlagfestigkeit von verschiedenen Isolationsfolien 66
4.5 Elektrische Funktionsfähigkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich parasitärer Kapazitäten 70
4.5.1 Simulative Bestimmung der parasitären Kapazitäten 70
4.5.2 Experimentelle Bestimmung der parasitären Kapazitäten 70
4.5.3 Grenzkapazität 72
4.6 Langzeitstabilität des PVT-direkt Moduls 72
4.6.1 Langzeitstabilität des Materialverbunds 73
4.6.2 Untersuchungen zur Korrosionsbeständigkeit des Aluminium-Wärmeübertragers des PVT-direkt Moduls 74
4.7 Prototyp-Herstellung des PVT-direkt Moduls 77
4.7.1 Entwicklung des Laminationsprozesses 77
4.7.2 Differential Scanning Calorimetry (DSC) 79
4.7.3 Elektrolumineszenz-Messung 80
4.7.4 Ergebnisse der Voruntersuchungen zur Lamination und Herstellung des PVT-direkt Modul Prototyps 81
4.7.5 Herstellung des finalen PVT-direkt Modul Prototyps 86
4.8 Zusammenfassende Analyse zur konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-Moduls 87

5 Literaturrecherche zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einem PVT-Modul 93
5.1 Vorgehensweise bei der Literaturrecherche 93
5.2 Literaturübersicht zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs durch erzwungene Konvektion 95
5.2.1 Überblick der Veröffentlichungen zu Windtunnel-Untersuchungen 95
5.2.2 Überblick der Veröffentlichungen zu Feldexperimenten 97
5.2.3 Überblick der Veröffentlichungen zu numerischen Untersuchungen 100
5.2.4 Überblick der Veröffentlichungen zu CFD-Untersuchungen 101
5.3 Ergebnisse der Literaturrecherche 102
5.3.1 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Windtunnel-Untersuchungen nach dem Ansatz der linearen Gleichungsform 102
5.3.2 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Windtunnel-Untersuchungen nach dem Ansatz des Potenzgesetzes 104
5.3.3 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Feldexperimenten 104
5.3.4 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei numerischen Untersuchungen 106
5.3.5 Diskussion zum konvektiven Wärmeübergang 106

6 Aufbau einer Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe 109

6.1 Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der Versuchsanlage 109

6.2 Aufbau der Versuchsanlage 110

6.2.1 Wärmeübertrager 111

6.2.2 Verdichter 111

6.2.3 Expansionsorgan 112

6.2.4 Messtechnik 112

6.2.5 Solarsimulator 115

7 Experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls und Analyse zur funktionalen Umsetzbarkeit 117

7.1 Vorgehensweise bei der experimentellen Untersuchung des PVT-direkt Moduls 117

7.2 Thermische Funktionalität des PVT-direkt Moduls 119

7.2.1 Messwertdarstellung und Kältemittel- und Temperaturverteilung des Mikrokanalverdampfers 119

7.2.2 Thermische Leistung des PVT-direkt Moduls 128

7.3 Konvektiver Wärmeübergang am PVT-direkt Modul 129

7.3.1 Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten durch experimentelle Untersuchungen 129

7.3.2 Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten durch CFD-Simulation 133

7.3.3 Gegenüberstellung der Ergebnisse zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten durch experimentelle Untersuchungen, CFD-Simulation und Literaturwerte 137

7.4 Elektrische Funktionalität des PVT-direkt Moduls 139

7.5 Zusammenfassende Analyse zur funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls 141

7.5.1 Analyse zur thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls 141

7.5.2 Analyse zur elektrischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls 146

8 Analyse zur energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems 147

8.1 Vorgehensweise bei der Entwicklung eines Modells des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems 147

8.2 Vorgehensweise bei der Entwicklung einer Regelungsstrategie des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems 149

8.2.1 Grundlegende Annahmen zur Entwicklung der Regelungsstrategie 149

8.2.2 Szenario 1: niedrige Globalstrahlung bei hohem Heizbedarf 150

8.2.3 Szenario 2: hohe Globalstrahlung bei geringem Heizbedarf 150

8.2.4 Schlussfolgerungen aus den Fallanalysen 152

8.3 Ergebnisse der Regelungsstrategie für die PVT-basierte CO_2-Wärmepumpe 154

8.3.1 Routine zur Bestimmung der Verdampfungstemperatur 154

8.3.2 Validierung der Regelungsstrategie anhand von Simulationsberechnungen 155
8.4 Zusammenfassende Analyse zur energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems 160
8.4.1 PVT-basierte CO_2-Wärmepumpe 160
8.4.2 Ausblick zur Wärmeauskopplung des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems 164

9 Fazit und Ausblick 169

Zusammenfassung 177

Summary 183

Literaturverzeichnis 189

Abkürzungsverzeichnis 199

Symbolverzeichnis 201

Abbildungsverzeichnis 205

Tabellenverzeichnis 211

Anhang 213

1 Einleitung

1.1 Motivation

Als Folge der Ölkrise in den 1970er Jahren erlebten Wärmepumpensysteme ihren ersten Boom in Deutschland aufgrund von erheblich verbesserten Renditen auf energiesparende Maßnahmen im Sektor der Wohnraum-Beheizung. Als dann die Ölpreise in den 1980er Jahren wieder sanken, nahm auch die Nachfrage nach Wärmepumpen aufgrund von Misserfolgen hinsichtlich Wirtschaftlichkeit, Betriebssicherheit und Kundendienst rapide ab [1]. Eine flächendeckende Umrüstung auf wärmepumpenbasierte Heizungssysteme blieb dadurch aus.

Heute, etwa 40 Jahre später, liegt die Heizungswärmepumpe durch die von der Politik angestrebte Sektorkopplung und der Energieeinsparverordnung (EnEV) wieder im Trend. So wurden laut dem Statistischen Bundesamt im Jahr 2018 bereits 43,7% aller fertiggestellten Wohngebäude in Deutschland mit Wärmepumpen beheizt [2]. Aufgrund der höheren Effizienz hatten erdwärmebasierte Wärmepumpensysteme im Vergleich zu luftbasierten Wärmepumpensystemen bis zum Jahr 2010 einen größeren Anteil an neu installierten Anlagen. In den letzten Jahren jedoch führte eine verbesserte Wärmedämmung der Gebäude zu einer deutlichen Reduzierung des Heizwärmebedarfs. Um den geringen Wärmebedarf von Neubauten zu decken, werden zunehmend kostengünstige luftbasierte Wärmepumpensysteme eingesetzt. Von den im Jahr 2018 neu installierten Wärmepumpen waren etwa 72% luftbasierte und 28% erdwärmebasierte und sonstige Wärmepumpensysteme [3]. Mit der EnEV 2016 traten neue erhöhte Anforderungen für energieeffiziente Neubauten in Kraft, die mit Wärmepumpen besonders einfach und kostengünstig erfüllt werden können, was voraussichtlich zu einer weiteren Steigerung des Marktanteils von luft-konvektionsbasierten Wärmepumpen mit Ventilator im Neubau führen wird.

Zukünftig stellen wind- und sonnenbasierte elektrische Erzeugungseinheiten an windreichen oder sonnenreichen Tagen zeitweise mehr Strom zur Verfügung als im Verbundnetz verbraucht wird. Folglich sinkt der Börsen-Strompreis in diesen Stunden, da nicht verkaufter Strom nicht produziert werden darf (Erzeugung und Abnahme müssen jederzeit im Gleichgewicht sein). Aufgrund zukünftiger Photovoltaik-begründeter Niedrigstrompreiszeiten am Tage und dem im Verhältnis zur Heizwärme erhöhten thermischen Energiebedarf für Brauchwarmwasser werden Luft-Wärmepumpen zukünftig im Zuge der Sektorkopplung nicht mehr zwangsweise in der Nacht betrieben, sondern auch am Tage. Aus diesem Grund ist neben der Umweltwärme der Luft auch der Strahlungsanteil neu zu bewerten.

Bereits Ende der 1970er Jahre wurden Wärmepumpen in Kombination mit glykolbasierten großflächigen Absorbern entwickelt, welche sich die Umgebungsenergie und Solarenergie als Energiequelle zu Nutze machten. So kann die Wärmeträgerflüssigkeit und damit die Oberfläche des Flächenabsorbers unter Umgebungstemperatur abgekühlt werden und der Umgebung als externer regenerativer Wärmequelle thermische Energie für Heizzwecke entzogen werden. Eine Nutzung der Umgebungsenergie durch den Absorber ist hierbei auch bei stark bewölktem Himmel und nachts möglich. In der Vergangenheit wurden jedoch sehr große Absorberflächen benötigt, weshalb sich Wärmepumpen in Kombination mit glykolbasierten großflächigen Absorbern nicht durchsetzen konnten. Durch die starke Reduzierung des Heizwärmebedarfs eines modernen Neubaus werden heutzutage deutlich

kleinere Absorberflächen in Kombination mit einer Wärmepumpe benötigt, was die Systemkombination aus Wärmepumpe und Absorber aktuell wieder interessant werden lässt.

Vor allem die Kombination aus thermischem Absorber, basierend auf freier Konvektion und Strahlung, und Photovoltaik (PV) in einem Modul (PVT-Modul) kann aufgrund der Reduzierung des Heizwärmebedarfs von Gebäuden und des verstärkten Betriebs von Wärmepumpen während der Niedrigstrompreiszeiten am Tage und dem damit verbundenen höheren Strahlungsanteil der Umweltwärme zukünftig eine Alternative zu zwangskonvektionsbasierten Luft-Wärmepumpen sein. Die Nutzung der Solarenergie als Wärmequelle der Wärmepumpe lässt durch eine Erzielung höherer Verdampfungstemperaturen höhere Leistungszahlen als bei konventionellen zwangskonvektionsbasierten Luft-Wärmepumpen erwarten. Ein weiterer Vorteil des PVT-Moduls ist die PV-seitige Wirkungsgradsteigerung durch niedrigere Modultemperaturen aufgrund der Abwärmeabfuhr des PV-Moduls durch eine direkte Verdampfung des Kältemittels (PVT-direkt Modul) in einem Verdampfer auf der Rückseite des PV-Moduls. Mit einem Hybridmodul wird zudem nicht nur eine Platzersparnis, insbesondere auf kleinen Dachflächen, sondern auch eine homogene Dachoptik erreicht. Der Installationsaufwand der thermischen Absorber hält sich hierbei in Grenzen, da sowohl bei Gebäudeneubauten als auch bei energetischen Gebäudesanierungen die Installation einer Photovoltaik-Anlage bereits Standard ist. Zusätzlich befindet sich heutzutage die Heizzentrale oftmals direkt unter dem Dach, was die Installation der Anlage ebenfalls vereinfacht. Ein weiterer Vorteil des PVT-Konvektionsstrahlungsverdampfers ist ein erhöhter Komfort gegen Schall durch das Wegfallen des Ventilators der zwangskonvektionsbasierten Luft-Wärmepumpen.

In jüngster Zeit wird zunehmend die Möglichkeit untersucht, Photovoltaik und thermische Absorber in einem Modul zu vereinen [4 bis 7]. Einen Überblick über unterschiedliche PVT-Modul- und Systemvarianten geben die Literaturhinweise [8 bis 18]. Im Gegensatz zu solebasierten Systemen mit abgedeckten Hybridkollektoren [12, 19 bis 21] verspricht der in dieser Arbeit untersuchte Ansatz der direkten Kältemittelverdampfung in einem mikrokanalbasierten Aluminium-Verdampfer auf der Rückseite des PV-Moduls (PVT-direkt Modul) eine deutliche Effizienzsteigerung des Gesamtsystems.

Omojaro et al. [22] präsentieren eine Übersicht über veröffentlichte Studien und Untersuchungen zum Thema PVT-Wärmepumpensysteme mit Direktverdampfung. Weitere Studien zum Thema solarunterstützte PVT-Wärmepumpensysteme mit Direktverdampfung wurden mit verschiedenen Verdampferkonzepten und unterschiedlichen Kältemitteln durchgeführt. Vorwiegend wurde das nicht brennbare und ungiftige synthetische Sicherheitskältemittel Tetrafluorethan (R134a) (siehe Chaturvedi et al. [23, 24], Zhao et al. [25], Chen et al. [26], Chow et al. [27, 28], Tsai [29], Fu et al. [30]) verwendet. Das ab dem 1. Januar 2015 europaweit verbotene, teilhalogenierte ozonabbauende Kältemittel R22 (HFCKW) wurde unter anderem in den Untersuchungen von Ji et al. [31 bis 34], Mastrullo et al. [35] und Xu et al. [36 bis 38]) verwendet. Vereinzelt wurde auch das HFKW-Kältemittel R407C (siehe Molinaroli et al. [39]) oder das Kältemittel R410A (siehe Kong et al. [40]) verwendet. Im Zuge der Neufassung der F-Gase-Verordnung aus dem Jahr 2015 werden die synthetischen Kältemittel zukünftig jedoch knapper und teurer [41], was umweltschonende und günstige Kältemittel in den Fokus bei der Wärmepumpenentwicklung rückt.

Eine vielversprechende Alternative zu den gängigen synthetischen Kältemitteln kann zukünftig das umweltneutrale Kältemittel Kohlendioxid (CO_2/R744) sein. CO_2 ist ein farb- und nahezu geruchloses, natürlich vorkommendes Gas, welches weder brennbar noch giftig ist. Das Treibhauspotenzial ist mit GWP = 1 sehr gering (Global Warming Potential). Außerdem hat es keine schädigende Wirkung auf die Ozonschicht (ODP = 0; Ozone Depletion Potential). Wie bei Propan (R290) ist bei CO_2 als natürliche Substanz kein Recycling erforderlich. CO_2 kann der Natur in großen Mengen aus Mineralquellen, Gär- und Verbrennungsprozessen oder durch Luftzerlegung entnommen werden. Die Kosten für CO_2 sind im Vergleich zu synthetischen Kältemitteln gering. Im Vergleich zu anderen Kältemitteln weist CO_2 einen hohen Wärmeübergang und eine hohe volumetrische Kälteleistung auf, was ein kompaktes Systemdesign bei dessen Anwendung ermöglicht. Als Nachteil müssen die hohen Betriebs- und Stillstandsdrücke angesehen werden, die in CO_2-Wärmepumpen 120 bar und mehr erreichen können.

Bisher wurden nur vereinzelt in theoretischen Studien Wärmepumpen mit CO_2-Direktverdampfung in einem PVT-Verdampfer untersucht. In Publikationen von Raisul Islam et al. [42, 43] aus den Jahren 2012 und 2013 wird ein transkritisches solarunterstütztes Wärmepumpensystem auf der Basis von CO_2-Direktverdampfung simulativ untersucht, welches einen Vakuumröhrenkollektor als Verdampfer nutzt. In Veröffentlichungen von Paradis et al. [44, 45] aus dem Jahr 2018 wird simulativ ein CO_2-basiertes PVT-Modul mit einem rückseitig angeklebten Mäanderrohr aus rostfreiem Stahl als Verdampfer in einem transkritischen CO_2-Wärmepumpensystem untersucht. Des Weiteren wird ein Modell der thermischen Schichtung in einem Warmwasserspeicher vorgestellt, der als Gaskühler des transkritischen CO_2-Wärmepumpensystems verwendet wird.

Fazit: Zahlreiche Veröffentlichungen beschreiben das Marktpotenzial von Solar-Hybridmodulen mit Kältemittel-Direktverdampfung (PVT-direkt Modul). Mehrere theoretische Studien beschreiben konstruktive Ansätze und zugehörige Berechnungen. Jedoch gibt es bis zum heutigen Zeitpunkt noch keine praktische Umsetzung eines PVT-Hybridmoduls in Kombination mit einer modulintegrierten direkten Verdampfung des natürlichen Kältemittels CO_2 in Mikrokanälen. Bisher wurden somit keine experimentellen Untersuchungen zum Thema CO_2-PVT-Wärmepumpensysteme mit Direktverdampfung durch Forschungseinrichtungen und Institutionen durchgeführt. Somit steht der Beweis sowohl der konstruktiven und funktionalen Umsetzbarkeit eines CO_2-basierten PVT-direkt Moduls als auch der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems noch aus.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung und Modellierung eines PVT-basierten Wärmepumpensystems auf der Basis von CO_2-Direktverdampfung in Mikrokanälen, in deren Rahmen weltweit erstmals ein Prototyp eines CO_2-basierten PVT-direkt Moduls realisiert und sowohl hinsichtlich der konstruktiven und funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls als auch hinsichtlich der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpengesamtsystems untersucht wird (siehe Rullof et al. [46 bis 58]).

1.2 Ziel der Arbeit

Die drei Ziele dieser Arbeit lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1. Entwicklung und Herstellung des PVT-direkt Moduls zur Analyse der konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls
2. Experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls zur Analyse sowohl der thermischen als auch der elektrischen funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls
3. Analyse der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems

1.3 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

Das in dieser Arbeit entwickelte PVT-Hybridmodul in Kombination mit einer modulintegrierten direkten Verdampfung des natürlichen Kältemittels CO_2 in Mikrokanälen wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit sowohl als „PVT-direkt Modul“ als auch als „PVT-Modul“ bezeichnet.

Erstes Ziel – Entwicklung und Herstellung des PVT-direkt Moduls zur Analyse der konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls (siehe Kapitel 3 und Kapitel 4)

Zur Verfolgung des ersten Ziels – Entwicklung und Herstellung des PVT-direkt Moduls zur Analyse der konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls (siehe Kapitel 4) – wird zu Beginn ein Verdampfer-Design erstellt (siehe Kapitel 4.2). Dazu werden die für die Konstruktion und den Fertigungsprozess des mikrokanalbasierten Verdampfers erforderlichen Materialdaten der Halbzeuge sowie deren Bereitstellungsoptionen festgehalten. Zusätzlich zu den Halbzeug-Parametern werden die erforderlichen Fertigungsschritte ermittelt und die dazugehörigen Prozessparameter dokumentiert (siehe Kapitel 4.3).

Neben den konstruktiven Kenndaten spielen die prozesstechnischen Kennwerte eine essentielle Rolle, die in die Konstruktion mit einzubeziehen sind. Mit Hilfe einer einschlägigen Literaturrecherche (siehe hierzu das übergeordnete Kapitel 3 – Literarische Exzerption zur Auslegung des PVT-basierten CO_2-Mikrokanalverdampfers) wird ein druckverlustbedingter Temperaturabfall in Mikrokanalverdampfern ausgemacht. Es gilt hierbei anhand der Erkenntnisse aus Kapitel 3 den Verdampfer konstruktiv derart anzupassen, dass der ermittelte Temperaturabfall eingehalten wird. Das Prozedere ist notwendig, um die Rückführung des Kältemaschinenöls aus dem Verdampfer konstruktiv zu berücksichtigen. Neben grundsätzlichen Aspekten der Ölrückführung respektive des Temperaturabfalls soll ergänzend unter anderem die nicht zu vernachlässigende Thematik der Kältemittelverteilung in Mikrokanalverdampfern exzerpiert werden und der Erkenntnisgewinn in den Entwicklungsprozess mit einfließen. Abschließend erfolgt die Ermittlung des finalen Designs des Verdampfers (siehe Kapitel 4.2).

In Kapitel 4.3 wird der Hartlötprozess zur Herstellung des mikrokanalbasierten PVT-Aluminium-Verdampfers erläutert. Anschließend wird in Kapitel 4.4 das elektrische Design des PVT-direkt Moduls entwickelt. Schwerpunkte sind hierbei die Konzeptentwicklung für die Anordnung und Verschaltung der Solarzellen, die Auslegung der Luft- und Kriechstrecken und die Prüfung der Durchschlagfestigkeit von verschiedenen Isolationsfolien. In Kapitel 4.5 wird die elektrische Funktionsfähigkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich para-

sitärer Kapazitäten sowohl simulativ als auch experimentell bestimmt. Die Langzeitstabilität des PVT-direkt Moduls beziehungsweise des Materialverbunds wird durch verschiedene Bewitterungs- und Korrosionstests untersucht (siehe Kapitel 4.6). In Kapitel 4.7 werden die einzelnen Schritte der Prototyp-Herstellung des PVT-direkt Moduls präsentiert. Zur Herstellung des PVT-direkt Moduls wird ein speziell für das PVT-direkt Modul angepasster Laminationsprozess entwickelt. Zur Untersuchung der Laminationsfähigkeit des PVT-direkt Moduls werden Laminationstests mit verschiedenen Modulgrößen sowie –aufbauten durchgeführt. Abschließend wird in Kapitel 4.8 eine zusammenfassende Analyse zur konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-Moduls durchgeführt.

Kapitel 5 – Übergeordnetes Kapitel zur Verfolgung des zweiten und dritten Ziels – Literaturrecherche zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einem PVT-Modul

Die Besonderheit der Kombination eines thermischen Absorbers mit einer Wärmepumpe liegt in der Erschließung der Solarenergie und Umgebungsenergie als Energiequelle. Hierbei ist die Kenntnis über die thermische Leistung des PVT-Moduls unter anderem durch den konvektiven Wärmeübergang zwischen dem PVT-Modul und der Umgebung relevant. Sowohl die Windgeschwindigkeit als auch der Modulneigungswinkel (Anströmwinkel) und die Windrichtung (Azimutwinkel) haben einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf den resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten der erzwungenen Konvektion. Die Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten ist sowohl für die experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls in Kapitel 7 als auch für die Simulation des PVT-direkt Moduls in Kapitel 8 von großer Bedeutung. In der Literatur gibt es eine Vielzahl an Untersuchungen und Ansätzen zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einer ebenen Platte, allerdings sind die jeweiligen Grundannahmen sehr unterschiedlich. Beispielsweise werden bei einigen Ansätzen ein Anströmwinkel des Windes und die Windrichtung berücksichtigt, bei anderen nicht. Um einen Überblick über die unterschiedlichen Ansätze zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten, wird im Zuge dieser Arbeit eine Literaturrecherche durchgeführt (siehe übergeordnetes Kapitel 5 – Literaturrecherche zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einem PVT-Modul). Je nach Anwendungsfall können hiervon einzelne Ansätze sowohl mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen zum Wärmeübergangskoeffizient am PVT-Modul in Kapitel 7.3 verglichen werden als auch zur thermischen Simulation des PVT-Moduls in Kapitel 8.1 übernommen werden.

Zweites Ziel – Experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls zur Analyse sowohl der thermischen als auch der elektrischen funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls (siehe Kapitel 6 und Kapitel 7)

Zur Verfolgung des zweiten Ziels – Experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls zur Analyse sowohl der thermischen als auch der elektrischen funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls (siehe Kapitel 7) – wird im Zuge dieser Arbeit an der TH Köln für die experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls eine Versuchsanlage entwickelt und aufgebaut, die Messungen über ein großes Leistungsspektrum des PVT-direkt Moduls ermöglicht (siehe Kapitel 6).

Die experimentelle Untersuchung zur thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls beinhaltet die folgenden drei Schwerpunkte:

- Ausrichtungsbedingter Schwerkrafteinfluss auf die Kältemittelverteilung im mikrokanalbasierten Aluminiumverdampfer (Kapitel 7.2.1)
- Bestimmung der thermischen Leistung des PVT-Moduls unter variierenden Randbedingungen (Kapitel 7.2.2)
- Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-Modul (Kapitel 7.3.1)

Anschließend wird eine CFD-Simulation des konvektiven Wärmeübergangs des PVT-Moduls in Abhängigkeit des Modulneigungswinkels (Anströmwinkel) und der Windrichtung (Azimutwinkel) durchgeführt (siehe Kapitel 7.3.2). Abschließend wird in Kapitel 7.3.3 eine Gegenüberstellung der Wärmeübergangskoeffizienten des in dieser Arbeit konstruierten PVT-Moduls durch die experimentellen Untersuchungen, durch die CFD-Simulation und durch die Ansätze nach Gnielinski [59], Palyvos [60] und Test et al. [61] (siehe Literaturrecherche in Kapitel 5) präsentiert.

Zur experimentellen Untersuchung der elektrischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls wird zur Erfassung der elektrischen Leistung des Moduls eine I-U- und P-U-Kennlinienmessung durchgeführt (siehe Kapitel 7.4). Anschließend wird die elektrische Leistungssteigerung des PVT-direkt Moduls aufgrund der rückseitigen Modulkühlung durch den PVT-direkt Verdampfer untersucht.

Abschließend werden in Kapitel 7.5 die experimentell erzielten Messwerte und Ergebnisse aus den Kapiteln 7.2 – 7.4 hinsichtlich der funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls zusammenfassend analysiert.

Drittes Ziel – Analyse der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems (siehe Kapitel 8)

Zur Verfolgung des dritten Ziels – Analyse der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems (siehe Kapitel 8) – wird ein numerisches Modell zur Betriebssimulation der PVT-basierten transkritischen CO_2-Wärmepumpe in der Simulationsumgebung MATLAB entwickelt und in verschiedenen Veröffentlichungen von Rullof et al. präsentiert [49, 52, 53, 57, 58]. In den folgenden Kapiteln 8.1 – 8.3 werden Auszüge aus diesen Veröffentlichungen dargeboten und anschließend in Kapitel 8.4 durch eine zusammenfassende Analyse zur energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems diskutiert. Bei der Simulation des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems wird nur der innere Kreisprozess dargestellt, welcher in Kapitel 8.4.1 analysiert wird. Die Wärmeübertragung an ein Heizungssystem sowie die Speicherung der thermischen Energie in einem thermischen Speicher mit einer beschränkten Speicherkapazität wird nicht berücksichtigt. Aus diesem Grund wird in Kapitel 8.4.2 ein ergänzender Ausblick zur Wärmeauskopplung des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems in Kombination mit einem Heizungssystem und einem thermischen Speicher gegeben und analysiert.

2 Physikalische und technische Grundlagen

2.1 Thermisches Modell des PVT-direkt Moduls

2.1.1 Schichtaufbau des PVT-direkt Moduls und Eigenschaften der Modulschichten

In Abbildung 2.1 ist der Schichtaufbau des PVT-direkt Moduls dargestellt. Die Dicke (d), Wärmeleitfähigkeit (λ), Dichte (ρ) und spezifische Wärmekapazität (c) der einzelnen PVT-direkt Modulschichten werden in Tabelle 2.1 präsentiert.

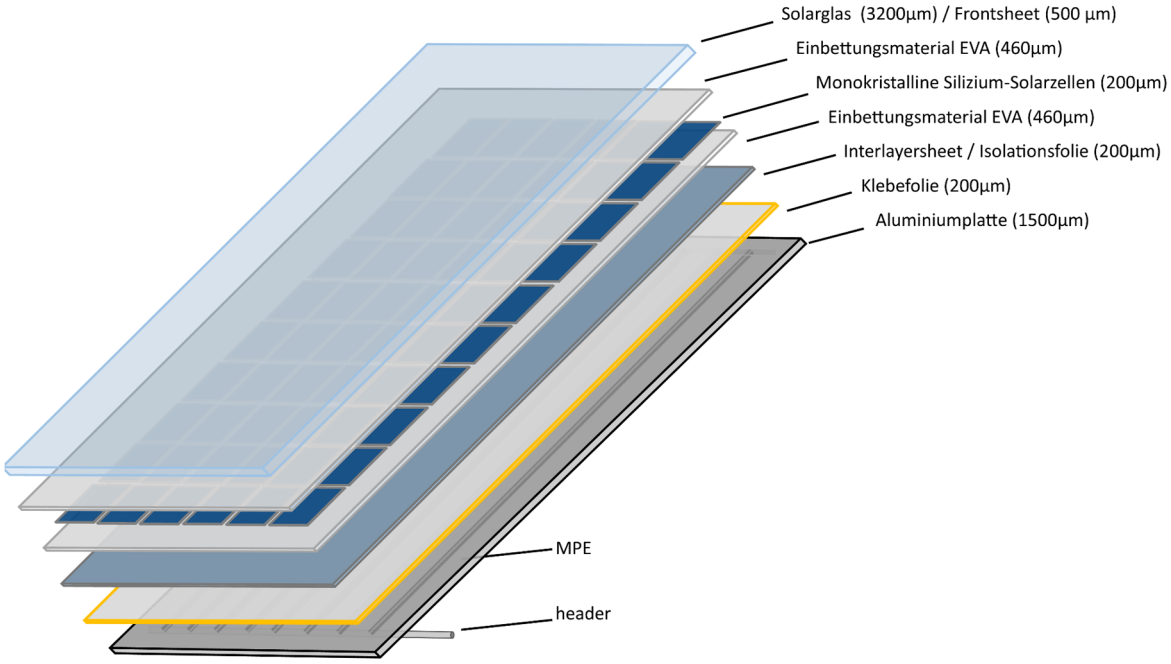


Abbildung 2.1: Schichtaufbau des PVT-direkt Moduls

Tabelle 2.1: Eigenschaften der PVT-direkt Modulschichten

Schicht (*Richtwerte)	Dicke d [mm]	Wärmeleitfähigkeit λ [W/mK]	Dichte ρ [kg/m³]	spez. Wärmekapazität c [J/kgK]
Solarglasabdeckung (1. Prototyp)	3,20	1	2500	835
Frontsheet HelioX PV® (finaler Prototyp)*	0,50	0,3	1350	1500
EVA-Folie	0,46	0,244	950	2090
Solarzellen	0,20	11,7	2500	741
Interlayersheet/Isolationsfolie	0,20	0,275	1350	1275
Klebefolie	0,20	0,275	1350	1275
Aluminiumplatte	1,50	237	2700	896

Das PVT-direkt Modul mit der Abmessung 1634x985mm besteht von der sonnenzugewandten Seite bis zur Rückseite aus folgenden Schichten: Modulabdeckung (Erster Modul-Prototyp mit extraweißem und beidseitig strukturiertem gemusterten Glas; finaler Modul-Prototyp mit hochtransparentem HelioX PV® transluX EC Frontsheet); das transparente Einbettungsmaterial EVA (Ethylen-Vinyl-Acetat) mit einer hohen Beständigkeit gegen die schädliche Wirkung der ultravioletten Strahlung und der Wettereinflüsse gewährleistet eine hohe Leistungsfähigkeit der PV-Module; die monokristallinen Silizium-Solarzellen haben Standardmaße von 156x156mm, ein Back Surface Field und drei Busbars; Interlay-

ersheet/Isolationsfolie mit den Anforderungen Langzeitstabilität, gute elektrische Isolierung, gute Haftung zur EVA-Folie (Zellseite) und zur Aluminiumplatte (Wärmeübertragungsseite), gute Wärmeübertragungseigenschaften, einfache Handhabe und Kosteneffizienz; die Klebefolie verbindet die PV-Schichten mit der Aluminium-Rückseitenplatte; der Aluminium Wärmeübertrager besteht aus Aluminium Mikrokanälen (MPE – multi-port extrusion) und zwei Headern (Sammelrohren), welche mit der Aluminiumplatte verlötet werden, um das Kältemittel der Wärmepumpe im PVT-direkt Modul zu verdampfen.

2.1.2 Energiebilanz des PVT-direkt Moduls

Die Umwandlung und Übertragung der Solarenergie durch ein PVT-direkt Modul umfasst drei Prozessschritte:

1. die Absorption eines bestimmten Anteils der auf das PVT-direkt Modul auftreffenden Solarstrahlung, während die restliche Solarstrahlung reflektiert wird;
2. die Umwandlung eines Teils der absorbierten Solarenergie in einen elektrischen Arbeitsstrom durch Photovoltaik-Solarzellen;
3. die Abgabe des restlichen Teils des aufgenommenen Energiestroms als Wärmestrom.

Unter stationären Betriebsbedingungen ist die durch das PVT-direkt Modul nutzbare Energie gleich der Energie, welche durch die Solarzellen absorbiert wird, minus der damit verbundenen Wärmeverluste. Die Wärmeverluste beziehen sich auf die Wärmeabfuhr von der Modulvorderseite und Modulrückseite an die Umgebungsluft beziehungsweise an den Verdampfer durch Leitung, Konvektion und Infrarotstrahlung, welche im Folgenden erläutert werden. In Abbildung 2.2 ist eine vereinfachte Darstellung der Energieströme für ein PVT-direkt Modul skizziert.

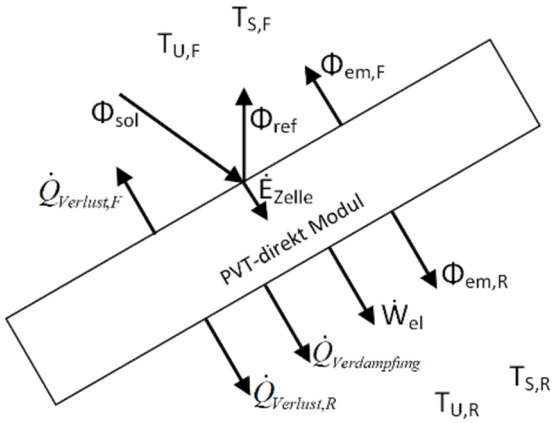


Abbildung 2.2: Vereinfachte Darstellung der Energieströme für ein PVT-direkt Modul

$\dot{Q}_{Verlust,F}$ und $\dot{Q}_{Verlust,R}$ sind die jeweiligen Verlustwärmeströme an die Umgebung mit der Umgebungstemperatur in Modulfrontseite $T_{U,F}$ und der Umgebungstemperatur in Modulrückseite $T_{U,R}$ (siehe Wärmeübergang durch freie und erzwungene Konvektion in Kapitel 2.2.1 und 2.2.2). Sinkt die Modultemperatur unter Umgebungstemperatur ab, so kehren sich die Wärmeverluste zu Wärmegewinnen um. Insbesondere dieser Fall wird in der Literatur als Absorberanwendung bezeichnet. $\dot{Q}_{Verdampfung}$ ist der Nutzwärmestrom, welcher von der Wärmepumpe aufgenommen wird. $T_{S,F}$ entspricht der Temperatur des Himmels und $T_{S,R}$ entspricht der Temperatur des Dachs (siehe Wärmeübergang durch Wärmestrahlung in Kapitel 2.2.4).

Die von den Solarzellen absorbierte Strahlungsenergie $\dot{E}_{Zelle}$ ist eine Funktion in Abhängigkeit der auf der PVT-direkt Modul effektiven Absorptionsfläche $A_{PVT,eff}$ auftreffenden Solarstrahlung ϕ_{sol}, des Transmissionsvermögens des Solarglases τ_{Glas} und dem Absorptionskoeffizienten α_{abs} (siehe Kapitel 2.2.5). Wird zur Anschaulichkeit der Strahlungsaustausch der PVT-Moduloberfläche mit seiner Umgebung in einen Verlustemissionsstrom ϕ_{em} und den Solarenergiestrom aufgeteilt, kann $\dot{E}_{Zelle}$ mit folgender Gleichung bestimmt werden:

$$\dot{E}_{Zelle} = \tau_{Glas}\, \alpha_{abs}\, A_{PVT,eff}\, \phi_{sol} \tag{2.1}$$

Der von den Solarzellen absorbierte Anteil der Solarenergie, welcher in elektrische Energie $\dot{W}_{el}$ umgewandelt wird, setzt sich aus dem elektrischen Solarzellenwirkungsgrad η_{PV} und der auf der PVT-direkt Modul effektiven Absorptionsfläche $A_{PVT,eff}$ auftreffenden Solarstrahlung ϕ_{sol} zusammen und kann mit folgender Gleichung bestimmt werden:

$$\dot{W}_{el} = \eta_{PV}\, A_{PVT,eff}\, \phi_{sol} \tag{2.2}$$

Der Wärmestrom, der als thermische Energie für die Verdampfung des Kältemittels der Wärmepumpe zur Verfügung steht, ist wie folgt definiert:

$$\dot{Q}_{Verdampfung} = \dot{E}_{Zelle} - \dot{W}_{el} - \dot{Q}_{Verlust,F} - \dot{Q}_{Verlust,R} - \phi_{em,F} - \phi_{em,R} \tag{2.3}$$

Thermische Widerstände und Wärmekapazitäten der PVT-direkt Modulschichten

Wesentlich für das thermische Verhalten eines PVT-direkt Moduls sind die thermischen Widerstände und Kapazitäten der einzelnen Schichten des PVT-direkt Moduls (Abbildung 2.1), welche im Folgenden vorgestellt werden. Der thermische Widerstand R in K/W kann mit folgender Gleichung bestimmt werden:

$$R_i = \frac{d_i}{\lambda_i \cdot A_{PVT}} \tag{2.4}$$

Hierbei ist d_i die Dicke der Schicht i in m, λ_i die Wärmeleitfähigkeit der Schicht i in W/mK und A_{PVT} die Fläche des PVT-direkt Moduls in m².

Für die Grenzschichten zwischen der Modulfrontseite und der Umgebungsluft und zwischen der Modulrückseite und der Umgebungsluft werden die konvektionsbasierten Wärmeübergangswiderstände $R_{\alpha,K,F}$ und $R_{\alpha,K,R}$ mit den Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{K,F}$ und $\alpha_{K,R}$ wie folgt bestimmt:

$$R_{\alpha,K,F/R} = \frac{1}{\alpha_{K,F/R} \cdot A_{PVT}} \tag{2.5}$$

Für die Grenzschichten zwischen der Modulfrontseite und der Atmosphäre und zwischen der Modulrückseite und der Atmosphäre werden die strahlungsbasierten Wärmeübergangswiderstände $R_{\alpha,S,F}$ und $R_{\alpha,S,R}$ mit den Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{S,F}$ und $\alpha_{S,R}$ wie folgt bestimmt:

$$R_{\alpha,S,F/R} = \frac{1}{\alpha_{S,F/R} \cdot A_{PVT}} \tag{2.6}$$

Für den Wärmeübergang von der MPE-Innenfläche zum zu verdampfenden Kältemittel CO_2 wird der Wärmeübergangswiderstand $R_{\alpha,CO2}$ mit dem Wärmeübergangskoeffizient α_{CO2} wie folgt bestimmt:

$$R_{\alpha,CO2} = \frac{1}{\alpha_{CO2} \cdot A_{MPE}} \tag{2.7}$$

Bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α_{CO2} des verdampfenden Kältemittels CO_2 an der MPE-Innenfläche wird die Verdampfungstemperatur des Kältemittels T_{CO2} im Mikrokanal benötigt. Sie verändert sich aufgrund des Druckverlusts über die MPE-Länge. Der Wärmeübergangskoeffizient α_{CO2} ist abhängig von den jeweiligen über die Verdampfung vorherrschenden Strömungsformen und muss bei der Berechnung für jeden Abschnitt einer vorherrschenden Strömungsform einzeln bestimmt werden.

Im Modul ergibt sich das transiente thermische Verhalten aus den einzelnen Wärmekapazitäten C_i in J/K. Diese werden unter Berücksichtigung der thermophysikalischen Materialeigenschaften der einzelnen Modulschichten aus Tabelle 2.1 berechnet:

$$C_i = \rho_i \cdot c_i \cdot A_i \cdot d_i \tag{2.8}$$

Hierbei ist ρ_i die Dichte der Schicht i in kg/m³, c_i die spezifische Wärmekapazität der Schicht i in J/kgK, A_i die Fläche der Schicht i in m² und d_i die Dicke der Schicht i in m.

2.1.3 Thermisches Ersatzschaltbild des PVT-direkt Moduls

Die thermischen Mechanismen eines PVT-direkt Moduls können mit Hilfe der elektrischen Äquivalente als Ersatzschaltbild dargestellt werden, indem der elektrische Widerstand und die Kapazität mit dem thermischen Widerstand R, und der Wärmekapazität C in Beziehung gesetzt werden (Abbildung 2.3).

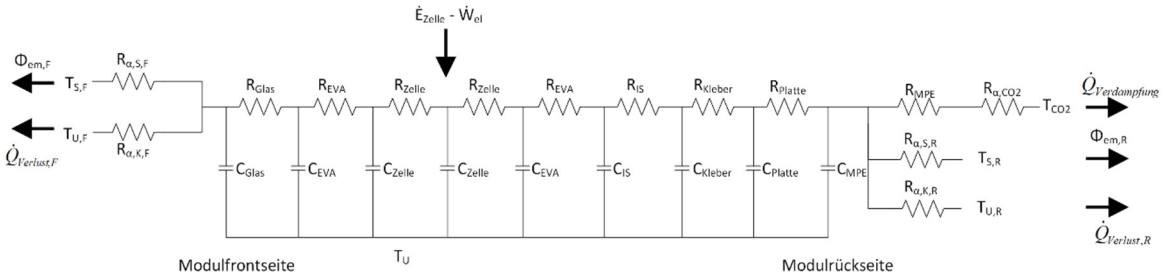


Abbildung 2.3: Thermisches Ersatzschaltbild des PVT-direkt Moduls

Es ist darauf zu achten, dass bei der Bestimmung des thermischen Widerstands und der Wärmkapazität jede Schicht des PVT-direkt Moduls einzeln betrachtet wird. Unter Anwendung von Gleichung (2.4) und (2.8) und den in Tabelle 2.1 angegebenen Eigenschaften der in Abbildung 2.1 skizzierten PVT-direkt Modulschichten kann der jeweilige thermische Widerstand R und die Wärmekapazität C der einzelnen Schichten bestimmt werden.

Für die Rückseite setzt sich der thermische Widerstand aus dem Wärmeübergangskoeffizienten der freien Konvektion und dem Wärmeübergangskoeffizienten der Wärmestrahlung an der Rückseite des Moduls zusammen. Um alle Energieströme in Abbildung 2.2 bestimmen zu können, müssen die Gleichungen analog zum Kirchhoffschen Ansatz der Elektrotechnik aufgestellt werden, bei denen im Wesentlichen die Widerstände zu einem Gesamtwiderstand aufaddiert werden. Die thermischen Kapazitäten der Abbildung 2.3 werden für eine transiente Modulsimulation relevant.

2.2 Grundlagen zur Modellierung eines thermischen Absorbers

2.2.1 Wärmeübergang durch freie Konvektion

Für den Wärmeübergang zwischen einem thermischen Absorber beziehungsweise PVT-Modul – im Weiteren Modul genannt – und der Umgebung wird zunächst die freie Konvektion betrachtet. Diese tritt bei Windstille zwischen der Luft, die das Modul umgibt, und der Modulfrontseite beziehungsweise der Modulrückseite auf. Der Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion $\alpha_{K,f}$ hat die Einheit W/m²K und berechnet sich aus der dimensionslosen Nusselt-Zahl Nu, der Wärmeleitfähigkeit λ der Luft in W/mK und der charakteristischen Länge l_c in m. Nach der Definition der Nusselt-Zahl gilt für α:

$$\alpha_{K,f} = \frac{Nu\,\lambda}{l_c} \tag{2.9}$$

Für die Modulfrontseite kann die Nusselt-Zahl Nu bei freier Konvektion für eine um den Winkel β geneigte ebene Fläche nach Fujii und Imura [62] berechnet werden:

$$Nu_{K,f,F} = 0{,}56\,(Ra_c\,\sin(\beta))^{1/4} + 0{,}13\,(Ra^{1/3} - {Ra_c}^{1/3}) \tag{2.10}$$

Die dimensionslose Rayleigh-Zahl Ra ist definiert als Produkt der Prandtl-Zahl und der Grashof-Zahl:

$$Ra = Pr\,Gr \tag{2.11}$$

Die kritische Rayleigh-Zahl Ra_c gibt den Punkt an, ab dem die Strömung von einer laminaren in eine turbulente Form wechselt. Ra_c ist abhängig vom Neigungswinkel β der betrachteten Ebene und bestimmt sich in diesem Fall nach Fujii und Imura zu:

$$Ra_c = 10^{(8{,}9-0{,}00178\,(90°-\beta)^{1{,}82})} \tag{2.12}$$

Die Prandtl-Zahl Pr ist definiert als Verhältnis der kinematischen Viskosität ν in m²/s und der Temperaturleitfähigkeit α_T in m²/s:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha_T} \tag{2.13}$$

Die Grashof-Zahl Gr repräsentiert nach VDI-Wärmeatlas [63] die Auftriebskräfte im Vergleich zu Trägheits- und Reibungskräften in der Strömung. Sie ist definiert als

$$Gr = \frac{g\,{l_c}^3\,\beta_{th}\,(T_{PVT} - T_u)}{\nu^2} \tag{2.14}$$

mit der Erdbeschleunigung g in m/s², der charakteristische Länge l_c in m, dem Wärmeausdehnungskoeffizient β_{th} in 1/K, der Temperatur der zu betrachtenden Fläche (hier: Modultemperatur T_{PVT}) in K, der Umgebungstemperatur T_u in K und der kinematischen Viskosität ν in m²/s. Nach Merker [64] vereinfacht sich die Gleichung für die Nusselt-Zahl bei freier Konvektion für eine geneigte Ebene an der Modulrückseite zu:

$$Nu_{K,f,R} = 0{,}56\,\sqrt[4]{Ra\,sin(\beta)} \tag{2.15}$$

2.2.2 Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion

Die erzwungene Konvektion bedingt sich durch die Anströmung von bewegter Luft. Diese Strömung findet parallel zum Modul über die Modullänge statt. Nach VDI-Wärmeatlas

[63] muss für die Bestimmung der Nusselt-Zahl der erzwungenen Konvektion nach der Strömungsform unterschieden werden. Bei laminarer Strömung kann die Nusselt-Zahl nach Pohlhausen [65] bestimmt werden zu:

$$Nu_{lam} = 0{,}664\, Re^{1/2}\, Pr^{1/3} \mid f\ddot{u}r\ Re < 10^5 \tag{2.16}$$

Die dimensionslose Reynolds-Zahl Re ist abhängig von der Windgeschwindigkeit v_W in m/s, der charakteristischen Länge l_c in m (hier: Modullänge) sowie der kinematischen Viskosität ν von Luft in m²/s und durch folgende Gleichung definiert:

$$Re = \frac{v_W\, l_c}{\nu} \tag{2.17}$$

Bei turbulenter Strömung kann die Nusselt-Zahl nach Gnielinski [59] bestimmt werden zu:

$$Nu_{turb} = \frac{0{,}037\, Re^{0,8}\, Pr}{1 + 2{,}443\, Re^{-0,1}\, (Pr^{2/3} - 1)} \mid f\ddot{u}r\ 5 \cdot 10^5 < Re < 10^7 \tag{2.18}$$

Als gute Näherung der Nusselt-Zahl für den gesamten Bereich $10 < Re < 10^7$ kann nach VDI-Wärmeatlas die Gleichung von Pohlhausen und Gnielinski für die erzwungene Konvektion bei turbulenter Strömung mit laminaren Anlauf verwendet werden:

$$Nu_{K,e} = \sqrt{{Nu_{lam}}^2 + {Nu_{turb}}^2} \tag{2.19}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α lässt sich aus der Nusselt-Zahl $Nu_{K,e}$ nach bekannter Gleichung (2.9) mit der Wärmeleitfähigkeit der Luft λ in W/mK und der charakteristischen Länge l_c berechnen:

$$\alpha_{K,e} = \frac{Nu_{K,e}\, \lambda}{l_c} \tag{2.20}$$

2.2.3 Gesamter Wärmeübergang durch Konvektion

An der Modulfrontseite ergibt sich die effektive Konvektion aus dem Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{K,f,F}$ für die freie Konvektion der Modulfront und dem Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{K,e}$ für die erzwungene Konvektion. Bei Windstille überwiegt der Anteil der freien Konvektion. Herrscht Wind, so überwiegt die erzwungene Konvektion. Der Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{K,F}$ für die gesamte Frontseite kann daher nach Armstrong und Hurley [66] bestimmt werden zu:

$$\alpha_{K,F} = \sqrt[3]{{\alpha_{K,e}}^3 + {\alpha_{K,f,F}}^3} \tag{2.21}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient für die Konvektion der Modulrückseite $\alpha_{K,R}$ ergibt sich allein aus der freien Konvektion:

$$\alpha_{K,R} = \frac{Nu_{K,f,R}\, \lambda}{l_c} \tag{2.22}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k einer mehrschichtigen Wand mit der Einheit W/m²K kann nach Baehr und Stephan [67] aus dem Wärmeübergangskoeffizienten, den einzelnen Schichtdicken d und den jeweiligen Wärmeleitfähigkeiten λ berechnet werden:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha} + \sum_{i=1}^{n} \frac{d_i}{\lambda_i}\right)^{-1} \tag{2.23}$$

Aufgrund der im Verhältnis zur Wärmeleitfähigkeit geringen Schichtdicke einer jeden Schicht des Moduls besteht kein signifikanter Unterschied zwischen Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübergangskoeffizient, sodass nach Quaschning [68] folgende Abschätzung möglich ist:

$$k \approx \alpha \tag{2.24}$$

Die thermische Leistung $\dot{Q}_K$ durch konvektiven Wärmeübergang kann nach Baehr und Kabelac [69] und der Annahme aus Gleichung (2.24) aus den Wärmeübergangskoeffizienten der Modulfrontseite und der Modulrückseite, der Modulfläche und der Temperaturdifferenz zwischen dem PVT-Modul und der Umgebung wie folgt bestimmt werden:

$$\dot{Q}_K = \left(k_{K,F} + k_{K,R}\right) A_M \left(T_{PVT} - T_u\right) \tag{2.25}$$

Befindet sich die Modultemperatur über der Umgebungstemperatur, so wird Wärme vom Modul an die Umgebung abgegeben. Befindet sich die Modultemperatur unter der Umgebungstemperatur, so wird Wärme von der Umgebung aufgenommen.

2.2.4 Wärmeübergang durch Wärmestrahlung

Wärmeübergang durch Strahlungsaustausch mit dem Himmel

Für die Bestimmung des Wärmeübergangs durch Wärmestrahlung kann der Wärmeübergangskoeffizient α_S für zwei im Wärmeaustausch befindliche Körper nach Hering et al. [70] mit dem Strahlungsaustauschkoeffizienten C_{12} (W/m²K⁴) und den Temperaturen der beiden Körper (in K) nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\alpha_S = C_{12} \left({T_1}^2 + {T_2}^2\right) \left(T_1 + T_2\right) \tag{2.26}$$

Es muss dabei unterschieden werden, dass sich die Modulfrontseite bei Neigung des Moduls um den Neigungswinkel β im Strahlungswärmeaustausch mit dem Himmel und dem Boden befindet. Da die Modulfläche im Verhältnis zum Himmel und zum Boden sehr viel kleiner ist, kann der Strahlungsaustauschkoeffizient mit den Emissionsgraden der beiden Körper ε, der Stephan-Boltzmann-Konstante $\sigma = 5{,}67\ 10^{-8}\ W/m^2K^4$ und der Einstrahlzahl φ_{12} nach Quaschning [68] vereinfacht durch folgende Gleichung bestimmt werden:

$$C_{12} = \varepsilon_1\ \varepsilon_2\ \sigma\ \varphi_{12} \tag{2.27}$$

Dabei stellt ε_1 den Emissionsgrad des Himmels und ε_2 den Emissionsgrad für die Modulfront dar. Die Einstrahlzahl, auch Sichtfaktor genannt, ist definiert als Verhältnis zwischen Strahlung, die von der Oberfläche des ersten Körpers auf die Oberfläche des zweiten Körpers trifft zur gesamten von der Oberfläche des ersten Körpers ausgehenden Strahlung. Nach VDI-Wärmeatlas [63] gilt für die Einstrahlzahl $\varphi_{F,H}$ zwischen der unendlich ausgedehnten Fläche des Himmels, die die Modulfläche unter dem Neigungswinkel β schneidet:

$$\varphi_{F,H} = \frac{(1 + \cos(\beta))}{2} \tag{2.28}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen der Modulfrontseite und dem Himmel $\alpha_{S,F,H}$ berechnet sich mit der Temperatur des Himmels T_H und der Modultemperatur T_{Modul} zu:

$$\alpha_{S,F,H} = \varepsilon_H\ \varepsilon_F\ \sigma\ \varphi_{F,H} \left({T_H}^2 + {T_{PVT}}^2\right) \left(T_H + T_{PVT}\right) \tag{2.29}$$

Die Temperatur des Himmels (in K) kann nach Swinbank [71] durch folgende Gleichung bestimmt werden:

$$T_H = 0{,}0552\, T_u^{1{,}5} \tag{2.30}$$

Wärmeübergang durch Strahlungsaustausch mit dem Boden
Die Einstrahlzahl zwischen Boden und Modulfrontseite $\varphi_{F,B}$ ergibt sich nach VDI-Wärmeatlas [63] zu:

$$\varphi_{F,B} = \frac{(1 - \cos(\beta))}{2} \tag{2.31}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen der Modulfrontseite und dem Boden $\alpha_{S,F,B}$ berechnet sich mit dem Emissionsgrad des Bodens ε_B und der Temperatur des Bodens T_B zu:

$$\alpha_{S,F,B} = \varepsilon_B\, \varepsilon_F\, \sigma\, \varphi_{F,B} \left({T_B}^2 + {T_{Modul}}^2\right) (T_B + T_{Modul}) \tag{2.32}$$

Wärmeübergang durch Strahlungsaustausch mit dem Dach
Da die Modulneigung der Dachneigung entspricht ($\beta = 0$), beträgt die Einstrahlzahl zwischen Modulrückseite und Dach $\varphi_{R,D} = 1$. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen der Modulrückseite und dem Dach $\alpha_{S,R,D}$ berechnet sich demnach mit dem Emissionsgrad des Dachs ε_D und der Temperatur des Dachs T_D zu:

$$\alpha_{S,R,D} = \varepsilon_D\, \varepsilon_R\, \sigma\, \varphi_{R,D} \left({T_D}^2 + {T_{PVT}}^2\right) (T_D + T_{PVT}) \tag{2.33}$$

Gesamter Wärmeübergang durch Wärmestrahlung
Der Wärmeübergangskoeffizient für die gesamte Wärmestrahlung ergibt sich aus der Summe der zuvor bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Modul und dem Himmel, dem Boden sowie dem Dach:

$$\alpha_S = \alpha_{S,F,H} + \alpha_{S,F,B} + \alpha_{S,R,D} \tag{2.34}$$

Der Wärmestrom der Wärmestrahlung $\dot{Q}_S$ kann analog zur Konvektion und der Annahme $k_S \approx \alpha_S$ berechnet werden:

$$\dot{Q}_S = k_s\, A_{Modul}\, (T_{PVT} - T_u) \tag{2.35}$$

Liegt die Modultemperatur unterhalb der Umgebungstemperatur, so nimmt das Modul Wärme auf. Liegt sie oberhalb der Umgebungstemperatur, so strahlt das Modul Wärme an die Umgebung ab.

2.2.5 Absorbierte Solarstrahlung

Beim Durchdringen der Atmosphäre unterliegt die Solarstrahlung verschiedenen Schwächungsmechanismen, welche die auf der Erdoberfläche auftreffende Strahlung maßgeblich beeinflussen. Ein Teil der Strahlung wird an der Atmosphäre reflektiert, von Molekülen in der Atmosphäre absorbiert und an Teilchen gestreut. Die globale Bestrahlungsstärke G, die auf einer horizontalen Fläche der Erdoberfläche vorliegt, ergibt sich somit aus der direkten Strahlung G_b (engl. *beam*) und der durch Streuung beeinflussten diffusen Strahlung G_d. Die Diffusstrahlung ist ungerichtet. Ihr Einfallswinkel ist somit unbestimmt. Die Direktstrahlung hingegen variiert in Abhängigkeit des Einfallswinkels der Solarstrahlung auf die Fläche.

Die Bestimmung des Sonnenstands und der Bestrahlungsstärke auf die geneigte Fläche kann nach den Ansätzen von Mertens [72] und Duffie und Beckman [73] erfolgen.

Die Kenntnis über die Bestrahlungsstärke auf der geneigten Fläche allein gibt noch keinen Aufschluss über den vom Modul aufgenommenen Wärmestrom. Dessen Bestimmung kann über den Transmissions- (τ) und den Absorptionskoeffizienten (α) erfolgen. Beide Koeffizienten sind abhängig vom jeweiligen Einfallswinkel der Strahlung. Daher müssen diese unterschieden werden nach direkter (b), diffuser (d) und vom Boden reflektierter Strahlung (r). Der vom Modul aufgenommene Wärmestrom $\dot{Q}_G$ kann mit der Modulfläche nach Duffie und Beckman [73] mit folgender Gleichung bestimmt werden:

$$\dot{Q}_G = \left(G_b^i\,(\tau\alpha)_b + G_d^i\,(\tau\alpha)_d + G_r^i\,(\tau\alpha)_r\right) A_{PVT} \tag{2.36}$$

Die Bestrahlungsstärke in Abhängigkeit der Strahlungsform kann nach Duffie und Beckman [73] erfolgen. Die Ermittlung des Transmissions- und des Absorptionskoeffizienten in Abhängigkeit des Einfallswinkels der Strahlung kann grafisch erfolgen.

2.2.6 Bestimmung der thermischen Leistung eines thermischen Absorbers

Die gesamte thermische Leistung des thermischen Absorbers $\dot{Q}_{PVT}$ ergibt sich aus den Wärmeströmen der Konvektion $\dot{Q}_K$, der Wärmestrahlung $\dot{Q}_S$ und der Solarstrahlung $\dot{Q}_G$ zu

$$\dot{Q}_{PVT} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_S + \dot{Q}_G \tag{2.37}$$

2.3 Grundlagen zur Modellierung einer Wärmepumpe

2.3.1 Funktionsweise einer elektrischen Kompressionswärmepumpe

Die elektrische Kompressionswärmepumpe ist eine Wärmemaschine, die unter Zufuhr technischer Arbeit thermische Energie von einem niedrigen Temperaturniveau auf ein hohes Temperaturniveau befördert. Dabei nimmt sie aus der Umgebung (z.B. der Luft) einen Anergiestrom $\dot{Q}_U$ auf und kombiniert diesen mit einem Exergiestrom $\dot{W}_{el}$ (siehe Abbildung 2.4).

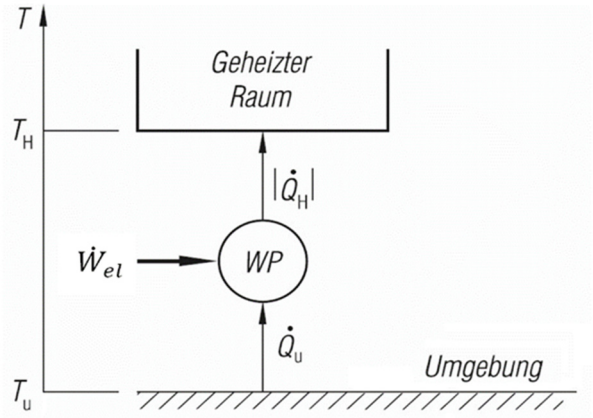


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des Energieflusses einer Wärmepumpe zur Beheizung eines Raumes nach Baehr und Kabelac [69]

Aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik folgt die Leistungsbilanzgleichung für den Wärmepumpenprozess. Die Heizleistung entspricht der Summe aus dem Wärmestrom der Umgebung und der elektrischen Antriebsleistung des Verdichters:

$$\left|\dot{Q}_H\right| = \dot{W}_{el} + \dot{Q}_U \tag{2.38}$$

Da der benötigte Anergiestrom aus einer regenerativen Wärmequelle – der Umgebung – entnommen wird, erfolgt die Bewertung der Effizienz einer Wärmepumpe über das Verhältnis von Heizleistung (Nutzen) zu Antriebsleistung (Aufwand). Dieses Verhältnis wird als Leistungszahl ε oder COP (für engl. Coefficient of Performance) bezeichnet und ist durch

$$\varepsilon_{WP} = COP = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{el}} \tag{2.39}$$

definiert. Die Leistungszahl ist stets größer als 1 und stellt eine relevante Kenngröße zur Bewertung der Effizienz eines Wärmepumpensystems dar.

In der technischen Umsetzung stellt die Wärmepumpe einen geschlossenen Kreislauf dar, in dem ein Kältemittel zirkuliert. Die vier Hauptkomponenten der Wärmepumpe sind Verdampfer, Verdichter, Kondensator und Expansionsventil (siehe Abbildung 2.5a).

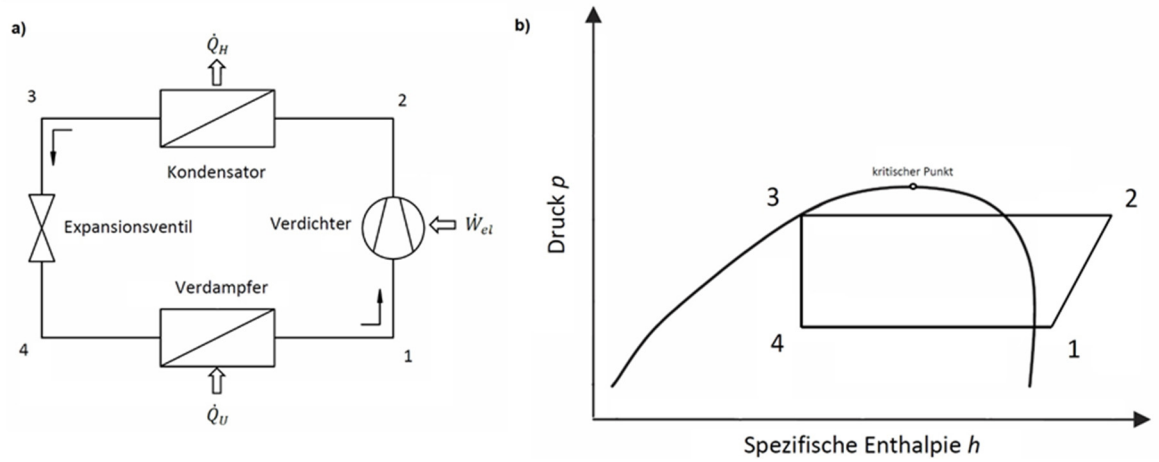


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung des rechtsläufigen Kreisprozesses der Wärmepumpe nach Baehr und Kabelac [69]

Im Verdampfer wird ein Wärmestrom von der Wärmequelle auf das Kältemittel übertragen, um dieses zu verdampfen (4-1). Wie im p-h-Diagramm (siehe Abbildung 2.5b) zu erkennen, erfolgt die Verdampfung isobar im Nassdampfgebiet. Für die anschließende Verdichtung ist sicherzustellen, dass das Kältemittel vollständig verdampft, da mitgerissene Tröpfchen Schäden am Verdichter durch Flüssigkeitsschlag verursachen können. Daher wird das gasförmige Kältemittel vom Nassdampf- in den Heißdampfbereich überhitzt (siehe Punkt 1 in Abbildung 2.5b). Der von der Umwelt aufgenommene Wärmestrom ist definiert als Produkt des beförderten Kältemittelmassenstroms $\dot{m}$ in kg/s und der Differenz in kJ/kg zwischen der spezifischen Enthalpie im Zustand der Überhitzung h_1 und der im Zustand vor Eintritt in den Verdampfer h_4:

$$\dot{Q}_U = \dot{m}\,(h_1 - h_4) \tag{2.40}$$

Durch die Verdichtung des Kältemittels wird das Druck- und Temperaturniveau des Wärmestroms angehoben (1-2). Im Idealfall erfolgt dieser Schritt ohne Wärmeaufnahme oder -abgabe von außen, also isentrop. Die elektrische Antriebsleistung des Verdichters entspricht dem Produkt aus Massenstrom $\dot{m}$ und der Enthalpiedifferenz von Verdichteraustritt h_2 zu Verdichtereintritt h_1:

$$\dot{W}_{el} = \dot{m}\,(h_2 - h_1) \tag{2.41}$$

Im Kondensator wird die Wärme vom Kältemittel an die Wärmesenke übertragen (2-3). Der übertragene Wärmestrom (Heizleistung) entspricht dem Produkt aus Massenstrom $\dot{m}$ und der Enthalpiedifferenz von Verdichteraustritt h_2 und Kondensatoraustritt h_3:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}\,(h_2 - h_3) \tag{2.42}$$

Das enthitzte Kältemittel wird anschließend im Expansionsventil auf Verdampfungsdruck entspannt (3-4). Die Entspannung erfolgt isenthalp, also ohne Austausch von Wärme oder Arbeit mit der Umgebung. Für die isenthalpe Entspannung gilt:

$$h_3 = h_4 \tag{2.43}$$

Mittels den Gleichungen (2.40) bis (2.43) kann ein idealisierter Kreisprozess abgebildet werden [69].

2.3.2 Realer Verdichter

In der Realität arbeitet ein Verdichter nicht verlustfrei. Durch Wärmeabgabe an die Umgebung ist die aufgenommene elektrische Leistung bei einem realen Verdichter größer als die dem Kältemittel zugeführte Verdichterleistung. Das Verhältnis zwischen der Leistungsabgabe bei adiabat-reversibler Verdichtung und der realen Leistungsaufnahme bei polytroper Verdichtung wird als isentroper Wirkungsgrad oder Gütegrad des Verdichters bezeichnet und stellt eine vom Druckverhältnis π (Hochdruck/Saugdruck) abhängige Kenngröße dar [74]. Sie ist durch

$$\eta_i = \frac{\dot{m}\,\Delta h_{st\,is}}{\dot{W}_{el}} \tag{2.44}$$

definiert [75]. Die Bestimmung dieser Kenngröße erfolgt über reale Betriebsdaten eines Verdichters, die vom Hersteller im zugehörigen Verdichter-Datenblatt angegeben werden. Der Inhalt eines Verdichter-Datenblattes ist durch die Norm DIN EN 12900 standardisiert. Angegeben ist die reale Antriebsleistung bei gegebener Kälteleistung, Verdampfungstemperatur, Gaskühleraustrittstemperatur, Sauggasüberhitzung und gegebenem Hochdruck. Ist der Gütegrad eines Verdichters bekannt, so lässt sich die reale Leistungsaufnahme des Verdichters bestimmt durch:

$$\dot{W}_{el} = \frac{\dot{m}}{\eta_i}\,\Delta h_{st\,is} \tag{2.45}$$

2.3.3 Kohlendioxid als Kältemittel für Wärmepumpen

Infolge der Entdeckung des Ozonabbaupotenzials von fluorchlorkohlenwasserstoff-basierten Kältemitteln fand die Verwendung von Kohlendioxid (CO_2/R744) als Kältemittel im Jahre 1990 besondere Beachtung, als es erstmals in einer PKW-Klimaanlage eingesetzt wurde [76].

CO_2 ist ein farb- und nahezu geruchloses, natürlich vorkommendes Gas, welches weder brennbar noch giftig ist. Mit einem Treibhauspotenzial von $GWP = 1$ und einem Ozonabbaupotenzial von $ODP = 0$ hat es äußerst günstige Eigenschaften hinsichtlich der Vermeidung von Erderwärmung und Abbau der Ozonschicht. Im Vergleich zu anderen Kältemitteln weist CO_2 einen hohen Wärmeübergang und eine hohe volumetrische Kälteleistung auf, was ein kompaktes Systemdesign bei dessen Anwendung ermöglicht. Der kritische Punkt von Kohlendioxid liegt bei $t_{crit} = 30{,}97°C$ und $p_{crit} = 73{,}74$ bar [77]. Aufgrund der

niedrigen kritischen Temperatur gestaltet sich ein Wärmepumpenprozess in der Regel als transkritisch. Bei dieser Prozessführung erfährt das Kältemittel bei der Enthitzung keine Zustandsänderung, sondern bleibt überkritisch (siehe Abbildung 2.6 b). Der Kondensator wird deshalb als Gaskühler bezeichnet (siehe Abbildung 2.6 a).

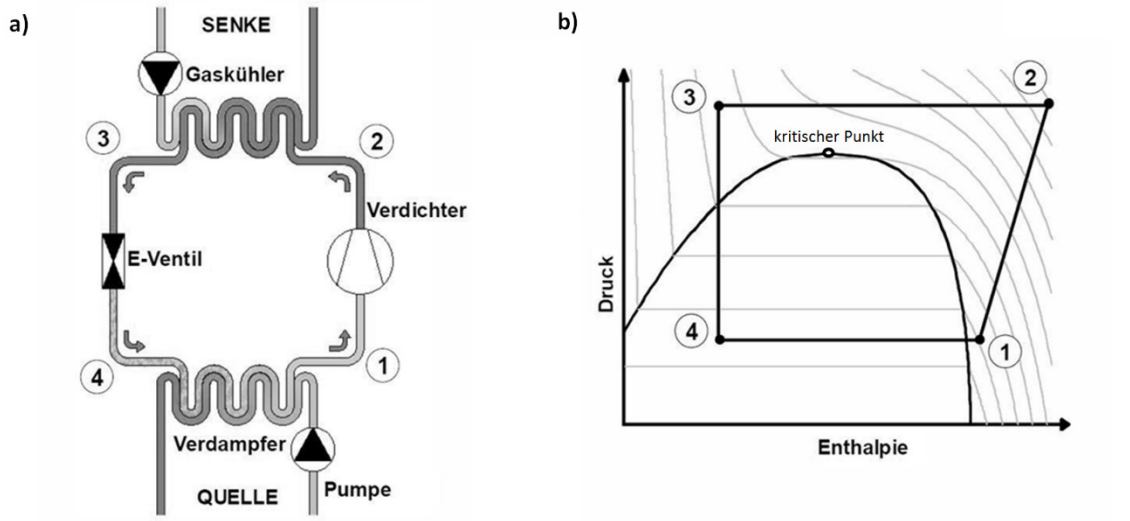


Abbildung 2.6: a) Schematische Darstellung eines transkritischen CO_2-Wärmepumpenprozesses b) Darstellung der Zustandsänderung im p-h-Diagramm nach Kosowski und Tegethoff [74]

Das Kältemittel gibt seine Wärme im Gaskühler bei fallender (gleitender) Temperatur ab. Damit ist der Hochdruck ein freier Parameter, der durch das Expansionsventil unabhängig von der Gaskühleraustrittstemperatur geregelt werden kann [74]. Nach Köster [78] folgt daraus zwangsläufig die Existenz eines optimalen Hochdrucks, bei dem die Leistungszahl des Wärmepumpenprozesses ein Maximum aufweist. Die Leistungszahl reagiert umso deutlicher auf den Hochdruck, je mehr sich die Gaskühleraustrittstemperatur der kritischen Temperatur nähert. Dies hängt mit den ausgeprägt S-förmig verlaufenden Isothermen nahe dem kritischen Punkt zusammen, wo kleine Änderungen des Hochdrucks bei konstanter Temperatur zu großen Änderungen der spezifischen Enthalpie führen. Neben dem optimalen Hochdruck ist nach Kosowski und Tegethoff [74] eine entscheidende Voraussetzung zur Erzielung einer hohen Leistungszahl eine möglichst tiefe Gaskühleraustrittstemperatur.

Für die Bilanzierung des idealisierten transkritischen Wärmepumpenprozesses lassen sich, trotz der dargestellten Unterschiede zur unterkritischen Prozessführung, die in Kapitel 2.3.1 beschriebenen Gleichungen nutzen. Bei der Auslegung respektive der Erstellung eines Modells ist allerdings darauf zu achten, dass der kritische Punkt bei der Wärmeabgabe im Gaskühler nicht unterschritten wird.

2.4 Anlagentechnische Grundlagen eines Kältekreisprozesses

2.4.1 Grundlagen der Kältemaschinenöle

Das Kältemaschinenöl hat die Hauptaufgabe, eine ausreichende Schmierung des Verdichtertriebwerks sicherzustellen, was sich nebenbei positiv auf die Lärmbelastung durch den Verdichter auswirkt. Des Weiteren soll es, abhängig von der Verdichterbauart, für eine Wärmeabfuhr von zu kühlenden Bauteilen des Verdichters sorgen, den Verdichtungsraum

– und im gegebenen Falle die Ventile – abdichten und Verunreinigungen aufnehmen. An Kältemaschineöle werden hohe Qualitätsanforderungen gestellt, die eine lange Verdichterlebensdauer gewährleisten sollen. Zudem müssen die Öle über einen großen Temperaturbereich den Wechselwirkungen mit dem Kältemittel genügen.

Die Mindestanforderungen an Kältemaschinenöle sind nach DIN-Norm DIN 51503 genormt, wonach sie in Kältemittelgruppen eingeteilt werden. CO_2-Kältemittel sind der Gruppe KB zuzuordnen. Weitere Kenndaten der Öle sind ebenfalls genormt. Zu den wesentlichen zählen die Kältemittelmischbarkeit (DIN 51514), die Kältemittelbeständigkeit (ASHRAE 97/1999), die Viskosität (DIN EN ISO 3104), die Dichte (DIN 51757) und der Pourpoint (DIN ISO 3016). Die Kältemittelmischbarkeit wird im sogenannten Mischungslückendiagramm dargestellt, welches Auskunft darüber gibt, wann es zur Trennung in zwei flüssige Phasen kommt. Das Mischungsverhalten wird in Abhängigkeit von der Temperatur- und der Ölkonzentration dargestellt. Die Viskosität beschreibt die Zähigkeit des Öls und ist entscheidend für die Lasttragfähigkeit des Schmierfilms. Kältemaschinenöle werden in 20 Viskositätsklassen und in Form der kinematischen Viskosität (dynamische Viskosität/ Dichte) beschrieben. Der Viskositätsindex (VI) gibt Auskunft über die Temperaturabhängigkeit des Schmieröls. Die Viskosität sinkt mit steigender Temperatur, wodurch das Öl dünnflüssiger wird. Mit dem Pourpoint wird die geringste Einsatztemperatur definiert, bei der das reine Kältemaschinenöl gerade noch fließfähig ist - folglich dessen Grenzviskosität erreicht ist. Im Öl gelöstes Kältemittel reduziert den Pourpoint deutlich, weshalb der Einsatz unterhalb dieser Temperatur mit ausreichender Fließfähigkeit möglich ist.

Zur Beurteilung der Eignung von Kältemaschineölen für die jeweilige Anwendung zeigen sogenannte Dampfdruck-Viskositäts-Temperatur (PVT) – Diagramme (Daniel-Plots) den Zusammenhang zwischen den einzelnen Eigenschaften auf. Die produktspezifischen Diagramme geben Auskunft über das Löslichkeitsverhalten des Kältemittels im Öl und zeigen den Einfluss des gelösten Kältemittels auf die Gemischviskosität in Abhängigkeit des Sättigungsdampfdrucks und der Temperatur auf. Bei überkritischen CO_2-Prozessen kommen im Automobilbereich vorwiegend thermisch stabile synthetische Polyalkylenglykole (PAG) mit diversen Additiven zum Einsatz, die eine gute Mischbarkeit mit diesem Kältemittel aufweisen. Laut Pohlmann [79] sorgen die Additive hauptsächlich für einen optimalen Verschleißschutz bei den extremen Betriebsbedingungen.

2.4.2 Rückführungsproblematik des Kältemaschinenöls zum Verdichter

Bedingt durch Leckageverluste gelangt ein geringer Ölanteil in den Kompressionsraum und wird in den Kältemittelkreislauf mitgerissen, wo er fortwährend zirkuliert. Besonders beim Anfahren des Verdichters schäumt das Öl stark auf und löst sich im Kältemittel, was zu einem verstärkten Öleintrag führt. Die im Umlauf befindliche Ölmenge ist abhängig von diversen Einflussgrößen, zu denen unter anderem die Verdichterbauart und die Betriebsparameter zählen. Einen wesentlichen Einfluss hat auch die gegenseitige Mischbarkeit der Öle mit dem Kältemittel. Der Anteil des umlaufenden Öls bewegt sich um einen prozentualen Massenanteil von 1-5 % [79].

Um einen tragfähigen Ölfilm aufzubauen ist eine ausreichend hohe Schmierölviskosität (Dickflüssigkeit) im Verdichter erforderlich. Bei der Verdampfung hingegen kühlt sich das Kältemaschinenöl ab, wodurch die Viskosität weiter zunimmt und die Fließfähigkeit abnimmt. Um eine ausreichende Ölrückführung aus dem Kältemittelkreislauf zum Verdichter

zu gewährleisten, muss das Öl fließfähig bleiben, was durch gelöstes Kältemittel ermöglicht wird. Die Mischbarkeit des Öls mit dem Kältemittel hat demzufolge, neben dem Einfluss auf den Wärmeübergang in Wärmeübertragern und den Gesamtwirkungsgrad der Anlage, einen entscheidenden Einfluss auf den Öltransport. Trennt sich das Öl vom Kältemittel infolge einer Entmischung bei niedrigen Temperaturen, kann dies Betriebsstörungen, insbesondere in Wärmeübertragern (Verdampfer), verursachen. Eine unzureichende Ölrückführung verursacht zudem Schmierungsprobleme im Verdichter, wodurch dieser schlimmstenfalls ausfällt. Demzufolge ist im Kältemittelkreislauf, vorwiegend im Verdampfer, das Vorherrschen einer niedrigen Viskosität erstrebenswert. Laut Pohlmann [79] stellt „die optimale Einstellung der Betriebsviskosität des Schmieröls unter Einfluss des druck- und temperaturabhängigen Kältemittels somit stets einen Kompromiss zwischen der zur Verdichterschmierung erforderlichen Mindestviskosität und einer zur ausreichenden Zirkulation im Kreislauf notwendigen Fließfähigkeit bei tiefen Temperaturen dar“.

2.5 Verwendung von meteorologischen Daten für Simulationen

Ein Testreferenzjahr (TRY) ist ein speziell zusammengestellter Datensatz, der für ein Jahr verschiedene meteorologische Daten in einem bestimmten Zeitintervall (Tage, Stunden, Minuten) enthält. Testreferenzjahre sollen einen mittleren, aber für das Jahr typischen Witterungsverlauf repräsentieren und werden für Simulationen und Berechnungen im heizungs- und raumlufttechnischen Bereich genutzt.

Das vom Deutschen Wetterdienst in Tauche geleitete meteorologische Observatorium Lindenberg betreibt Forschung im Bereich Monitoring von Klima- und Umweltprozessen und ist verantwortlich für Forschungsarbeiten zur experimentellen Erfassung der physikalischen Struktur der Atmosphäre [80].

Der für diese Arbeit genutzte Wetterdatensatz entstammt dem Observatorium Lindenberg. Der Deutsche Wetterdienst stellt für diesen Messstandort minutengenaue Datensätze zur Verfügung, die u.a. die Solarstrahlung, die Umgebungstemperatur sowie die Windgeschwindigkeit enthalten. Aus der Nutzung dieses Wetterdatensatzes gehen für die Modellierung und Simulation des Wärmepumpenprozesses relevante Informationen hervor. Diese sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Tabelle 2.2: Informationen zum genutzten Wetterdatensatz des meteorologischen Observatoriums Lindenberg

Wetterdatensatz	Datensatztyp	Testreferenzjahr (TRY)
	Datensatzjahr	2004
	Auflösung	1440 Minutenwerte/Tag
Genutzte Messwerte	Globalstrahlung	W/m²
	Diffusstrahlung	W/m²
	Windgeschwindigkeit	m/s
	Umgebungstemperatur	°C
Ortsangabe	Breitengrad	52.2081335° nördliche Breite
	Längengrad	14.1197223° östliche Länge
	Zeitzone	UTC+1

2.6 Parasitäre Kapazitäten an einem PVT-Modul

Das PVT-direkt Modul weist im Vergleich zu Standard-PV-Modulen unterschiedliche Eigenschaften bezüglich parasitärer Kapazitäten (C_{PE}) auf. In Abbildung 2.7 wird die Illustration einer Dachanordnung eines PVT-direkt Moduls und die schematische Darstellung der parasitären Kapazität präsentiert.

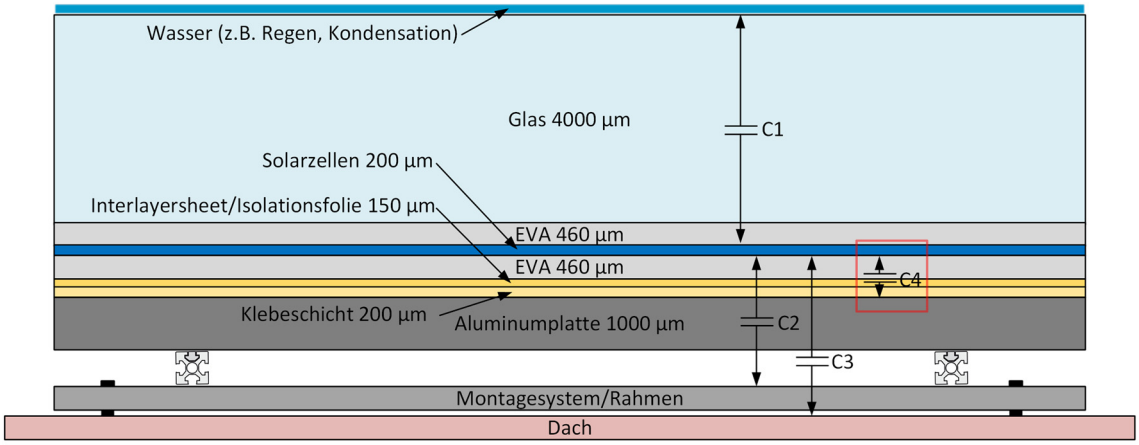


Abbildung 2.7: Illustration einer Dachanordnung eines PVT-direkt Moduls und schematische Darstellung der parasitären Kapazität

Die unerwünschten parasitären Kapazitäten zwischen den Solarzellen und der Schutzerde werden durch den metallischen, geerdeten Aluminiumplattenwärmeübertrager auf der Rückseite des PVT-direkt Moduls erhöht und müssen gehandhabt werden, wenn ein transformatorloser Wechselrichter an das PV-System angeschlossen wird. Der Einfluss parasitärer Kapazitäten durch den zusätzlichen Aluminiumplattenwärmeübertrager auf der Rückseite des PVT-direkt Moduls wird im Zuge dieser Arbeit experimentell untersucht.

PV-Module weisen gegenüber ihrer Umgebung eine Kapazität auf, die mit den im PV-System vorhandenen leitfähigen Oberflächen zunimmt. Je größer die Oberfläche des PV-Systems ist, desto größer ist die parasitäre Kapazität, insbesondere bei feuchten Oberflächen wie Regen oder Kondenswasser.

In einem Standard-PV-Modul tritt parasitäre Kapazität aufgrund eines Wasserfilms auf dem Glas (C1), dem geerdeten Stützrahmen (C2) und der Dachfläche (C3) auf. In einem PVT-direkt Modul tritt eine zusätzliche parasitäre Kapazität aufgrund der Aluminiumplatte auf der Rückseite (C4) auf (siehe Abbildung 2.7).

Die parasitäre Kapazität in einem Standard-PV-Modul $C_{PE-PV,classic}$ kann als Summe aller Einzelkapazitäten geschrieben werden

$$C_{PE-PV,classic} = C1 + C2 + C3. \tag{2.46}$$

Die Kapazität kann unter Verwendung der folgenden Gleichung geschätzt werden:

$$C = \varepsilon_r \cdot \varepsilon_0 \cdot \frac{A}{d} \tag{2.47}$$

wobei ε_r die vom Material abhängige Permittivitätszahl, ε_0 die Permittivität, eine physikalische Konstante ($8.854 \cdot 10^{-12}$ As/Vm), A die elektrisch wirksame Oberfläche des Kondensators und d der Abstand zwischen den Kondensatorplatten ist.

In einem PVT-direkt Modul kann die parasitäre Kapazität $C_{PE-PVT-direkt}$ aufgrund der Aluminiumplatte auf der Rückseite als $C_{PE-PV,classic}$ plus die individuelle Kapazität C4 beschrieben werden:

$$C_{PE-PVT-direkt} = C1 + C4 \tag{2.48}$$

Zur gleichen Zeit wirkt die Kapazität C4, da sie wegen des niedrigen Abstands d einen großen Wert hat, als elektrische Abschirmung, sodass die Kapazitäten C2 und C3 eine vernachlässigbare Menge zur parasitären Kapazität beitragen. Die individuelle Kapazität C4 wird wie folgt berechnet:

$$C4 = \frac{1}{\frac{1}{C_{EVA}} + \frac{1}{C_{PET}} + \frac{1}{C_{Klebeschicht}}} \tag{2.49}$$

Wenn transformatorlose PV-Wechselrichter verwendet werden, kann die parasitäre Kapazität zwischen dem PV-System und der Erdung kapazitive Ableitströme zur Erde verursachen. Der effektive Wert des kapazitiven Ableitstroms I_C kann wie folgt berechnet werden:

$$I_C = C \cdot U \cdot 2\pi f \tag{2.50}$$

Gemäß IEC 62109 muss ein Fehlerstromschutzschalter (RCD) zum Schutz von Personen auf der AC-Seite der PV-Anlage installiert werden. Der RCD trennt die PV-Anlage zeitweise vom öffentlichen Stromnetz, wenn der Wert der kurzzeitig auftretenden Fehlerströme einen Grenzwert von 30 mA erreicht. Ein Differenzstrom-Überwachungssystem (RCMS) misst den Differenzstrom im Einspeisebetrieb durch Vergleich der Eingangs- und Ausgangsströme des Wechselrichters. Das RCMS kann nicht zwischen Fehlerströmen und Ableitströmen unterscheiden. Die Wechselrichterhersteller konzipieren ihre RCMS so, dass bei konstant ablaufenden kapazitiven Ableitströmen Werte bis 50 mA zulässig sind [81]. Über diesem Wert werden Schwankungen der Ableitströme als schnell auftretende Fehlerströme interpretiert und der RCD wird ausgelöst. Wenn der RCD aufgrund eines kapazitiven Ableitstroms ausgelöst wird und nicht schnell wieder eingeschaltet wird, können sich signifikante Energieeinbußen ergeben. Um dies zu verhindern, kann mit Gleichung (2.50) eine Kapazitätsgrenze für einen zulässigen kapazitiven Ableitstrom von ca. 50 mA ermittelt werden.

2.7 Grundlagen zur Untersuchung der Korrosionsbeständigkeit des Aluminium-Wärmeübertragers des PVT-direkt Moduls

2.7.1 Korrosionsverhalten und Oxidschichtbildung

Es gilt zwischen einer Korrosionserscheinung - die lediglich eine messbare Veränderung des Werkstoffs bewirkt - und einem Korrosionsschaden zu unterscheiden. Erst ein Korrosionsschaden führt zur Funktionsbeeinträchtigung und sollte durch einen entsprechenden Korrosionsschutz verhindert werden. Der Einfluss auf das Korrosionsverhalten von Aluminium wird neben den äußeren Korrosionsbedingungen durch die werkstoffspezifischen Faktoren und die konstruktiven Faktoren bestimmt [82]. Es wird nachfolgend vorwiegend auf die beiden erstgenannten eingegangen, da sie in dieser Arbeit Relevanz zeigen.

Während Aluminium gegen ablaufendes Regenwasser beständig ist, steigt durch stagnierendes Regenwasser sowie Kondensation aufgrund von Temperaturwechsel und hoher

Luftfeuchtigkeit das Risiko für Korrosion. Das erhöhte Risiko ist auf die Aufnahme aggressiver Stoffe zusammen mit Luftsauerstoff als Oxidationsmittel zurückzuführen, die sich im Elektrolyten – einem Ionen-leitenden Medium, wie in diesem Fall Wasser - auf der Metalloberfläche lösen. Insbesondere CO_2, SO_2, SO_3, Staub, Ruß und Salze bewirken in der Regel korrosive Angriffe bei beschriebener Kombination. Gegenüber reinem CO_2 ist Aluminium hingegen beständig und allgemein bei pH-Werten zwischen 4,5 – 8,5 anwendbar [83, 84].

In Abbildung 2.8 ist der schematische Aufbau der Oxidschicht des Aluminiums dargestellt.

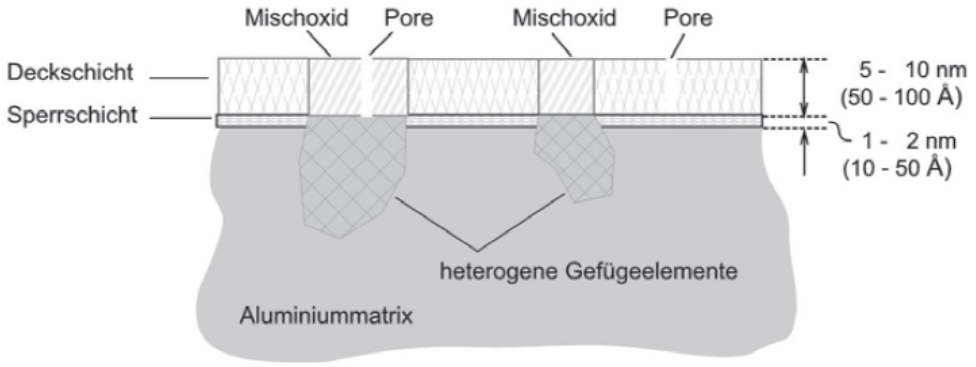


Abbildung 2.8: Schematischer Aufbau der Oxidschicht des Aluminiums [82]

Aufgrund der hohen Sauerstoffaffinität des Aluminiums bildet sich in Kontakt mit Luft beziehungsweise Wasserdampf eine natürliche Oxidschicht. Sie stellt eine dünne, transparente, dichte und zugleich festhaftende Schutzschicht dar und besteht im Wesentlichen aus der chemischen Verbindung Al_2O_3. Aufgrund ihrer elektrochemischen Isolationseigenschaften bietet sie optimalen Schutz vor Korrosion. Nach mechanischer Verletzung tritt spontan eine Selbstheilung ein, welche die Oberfläche erneut passiviert. Während die gewöhnliche an Luft gebildete Oxidschicht eine Dicke von etwa 0,01 µm aufweist, wächst sie mit steigendem Feuchtigkeitsgehalt und steigender Temperatur an und kann durch eine anodische Oxidation auf bis zu 25 µm verstärkt werden [83]. Die Oxidschicht hat einen zweiteiligen Aufbau aus einer dünnen, sperrenden Grundschicht sowie einer damit verbundenen porösen Deckschicht. Die Legierungselemente der Grundlegierung werden in gewissem Maße in die Oxidschicht eingebaut (siehe Abbildung 2.8) und beeinflussen deren Eigenschaften [84].

2.7.2 Elektrochemisches Korrosionspotenzial

Beim Fügen von Aluminiumwerkstoffen gilt es den Einfluss der galvanischen Korrosion, die auch als Kontaktkorrosion bezeichnet wird, zu beachten. Mit Hilfe der elektrochemischen Spannungsreihe lässt sich eine Aussage zum Korrosionsverhalten einer Verbindung leitend verbundener Metalle in Kombination mit einem Elektrolyten treffen. Jedes Metall besitzt ein elektrochemisches Potenzial, das sich an einem festgelegten Referenzpotenzial (0 V) orientiert. In der elektrochemischen Spannungsreihe sind die Metalle aufsteigend nach ihrem Potenzialwert geordnet. Das Metall mit dem negativeren Potenzial gilt als unedler und wird aufgelöst, wohingegen das edlere Metall mit höherer Stellung in der Spannungsreihe einen kathodischen Schutz erfährt. Voraussetzung dafür ist eine leitende Verbindung der Metalle in Kombination mit einem Elektrolyten [85].

Walzprodukte (Aluminiumplatten) weisen zur optimalen Fertigung eine andere Zusammensetzung als Strangpressprodukte (MPE) auf und unterscheiden sich somit in ihrem elektrochemischen Korrosionspotenzial (ECP). Werden diese Komponenten verlötet und einem Elektrolyten ausgesetzt, kann es im Fügebereich zu galvanischen Korrosionsvorgängen kommen, da das extrudierte Material häufig unedler als die Walzlegierung ist. Um diese Vorgänge zu verlangsamen und das funktionstechnisch relevante Bauteil (MPE) zu schützen, ist eine oberflächennahe, zinkgradientenbildende Schutzschicht (niedrigeres ECP) bei MPE-Profilen erforderlich und vorzusehen [86].

Durch die Zinkgradientenschicht erfolgt ein flächiger Korrosionsabtrag anstelle eines ungewünschten lochförmigen Angriffs, der ein frühzeitigeres Bauteilversagen infolge eines Lochs im MPE-Profil bewirken würde. Ein zu hoher Zinkanteil kann allerdings einen starken Materialabtrag bei Korrosionsvorgängen und eine starke Anreicherung im Lot, die wiederum dessen ECP beeinflusst und den Korrosionsangriff dorthin verlagert, bewirken [86]. AlSi-Lotlegierungen besitzen in wässrigen Medien ansonsten ein nahezu identisches elektrochemisches Potenzial wie die korrosionsresistenten AlMn-Legierungen [83].

Das ECP der bereits erwähnten Walzlegierung HA 3903-R liegt aufgrund des Verzichts von Kupfer als Legierungselement unterhalb der meisten MPE-Legierungen, wie in Abbildung 2.9 zu erkennen ist. Durch diese galvanische Kompatibilität werden die MPE-Profile geschützt und der Einsatz von Zink kann reduziert werden. Konventionelle Walzlegierungen für Wärmeübertrageranwendungen mit höherem ECP sind grau dargestellt. In galvanischen Korrosionstests nach DIN 50919 wird mit den beiden MPE-Legierungen 3102 und 9108 zudem die positive Korrosionskompatibilität in Form von geringeren Massenverlusten der Legierung HA 3903-R nachgewiesen [86].

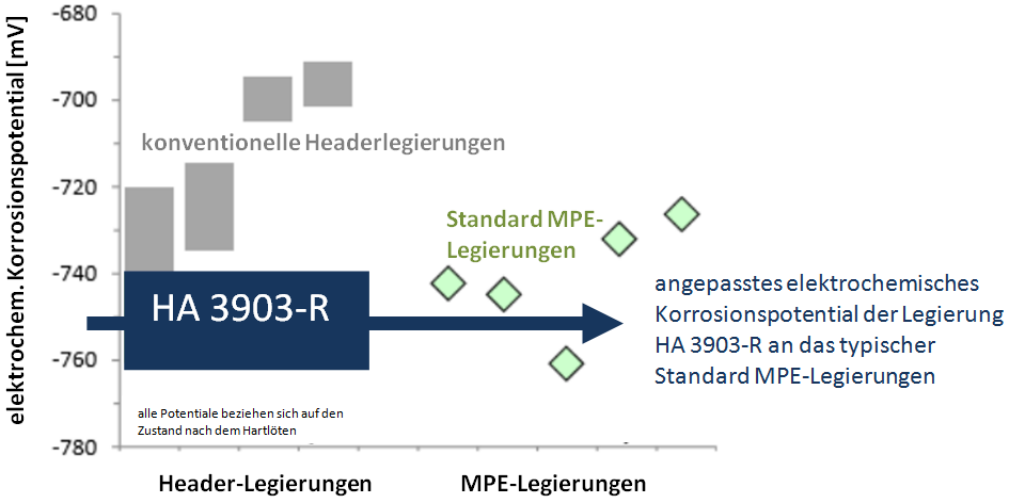


Abbildung 2.9: Vergleich des elektrochemischen Korrosionspotenzials der Legierung HA 3903-R mit Standard Header- und MPE-Legierungen (basiert auf Altenpohl [83])

2.7.3 Funktionsweise und Versuchsaufbau des SWAAT-Korrosionstests

Um die Korrosionsbeständigkeit von Materialien in angemessenen Zeiträumen zu prüfen sind simulierte Prüfverfahren nötig, die vergleichende Aussagen zur Korrosionsresistenz einzelner Proben ermöglichen. Die Korrosionswechselprüfung nach ASTM G85 Annex 3 [87], die sogenannte SWAAT-Prüfung (Sea-Water-Acetic-Acid-Testing), stellt einen sol-

chen Laborversuch unter verstärkter Korrosionsbelastung dar. Die wesentlichen Randbedingungen dieser Prüfnorm sind in Tabelle 2.3 aufgezeigt. Der SWAAT-Test besteht aus einem zyklischen Wechsel von essigsaurem Salzsprühnebel und einem Kondenswasserklima und gilt als Standard für Korrosionsuntersuchungen von Aluminium-Wärmeübertragern. Aufgrund des Essigzusatzes besitzt die Korrosionslösung einen geringen pH-Wert von 2,8 - 3,0 (sauer), bei welchem Aluminium nicht beständig ist. Dadurch wird eine beschleunigte, jedoch realitätsferne Korrosionssimulation ermöglicht.

Tabelle 2.3: Randbedingungen der SWAAT-Prüfnorm ASTM G85 Annex 3 [87]

Prüflösung	zugrundeliegende Norm	ASTM D1141
	Zusammensetzung	1% Essigsäure
	pH-Wert	4,2% künstliches Meersalz
Prüftemperatur	Prüfkammer (Innenraum)	49 ±1 °C
	zu versprühende Lösung	57 ± 1 °C
Zyklus	30 min Sprühphase	1-2 ml/h auf 80 cm²
	90 min Kondenswasserklima	>98% rel. Feuchtigkeit

Die Prüfung wird in Wechselklimageräten durchgeführt. In Abbildung 2.10 ist ein Ausschnitt des Innenraumes der geöffneten Prüfkammer des im Oberflächen- und Beschichtungslabor befindlichen Gerätes „SKB 1000 A-TR“ (Hersteller Liebisch) abgebildet. Der dargestellte Sammelbehälter dient zusammen mit den nicht im Bildausschnitt sichtbaren Referenzblechen der Prozesskontrolle, weshalb beide nicht weiter erläutert werden.

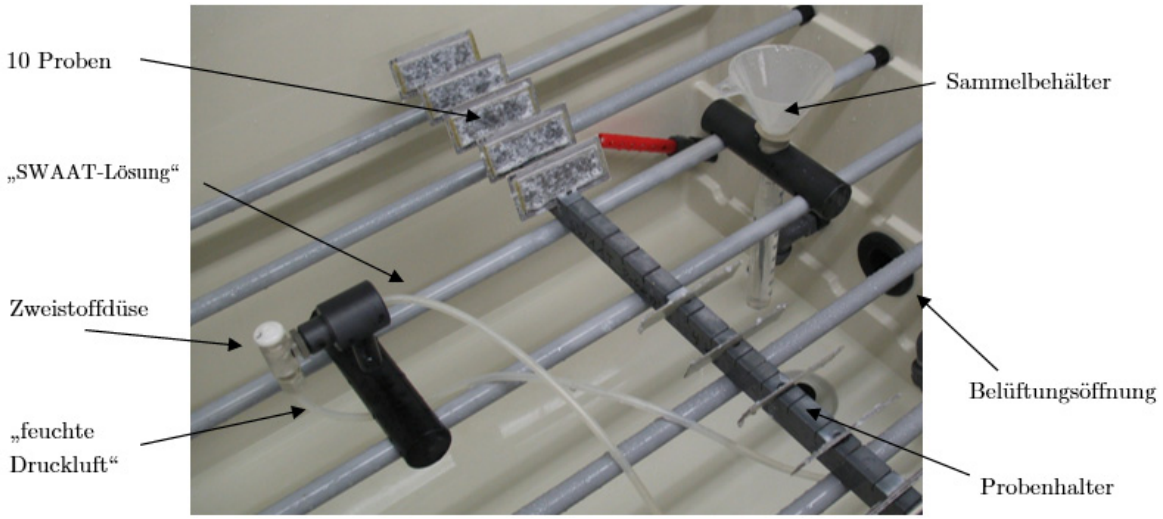


Abbildung 2.10: Innenraumausschnitt eines SWAAT-Wechselklimagerätes (Fa. Liebisch)

In der Salzsprühphase wird durch feuchtwarme Druckluft in einer Zweistoffdüse Nebel korrosionsfördernder Flüssigkeiten - folglich die SWAAT-Lösung - versprüht. Die Zweistoffdüse arbeitet nach dem selbstansaugenden Injektionsprinzip, wodurch die Lösung aufgrund des Druckluftstromes über eine Schlauchleitung angesaugt wird. Durch die anschließende Entspannung beim Austritt aus der Düse kühlt sich das Gemisch ab, weshalb die Temperatur im Luftbefeuchter um 8 °C gegenüber der Kammertemperatur (49 °C) erhöht wird. Die Übersättigung der Luft mit Wasserdampf ist wesentlich für die Nebelbildung. Der korrosive Nebel füllt den gesamten geschlossenen Kammerinnenraum gleichmäßig und

schlägt sich auf den Proben nieder. Die Proben sind auf entsprechenden Vorrichtungen 15° zur Senkrechten geneigt auf Höhe der Zweistoffdüse zu positionieren. Der überschüssige Nebel und das Kondenswasser an den Kammerwänden werden abgeleitet [87].

Ist die halbstündige Sprühphase beendet, wird vorgewärmtes demineralisiertes Wasser in die Bodenwanne eingeleitet und thermostatisch auf Prüftemperatur (49 °C) gehalten. Durch das verdunstende Wasser bildet sich Kondensat auf den Proben, das entscheidend für die Elektrolytbereitstellung ist. Der Elektrolyt ist essentiell für den Korrosionsvorgang. Das Wasser wird nach Beendigung dieser Phase wieder abgelassen - es folgt erneut der Sprühprozess. Vor dem Öffnen zum Entnehmen der Proben ist die Kammer zu entlüften, um ein Einatmen des Essig-Salznebels zu vermeiden. Die Prüfdauer ist nicht genormt, weshalb bei Blechproben meist ein Vergleich des Korrosionsangriffs nach zuvor festgelegter Prüfzeit erfolgt [87].

3 Literarische Exzerption zur Auslegung des PVT-basierten CO_2-Mikrokanal-verdampfers

3.1 Vorgehensweise bei der literarischen Exzerption

Im folgenden Kapitel 3.2 wird zunächst eine Literaturübersicht zur Auslegung von CO_2-Mikrokanal-Verdampfern zu den Themen Kältemaschinenöl und Rückführproblematik, Druckabfall- sowie Temperaturabfallwerte im Verdampfer, Kältemittelverteilung und Modulkonstruktion dargestellt.

Im darauffolgenden Kapitel 3.3 werden relevante Textpassagen aus den vorgestellten Veröffentlichungen zusammengetragen, aus denen die Auslegungskriterien hervorgehen. In Kapitel 3.4 werden diese in Bezug auf die Verdampferentwicklung diskutiert. Bei diesem „Herauspflücken“, der sogenannten literarischen Exzerption, wird in allen Unterkapiteln des Hauptkapitels 3 eine Gliederung mit ähnlicher Struktur verwendet, um eine einfache Zuordnung zu gewährleisten: Zunächst werden Erkenntnisse zur Ölproblematik, anschließend Erkenntnisse hinsichtlich des Druckabfalls sowie anzunehmender Temperaturabfallwerte im Verdampfer und schließlich die Erkenntnisse in Bezug auf die Kältemittelverteilung und die Modulkonstruktion exzerpiert. Zu Beginn einer jeden Einheit werden zeitaktuelle exzerpierte Grundlagen eines jeden Themengebietes, die sich nicht zu den allgemeinen Grundlagen zählen lassen, aufgezeigt.

Die allgemeinen Grundlagen hierzu werden in Kapitel 2.4.1 „Grundlagen der Kältemaschinenöle“ und in Kapitel 2.4.2 „Rückführungsproblematik des Kältemaschinenöls zum Verdichter“ erläutert.

Für die zeitaktuellen Grundlagen werden insgesamt über hundert englischsprachige Veröffentlichungen erfasst, die anschließend ausgewertet werden. Mit Hilfe einer systematischen Vorgehensweise lassen sich die Quellen zunächst sichten. Dabei werden relevante Veröffentlichungen tabellarisch erfasst und auf Bedeutsamkeit hin vorsortiert. Im Anschluss werden für jede Quelle Randbedingungen genannt und die diskutierten Themengebiete der einzelnen Veröffentlichungen dargestellt. Die selbst definierten Randbedingungen beinhalten die Kriterien, dass als Kältemittel CO_2 und als Kältemaschinenöl PAG verwendet werden. Zudem wird geprüft, ob es sich um einen mikrokanalbasierten Verdampfer handelt – im weiteren Verlauf MPE-Verdampfer genannt (multi-port extrusion). Mit der Darstellung dieser Randbedingungen wird ein zweckmäßiger Überblick der einzelnen Veröffentlichungen ermöglicht, welche deckungsgleiche Randbedingungen aufweisen, die für die Konstruktion des Bauteils der vorliegenden Arbeit relevant sind. Des Weiteren wird die Art der Veröffentlichung – Review, experimentelle oder theoretische Studie, beziehungsweise Simulation – des jeweiligen Artikels dokumentiert, um den Hintergrund der angegebenen Daten übersichtlich einschätzen zu können. Weiterhin wird festgehalten, welches Themengebiet in dem jeweiligen Artikel diskutiert wird. Hierzu gehören die Themenfelder Öleinfluss, Kältemittelverteilung, Druck- beziehungsweise Temperaturabfall, das geometrische Verdampfer-Design und die thermodynamische Auslegung. Dies dient der Zuordnung der Gebiete und ermöglicht eine Gruppierung und somit eine zeitsparende Diskussion der einzelnen Quellen untereinander. Letztlich verhilft das Datum der Veröffentlichung, die Aktualität der Quelle und der darin enthaltenen Ausführungen einzuschätzen.

Diese schnell zu erfassende Übersicht der Quellen, die in den Kapiteln 3.3.2 – 3.3.5 exzerpiert werden, enthält die Zuordnung der gerade erläuterten Punkte (Randbedingungen, Themengebiete, Art der Veröffentlichung und Datum) und wird in Form einer Übersichtsmatrix in Tabelle 3.1 in Kapitel 3.3.1 präsentiert. Diese Tabelle stellt den finalen Zustand nach abgeschlossener Sortierung dar. Zusätzlich zu den diskutierten Veröffentlichungen wurden einige relevante Reviews und weitere Artikel sowie Datenblätter gefunden, aus denen Hintergrundinformationen in die Exzerption eingeflossen sind und in Hinblick auf die spätere Inbetriebnahme des Verdampfers einen signifikanten Nutzen haben können. Diese Werke sind in einer separaten Tabelle gleichen Schemas im Anhang dieser Arbeit hinterlegt. Es gilt zu beachten, dass diese Artikel nicht in der Literaturübersicht berücksichtigt werden. Grundlegende Informationen aus den Reviews sind in die Exzerption mit eingeflossen. Einzelne Textpassagen aus den Reviews, die sich meist auf allgemeines Fachwissen beschränken, werden nicht explizit im nachfolgenden Textteil gekennzeichnet.

3.2 Literaturübersicht zur Auslegung von CO_2-Mikrokanalverdampfern

3.2.1 Überblick der Veröffentlichungen zu Kältemaschinenöl und Rückführproblematik

In dem Review von Youbi-Idrissi et al. [88] werden die aktuellen Forschungsfragen hinsichtlich der Wirkung von Kältemaschinenöl in Kältekreisprozessen zusammengefasst und die thermodynamischen Konsequenzen von zirkulierendem Kältemaschinenöl diskutiert. Dazu werden aktuelle Forschungsprojekte aufgezeigt und auf die Methoden zur Ermittlung der Eigenschaften der Öl-Kältemittelgemische eingegangen. Neben dem Öleinfluss auf die einzelnen Komponenten liegt ein weiter Fokus des Artikels auf der Diskussion wesentlicher Aspekte der Gemisch-Eigenschaften: des Flüssigkeits-Dampf-Gleichgewichts, der Absorption-Diffusionsthematik und der Berechnung der Gemischenthalpie.

Die experimentelle Studie von Lee et al. [89] zielt darauf ab, unter dem Gesichtspunkt der Ölrückführung ein geeignetes Kältemaschinenöl für transkritische CO_2-Anwendungen zu ermitteln. In der Versuchsanlage werden PAG- und POE-Öle verwendet, wobei für die Messungen ein Rohrschlangenverdampfer mit einem Rohrdurchmesser von ¼ Zoll verwendet wird. An diesem Verdampfer wird die Ölrückführung aus dem Kältekreislauf, unter Berücksichtigung der umfließenden Kältemaschinenölmenge (0–5 Gew.-%), der Gemischtemperatur (0-15 °C) und dem Massenstrom (96–120 kg/h) untersucht.

Die Veröffentlichung von Kim [90] gibt einen umfassenden Überblick über die Technologie und den Fortschritt der transkritischen CO_2-Kreisprozesse in der HVAC&R-Branche (Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigeration). In diesem Paper werden fundamentale Herausforderungen und Lösungen hinsichtlich des Systemdesigns aufgezeigt. Dabei werden die Eigenschaften des speziellen Kältemittels, des Kältemaschinenöls, der Prozessgrundlagen, der Methoden der hochdruckseitigen Prozesskontrolle, der Kreislaufmodifikationen, der Sicherheitsfaktoren und schließlich auch das Design der einzelnen Komponenten berücksichtigt. Das Paper stellt einen kritischen Review dar, der die Trends in der CO_2-Technologie aufzeigt. Besonders die vielfältigen Ergänzungsoptionen und Modifikationen gegenüber dem Kernprozess zählen zu diesen Trends und werden in dieser Veröffentlichung behandelt.

In der experimentellen Studie von Hwang et al. [91] wird die Kältemaschinenölverteilung im gesamten Kältekreissystem untersucht. Hierbei handelt es sich um ein typisches System, das in Automobilen verwendet wird. Der untersuchte Verdampfer besitzt 22 MPE-Profile mit einem Innendurchmesser von 0,5 mm. Hinter dem Verdichter sind zwei Ölabscheider angebracht, um die eingebrachte Ölmenge in das System gering zu halten. Der wesentliche Öleintrag erfolgt durch einen zweiten, zusätzlich installierten Kreislauf, mit welchem eine definierte Ölmenge zur Messung in den Kreislauf injiziert werden kann. Um die einzelnen zurückgehaltenen Ölkonzentrationen in den jeweiligen Komponenten zu ermitteln, wird die Differenz aus eingebrachter und entnommener Ölmenge ermittelt. Für den Versuch wird PAG-Öl und eine neuartige Methode zur Ölinjektion und Extraktion verwendet, die genauere Werte liefert.

In der Veröffentlichung von Peuker et al. [92] werden experimentelle Untersuchungen zusammen mit theoretischen Modellen hinsichtlich eines Doppel-Verdampfer-Systems (Front- und Heckanbringung) für die automobile Anwendung untersucht. Bei der Untersuchung werden zwei Systemvarianten betrachtet. Bei dem ersten System wird das Kältemittel R134a, bei dem zweiten System R744 (CO_2) verwendet. Im Fokus der Untersuchung steht die Auswahl eines geeigneten Expansionsorgans sowie die Einstellung der optimalen Drosseleigenschaften. Weiterhin wird ein Leistungsvergleich der beiden Systeme erbracht, bei welchem die CO_2-Variante deutlich besser abschneidet. Es wird auf den Akkumulator sowie die Zusammenführung der beiden Kältemittelströme nach der Verdampfung eingegangen und der Vergleich mit theoretischen Modellen erbracht, der eine gute Übereinstimmung zeigt.

In der Fachveröffentlichung von Wujek et al. [93] wird der Untersuchungsfokus weiter eingegrenzt und die Thematik der Ölrückführung, beziehungsweise der Ölzirkulationsrate, anhand einer Prototypanlage untersucht und diskutiert. Bei den eingesetzten Prototypen handelt es sich um ein transkritisches Klimagerät auf CO_2-Basis, das vorwiegend bei der Wohnraumklimatisierung zum Einsatz kommen soll. Als Verdampfer wird ein Rundrohr-Lamellen-Wärmeübertrager verwendet, dessen Rundrohraußendurchmesser 8 mm beträgt und der rund 7 Lamellen pro Zentimeter besitzt - zudem ist er zweigeteilt, um eine möglichst hohe Volumeneffizienz bei Wärmeaustausch herbeizuführen. Mit dem speziell für die Versuche konzipierten zylinderförmigen Ölsammler wird das Kältemaschinenöl extrahiert, aus dem Rückschlüsse auf die Ölzirkulation gezogen werden. Dieses Verfahren ist notwendig, da sich der übliche ASHRAE Standard 41.4-1996 bei der Kombination CO_2/PAG aufgrund der partiellen Unmischbarkeit nicht zur Bestimmung der Ölzirkulationsrate verwenden lässt. Der negative Einfluss des Öls auf den Druckverlust, den Wärmeübergang und somit auf die Performance des Verdampfers wird in diesem Paper diskutiert. Alle Versuche werden mit PAG–Öl durchgeführt.

Die Arbeit von Beaver et al. [94] gibt Aufschluss über ein CO_2-Wärmepumpensystem, dessen komponentenseitige Grundlage ein R410A System bildet. Der Verdampfer ist den hohen Betriebsdrücke angepasst und basiert auf den Geometrien des R410A-Verdampfers. Er besteht aus Aluminium-Mikrokanälen mit speziell angefertigten Headern. Ein Hauptaugenmerk der Untersuchung liegt auf der Ermittlung der Leistung beziehungsweise der Leistungssteigerung der CO_2-Systeme. Mit dieser älteren experimentellen Studie (1999) werden erste Aspekte hinsichtlich luftseitigem Wasserwurf und der Durchflussrate des Verdampfers sowie dem Druckverlust und einem Dampfbypass im Kältemittelsystem aufgezeigt und diskutiert.

Der Prototyp einer 5 kW Wasser/Wasser-Wärmepumpe, der für das Kältemittel CO_2 konzipiert ist und bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C betrieben wird, ist Gegenstand der Untersuchung von Minetto et al. [95]. Die Besonderheit dieser Versuchsanlage ist ein Zweiphasen-Ejektor, der den Verdampfungsvorgang in Form einer Verdampfer-externen Phasentrennung optimiert. Ein wesentlicher Aspekt dieser Untersuchung ist die Beurteilung der Anlageneffizienz bezüglich der Warmwasseraufbereitung. Der Autor kommt zur Erkenntnis, dass sich die Ejektortechnologie für diesen Zweck als förderlich erweist. Der zweite Gesichtspunkt dieser Studie befasst sich mit der Thematik der Ölrückführung, welche hinsichtlich des experimentellen Hintergrundes diskutiert wird.

3.2.2 Überblick der Veröffentlichungen zu Druck- und Temperaturabfall in Verdampfern

Ein Überblick über Mikrokanal-Wärmeübertrager wird in dem Review von Han et al. [96] erbracht. In dem kurz gehaltenen Artikel wird näher auf die Charakteristik des Wärmeübergangs und der Wärmeübertragung in Mikrokanalsystemen eingegangen. Außerdem wird die Fluiddynamik in solchen Bauteilen zusammengetragen und in Bezug auf die Anwendungsgebiete in der HVAC&R-Branche diskutiert. Optimierungsmethoden, hinsichtlich der geometrischen und thermodynamischen Leistungssteigerung der Wärmeübertrager, werden analysiert und die Vor- und Nachteile der MCHX-Apparate (microchannel heat exchanger) aufgezeigt.

Der Artikel von Handschuh [97] befasst sich mit der thermodynamischen Auslegung von CO_2-Verdampfern. Nach einer übersichtlichen Klassifizierung von Verdampfern wird ein Bezug zu den konventionellen Kältemitteln R22 und NH_3 erbracht und die Besonderheiten beim Design von CO_2-Verdampfern aufgezeigt. Grundsätzliche Unterschiede beim Druckabfall in Bezug auf die unterschiedlichen Druckniveaus der einzelnen Kältemittel gehen aus dem Bericht hervor. Des Weiteren wird die Berechnungsgrundlage zur optimalen Auslegung des Verdampfers in Bezug auf den Druckverlust - unter Berücksichtigung der Mediengeschwindigkeiten - erläutert. Auch dabei bleibt ein Vergleich mit den erwähnten Kältemittelalternativen nicht aus, die die Vorzüge der CO_2-Technologie weiter untermauern.

In einer Studie von Uribe et al. [98] wird sich mit den designabhängigen Auslegungskriterien für ein getaktetes Wohnraumwärmepumpensystem befasst. Ein besonderes Augenmerk liegt dabei auf dem Verdichter und der konstruktiven Auslegung der Wärmeübertrager sowie der prozessrelevanten Anlagenkomponenten. Die Erkenntnisse aus vorangegangenen Studien sind maßgeblich für die Betrachtungen in dieser Studie, die sich hauptsächlich mit dem kältemittelseitigen Wärmeübergang und Druckverlust, der Kapazität der Wärmeübertrager sowie dem Kältemittelrückfluss durch den Verdichter bei Anlagenstillstand beschäftigen. Schließlich sind diverse Systemkonfigurationen in Verbindung mit einem MPE-Verdampfer analytisch und experimentell untersucht worden.

Der Artikel von Girotto et al. [99] befasst sich mit einer kommerziell betriebenen Kälteanlage, die als Feldtestsystem in einen Supermarkt in Norditalien installiert wurde. Die Anlage bildet das Hauptelement des Supermarktes, der komplett mit dem Kältemittel CO_2 gekühlt wird. Die Untersuchungen verlaufen dahingehend, dass die Leistungszahl (COP) der Gesamtanlage untersucht wird und ein Vergleich zu konventionellen R410A-Anlagen hergestellt wird. Der Energiebedarf des CO_2-Systems liegt rund 10% höher als derjenige konventioneller Systeme. Die energetischen Optimierungsmöglichkeiten sind in dem Bericht aufgeführt. Neben dem Aufzeigen von Einsparpotenzialen gegenüber dem R410A -

System, welche das System kommerziell attraktiver machen sollen, wird detailliert auf die Modifikation des Verdampfers hin zu CO_2-Kältemitteln eingegangen. Der Verdampfer basiert auf dem ursprünglichen R410A-System, wobei es sich bei beiden Komponenten um Rohrschlangenverdampfer zur Direktverdampfung handelt.

Die Kältemittelfehlverteilung in MPE-Verdampfern, welche durch Druckgradienten im Header verursacht wird, ist Untersuchungsgegenstand der Veröffentlichung von Kulkarni et al. [100]. Durch die Kombination von experimentellen Messdaten mit als erwiesenen betrachtetem Druckverlust und Wärmeübergangskoeffizienten von zweiphasigen Kältemittelgemischen wird die Untersuchung angegangen. Zudem wird die Abhängigkeit der Wärmeübertragerkapazität vom Headerdurchmesser und der Länge untersucht. Gemäß den Untersuchungsergebnissen sind die möglichen Verdampfer-Geometrien aufgrund der Anforderungen an eine optimale Strömung stark begrenzt, weshalb zusätzlich ein neuartiges Headerkonzept im Paper aufgezeigt wird.

3.2.3 Überblick der Veröffentlichungen zu Kältemittelverteilung und Hybridmodulfertigung

In Kulkarni et al. [100] wird, wie bereits im vorausgehenden Absatz erwähnt, auch auf die Kältemittelverteilungsproblematik eingegangen, weshalb der Artikel hier nur aufgeführt, bezüglich dessen Inhalt aber auf den vorangegangenen Textabschnitt verwiesen wird.

Die Veröffentlichung von Bowers et al. [101] befasst sich ebenfalls intensiv mit der für MPE-Verdampfer anfälligen Kältemittelverteilungsthematik. Grundsätzliche Erkenntnisse werden in diesem Paper hervorgehoben und es wird speziell auf die Orientierung des gesamten Verdampfers eingegangen. Sowohl analytisch als auch experimentell wird ein Zusammenhang zwischen der Leistung des Wärmeübertragers und der Charakteristik der Verteilung hergestellt. Die Studie kommt zu dem Resultat, dass eine verbesserte Kältemittelverteilung sich positiv auf die Leistung des Verdampfers auswirkt.

Die theoretische Studie von Kulkarni et al. [102] basiert ebenfalls auf der Erforschung der Fehlverteilungsproblematik in MPE-Verdampfern. Die Kältemittelbasis wird hier durch R744 und R410A gebildet. Zunächst werden die Ursachen der Fehlverteilung aufgezeigt und Wege beschrieben, um diese zu reduzieren oder gar zu eliminieren. Dabei wird hauptsächlich auf die Verteilungsproblematik in der Headerkomponente eingegangen. Der zweite Teil dieser Ausarbeitung befasst sich mit der Verteilungsproblematik, die von einem zweiphasigen Kältemittelgemisch ausgeht. Ein Bypass-System, welches den noch dampfförmigen Anteil an dem Verdampfer vorbeileitet, wird hinsichtlich seines Einflusses auf die Kältemittelverteilung im Verdampfer analysiert und diskutiert. Im letzten Teil der Studie werden Erkenntnisse mit den Kernpunkten Kosten, Bauraum und luftseitigen Optimierungsmaßnahmen aufgezeigt, die zum einen ein effizientes und zum anderen ein kostengünstiges Verdampfer-Design hervorbringen sollen. Die Studie befasst sich intensiv mit den Druckverlusten sowie den Druckgradienten im Header und basiert größtenteils auf computergestützten Berechnungen.

Das Paper von Li et al. [103] baut auf einem zuvor erstellten Mikrokanalwärmeübertrager-Model von Li und Hrnjak auf, das sowohl die thermodynamischen als auch die für den Transport des Öl-Kältemittelgemischs relevanten Eigenschaften beinhaltet. Der Zusammenhang zwischen Kältemaschinenöl und Kältemittelfehlverteilung wird aufgezeigt. Bei verschiedenen Ölumlaufraten (0,1 – 8,3%) wird mit Hilfe einer neuartigen Technik, welche auf thermografischen Aufnahmen und transparenten Bauteilen basiert, die Kältemittelver-

teilung im Eintrittsbereich in den MPE-Verdampfer sichtbar gemacht. Dadurch kann das Model mit den Messungen validiert werden. Als Kältemaschinenöl wird PAG 46 zusammen mit dem Kältemittel R134a verwendet.

PVT-Module sind Gegenstand der zuletzt aufgeführten Studie von Rossi et al. [104]. Hierbei werden konventionelle PV-Module mit einer Nachrüstung durch eine wärmeabführende Rückplatte und eine Rohrschlangenkonstruktion erweitert. Der gesamte Wärmeübertrager besteht aus Aluminiumkomponenten, wobei die finale Konstruktion ebenfalls in Verbindung mit einer Wärmepumpe betrieben werden soll. Allerdings handelt es sich nicht um Mikrokanalsysteme. Als Versuchsgrundlage dienen drei verschiedene PVT-Module, die sich hauptsächlich in der Art der Isolation und der Befestigung des Verdampfers am PV-Modul unterscheiden. Mit Hilfe einer Wärmebildkamera wird der Kühleffekt, beziehungsweise die Homogenität der Temperaturverteilung auf der Moduloberfläche, ermittelt. Letztlich wird in dem Paper auf den Anwendungsfall als Wärmepumpen-Komponente eingegangen.

3.3 Exzerption der Auslegungskriterien und Auslegungswerte

3.3.1 Tabellarischer Literaturüberblick mit Kernerkenntnissen und Übersichtsmatrix des Exzerptionshintergrundes

In der nachfolgenden Tabelle 3.1 werden die Kernerkenntnisse beziehungsweise die Kernaussagen, welche aus den jeweiligen Veröffentlichungen exzerpiert werden, zusammenfassend aufgezeigt. Zusätzlich ist die - in Kapitel 3.1 erläuterte und den jeweiligen Quellen zugeordnete - Übersichtsmatrix in der Tabelle enthalten.

Tabelle 3.1: Literaturübersicht mit Kernerkenntnissen und Übersichtsmatrix des Exzerptionshintergrundes

Literaturübersicht - exzerpierte Quellen -	Kernerkenntnis/ Kernaussage	Art der Veröffentlichung	Randbedingungen							Themengebiete					
			Kältemittel CO_2	PAG ÖL	MPE-Verdampfer	Öleinfluss	Kältemittel-Verteilung	Druck-/ Temperaturabfall	Design (geometrisch)	Auslegung (thermisch)					
Veröffentlichung Autor/(Jahr)															
	Ölproblematik														
Youbi-Idrissi et al. (2008)	Kältemaschinenöl beeinflusst Wärmübergangskoeeffizienten und Druckverlust; optimiertere Berechungsergebnisse bei Nichtbeachtung der Öleigenschaften	Review	X	X		X				X					X
Lee et al. (2008)	Ölrückführrate ORR ist abhängig von Temperatur und Massenstrom; POE besser geeignet als PAG (kein MPE-Verdampfer)	Exp. Studie	X	X		X				X					X
Kim (2004)	Kältemaschinenölbewertung: PAG hervorragend für transkritische CO2 Anwendungen geeignet	Review	X	X	X	X				X					X
Hwang et al. (2007)	Ölansammlung im Verdampfer: unabhängig von Ölkonzentration, steigt mit Massenstrom	Exp. Studie	X	X	X	X				X					
Peuker et al. (2006)	Ölrückhaltung im Kältekreissystem experimentell bestimmt; zurückgehaltene Ölmenge (17 %) als gut befunden; Ölabscheider verwendet	Exp. Studie	X	X	X	X					X				X
Wujekt et al. (2006)	Ölzrikulation beträgt 28% trotz Ölabscheider; Ölabscheider führt nich zu Effizienzsteigerung; externer Ölabscheider nicht empfohlen (Druckverlust)	Exp. Studie	X	X		X				X					X
Beaver et al. (1999)	Ölabscheider verursacht zu hohen Druckverlust deshalb wurde er entfernt; Systemfunktion trotzdem gewährleistet	Exp. Studie	X		X	X				X	X				
Minetto et al. (2013)	Konzeptidee für neuartiges Ölabscheidesystem aus dem LPR; Ölabscheider empfohlen für leistungsoptinierten Verdampferbetrieb; Ejektortechnolgie	Exp. Studie	X	X		X				X					X
	Druckverlust/ Temperaturabfall														
Han et al. (2012)	keine Auslegungsgrundlage (fundierte theoretische Basis) für MPE-Verdampfer vorhanden; R&D notwendig	Review	X		X						X				X
Handschuh (2008)	thermodynamisches Auslegungsbeispiel aufgezeigt: Temperaturabfall entscheidendes Auslegungskriterium für Verdampferleistung	Theo. Studie	X								X				X
Uribe et al. (2003)	Angabe für Temperaturabfall: ca. 1-2K (aber konzipiert als Gaskühler)	Exp. Studie	X		X					X	X				X
Girotto et al. (2004)	Angabe für Temperaturabfall: 2K; Einstranglösung gut für KM - Verteilung -> Designänderung; Ölabscheider verbessert ungleichmäßigen Ölfluss (Praxisbsp.)	Exp. Studie	X				X	X		X	X				X
Kulkarni et al. (2004)	Angabe für Temperaturabfall: 2K (KM: R410A)/ headerinduzierten Druckverlust gering halten für gleichmäßige Kältemittelverteilung	Simu-lation				X				X	X				X
	Kältemittelverteilung / Hybridmodulfertigung														
Bowers et al. (2012)	Gravitationseinfluss ist bei horizontalen Headern nicht entscheidend für Kältemittelverteilung; Verteilung (Phasentrennung) in Header und Verdampfer visualisiert	Exp. Studie			X					X					X
Kulkarni et al. (2003)	Temperaturabfall: 2K (ausführliche Version); KM-Verteilung: Headerdurchmesser klein genug für Gravitationseinfluss, groß genug um Druckgradienten zu minimieren	Theo. Studie	X							X	X				X
Li et al. (2015)	Kältemaschinenöl verursacht Schaumbildung im Header und verstärkt Fehlverteilung	Exp. Studie		X	X	X				X	X				X
Rossi et al. (2014)	Hybridmodul-Prototyp: plane Fläche ohne Wärmewiderstände erforderlich; ansonsten Hotspots, welche die PV-Leistung schmälern	Exp. Studie								X					X

3.3.2 Exzerption der Gesichtspunkte der Ölproblematik

Gemäß Youbi-Idrissi et al. [88] beeinflusst das Kältemaschinenöl sowohl den Wärmeübergangskoeffizienten als auch den Druckverlust, was in Verbindung mit einer meist negativen Beeinflussung der Eigenschaften des Gemischs aus Kältemittel und Öl steht. Gerade im Verdampfer kommt es aufgrund der abnehmenden flüssigen Phase während der Verdampfung zu einer Anreicherung an Öl im erwähnten Gemisch, was bei fortschreitender Durchströmung des Verdampfers den Druckverlust ansteigen und den Wärmeübergangskoeffizienten drastisch absinken lässt. Das Phänomen fokussiert sich in der Überhitzungszone, wo die Ölansammlung am größten wird. Gegenüber reinem Kältemittel sind die Eigenschaften des Gemischs aus Öl und Kältemittel verschieden. Aus theoretischen Simulationen, in denen mit reinem Kältemittel gerechnet wird, resultieren nach Youbi-Idrissi et al. optimierte Werte der Anlagenperformance. Das beutet, dass die Ergebnisse, welche aus den Simulationen der vorliegenden Arbeit hervorgehen, einen geringeren Temperaturabfall und verbesserte Wärmeübergangsergebnisse anzeigen werden, die im realen Prototyp nicht zu erzielen sind.

Aus der Veröffentlichung von Lee et al. [89] geht hervor, dass die Ölrückführrate mit sinkendem Massenstrom sowie bei steigender Gemischtemperatur als auch bei erhöhter Ölkonzentration sowohl für POE als auch für PAG-Öle abnimmt. Ein erhöhter Massenstrom bewirkt hingegen eine verbesserte Ölrückführung, was tendenziell für beide untersuchten Kältemaschinenöle festgestellt wird. Hinsichtlich der Ölrückführung schneidet das Kältemaschinenöl auf Basis von POE geringfügig besser ab als das auf Basis von PAG. Diese Studie zeigt somit die Maßnahmen auf, welche die Ölrückführung verbessern. Es gilt allerdings zu beachten, dass es sich bei dem Versuchsprototypen nicht um einen MPE-Verdampfer handelt, sodass die Erkenntnisse nicht direkt übertragbar sind. Nichtsdestotrotz können durch eine kurzfristige Temperaturerhöhung beziehungsweise eine Erhöhung des Massenstromes Ölansammlungen abtransportiert werden. Dies sollte als kurzfristiger zyklischer Reinigungsmechanismus angesehen werden, der von prinzipiellen Notwendigkeit ist, vergleichbar mit der Verdampfer-Abtauung von Luft-/Wasserwärmepumpen.

In dem aktuelleren Review von Ma et al. [105] (2013) wird gesondert auf die Vorzüge von PAG-Ölen eingegangen, wonach sich folgendes Ranking ergibt: „Performances of lubricants containing 10% CO_2 are: PAG > polyol ester (POE) > alkylbenzene > polyalphaolefin (PAO) … therefore, PAG/CO_2 has the best lubrication performance and the lowest wear level“. Mit dem Review von Kim [90] lässt sich diese Erkenntnis bekräftigten, da sich Kältemaschinenöl auf Basis von PAG hinsichtlich einer vergleichsweise optimalen Mischbarkeit mit dem Kältemittel und optimalen Schmiereigenschaften sowie einer guten Stabilität unter transkritischen Konditionen gegenüber alternativen Ölen wie POE oder POA behaupten kann. Da die Wahl des Kältemaschinenöls bereits vom Verdichter-Hersteller auf ein PAG – Öl festgelegt ist und die aktuellen Untersuchungen deren Eignung bestätigen, ist die nachfolgende Literaturrecherche auf PAG-Anwendungen einzugrenzen.

Hwang et al. [91] kommen zu dem Resultat, dass weniger als 20% der gesamten Ölmenge in Verdampfer, Gaskühler und Saugleitung verbleiben, wenn die Öl-Konzentration im Kältemittel weniger als ein Gewichtsprozent ausmacht, um ein Beispiel aufzuführen. Sie liefert damit erstmals quantifizierte Angaben der zurückgehaltenen Ölmengen in den erwähnten Komponenten, die exemplarisch in den Grafiken der Abbildung 3.1 veranschaulicht sind.

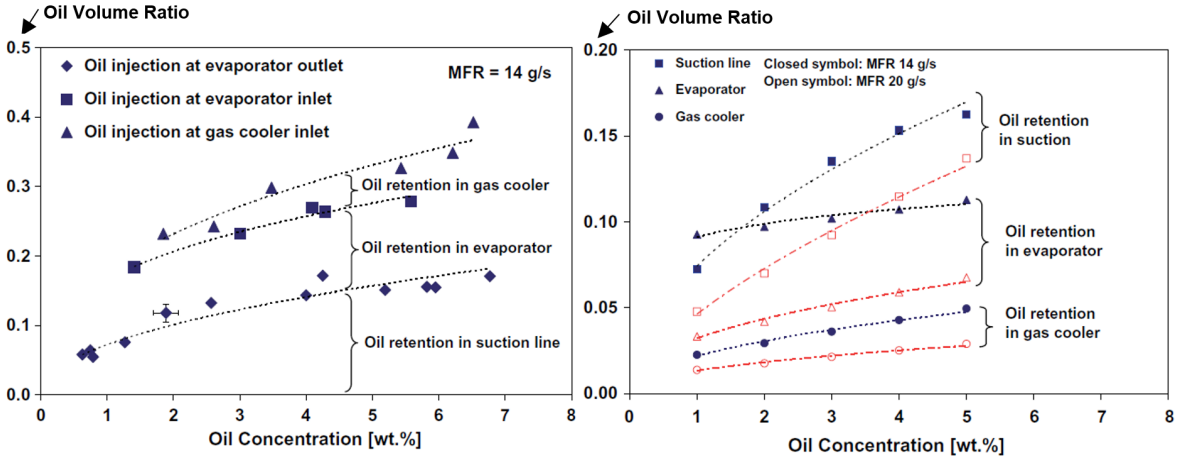


Abbildung 3.1: Zurückgehaltene Ölmenge in Gaskühler, Saugleitung und Verdampfer in Abhängigkeit der Ölkonzentration und des Massenstromes nach Hwang et al. [91]

Die Ölansammlung im MPE-Verdampfer ist im Gegensatz zur Saugleitung unabhängig von der Ölkonzentration im Kältemittel, aber nicht vom Massenstrom des Gemischs. Das bedeutet, dass bei geringer Ölkonzentration ein Großteil des gesamten Öls im Verdampfer zurückbleibt, wohingegen bei einer höheren Ölkonzentration der wesentliche Ölanteil in der Saugleitung zu finden ist. Daher ändert sich der Fokus bei einer öloptimierten Komponentenauslegung. Da die Ölkonzentration des zu konstruierenden Prototypensystems nicht bekannt ist, kann dies in der vorliegenden Ausarbeitung allerdings nicht berücksichtigt werden.

Es gilt zudem zu beachten, dass bei diesen Versuchen ein Ölabscheider verbaut worden ist, der den zirkulierenden Ölanteil im Kältekreislauf keineswegs auf „Null“ begrenzt und somit auf die zurückgehaltene Ölmenge im Verdampfer wenig, wenn gar keinen Einfluss hat. Zu dieser Erkenntnis gelangen auch Peuker et al. [92], bei deren System ebenfalls ein Ölabscheider installiert ist: Die Ölmenge im Kurbelgehäuse des Verdichters darf in diesem Beispiel 175 ml nicht unterschreiten. In einem iterativen Prozess wird die gesamte Ölfüllmenge bis zu diesem Wert verringert – es ergeben sich 210 ml. Die resultierenden 35 ml (17%) Öl, die ständig im Kältekreissystem verbleiben beziehungsweise zirkulieren, werden von dem Autor als nicht wesentliche Ölzurückhaltung interpretiert: „Therefore, significant oil hold up within the system was not observed“ [92]. In den Versuchen von Wujek et al. [93] zirkulieren trotz Ölabscheider sogar 28% des Kältemaschinenöls durch den Kältekreislauf. Auf die zuvor aufgezeigten Systemeigenschaften hat der zusätzlich installierte Ölabscheider nur einen sehr geringen positiven Einfluss. „The cooling capacity of the system increased a hair while the coefficient of performance was slightly worse. Therefore, it is not advantageous to add an external oil separator to the system. “, wird von Wujek et al. [93] empfohlen. Außerdem wird von diesem Autor geraten, einen Ölabscheider zu konstruieren, der einen geringeren Druckverlust aufweist.

Mit einem zu hohen Druckverlust, der durch die Ölabscheidung verursacht wird, haben sich auch Beaver et al. [94] befasst. In der Versuchsanlage sind zwei verschiedene Ölabscheider installiert. Die Abscheider verursachen einen Druckverlust von 4-6 bar im System, weshalb sie schließlich über einen Bypass umgangen werden. Das Vorgehen wird damit begründet, “... that the oil separators available to us were not designed well enough to provide a benefit in the form of decreased oil circulation to overcome the disadvantage of an increased pressure drop“ [94]. Auch ohne den Abscheider konnte demzufolge der

Systembetrieb aufrechterhalten werden, allenfalls mit geringfügigen Leistungseinbußen hinsichtlich des COP. Auf das System, welches Untersuchungsgegenstand des Papers von Girotto [99] ist, wird in Kapitel 3.3.3 im Kontext des Temperaturabfalls erneut eingegangen. Hier soll die Ölproblematik diskutiert werden: Die Menge des rückgeführten Kältemaschinenöls aus dem Verdampfer wird in dem Artikel als unregelmäßig beschrieben. Im Niederdruckbereich ist daraufhin ein Ölabscheider installiert worden, wodurch das herunter gekühlte Öl direkt zum Verdichter zurückgeführt wird. Nach dieser Modifikation konnten keine weiteren Probleme mehr hinsichtlich der Ölrückführung verzeichnet werden. Aus diesem Beispiel lässt sich somit die Kernerkenntnis ableiten, dass mit einem Ölabscheider im Falle eines unregelmäßigen Ölflusses Abhilfe geschaffen werden kann. Dies kann jedoch aufgrund nur eines Beispiels keineswegs als allgemeingültig betrachtet werden.

Einen aktuellen Lösungsansatz zur Ölrückführung liefert die im Jahre 2013 veröffentlichte Studie von Minetto et al. [95]. In Verbindung mit einem Ejektor soll in einem Niederdrucksammler (LPR) die Ölabscheidung und Rückführung zum Verdichter ermöglicht werden. Allgemein gesprochen lässt sich mit dem System aus Ejektor und Niederdrucksammler die gasförmige von der flüssigen Kältemittelphase trennen, um den Verdampfungsprozess zu optimieren. Auf die Optimierung des Verdampfungsvorgangs wird im nachfolgenden Kapitel 3.3.4 noch einmal detaillierter eingegangen. In Abbildung 3.2 ist das Anwendungsschema der Rückführung aus dem LPR und dessen Position im Gesamtsystem visualisiert.

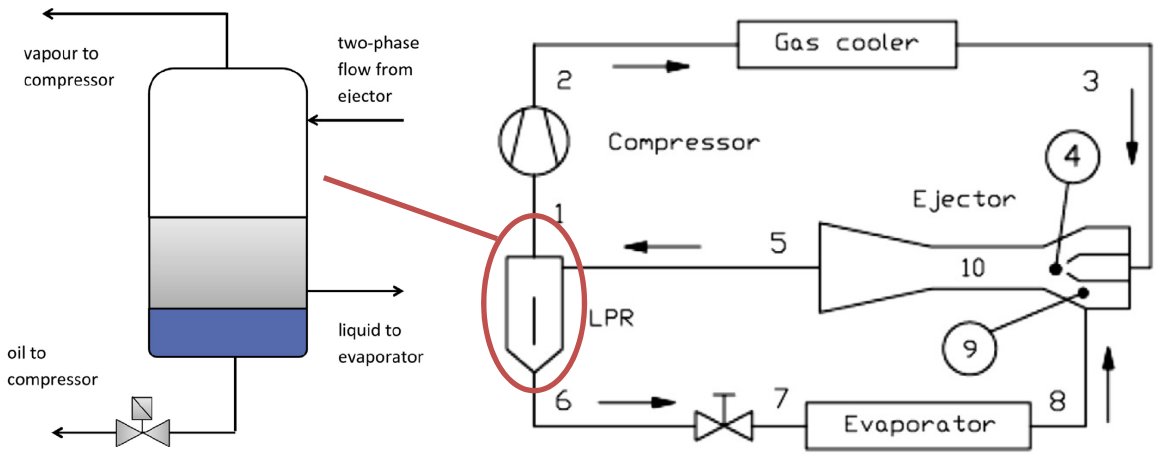


Abbildung 3.2: Niederdrucksammler (LPR) mit kombinierter Ölabscheidung und Wärmepumpenkreislauf mit Ejektor nach Minetto et al. [95]

Während in diesem Bauteil der Kältemitteldampf zum Verdichter und der nichtverdampfte Kältemittelanteil zum Verdampfer abgeführt werden, soll sich das Öl am Boden sammeln und zum Verdichter zurückgeführt werden. Dadurch gelangt es theoretisch erst gar nicht, aller Vorrausicht nach wohl aber in geringerer Menge, in den Verdampfer. Dadurch kann die Ölproblematik in diesem Bauteil optimiert werden. In der Studie [95] wird zudem darauf hingewiesen "… that technological problems related to lubricant recovery from the low pressure side of the circuit were found, thus emphasising that a proper system for oil recovery must be put in place". Mit einem konventionellen Ölabscheider würde die Problematik lediglich verlagert, wird ergänzend angemerkt.

3.3.3 Exzerption der Gesichtspunkte hinsichtlich der Auslegung über den Temperaturabfall im Verdampfer

In der Veröffentlichung von Han et al. [96] wird einleitend geraten, dass zur optimalen Auslegung von Mikrokanalwärmeübertragern sowohl die Charakteristik des Druckverlusts als auch die Charakteristik der Wärmeübertragung exakt simuliert werden sollten. Weitere Forschungsarbeit ist erforderlich, um die bestehenden Probleme hinsichtlich der Fertigung, der Kältemittelverteilung und der Vereinheitlichung des Wärmeübergangs zufriedenstellend zu lösen. Das hat zur Folge, dass die Auslegung von derzeitigen Prototypen nur mit Annahmen und Vereinfachungen durchgeführt werden kann, die einem iterativen Anpassungsprozess mit eigenen Annahmen unterworfen sind. Eine exakte Berechnung nach einem bekannten Schema ist demzufolge nicht möglich.

Grundlegende Erkenntnisse zur thermodynamischen Auslegung von CO_2-Verdampfern liefert die Veröffentlichung von Handschuh [97], in der beispielhaft auf die relevanten Auslegungskriterien eingegangen wird. Der Autor trägt das Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient (hier „k“) und logarithmischer Temperaturdifferenz (ΔT) über der Kältemittelgeschwindigkeit diverser Kältemittel auf, wie im linken Teil der Abbildung 3.3 gezeigt wird.

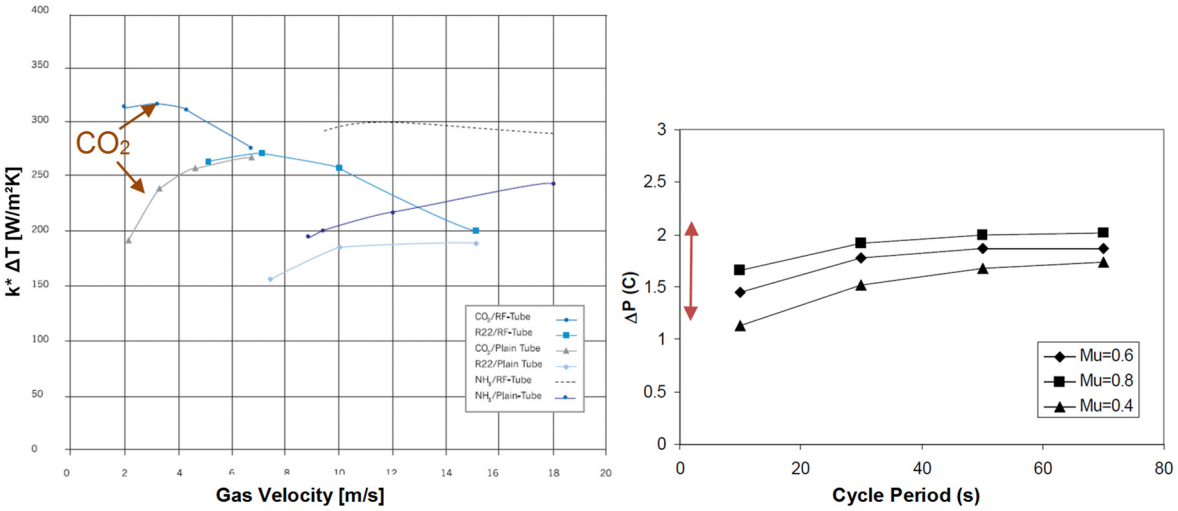


Abbildung 3.3: Thermische Leistung in Abhängigkeit der Kältemittelgeschwindigkeit nach Handschuh [97] (links) und Temperaturabfall in Abhängigkeit der Zykluszeit nach Uribe et al. [98] (rechts)

Aus dem linken Diagramm wird ersichtlich, dass die thermische Übertragungsleistung bei Verwendung von CO_2 als Kältemittel für geringe Gasgeschwindigkeiten ein Maximum bildet. Gemäß dem Autor resultiert daraus folgende Auswirkung: ”... when using CO_2 even at relatively low speeds and on increasing the speed, the negative effect of the pressure loss has a greater effect on capacity than the positive effect caused by the increasing heat transfer” [97]. Der negative Effekt eines erhöhten Druckverlustes rechtfertigt nicht die Verbesserung des Wärmeübergangs bei erhöhten Kältemittelgeschwindigkeiten. Aus thermodynamischer Sichtweise ist der Temperaturabfall - der durch den Druckverlust verursacht wird - das entscheidende Kriterium, da sich bei dessen Erhöhung die treibende Temperaturdifferenz im Verdampfer reduziert und somit die Leistung des Wärmeübertragers sinkt. Die treibende Temperaturdifferenz ist demzufolge relevanter für die Auslegung als der Wärmeübergangskoeffizient, der bei CO_2 -Anwendungen ohnehin hoch ist. Der Temperaturabfall ist nicht nur ein entscheidender Faktor zur Gewährleistung des Kältemaschinenöltransportes, sondern bestimmt auch maßgeblich die Verdampferleistung.

Ein konkreter Wert für einen angemessenen Temperaturabfall in CO_2–Mikrokanalverdampfern soll aus den drei nachfolgend aufgezeigten Quellen abgeleitet werden. In diesen Veröffentlichungen werden vergleichbare Anlagen und Prototypen vorgestellt, welche die Exzerption verwertbarer Werte ermöglichen. In der Arbeit von Uribe et al. [98] wird ein Mikrokanalverdampfer verwendet, der in einer zyklisch betriebenen Prototypanlage verbaut ist. Der Temperaturabfall wird in Abhängigkeit der Zykluszeit und dem relativen Anteil an der Anlagenlaufzeit „Mu“ ermittelt - die Ergebnisse lassen sich aus dem rechten Bild von Abbildung 3.3 grafisch entnehmen. Der Temperaturabfall liegt im Bereich von 1-2 Kelvin je nach Messpunkt. Bei diesem Beispiel ist allerdings anzumerken, dass es sich um ein Gaskühlermodul handelt, welches für die Prototypanwendung eingesetzt wird. Deshalb fällt der Temperaturabfall geringfügig größer aus, als es bei einer zur Verdampfung vorgesehenen Konstruktion der Fall wäre.

Mit Hilfe der kommerziell installierten Testanlage, welche durch Girotto et al [99] beschrieben wird, lässt sich der Temperaturabfall dahingehend optimal ableiten, als dass bei den praktischen Untersuchungen die Ölrückführung von besonderem Interesse ist. Während die Ölthematik dieser Anlage bereits in Kapitel 3.3.2 beschrieben worden ist, soll hier der Druckverlust näher diskutiert werden. Auf die Besonderheit bei der Modifikation des Verdampfermoduls wird im nächsten Unterkapitel 3.3.4 eingegangen. Bei diesem Verdampfermodul wurde ein Temperaturabfall von 2 Kelvin festgestellt und als akzeptabel deklariert: „ …pressure drop of 1.5 bar was measured, corresponding to 2 K temperature drop. Considering that a normal design value for a R404A evaporator is 1.5 K, we believe that the result is acceptable” [99]. Das bestätigt den Wert von rund 2 Kelvin Temperaturabfall, wobei zu beachten ist, dass es sich nicht um einen Mehrkanalverdampfer handelt und die Werte daher nicht direkt übertragbar sind.

Aus der literarischen Quelle von Kulkarni [100] soll die dritte Druckverlustangabe entnommen werden. In der in dieser Veröffentlichung beschriebenen Simulation wird die Rohrlänge des Mikrokanalverdampfers derart variiert, dass sich ein Druckverlust von 2 Kelvin einstellt: „Tube length was selected such that the total in-tube pressure drop (expressed as drop in temperature ΔT) is 2 °C…“ [100]. Die erwähnte Temperaturverlustangabe von 2 Kelvin, die in der Simulation angesetzt wird, bezieht sich im zitierten Textabschnitt auf das Kältemittel R410A. In der ausführlicheren Fassung der Veröffentlichung von Kulkarni et al. [102], die in dem Paper [100] zusammengefasst ist, wird für die Simulation eines CO_2-Verdampfers eine identische Vorgehensweise gewählt, allerdings nicht mit ausführlicher Beschreibung der Wertermittlung. Der angesetzte Temperaturabfall kann demzufolge ebenfalls als Referenzwert für einen CO_2-Verdampfer herhalten. Die Auslegung fokussiert sich ohnehin auf den Gesichtspunkt der Kältemittelverteilung und nicht auf die Ölrückführung, weshalb die Übereinstimmung in der Verdampferbauweise, einem MPE-Verdampfer, in diesem Fall als entscheidendes Kriterium angesehen wird.

3.3.4 Exzerption der Gesichtspunkte der Kältemittelverteilung

Die Untersuchung der Kältemittelverteilung in Mikrokanalverdampfern beschreibt den Forschungshintergrund zahlreicher Fachveröffentlichungen auf dem Gebiet der Verdampfung in MPE-Kanälen. Die Autoren des zuvor aufgeführten Papers Kulkarni et al. [100] erwägen, dass man mit einer Parallel-Verschaltung der MPE-Profile theoretisch zwar den Druckabfall reduzieren und somit die Anlageneffizienz steigern kann. In der Praxis ist dies allerdings nur möglich, wenn die Speisung der MPE-Profile mit Kältemittel aus einem

ruhenden Zwischenraum erfolgt, was bei der zweiphasigen Strömungssituation im Header keineswegs der Fall ist. Der Druckgradient im Header, welcher unter den einzelnen MPE-Profilen ein unterschiedliches Druckpotenzial hervorruft, führt in der Realität jedoch zu Fehlverteilungen.

Aus der Aussage „However in the presence of even small header pressure gradients, a strategy of adding more parallel circuits will exacerbate maldistribution" [100] geht hervor, dass die Fehlverteilungsproblematik mit diesem Vorgehen sogar forciert wird. Aus diesem Grund verfolgt der Autor den Ansatz, zunächst einmal Mikrokanalverdampfer zu entwickeln, die ungefähr den gleichen Druckabfall, respektive den gleichen Temperaturabfall, wie konventionelle Verdampfer aufweisen. Erst anschließend wird versucht, den Headerdruckgradienten zu minimieren, um die Kältemittelverteilung des Verdampfers zu optimieren. Der Headerdruckgradient spielt also eine entscheidende Rolle bei der Verdampfer-Auslegung, da die dadurch hervorgerufene Kältemittelfehlverteilung zu einem verminderten Wärmeübergang des gesamten Verdampfers führt.

Während sich das vorangegangene Paper mit der Problematik des Headerdruckgradienten befasst, wird in der Veröffentlichung von Bowers et al. [101] auf den Schwerkrafteinfluss bei der Kältemittelverteilung im Header eingegangen, die sich folglich auf den gesamten Verdampfer auswirkt. Dazu werden Mikrokanalverdampfer jeweils mit und entgegen der Schwerkraft mit Kältemittel durchströmt, welches in den MPE-Kanälen verdampft. In Abbildung 3.4 sind die Ergebnisse nebeneinander dargestellt.

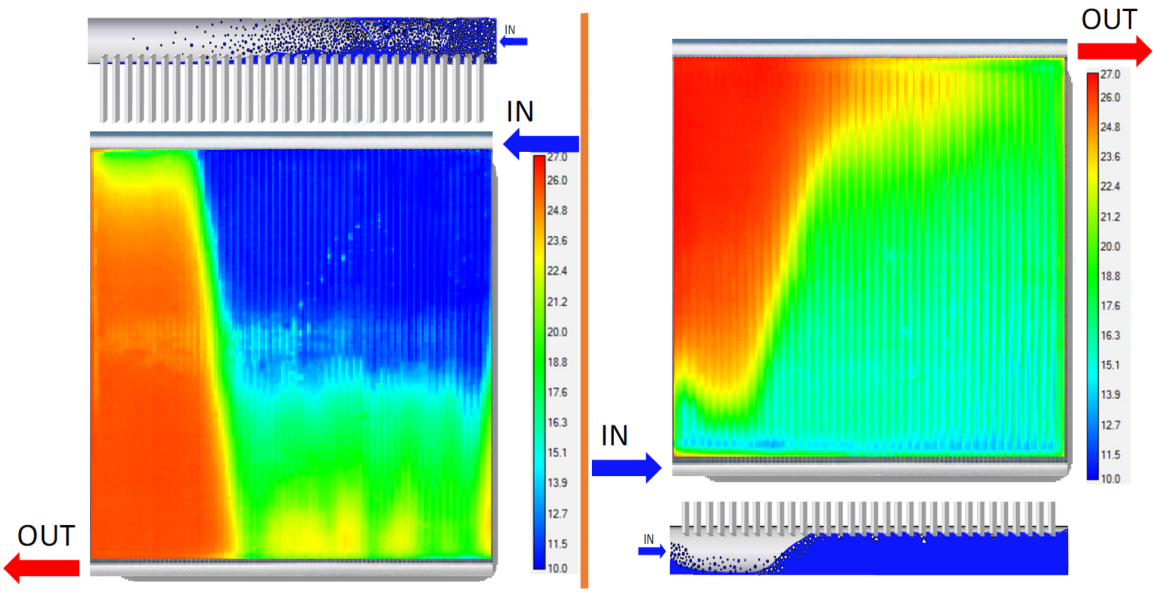


Abbildung 3.4: Kältemittelverteilung in einem MPE-Verdampfer und dem jeweiligem Headersegment bei Durchströmung mit (links) und entgegen (rechts) der Schwerkraft nach Bowers et al. [101]

Es handelt sich um Thermografie-Aufnahmen, welche die abgegebene Infrarotstrahlung der Verdampfer erfassen und somit indirekt anzeigen, wo eine Wärmeabfuhr erfolgt (blau) und an welchen Stellen dies nicht oder in zu geringem Maße der Fall ist (rot dargestellt). Dadurch wird die Kältemittelverteilung ersichtlich. Die Kältemittelströmung wird durch einen transparenten Header sichtbar und ist ebenfalls in der Abbildung schematisch visualisiert. Die folgende Erläuterung setzt die Kenntnis voraus, dass das Kältemittel zweiphasig in den Header eintritt, da es durch den Expansionsprozess nicht komplett verflüssigt wird.

Infolge des Schwerkrafteinflusses werden im Falle einer abwärts gerichteten Durchströmung des Verdampfers die vorderen MPE-Kanäle mit flüssigem Kältemittel durchströmt, wobei in die hinteren MPE-Kanäle größtenteils lediglich gasförmiges Kältemittel eintritt. Rund ein Drittel der Verdampferfläche (linkes Bild/ rot dargestellt) kann deswegen nicht nutzbringend den Verdampfungsvorgang unterstützen, da eine zu große MPE-Fläche ausschließlich zur Überhitzung des gasförmigen Kältemittels in Anspruch genommen wird. Überhitztes Kältemittel hat einen geringeren Wärmeübergangskoeffizienten und bedingt eine geringere Temperaturdifferenz zwischen den beiden Austauschmedien. Bei einer aufwärts gerichteten Stromführung im Verdampfer zeigt sich ein analoges Verhalten: Im vorderen Bereich des Headers kommt es zu einer Ansammlung von Kältemitteldampf, da das flüssige Kältemittel bedingt durch die Strömung an das gegenüberliegende Ende des Headerrohreintritts gedrückt wird. Gasförmiges Kältemittel gelangt in die vorderen MPE-Segmente des Verdampfers, wodurch diese Verdampfer-Sektion ungenutzt bleibt. Den Vergleich zwischen den beiden Strömungsrichtungen im Verdampfer deuten Bowers et al. [101] wie folgt: „The result is very similar, that nearly one-third of the heat exchangers is not used effectively". Letztlich spielt die Strömungsrichtung in Mikrokanalverdampfern bei horizontal angeordneten Headersegmenten dementsprechend eine zu vernachlässigende Rolle im Hinblick auf die Kältemittelverteilung, die in beiden Fällen ein ungünstiges Verhalten aufweist.

Der Headerdurchmesser muss klein genug sein, um einen ausreichend großen Massenstrom hervorzurufen, der eine gravitationsbedingte Fehlverteilung minimiert. Ein zu klein gewählter Headerdurchmesser führt hingegen zu einer Verschlechterung der Kältemittelverteilung infolge eines größeren Druckgradienten im Header, wie zusammenfassend aus der Veröffentlichung von Kulkarni et al. [102] hervorgeht. Als weitere Optimierungsmaßnahme wird eine Reduzierung der Headerlänge in Betracht gezogen, die sich positiv auf die Verteilung auswirkt, jedoch erhebliche Anpassungen der gesamten Verdampfergeometrie erfordert.

In dem aktuellen Review von Li et al. [103] (2015) wird die Verteilungsproblematik zusätzlich mit dem Kältemaschinenöl in Verbindung gebracht. Das Öl bewirkt durch seinen Einfluss auf die Oberflächenspannung eine Veränderung der Strömung. Im Headersegment wird Schaumbildung beobachtet, die eine gleichmäßige Verteilung auf die einzelnen MPE-Kanäle erschwert. Im MPE-Profil wirkt sich der Schmierstoff durch die Wandhaftung ebenfalls negativ auf die Kältemittelverteilung aus. In einem definierten Bereich lässt sich mit Hilfe der Ölzirkulationsrate die Verteilung verbessern. Bei diesem Beispiel ist zwingend zu beachten, dass die relativ aktuellen Untersuchungen mit dem Kältemittel R134a durchgeführt worden sind, weshalb gerade die Schaumbildung und somit auch die Verteilungscharakteristik bei einer CO_2-PAG-Öl-Kombination gänzlich anders ausfallen kann. Vergleichbare Erkenntnisse in Bezug auf das Kältemittel CO_2 konnten jedoch nicht ermittelt werden.

Ein praktisches Optimierungsbeispiel wird durch die Ausarbeitung von Girotto et al. [99] veranschaulicht: Der dort aufgezeigte CO_2-Verdampfer stellt eine Modifikation eines R404A-Rohrschlangenverdampfers dar, dessen parallele Verschaltung derart angepasst wurde, dass der Verdampferkreislauf lediglich aus einer Schleife besteht. Dies geht aus Abbildung 3.5 hervor. Aufgrund der schlechten Kältemittelverteilung sind nur 75% der zur Verdampfung bereitstehenden Oberfläche des Verdampfers genutzt worden, was sich durch die Modifikation deutlich verbessert hat. Die Reduktion einer parallelen Verschal-

tung hin zu einer „Einschleifen-Konstruktion“ hat die Kältemittelverteilung und somit die Verdampfereffizienz verbessert.

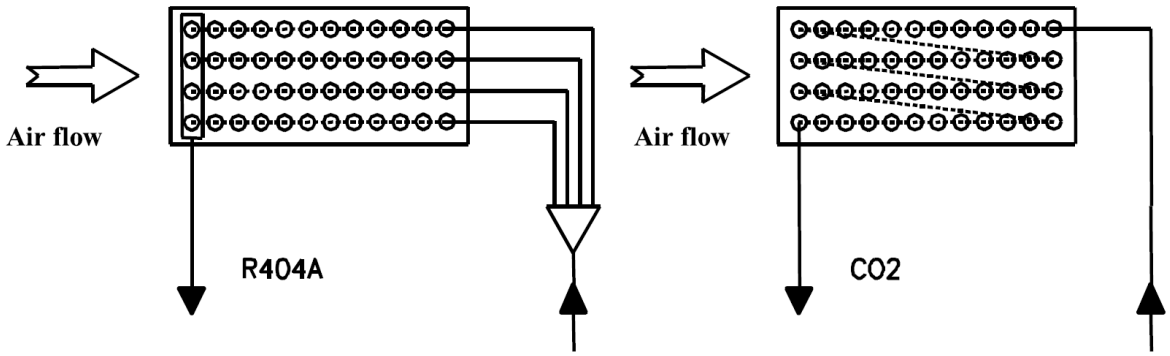


Abbildung 3.5: Rohr-Verschaltungen eines R410A Kälteanlagen-Verdampfers (links) und die für CO_2-Anwendungen umgerüstete Version (rechts) nach Girotto et al. [99]

Schließlich besteht die Möglichkeit, die Phasentrennung prozessbedingt bereits vor dem Verdampfer vorzunehmen. Methoden wie der Flash Gas Bypass (FGB) beziehungsweise das Ejektorverfahren, welches bereits im vorangegangen Kapitel aufgezeigt wurde, beschreiben den aktuellen Forschungsstand. Der FGB basiert im Allgemeinen ebenfalls auf dem Grundgedanken, eine Kältemittel-Phasentrennung vor dem Verdampfer durchzuführen und somit lediglich die flüssige Kältemittelphase in den Verdampfer zu leiten. Die Studien von Tuo [106] und Kulkarni et al. [102] geben einen aktuellen Einblick in die Forschung hinsichtlich des FGB, wobei die bereits aufgezeigte Veröffentlichung von Minetto [95] maßgeblich für die Ejektortechnologie ist. Da in der vorliegenden Ausarbeitung die Konstruktion eines Verdampfers im Vordergrund steht, sollen diese Erkenntnisse lediglich als potenzielle Optimierungsmaßnahme für den späteren Wärmepumpenprototypen aufgezeigt werden und diese Thematik hier nicht weiter diskutiert werden. Hierzu wird auf die einschlägige Fachliteratur verwiesen.

3.3.5 Exzerption der Gesichtspunkte der Hybridmodulkonstruktion

Abschließend sollen die von Rossi et al. [104] dargestellten Untersuchungen Aufschluss über die Konstruktion eines Hybridmoduls geben. Anhand der in dieser Veröffentlichung durchgeführten Thermografie-Aufnahmen, die in Abbildung 3.6 (linke Abbildung) dargestellt sind, wird der direkte Vergleich zwischen einem konventionellen Photovoltaikmodul (links) und einem Hybridmodul (rechts) ersichtlich. Die Untersuchung wurde im Freien unter natürlicher Solar-Einstrahlung durchgeführt. Aus dem Modulvergleich geht deutlich der Temperaturunterschied und die damit verbundene positive Wirkung auf die Photovoltaikleistung hervor. Es zeigt sich allerdings, dass Bereiche mit reduzierter Wärmeabfuhr (rot) auf dem Hybridmodul auftreten, die wiederum zu elektrischen Leistungseinbußen der PV-Komponente führen. Grundsätzlich überwiegt jedoch der positive kühlende Effekt.

Die ungleichmäßige Temperaturverteilung ist gemäß dem Autor auf einen erhöhten thermischen Widerstand zwischen Photovoltaikmodul und der wärmeabführenden Aluminiumschleife zurückzuführen. In dem Artikel wird aufgeführt, dass dafür “… a small overlap of the thermal plates as a consequence of a non-flat area…“ [104] ausschlaggebend sei, der sowohl den thermischen Widerstand zwischen PV-Modul und Aluminiumplatte (thermal plate) als auch denjenigen zwischen Aluminiumplatte und den Kühlrohren verstärkt. Die Aluminiumrohre sind mit einer wärmeleitfähigen Paste auf die ein Millimeter starke Alu-

miniumrückplatte verklebt und mit Vierkanthölzern in den Rahmen des Moduls verspannt, wie aus dem rechten Bild der Abbildung 3.6 hervorgeht. Anhand der aufgezeigten Tatsachen lässt sich der Schluss ziehen, dass das Rückseitenblech keine Wölbungserscheinungen aufweisen darf, die den Wärmefluss von der PV-Komponente zur kältemittelführenden Komponente partiell einschränkt.

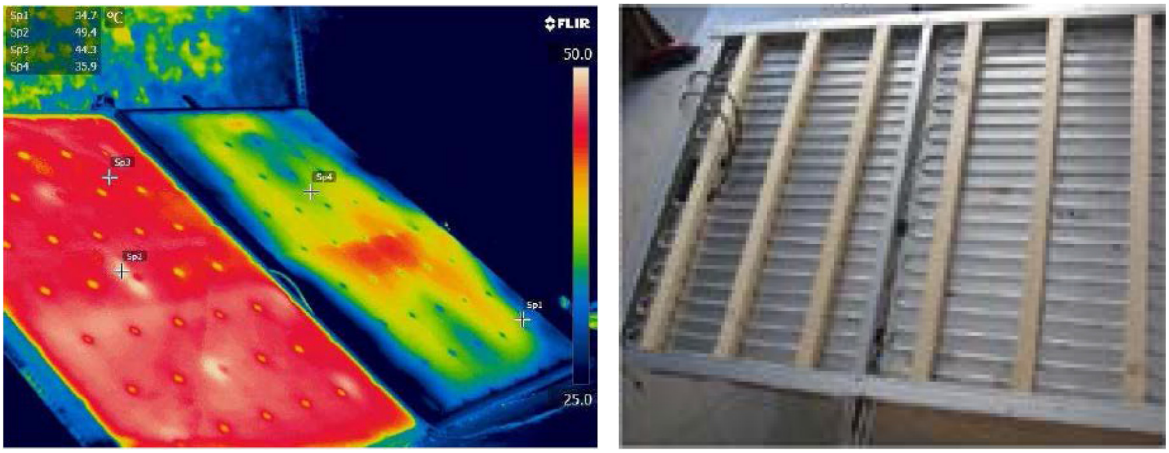


Abbildung 3.6: Linke Abbildung: Thermografie-Aufnahmen: konventionelles PV-Modul (links) vs. Hybridmodul (rechts), rechte Abbildung: Aufbau des Hybridmoduls mit Rohrschlangenkonstruktion nach Rossi et al. [104]

3.4 Ergebnisse der literarischen Exzerption

3.4.1 Ergebnisse zum Kältemaschinenöl und zur Rückführproblematik

Das Kältemaschinenöl hat einen großen Einfluss auf die thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittel-Öl-Gemischs. Bei der Simulation des Verdampfungsvorgangs müssen sie aufgrund der Komplexität und der unzureichenden Datengrundlage außer Acht bleiben. Grundsätzlich besticht allerdings das PAG-Öl mit seinen optimalen Eigenschaften für die vorgesehene Anwendung. Deshalb kommt beim Prototypen der derzeit beste Vertreter für dieses Anwendungsfeld zum Einsatz. Des Weiteren lässt sich aus den exzerpierten Stellen entnehmen, dass mit einem Ölabscheider das zirkulierende Ölangebot im Kältekreissystem nicht komplett eliminiert werden kann. Der Einsatz von Ölabscheidern verursacht teilweise nicht vertretbare Druckverluste, welche die positiven Eigenschaften einer reduzierten Ölmenge nur in vereinzelten Fällen aufwiegen können. Dies sind die einzig relevanten Praxisbeispiele, die trotz der ausgedehnten Recherche ermittelt werden konnten und größtenteils die vorgegebenen Randbedingungen - CO_2, Mikrokanalverdampfer und PAG- Kältemaschinenöl - erfüllen. In keiner der recherchierten Studien ist allerdings von einem Verstopfen der Mikrokanäle oder einer nicht vertretbaren Fehlfunktion, gar einem Systemausfall, die Rede. Vielmehr überwiegen die Thematiken eines erhöhten Druckverlustes und eines reduzierten Wärmeübergangs durch das Kältemaschinenöl. Die Leistungssteigerung des Gesamtsystems liegt im Fokus etablierter Forschungsprojekte. Da alternative Abscheidesysteme für diese Leistungssteigerung zwingend erforderlich sind, konkrete Systeme sich aber noch im Entwicklungsstadium befinden, bleibt schließlich nur der Praxistest. Sollte trotz alledem eine unregelmäßige Ölrückkehr diagnostiziert werden, lässt sich mit Einbußen hinsichtlich eines erhöhten Druckverlustes durch einen zusätzlich installierten Ölabscheider die funktionssichere Betriebsweise des Verdichters, basierend auf den

Rechercheergebnissen, wiederherstellen. Grundsätzlich sollte den Ölabscheidern gemäß der aufgezeigten Ölzirkulationsraten jedoch keine allzu große Wirkung zugesprochen werden. Im Falle einer stagnierenden Ölzirkulation, die sich durch einen zu niedrigen Füllstand im Ölschauglas des Verdichters bemerkbar machen kann, sind die erwähnten kurzfristigen Reinigungsmaßnahmen anzuwenden. Letztlich werden weitere Erkenntnisse aus dem praktischen Prototypbetrieb notwendig sein, um differenziertere Aussagen hinsichtlich des Öleinflusses treffen zu können. Eine exakte Berechnung zur sicheren Rückführung des Kältemaschinenöls lässt sich mit dem derzeitigen Forschungsstand und den verfügbaren Mitteln ohnehin nicht durchführen.

3.4.2 Ergebnisse zur Verdampfer-Auslegung über den Temperaturabfall

Eine systematische Vorgehensweise, die ein festbestimmtes Schema beinhaltet, ist für die Auslegung von Mikrokanalverdampfung nicht vorhanden. Die Auslegung bedingt einen iterativen Entwicklungsprozess, bei welchem zweckmäßigerweise Annahmen nach „Bauchgefühl“ getroffen werden müssen. Dies steht in einem gewissen Widerspruch zu der sonst so systematischen und genormten Vorgehensweise bei ingenieurwissenschaftlichen Konstruktionsprojekten. Weitere Forschung und Entwicklung ist auf diesem Gebiet erforderlich, um fundierte Erkenntnisse hinsichtlich der Wärmübertragungs- und Druckverlustcharakteristik dieser speziellen Verdampferbauart zu erlangen.

Die übergeordnete Zielsetzung der Entwicklungsprozesse liegt in der Maximierung der thermischen Übertragungsleistung, die letztlich durch eine gegebene Verdampferfläche begrenzt wird. Der hohe Wärmeübergangskoeffizient bei CO_2-Anwendungen begünstigt den Wärmeübergang zum Kältemittel gegenüber konventionellen Systemen, wodurch der Temperaturabfall eine entscheidende Rolle bei der Auslegung spielt. Ein Kompromiss zwischen Leistungssteigerung durch einen geringen Druckverlust und funktionssicherer Betriebsweise mit Gewährleistung einer ausreichenden Ölrückführung, die einen gewissen Temperaturabfall voraussetzt, muss gefunden werden. Die Ermittlung eines solchen Wertes für den Temperaturabfall lässt sich aus der Literatur nicht entnehmen. In den aufgeführten Veröffentlichungen wird der Ansatz der Abschätzung, die auf fachmännischer Erfahrung basierende Vermutung, als Beurteilungsgrundlage angesetzt. In drei vergleichbaren Studien, die Angaben zum Druckverlust der Testobjekte machen, wird ein durchschnittlicher Temperaturabfall von bis zu 2 Kelvin als ausreichend eingeschätzt. Es konnten trotz intensiver Recherche keine Veröffentlichungen ausgemacht werden, die exakt die angesetzten Randbedingungen – CO_2, MPE-Kanäle und PAG-Kältemaschinenöl – erfüllen. Da die Abweichungen diskutiert worden sind (siehe Kapitel 3.3.3) und deren Plausibilität überprüft worden ist, sollte der Wert (2K) als Referenz für den in dieser Arbeit angesetzte Konstruktion herhalten. Letztlich wird auch hier der Praxistest der Versuchsanlage Aufschluss darüber geben, ob mit diesem in die Simulation eingehenden Wert ein zufriedenstellender Anlagenbetrieb ermöglicht wird.

3.4.3 Ergebnisse zur Kältemittelverteilung in Mikrokanalverdampfern und der Konstruktion von Hybridmodulen

Der Gesichtspunkt einer zu erzielenden, homogenen Kältemittelverteilung ist eine nicht zu vernachlässigende Herausforderung bei der Entwicklung von Mikrokanalverdampfern, was durch das breite Forschungsinteresse in diesem Bereich bestätigt wird. Die komplexe Thematik lässt sich keinesfalls mit einfachen physikalischen Gesetzmäßigkeiten beschreiben. Jegliche Simulation erfordert einen großen Rechenaufwand, der die Kapazitäten die-

ser Arbeit übersteigt. Jedoch liefern die ausgewählten Untersuchungen Anhaltspunkte, welche die Problematik in den Grundzügen beschreiben und in die Konstruktion einfließen können: Der Druckabfall steht dabei in engem Zusammenhang mit der Kältemittelverteilung, da sich im Headersegment ein Druckgradient ausbildet, der ein homogenes Eintreten der Kältemittelflüssigkeit erschwert. Hinzu kommt die Gravitationskraft, die je nach Strömungsrichtung (aufwärts, abwärts) ein unterschiedliches Phasenprofil des Kältemittels im Headersegment verursacht. Da die Stromrichtung keinen signifikanten Einfluss auf die Verteilungsproblematik hat, ist auch die Anschlussbelegung beim Hybridmodul diesbezüglich nicht von Relevanz. Hinsichtlich eines sicher zu stellenden Ölflusses bietet sich jedoch eine abwärts gerichtete Durchströmung durch das Modul an.

Jede der beiden Fehlverteilungsursachen führt zu einer inhomogenen Kältemittelverteilung in den MPE-Profilen, in welchen ohnehin durch den zweiphasigen Verdampfungsprozess eine zusätzliche Inhomogenität bei der Benetzung und somit der Verteilung auftritt. Zwischen dem Headerdesign und dem eingestellten Massenstrom muss letztlich ein Kompromiss eingegangen werden, mit welchem zum einen die gravitationsbedingte Phasentrennung des Kältemittels als auch der Druckgradient im Headersegment geringgehalten wird. Dies ermöglicht eine Verbesserung der Kältemittelverteilung. Die Headerlänge und der Headerdurchmesser sind die dazu nötigen konstruktiven Stellschrauben, wobei eine Durchmesserreduktion die gravitationsbedingte Fehlverteilung reduziert, den Druckgradienten jedoch erhöht und damit die Verteilung verschlechtert. Ein kürzerer Header wirkt sich grundsätzlich positiv auf die Verteilung aus. Eine weitere Möglichkeit, die Verteilung zu optimieren, ist die Minimierung der parallel verlaufenden MPE-Kanäle.

Letztlich werden neuartige Konzepte zur Separation der einzelnen Kältemittelphasen vor der Verdampfung - wie der FGB oder die Ejektortechnologie - notwendig sein, um die Verteilung zu optimieren. Diese Systeme sind allerdings nicht Gegenstand der eigentlichen Verdampferkonstruktion. Um den Einfluss des Kältemaschinenöls auf die Verteilungssituation beurteilen zu können, sind weitere fundierte Untersuchungen mit dem Kältemittel CO_2 erforderlich, weshalb auch dieser Effekt in der Konstruktion unberücksichtigt bleiben muss.

Bei der Fertigung ist darauf zu achten, dass das Verdampferbauteil, welches mit der PV-Komponente gefügt wird, keine Überlappungen oder Lücken aufweist, die zu partiellen thermischen Widerständen führen. In Bezug auf das Hybridmodul bedeutet dies, dass sowohl die Verbindung der Aluminiumplattenvorderseite mit den MPE-Profilen als auch diejenige der Aluminiumplattenrückseite mit der PV-Komponente sorgfältig ausgeführt werden müssen. Gerade in Hinblick auf den vorgesehenen Lötprozess ist deshalb eine absolute Planheit der großflächigen MPE-bestückten Rückplatte nach dem Hartlöten zu gewährleisten. Andernfalls resultieren daraus Einbußen der solaren Leistungsfähigkeit des Hybridmoduls, die den positiven Effekt der Modulkühlung schmälern.

4 Entwicklung des PVT-direkt Moduls und Analyse zur konstruktiven Umsetzbarkeit

4.1 Vorgehensweise bei der Entwicklung des PVT-direkt Moduls

Bei der Entwicklung des PVT-direkt Moduls wird zu Beginn ein dreiphasiger Ablaufplan zum Verdampfer-Design erstellt (siehe Kapitel 4.2).

In der ersten Phase werden die für die Konstruktion und den Fertigungsprozess erforderlichen Materialdaten der Halbzeuge sowie deren Bereitstellungsoptionen festgehalten. Neben den Halbzeug-Parametern werden die erforderlichen Fertigungsschritte ermittelt und die dazugehörigen Prozessparameter dokumentiert (siehe Kapitel 4.3).

In der zweiten Phase wird eine Literaturrecherche durchgeführt (siehe hierzu Kapitel 3 - Literarische Exzerption zur Auslegung des PVT-basierten CO_2-Mikrokanalverdampfers). Damit wird der Konstruktionsprozess dahingehend unterstützt, dass eine Angabe für den druckverlustbedingten Temperaturabfall während der Verdampfung in vergleichbaren Anlagen ermittelt und ein Bezug zur Ölproblematik hergestellt wird. Dieser Temperaturabfall wird auf 2 Kelvin bei einer Wärmestromdichte von 300 W/m² festgelegt.

In der dritten Phase erfolgt die Ermittlung des finalen Designs des Verdampfers. In einem iterativen Prozess werden zwei Verdampferkonzepte, die ein Mäander- und ein Harfenkonzept abbilden, erstellt, aus welchen dann finale Fertigungszeichnungen abgeleitet werden (siehe Kapitel 4.2.2 - Abbildung 4.3). Diese sind als Fertigungsgrundlage für die Prototypen vorgesehen. Für den iterativen Prozess wird zunächst ein Excel-Tool erstellt, mit dem die in Phase 1 ermittelten Parameter in eine Verdampfergeometrie umgewandelt werden. Anschließend wird mit einer MATLAB-Simulation der druckverlustbedingte Temperaturabfall im Auslegungspunkt entsprechend dem in Kapitel 3 recherchierten Temperaturabfall angeglichen.

In Kapitel 4.3 wird der Hartlötprozess des mikrokanalbasierten PVT-Aluminium-Verdampfers erläutert. Zu Beginn werden Voruntersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen durchgeführt (siehe Kapitel 4.3.1) und deren Ergebnisse präsentiert (siehe Kapitel 4.3.2). Im Anschluss werden weiterführende Untersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen im Modellmaßstab durchgeführt (siehe Kapitel 4.3.3) und die lichtmikroskopischen Anbindungsresultate der Lötverbindungen dargeboten (siehe Kapitel 4.3.4). In Kapitel 4.3.5 wird auf die auftretende Blechmaterialwölbung bei großformatigen Verlötungen eingegangen. In Kapitel 4.3.6 wird das Ergebnis der finalen Lötung des PVT-Mikrokanalverdampfers durch den industriellen Aluminium-Hartlötprozess präsentiert.

In Kapitel 4.4 wird das elektrische Design des PVT-direkt Moduls entwickelt. Zu Beginn wird ein Konzept für die Anordnung und Verschaltung der Solarzellen erarbeitet (siehe Kapitel 4.4.1). Die Auslegung der Luft- und Kriechstrecken erfolgt auf Grundlage der Anforderung an die normativen Mindestwerte für Luft- und Kriechstrecken nach DIN EN 61730-1 (Photovoltaik-Module – Sicherheitsqualifikation – Teil 1: Anforderungen an den Aufbau) [107] (siehe Kapitel 4.4.2). In Kapitel 4.4.3 wird abschließend die Durchschlagfestigkeit von verschiedenen Isolationsfolien durch einen Breakdown Voltage Test in Anlehnung an die Norm DIN IEC/TS 62788-2 [108] getestet.

In Kapitel 4.5 wird die elektrische Funktionsfähigkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich parasitärer Kapazitäten sowohl simulativ (siehe Kapitel 4.5.1) als auch experimentell (siehe Kapitel 4.5.2) bestimmt. Die Ergebnisse der simulativen und experimentellen Untersuchungen zur parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls werden in Kapitel 4.5.3 als eine Funktion in Abhängigkeit der PV-Systemfläche, der PV-Systemleistung und der Grenzkapazitäten von drei verschiedenen transformatorlosen Wechselrichtern dargestellt.

Die Langzeitstabilität des PVT-direkt Moduls (siehe Kapitel 4.6) beziehungsweise des Materialverbunds wird durch verschiedene Bewitterungstests entsprechend der Norm IEC 61215 „Terrestrische Photovoltaik-Module – Bauarteignung und Bauartzulassung - Teil 1: Prüfanforderungen“ [109] (u.a. Damp-Heat-Test, Klimawechseltest) untersucht (siehe Kapitel 4.6.1). Sowohl die Lötversuche als auch die Haftungsuntersuchungen werden mit denselben Materialspezifikationen für die Aluminiumplatte durchgeführt (lotplattierter Blechwerkstoff der Legierung HA 3903-R). Eine SWAAT-Korrosionsprüfung liefert dabei simulierte Erkenntnisse über die Beständigkeit der kombinierten Muster der Verdampfer-Halbzeuge (siehe Kapitel 4.6.2).

In Kapitel 4.7 werden die einzelnen Schritte der Prototyp-Herstellung des PVT-direkt Moduls präsentiert. Zur Herstellung des PVT-direkt Moduls wird ein speziell für das PVT-direkt Modul angepasster Laminationsprozess entwickelt (siehe Kapitel 4.7.1). Zur Untersuchung der Laminationsfähigkeit des PVT-direkt Moduls werden Laminationstests mit verschiedenen Modulgrößen sowie –aufbauten durchgeführt. Hierfür werden 1-Zellen-Module, 9-Zellen-Module und schließlich Module im Standardmaß (1.634 x 985 mm) mit 60 Zellen hergestellt. Folgende Komponenten werden zur Untersuchung verwendet: Glas beziehungsweise Frontsheet HelioX PV®, EVA, Solarzellen, verschiedene Arten von Isolationsfolien, Klebeschicht, Aluminium-Rückseitenplatte, Header und Mikrokanäle. 1-Zellen-Module werden in verschiedenen Materialzusammensetzungen getestet, um im weiteren Prozess gute Laminationsergebnisse zu gewährleisten.

Zur Überwachung, Kontrolle und Optimierung des Laminationsprozesses und darüber hinaus zur Qualitätssicherung der verarbeiteten Materialien sind thermoanalytische Messungen besonders geeignet (siehe Kapitel 4.7.2). Sie werden verwendet, um das Härtungsverhalten und den Vernetzungsgrad von Materialien zu untersuchen. Wegen ihrer kürzeren Dauer und einer geringeren Probenmenge wird hierfür die Differential Scanning Calorimetry (DSC) der alternativen Soxhlet-Extraktionsmethode vorgezogen [110].

Mit einer Elektrolumineszenz-Messung der Testmodule wird nach dem Laminationsprozess sichergestellt, ob und in welchem Umfang die Solarzellen durch Mikrokanäle oder Header während des Laminationsprozesses geschädigt werden (siehe Kapitel 4.7.3).

In Kapitel 4.7.4 werden die Ergebnisse der Voruntersuchungen zur Lamination und Herstellung des PVT-direkt Modul Prototyps präsentiert. Am ersten PVT-direkt Modul Prototyp mit Standardgröße und Glasfront treten nach der Lamination starke mechanische Verwerfungen auf (siehe Abbildung 4.37). Um die Verwerfung des ersten Prototyps des PVT-direkt Moduls aufgrund unterschiedlicher thermischer Ausdehnungskoeffizienten der Materialkomponenten Glas und Aluminiumplatte eliminieren zu können, wird ein zweiter Ansatz untersucht. Anstatt Glas als Modulfront wird ein Frontsheet des Projektpartners Aluminium Féron GmbH & Co. KG getestet. Das Problem bezüglich des thermischen Ausdehnungskoeffizienten im Vergleich zu Glas ist bei diesem Frontsheet nahezu vernach-

lässigbar klein, sodass nach der Lamination des PVT-direkt Modul Prototyps keine Verwerfung erkennbar ist.

In Kapitel 4.7 wird die Herstellung des finalen PVT-direkt Modul Prototyps präsentiert. Im Vergleich zu den vorangegangenen Prototypen wird hierbei erstmals ein funktionsfähiger Aluminium-Mikrokanalverdampfer in den Laminationsprozess integriert.

Abschließend wird in Kapitel 4.8 eine zusammenfassende Analyse zur konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-Moduls durchgeführt.

4.2 Verdampfer-Design des PVT-direkt Moduls

4.2.1 Ablaufplan zur Entwicklung des Verdampfer-Designs

Um den PVT-direkt Verdampfer zu realisieren, stellt die HVAC&R-Industrie geeignete Lösungen bereit. Vollaluminium-Verdampfer mit extrudierten Aluminium Mikrokanälen (MPE - multi-port extrusion) sind Stand der Technik in der HVAC&R Komponentenkonstruktion bei der Nutzung von CO_2 als Kältemittel. Diese Lösung hat wesentliche Vorteile bezüglich Wärmeübertragungsleistung, Kältemittelvolumen, Energieeffizienz, Gewicht, Kosten und Korrosionsbeständigkeit [111]. Der in Abbildung 4.1 aufgezeigte Ablaufplan dient als Fundament für das Verdampfer-Design des PVT-direkt Moduls.

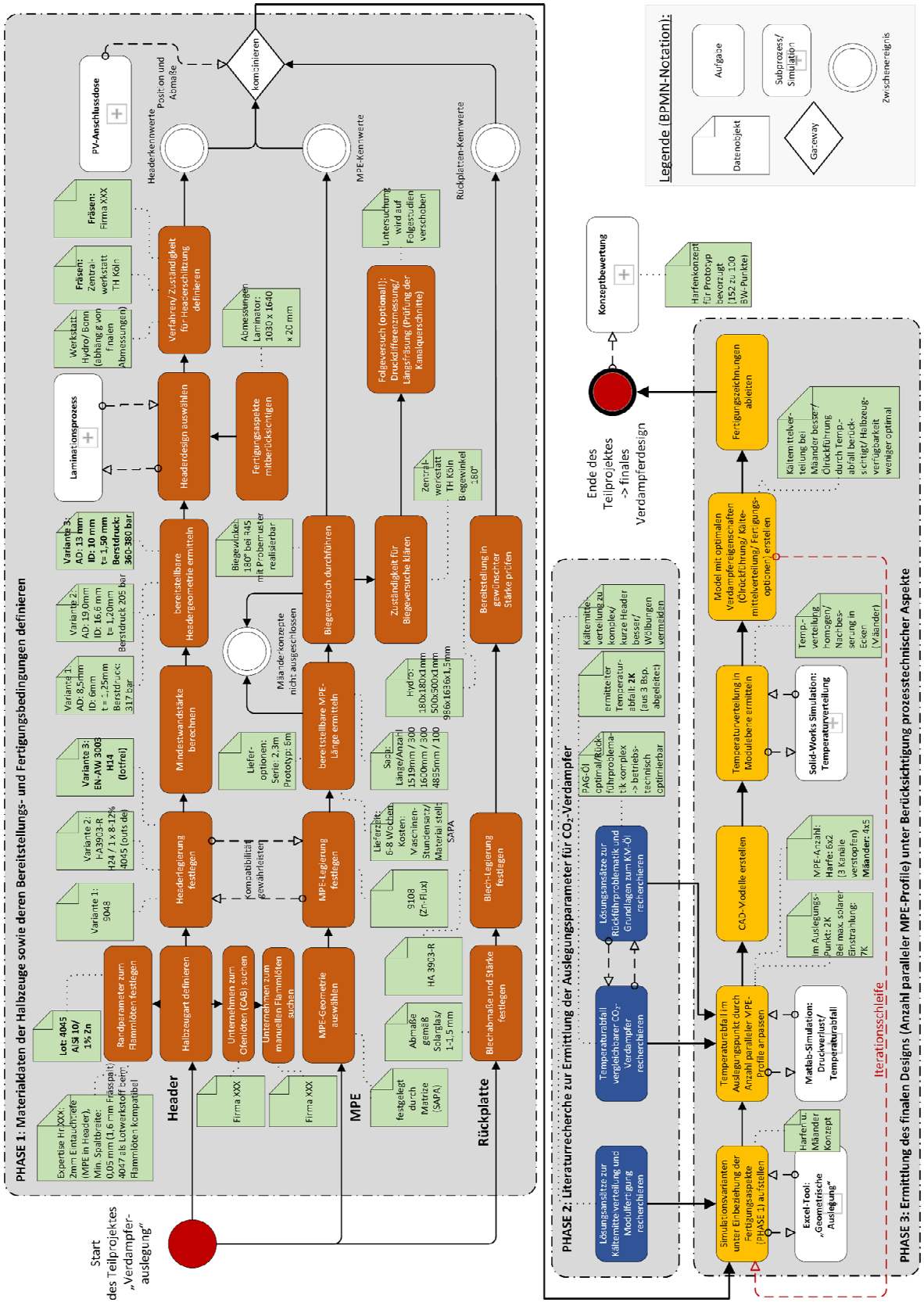


Abbildung 4.1: Dreiphasiger Ablaufplan zum Verdampfer-Design mit Darstellung der Ergebnisse eines jeden Unterpunktes

4.2.2 Verdampfer-Designvarianten

Als Ergebnis des in Abbildung 4.1 aufgeführten Vorgehens werden die in Abbildung 4.3 und Abbildung 4.4 dargestellten Verdampferkonzepte „Harfe“ und „Mäander“ abgeleitet. In Abbildung 4.2 sind die Abmessungen des MPE-Profils und des Headers dargestellt. Die jeweiligen Geometrien des MPE-Profils und des Headers konnten aus Kostengründen nicht individuell nach eigenen Vorgaben durch den Projektpartner SAPA Precision Tubing Tonder A/S angefertigt werden, weshalb die einzigen zur Verfügung stehenden Abmessungen des MPE-Profils und des Headers für die weitere Entwicklung und Herstellung des Verdampfers verwendet werden (siehe Abmessungen in Abbildung 4.2).

Es werden zwei Verdampfer-Designvarianten – Harfe und Mäander – entwickelt, um die Temperaturverteilung, die Kältemittelverteilung und die Verdampferleistung untersuchen und vergleichen zu können. Für das finale Verdampfer-Design wird der druckverlustbedingte Temperaturabfall für den Auslegungspunkt, bei einer Wärmestromdichte von 300 W/m², auf 2 Kelvin festgelegt. Es wird eine maximale Wärmestromdichte von 500 W/m² angenommen, was zu einem Temperaturabfall von 7 Kelvin führt. Der Temperaturabfall wird mit einem eigens hierzu entwickelten MATLAB Simulink Simulationsmodell nach Schael und Kind [112, 113] berechnet.

Bei einer angenommenen gleichmäßigen Kältemittelverteilung resultiert eine aus thermodynamischer Sicht optimale Kanalanzahl von 12 Kanälen für das Harfenkonzept und 20 Kanälen für das Mäanderkonzept. Diese Werte beinhalten einen thermisch optimierten Lösungsansatz hinsichtlich der MPE-Verteilung. Um bei der Harfenvariante (siehe Abbildung 4.5) eine gleichmäßige Temperaturverteilung auf der Aluminiumplatte gewährleisten zu können, werden sechs MPE-Profile mit jeweils zwei Kanälen realisiert, wobei hierbei jeweils bei allen MPE-Profilen drei der fünf Kanäle verschlossen werden. Die MPE-Profile (siehe Abbildung 4.2) haben jeweils eine Länge von 1574 mm, die Header haben eine Länge von 947 mm.

Bei dem Mäanderkonzept ist ein Verschließen der Kanäle nicht erforderlich, wonach sich vier parallel verlaufende MPE-Profile mit jeweils fünf Kanälen aus der Berechnung ergeben, die eine optimierte Anordnung hinsichtlich der homogenen Temperaturverteilung bewirken (siehe Abbildung 4.6). Die 5092 mm langen MPE-Profile sind gleichmäßig in mäanderförmigen Windungen auf der Aluminiumplatte verteilt. Die Header haben eine Länge von 257,7 mm. Im oberen Teil, nahe am Verdampfereinlass, wird eine photovoltaische Anschlussdose integriert, weshalb hier keine Anbringung der MPE-Profile möglich ist.

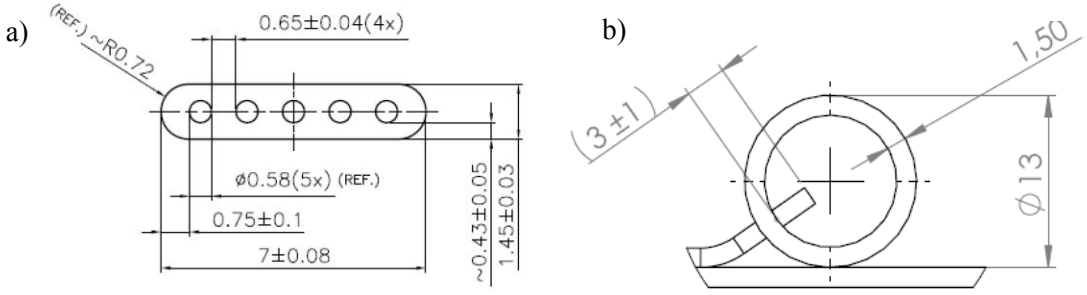


Abbildung 4.2: Technische Zeichnungen des a) MPE-Profils und b) Headers

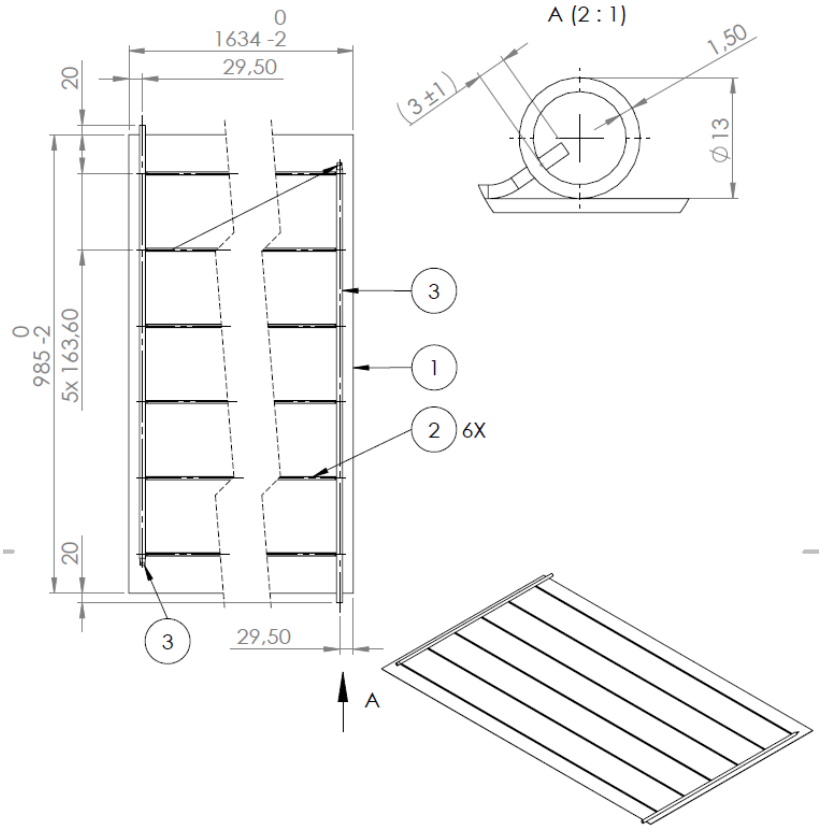


Abbildung 4.3: Technische Zeichnungen des Harfen-Konzepts (① Aluminiumplatte, ② MPE-Profil, ③ Header)

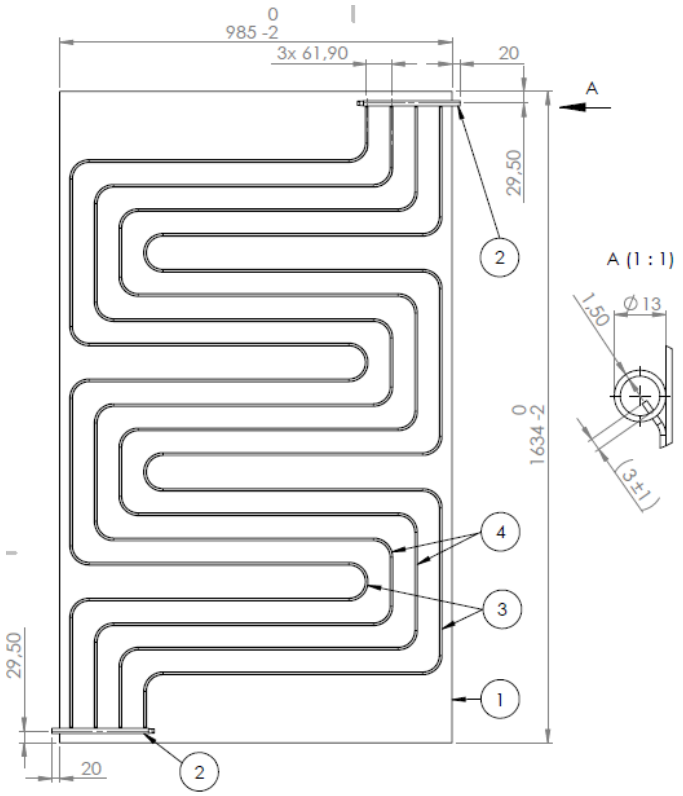


Abbildung 4.4: Technische Zeichnungen des Mäanderkonzepts (① Aluminiumplatte, ② Header, ③ und ④ MPE-Profile)

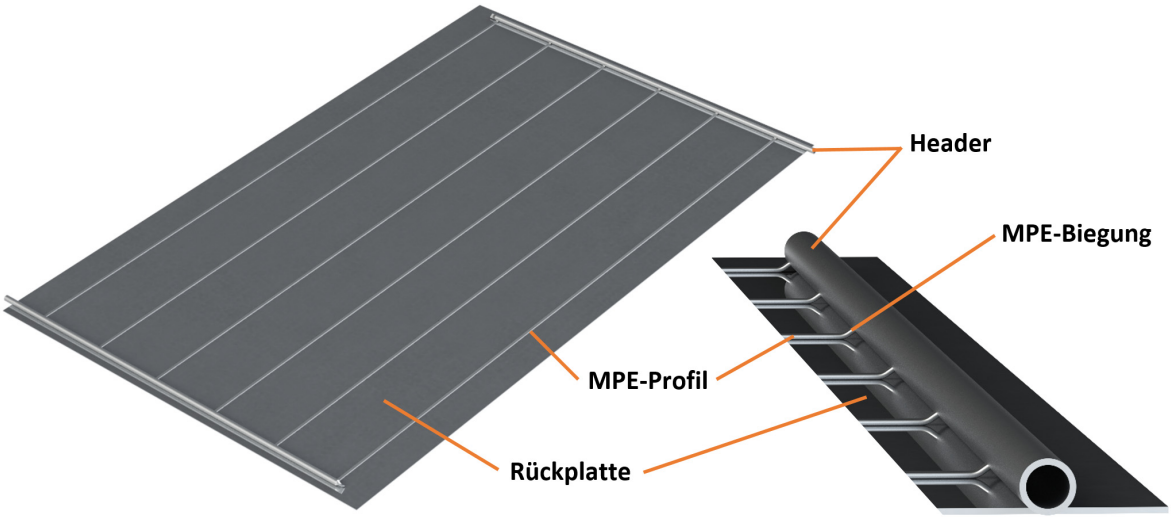


Abbildung 4.5: 3D-Modell des Harfenverdampfers mit Darstellung der Headeranbindung

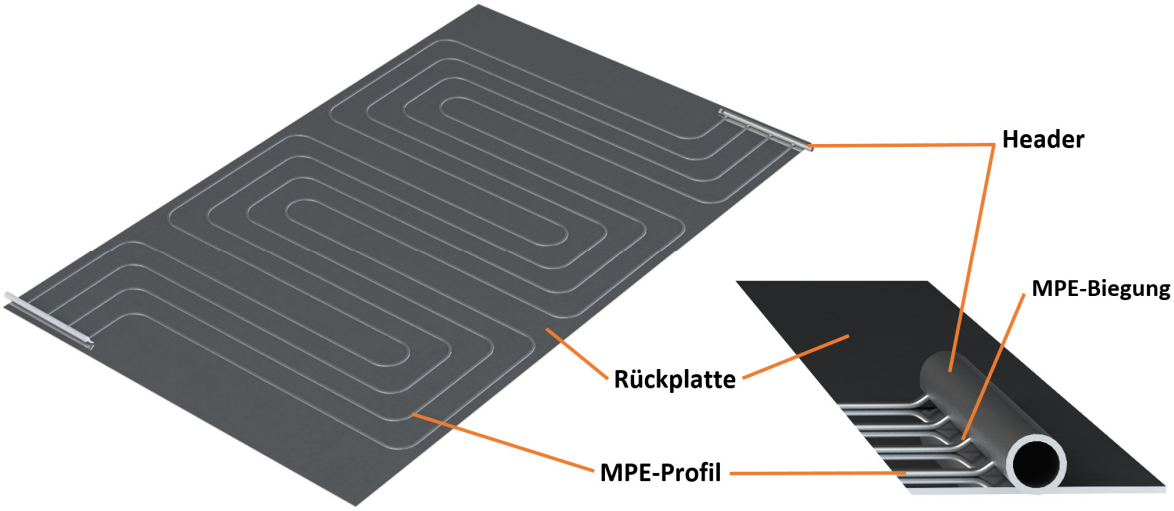


Abbildung 4.6: 3D-Modell des Mäanderverdampfers mit Darstellung der Headeranbindung

Die Temperaturverteilung über der Modulfläche in Abhängigkeit der Wärmestromdichte des Harfenverdampfers wird in Abbildung 4.7 und die des Mäanderverdampfers in Abbildung 4.8 dargestellt. In beiden Fällen wird eine abwärts gerichtete Kältemittelfließrichtung angenommen, welche durch Pfeile am Verdampfereinlass und Verdampferauslass gekennzeichnet ist. Die Temperaturverteilung des Harfen-Designs ist mit Temperaturgradienten von 13 Kelvin zwischen den MPE-Profilen bei einer Wärmestromdichte von 100 W/m² und 20 Kelvin bei einer Wärmestromdichte von 500 W/m² als homogen anzusehen. Vom Verdampfereinlass bis zum unteren Teil des Verdampfers ist ein druckverlustbedingter Temperaturabfall zu verzeichnen. Die Überhitzung findet im untersten Teil des Verdampfers statt, welche grün dargestellt ist.

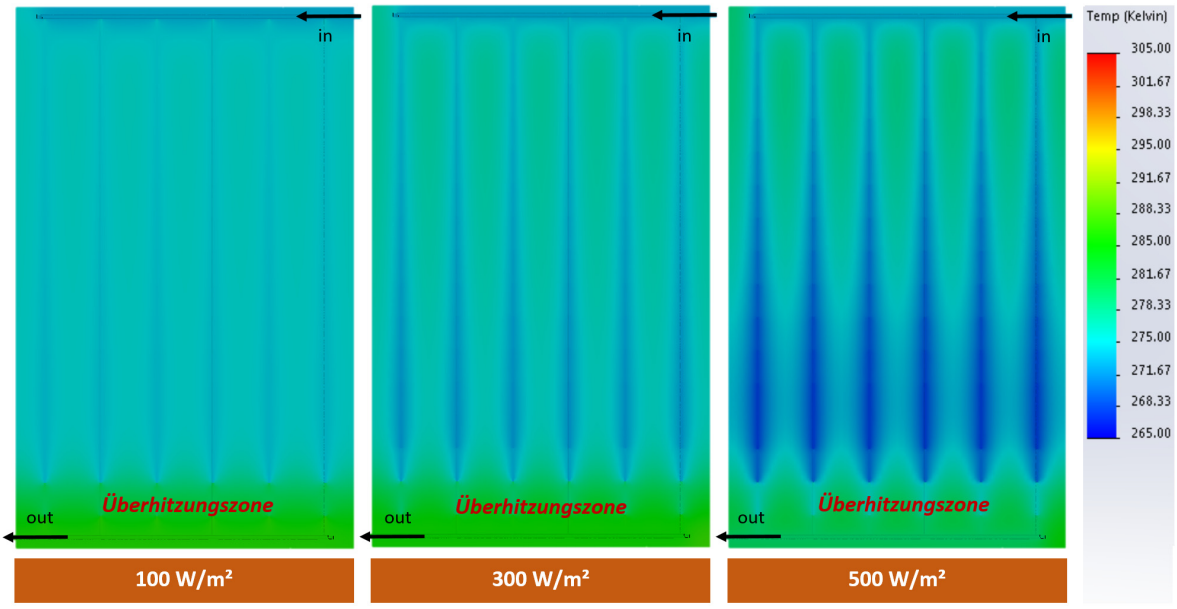


Abbildung 4.7: Temperaturverteilung des Harfenverdampfers in Abhängigkeit der Wärmestromdichte

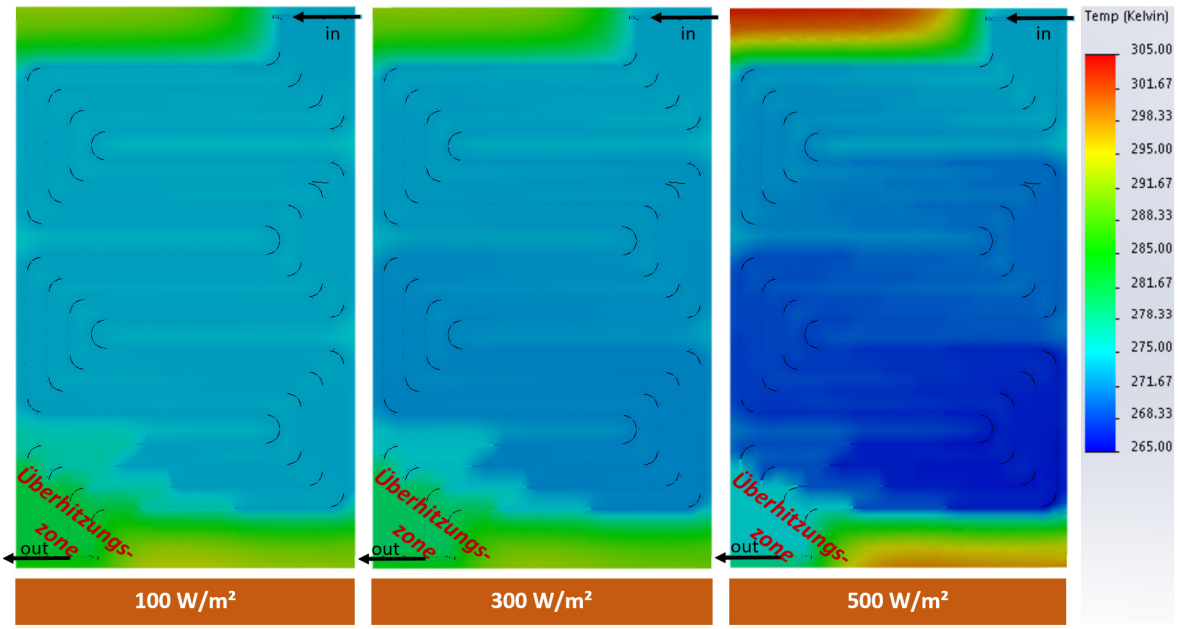


Abbildung 4.8: Temperaturverteilung des Mäanderverdampfers in Abhängigkeit der Wärmestromdichte

Die Temperaturverteilungen des Mäanderkonzeptes sind ebenfalls als homogen anzusehen, sofern der mit MPE-Profilen bedeckte Bereich betrachtet wird. Mit steigender Wärmestromdichte wächst die Temperaturdifferenz. Grundsätzlich weisen die Konzepte jedoch ein ähnliches Bild der Temperaturverteilung über der Modulfläche auf. Zudem wird bei einer Wärmestromdichte von 500 W/m² (und bei 300 W/m² geringfügig) ein Temperaturgradient mit dem Verlauf der MPE-Stränge sichtbar, der analog zum Harfenkonzept auf den verdampfungsbedingten Temperaturabfall des Kältemittels zurückzuführen ist. An den oberen und unteren Randzonen, die im Bereich des Einlasses aufgrund der PV-Anschlussdose und im Bereich des Auslasses aufgrund der symmetriebedingten Optimierung zur Mäanderschleifenherstellung zu Stande kommen, zeigt sich eine deutliche Tempe-

raturerhöhung bei den betrachteten Versionen. Während im Strangbereich der MPE-Profile eine weitestgehend homogene Verteilung bei geringen Wärmestromdichten vorherrscht, bilden die beschriebenen Randzonen einen starken Kontrast, der bei einer Wärmestromdichte von 500 W/m² eine Temperaturdifferenz von 40 Kelvin auf kurzer Distanz einnimmt. Bei beiden Modulecken, links oben und rechts unten, zeigt sich ein vom Wert her identischer Gradient, der von der unterschiedlichen Kältemitteltemperatur in den angrenzenden MPE-Profilen herrührt. Auch aus dieser Simulation gehen der Temperaturabfall und die Überhitzung hervor, die jeweils vor der letzten Biegung beginnen. Hinsichtlich des seitlichen Randabstandes zeigt sich bei allen drei Wärmestromdichten eine optimale Temperaturverteilung.

4.3 Hartlöten des mikrokanalbasierten PVT-Aluminium-Verdampfers

4.3.1 Voruntersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen

Für eine optimale Fügung, die hauptsächlich sowohl für die mechanische Stabilität als auch für die Korrosionsbeständigkeit des gefertigten Verdampfers eine essentielle Rolle spielt, bedarf es einer gezielten Auswahl an Werkstoff-Halbzeugen und einer bewerteten Charakterisierung der resultierenden Verbindung. Hierzu werden im Zuge dieser Arbeit experimentelle Untersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen des Aluminium-Verdampfers von Aluminiumplatte, MPE und Header durchgeführt.

Die Basis der Untersuchungen bilden neun verschiedene Musterkombinationen (siehe Tabelle in Abbildung 4.9), bestehend aus jeweils einem MPE-Profil, das in einem Batchofen, dessen Funktionsweise dem Serienprozess (CAB – Controlled Atmosphere Brazing) nachempfunden ist, mit einem Aluminiumblech gefügt wird. Die Lötversuche werden im Modellmaßstab durchgeführt, da die Erkenntnisse nicht von der Bauteilgröße abhängen.

Anhand des in Abbildung 4.9 aufgezeigten Prozessflussdiagramms wird der komplexe Aufbau des vollständigen Untersuchungsablaufs zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen auf anschauliche Weise verdeutlicht. Der Ablaufplan bildet das Fundament dieser wissenschaftlichen Ausarbeitung. Die eingebundene Tabelle zeigt neun verschiedene Mustervariationen, die sich aus eigens in den Fabrikationswerken bestellten und bereits im Labor vorhandenen Materialmustern zusammensetzen. Alle verwendeten Muster liegen in den weichen Festigkeitszuständen O (Bleche) und H112 (MPE-Profile) vor.

Zur Herstellung der Lötproben werden die jeweiligen MPE-Muster mit den entsprechenden Blechmustern in einem Hartlötprozess gefügt. Um die Anbindungsqualität der einzelnen Verbindungen zu ermitteln, werden zunächst alle neun Varianten lichtmikroskopisch untersucht. Anhand der Ergebnisse kann eine Aussage zur Verbindungsqualität getroffen werden, wonach die Auswahl der Proben für die nachfolgenden Versuche eingeschränkt wird. Dies dient sowohl der Kosten- als auch der Aufwandsreduktion bei den Folgeuntersuchungen. Die Aussage über die jeweilige Anbindungsqualität soll durch einen zusätzlich durchgeführten Schälzugversuch bekräftigt werden. Zu den Folgeuntersuchungen zählen elektronenmikroskopische Aufnahmen einer Mikrosonde (ESMA) von Proben, welche bei verschiedenen Temperaturen gelötet werden und die parallel lichtmikroskopisch untersucht werden. Des Weiteren werden eine SWAAT-Korrosionsprüfung (siehe Grundlagen-

kapitel 2.7.3 und Untersuchungsergebnisse im Zuge der Langzeitstabilität in Kapitel 4.6.2) sowie eine Untersuchung der Headeranlötung durchgeführt.

Varianten der Lötproben					
	Blech-Werkstoff		MPE-Werkstoff		
Nr.	Legierung	Plattierung	Legierung	Beschichtung	Breite [mm]
1	HA 3903-R	lotplattiert	3102	ZnSil-Flux	54
2	HA 3903-R	lotplattiert	3102	ZnSil-Flux	16
3	HA 3903-R	lotplattiert	9108	Zn-Flux	32
4	HA 3903-R	lotplattiert	3102	unbeschichtet	16
5	HA 3003-G	unplattiert	3102	ZnSil-Flux	54
6	HA 3003-G	unplattiert	3102	ZnSil-Flux	16
7	HA 3903-R	lotplattiert	9108	Sil-FLux	12
8	HA 3903-R	unplattiert	9108	Sil-Flux	12
9	HA 3903-R	lotplattiert	9108	unbeschichtet	12

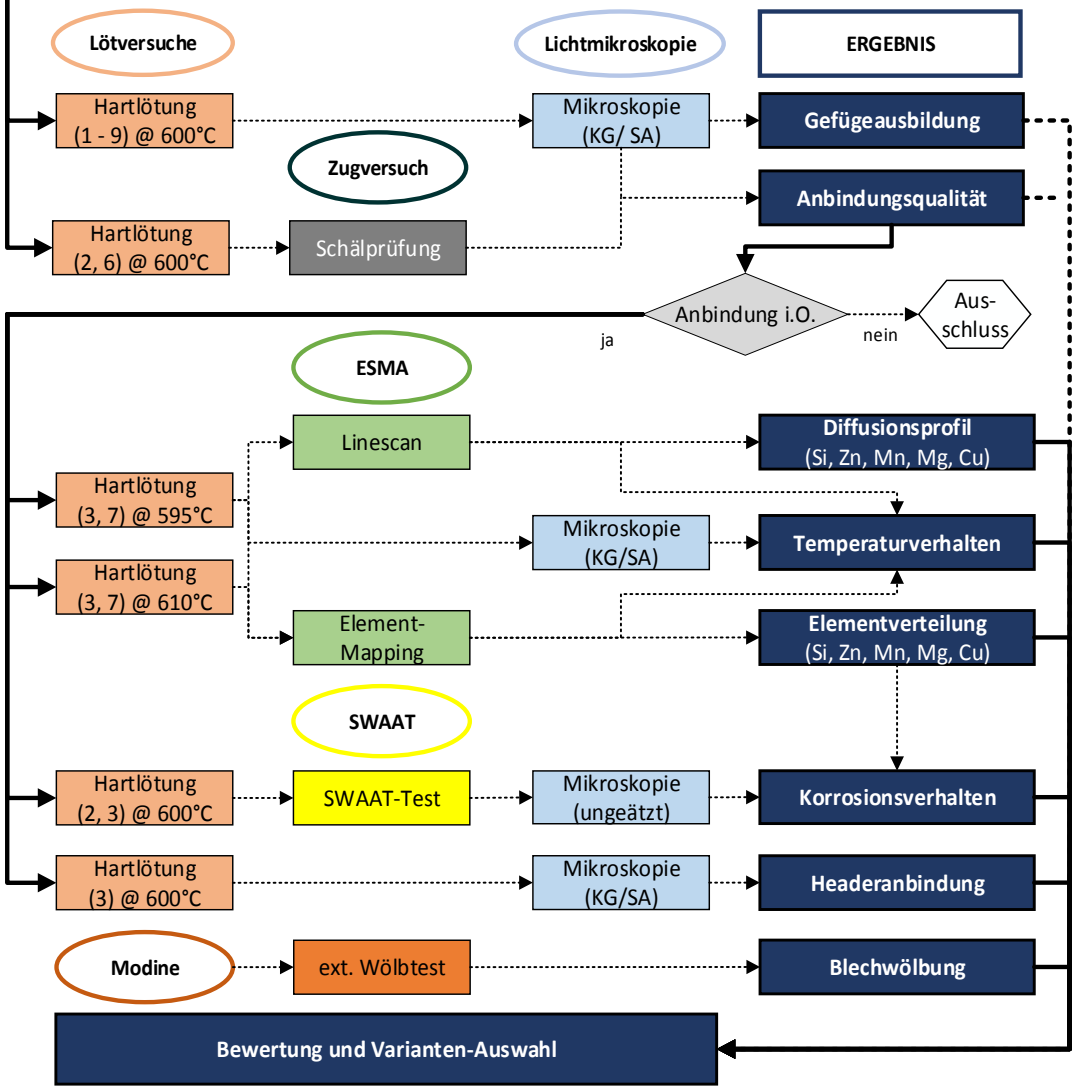


Abbildung 4.9: Darstellung des vollständigen Untersuchungsplans zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen

Zur Untersuchung der Sammelrohranlötung (Headeranlötung) wird auf ein professionell gefertigtes Headersegment zurückgegriffen. Das Segment besteht aus einem Headerrohr mit einer nach innen gerichteten Einstanzung, in welche ein MPE-Profil gefügt ist. Es handelt sich dabei um ein Bauteilsegment, das eine identische Legierungskombination mit

identischem Hartlötprozess aufweist, wie es bei einer der im Untersuchungsplan vorgesehenen Variante der Fall ist. Da es mit den zur Verfügung stehenden technischen Mitteln der Werkstatt nicht möglich ist, ein für Versuchszwecke angefertigtes Headersegment in dieser Qualität in entsprechender Zeit herzustellen, wird für die Anbindungsuntersuchungen das vorhandene Musterbauteil verwendet.

Zunächst wird anhand der gefügten Muster lichtmikroskopisch die Gefügeausbildung und mit Unterstützung eines Zugversuchs die Anbindungsqualität untersucht. Elektronenmikroskopische Diffusionsprofil- und Elementverteilungsaufnahmen einer Mikrosonde zeigen das Diffusionsverhalten und somit die Verteilung relevanter Elemente in den gefügten Mustern auf und geben neben weiteren lichtmikroskopischen Untersuchungen zusätzlich Aufschluss über einen relevanten Einfluss der Löttemperatur.

Eine SWAAT-Korrosionsprüfung liefert Erkenntnisse über die korrosive Beständigkeit der kombinierten Muster, welche im Zuge der Untersuchungen zur Langzeitstabilität in Kapitel 4.6.2 ausführlich präsentiert werden. Betrachtungen bezüglich einer Sammelrohranbindung und einer fertigungsbedingten Blechmaterialwölbung runden die Erkenntnisse hinsichtlich modulrelevanter Aussagen ab.

4.3.2 Ergebnisse der Voruntersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen

Anhand der durchgeführten experimentellen Laborversuche können die untersuchten Hartlötverbindungen auf Basis von Mehrkanalprofilen hinsichtlich fügetechnisch relevanter Aspekte charakterisiert werden. Die wesentlichen Erkenntnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen.

Für eine optimale Fügung eines MPE-Profils mit einem Blechwerkstoff, in einem Hartlötprozess unter kontrollierter Atmosphäre, ist in Bezug auf die Anbindungsqualität eine Lotplattierung auf dem Blechwerkstoff erforderlich. Das Lotangebot einer lotbildenden Flussmittelbeschichtung auf den MPE-Profilen reicht systembedingt für eine zufriedenstellende Hartlötverbindung nicht aus und verhält sich als zusätzliches Lotangebot neutral in Bezug auf die Anbindungsqualität. Der Wärmeeintrag durch den Hartlötprozess hat keinen signifikanten Einfluss auf die Gefügeausbildung der Grundwerkstoffe, sofern diese im weichen Festigkeitszustand vorliegen. Lediglich in dünnwandigen MPE-Zwischenstegen kann es zur Kornvergröberung kommen. Im Falle eines ausreichenden Lotangebots wird beim Lotgefüge eine dem Phasendiagramm entsprechende Gefügeausbildung aus Al-Primärkristallen und Eutektikum beobachtet. Die Diffusionsuntersuchungen zeigen, dass durch den Hartlötprozess keine diffusionsbedingten Festigkeitseinbußen bezüglich der Elemente Mangan und Magnesium in den Grundwerkstoffen entstehen. Im Gegensatz zum Element Kupfer bildet das Zink, bei einem bereitgestellten Zinkangebot in der MPE-Beschichtung, einen in den Grundwerkstoff abnehmenden Konzentrationsgradienten aus. Um einen gewünschten lateralen Korrosionsabtrag auf der MPE-Oberfläche zu gewährleisten, ist demzufolge eine zinkbildende Flussmittelbeschichtung erforderlich. Bei allen Proben diffundiert Silizium geringfügig in die Grundwerkstoffe und bildet eine Diffusionszone aus. Während bei unzureichendem Lotangebot minimale Erosionserscheinungen feststellbar sind, zeigt sich bei ausreichendem Lotangebot selbst bei einer Löttemperatur von 610 °C keine Erosion. Bei den betrachteten unterschiedlichen Löttemperaturen von 595 °C und 610 °C ist ein geringer Einfluss auf die Gefügeentwicklung, das Fließverhalten und die Silizium- und Zinkdiffusion feststellbar. Die Realisierung einer erfolgreichen Fügung ist in

diesem Temperaturfenster allerdings möglich. Während sich die Blechlegierung (HA 3903-R) und das erstarrte Lot korrosionstechnisch hinreichend beständig zeigen, kommt es an der MPE-Oberfläche im Falle einer ausgebildeten Zinkgradienten-Schutzschicht hauptsächlich zur gewünschten lateralen Muldenkorrosion - ohne Korrosionsschaden. Die Legierung 9108 ist der Legierung 3102 aufgrund besserer korrosiver Beständigkeit als MPE-Werkstoff vorzuziehen. Während eine Sammelrohranlötung (Headeranlötung) an ein MPE-Profil technisch keine Herausforderung darstellt, gilt es bei großformatigen Verlötungen von MPE-Profilen auf Blechtafeln, den Einfluss der auftretenden Materialwölbung gering zu halten.

Anhand dieser Erkenntnisse kann die finale Kombination für eine fügetechnisch zufriedenstellende Anbindung mittels Probenselektion ermittelt werden. Der Vorgang ist nachfolgend in Abbildung 4.10 visualisiert. Es ergeben sich drei maßgebliche Kernaussagen.

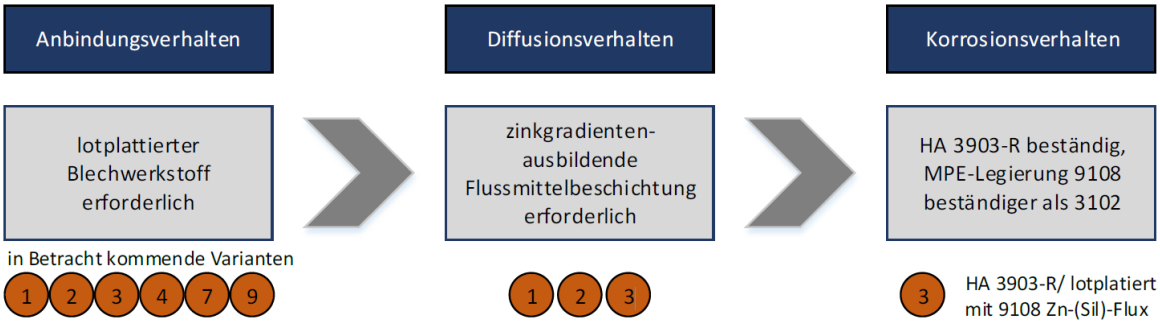


Abbildung 4.10: Drei Kernresultate der neun verschiedenen Musterkombinationen mit Auswahl der finalen Kombination durch Probenselektion

Als finale Kombination der neun verschiedene Musterkombinationen (siehe Tabelle in Abbildung 4.9) lässt sich eine Verbindung aus einem lotplattierten Blechwerkstoff der Legierung HA 3903-R, welcher mit einem MPE-Profil (Legierung 9108), das mit einer zinkgradientenausbildenden Flussmittelbeschichtung versehen ist (Variante 3), präsentieren. Da sich lotbildende Siliziumkomponenten in der Flussmittelbeschichtung nicht negativ auf die Verbindungsqualität auswirken, ist eine ZnSil-Flux-Beschichtung ebenfalls anwendbar. Die untersuchten Erkenntnisse sind unabhängig von der Bauteilgröße und dem Verdampfer-Design, wodurch sich die ermittelte Halbzeugkombination, selbst bei variiertem Querschnitt der MPE-Profile, auf einen vollmaßstäblichen Hybridmodulverdampfer übertragen lässt.

Zur Fortführung des Entwicklungsprozesses gilt es unter anderem bauteilgrößenabhängige Untersuchungen durchzuführen, die Erkenntnisse hinsichtlich der Materialwölbung und der Haltezeit (Lötdauer) liefern. Die Haltezeit hat einen wesentlichen Einfluss auf die vorgestellten fügetechnischen Erkenntnisse und lässt sich nur bei festgelegter vollmaßstäblicher Geometrie in einem Serienofen untersuchen. Gleiches gilt für optimale Verspannungs- und Vorbereitungsmaßnahmen hinsichtlich Untersuchungen zur Materialwölbung. Sofern eine druckfeste MPE-Geometrie ermittelt ist, sollte die Sammelrohranbindung einem Drucktest unterzogen werden, um auch die Dichtheit und Beständigkeit bei hohen CO_2-Drücken zu gewährleisten. Alternativ bieten sich Untersuchungen an, die anstelle einer Lötverbindung eine klebetechnische Fügung der Komponenten vorsehen, da der Wärmeübergang der Verbindung nicht das entscheidende Kriterium ist.

4.3.3 Weiterführende Untersuchungen zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen im Modellmaßstab

Zur Fertigung von Vollaluminiumverdampfern auf Basis der MPE-Profile wird ein industrieller Hartlötprozess als Standard verwendet, der eine metallische Verbindung der Verdampferkomponenten ermöglicht. Als inertes Schutzgas kommt hauptsächlich Stickstoff zum Einsatz, das bei Umwälzung eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Ofen gewährleistet. Die Erwärmung erfolgt elektrisch in einem widerstandsbeheizten Ofenraum. Da die Schutzatmosphäre eine erneute Oxidbildung verhindert, lässt sich der Flussmitteleinsatz reduzieren. Der CAB-Prozess mit nichtkorrodierendem (nichthygroskopischem) Flussmittel basiert auf dem beschriebenen Prinzip.

Die Basis der Untersuchungen bilden zwei Verdampfereinheiten, bestehend aus jeweils drei MPE-Profilen, die in einem kleinen Batchofen, dessen Funktionsweise dem Industrieprozess nachempfunden ist, mit einem Aluminiumblech und zwei Headern gefügt werden. Die Lötversuche werden im Modellmaßstab mit einer Größe von 300x300mm durchgeführt, da die Erkenntnisse nicht von der Bauteilgröße abhängen (Abbildung 4.11). Die Ergebnisse der Vorversuche der Lötung des Harfenkonzepts können als positiv bewertet werden.

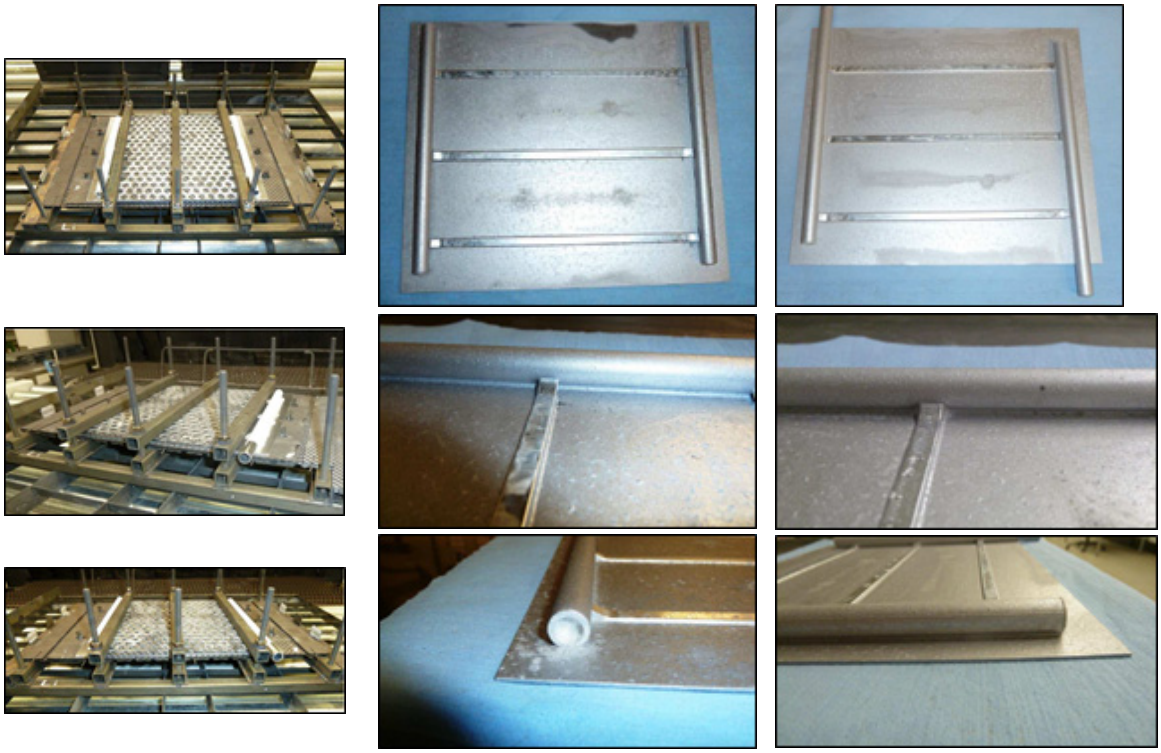
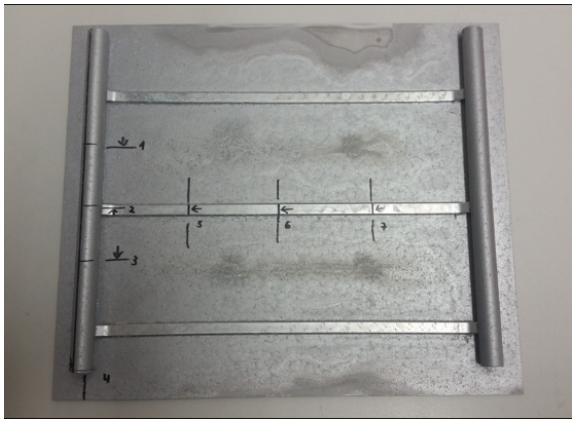


Abbildung 4.11: Vorversuche Mikrokanalverdampfer – Lötung a) Spannvorrichtung, b) ohne Header-Überstand, c) mit Header-Überstand

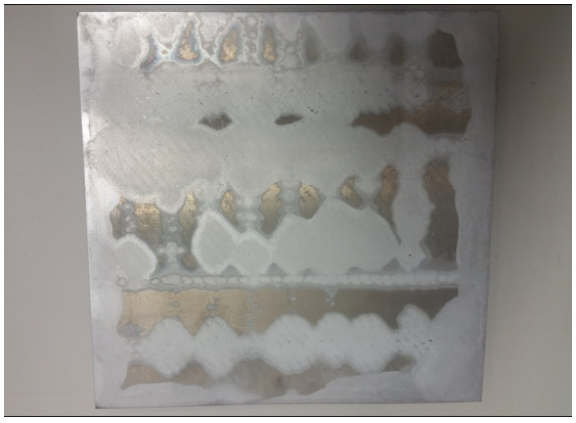
4.3.4 Lichtmikroskopische Anbindungsresultate der Lötverbindungen

In Abbildung 4.12 und Abbildung 4.13 sind die lichtmikroskopischen Aufnahmen dargestellt, auf welchen die Anbindungsqualität bei den einzelnen Schnittproben-Positionen ersichtlich wird. Eine Übersicht, an welcher Position die Anbindungen untersucht werden, ist in Abbildung 4.12a dargestellt. Grundsätzlich liegt bei allen Positionen eine ordentliche und somit brauchbare Lötverbindung vor. Es bildeten sich halbmondförmige Lotkehlen und es liegt eine ausreichend ausgebildete Lotschicht im Naht- und Kehlenbereich vor. Vereinzelt sind Fehlstellen in Form von Poren sichtbar, die vermutlich auf Flussmittel-

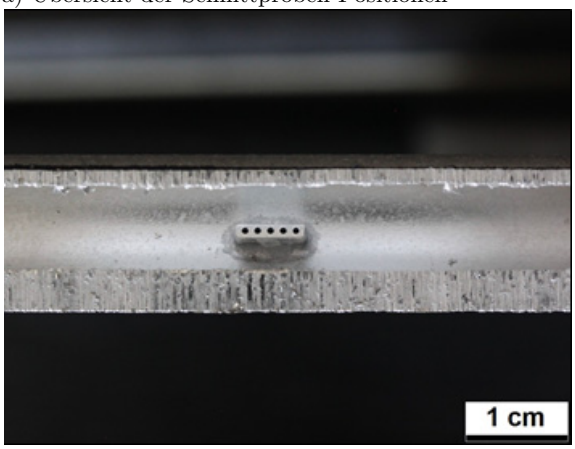
oder Gaseinschlüsse zurückzuführen sind, aber kein Maß annehmen, bei dem von einer schlechten Verbindung gesprochen werden kann. Sehr positiv zu bewerten sind die in Abbildung 4.12 c-d dargestellten MPE-Kanäle, da diese nicht durch das Flussmittel verschlossen werden.



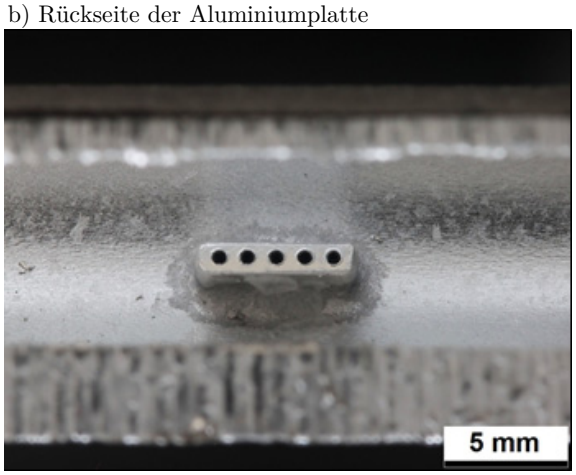
a) Übersicht der Schnittproben-Positionen



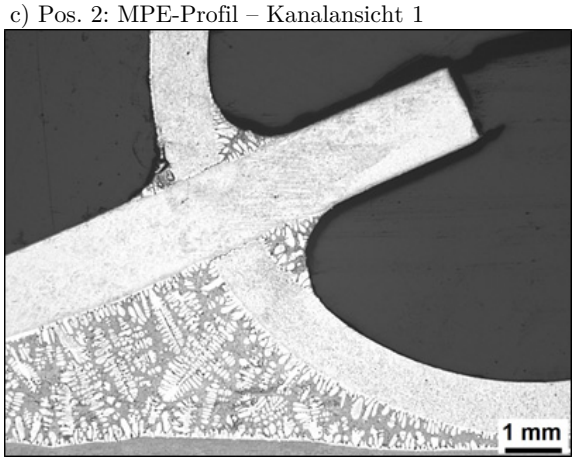
b) Rückseite der Aluminiumplatte



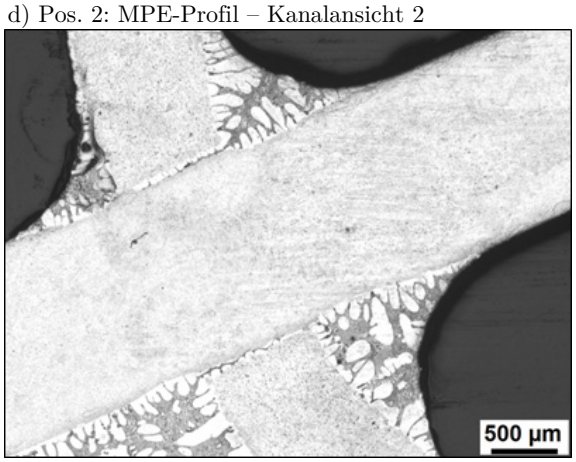
c) Pos. 2: MPE-Profil – Kanalansicht 1



d) Pos. 2: MPE-Profil – Kanalansicht 2

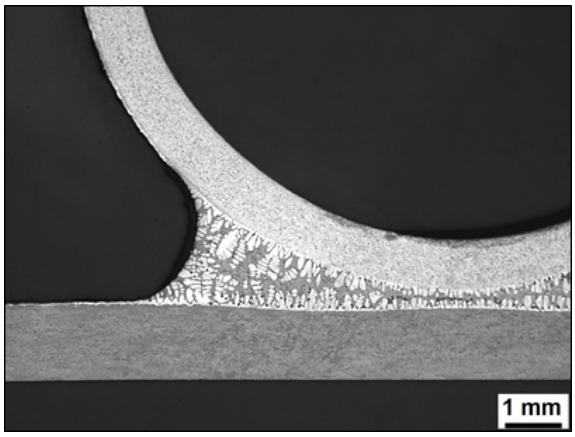


e) Pos. 2: Anbindung MPE-Header (1)

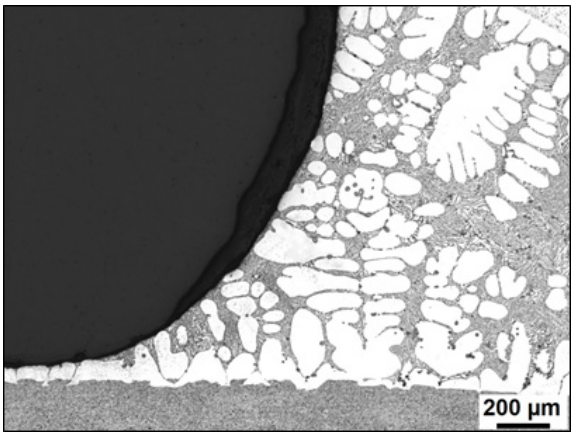


f) Pos. 2: Anbindung MPE-Header (2)

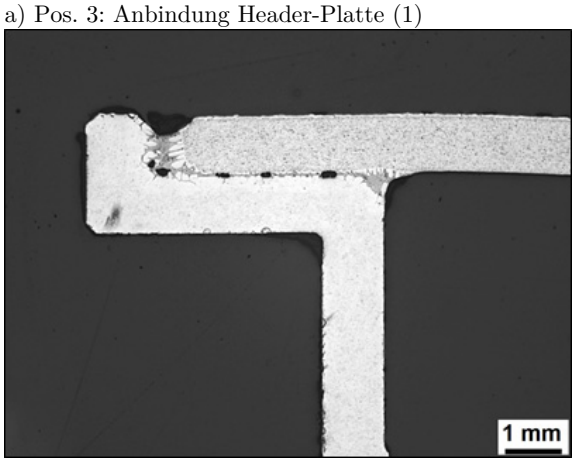
Abbildung 4.12: Anbindungsqualität im Lötnaht- und Lotkehlenbereich der Probenvarianten von MPE und Header (c-f)



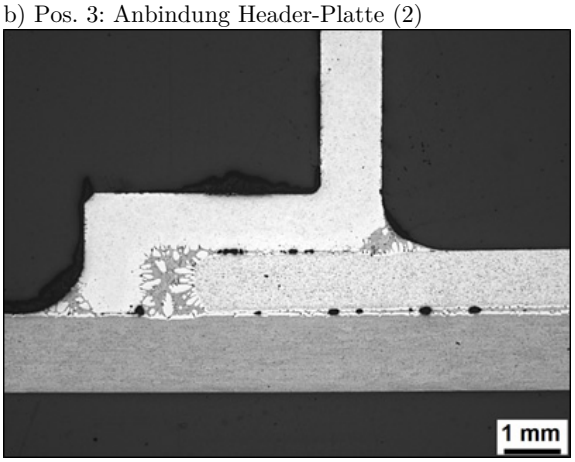
a) Pos. 3: Anbindung Header-Platte (1)



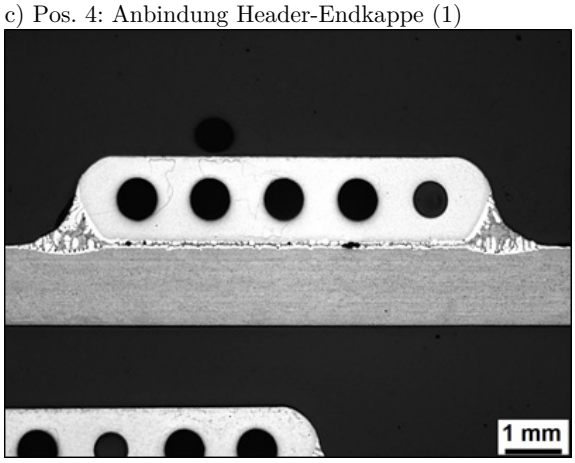
b) Pos. 3: Anbindung Header-Platte (2)



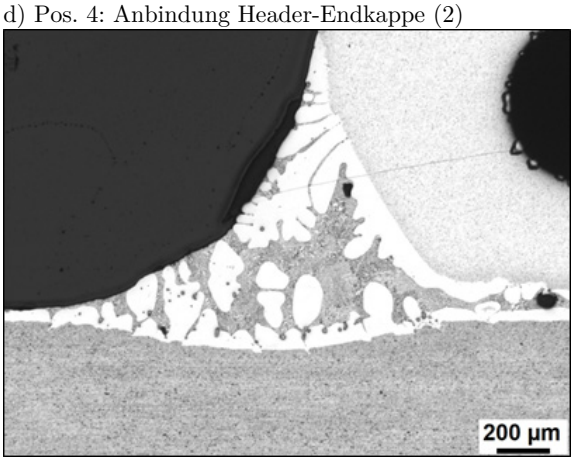
c) Pos. 4: Anbindung Header-Endkappe (1)



d) Pos. 4: Anbindung Header-Endkappe (2)



e) Pos. 5: Anbindung MPE-Platte (1)



f) Pos. 5: Anbindung MPE-Platte (2)

Abbildung 4.13: Anbindungsqualität im Lötnaht- und Lotkehlenbereich der Probenvarianten von Header und Platte (a-b), Header und Endkappe (c-d) und MPE und Platte (e-f)

4.3.5 Blechmaterialwölbung bei großformatigen Verlötungen

Grundsätzlich zeigt sich aus Erfahrungen mit der Industrie, dass bei solchen großformatigen Verlötungen mit dünnwandigen Bauteilen Materialwölbungen auftreten. Aufgrund der Temperaturerhöhung stellt sich während des Lötprozesses in den Werkstoffen ein weicher Festigkeitszustand ein. Infolge des Fließverhaltens und der Kapillarwirkung verteilt sich das schmelzflüssige Lot ungleichmäßig auf der Blechoberfläche. Es sammelt sich bevorzugt bei den MPE-Profilen an. Beim Erstarren der Schmelze auf den, im Aggregatzustand fest vorliegenden, weichen Grundwerkstoffen kommt es infolge der Lotmaterialschrumpfung zu

Spannungen. Diese Spannungen werden durch Deformierungen, welche als Wölbungen im Blechwerkstoff sichtbar werden, abgebaut.

Um solche Konstruktionen dennoch herstellen zu können, ist ein Verspannen der Komponenten in der Vorbereitungsstufe vor dem Lötprozess essentiell. Dazu werden entsprechend dimensionierte Lötlehren oder anderweitige Beschwerungsmaßnahmen verwendet. Versuche im Mustermaßstab erscheinen nicht zweckmäßig, da das Phänomen von der Bauteilgröße abhängig ist. Um das konkrete Verhalten in Bezug auf Materialwölbung zu ermitteln, sind entsprechende vollmaßstäbliche Versuche (Modulgröße) in einem Serienofen durchzuführen.

4.3.6 Finale Lötung des PVT-Mikrokanalverdampfers durch den industriellen Aluminium-Hartlötprozess

Nach der CAB-Lötung eines ersten PVT-mikrokanalbasierten Aluminium-Verdampfers mit der finalen Abmessung 985mm x 1.634mm (siehe technische Zeichnung in Abbildung 4.3) wird deutlich, dass die Aluminiumplatte aufgrund ihrer Bauteilgröße ihre Steifigkeit verringert (siehe Erläuterung in Kapitel 4.3.5). Dies führt zu einer geringfügigen Wölbung der Platte. Aus diesem Grund werden zur Stabilisierung der Platte parallel zum Verlauf der Mikrokanäle Aluminiumrohre auf die Platte gelötet. In Abbildung 4.14 ist die aktualisierte technische Zeichnung des finalen Harfenkonzepts dargestellt. Aus Kosten- und Zeitgründen wird das ursprünglich zusätzlich entwickelte Mäanderkonzept in der finalen Variante nicht weiterverfolgt. Des Weiteren wird bei der Harfenvariante das Verschließen einzelner Kanäle der MPE-Profile, wie in Kapitel 4.2.2 vorgeschlagen, aufgrund von Schwierigkeiten bei der Umsetzung nicht durchgeführt. Somit werden im finalen mikrokanalbasierten Aluminium-Verdampfer sechs MPE-Profile mit jeweils fünf Kanälen realisiert.

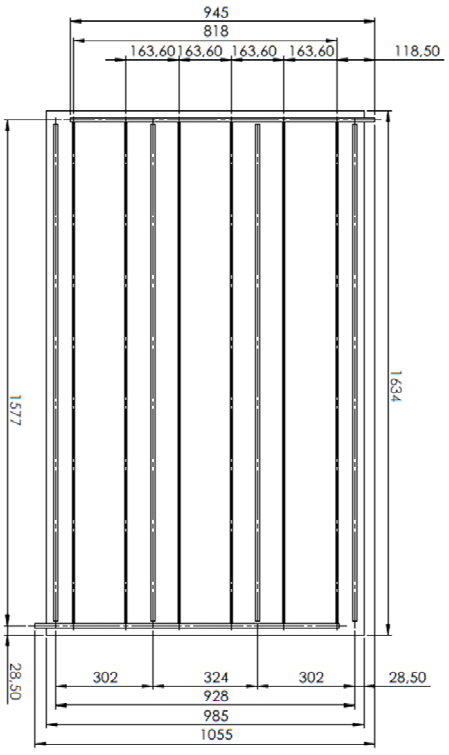


Abbildung 4.14: Technische Zeichnung des Harfenkonzepts des PVT-Mikrokanalverdampfers inklusive Verstärkungsrohre

Das für den CAB-Prozess benötigte Lötgestell wird eigens für die Herstellung des PVT-mikrokanalbasierten Aluminium-Verdampfers entwickelt und produziert (siehe Abbildung 4.15). Für die Lötung wird eine eigens hierfür angefertigte Spannvorrichtung hergestellt (siehe Abbildung 4.16). In Abbildung 4.17 und Abbildung 4.18 ist der finale PVT-Mikrokanalverdampfer dargestellt. Der Header-Adapter wird aufgrund der zu großen Bauteilhöhe erst nach dem CAB-Prozess von Hand an den Header angeschweißt. Der Verdampfer wird mit Hilfe einer Druckprüfpumpe bis zu einem Prüfdruck von 60 bar geprüft, um die Dichtheit und Beständigkeit bei hohen CO_2-Verdampfungsdrücken zu gewährleisten.

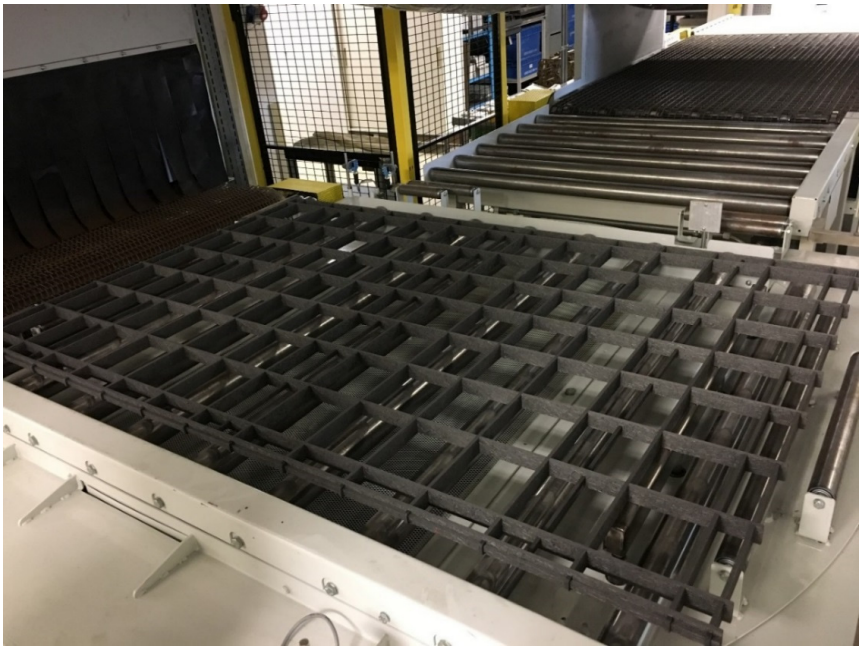


Abbildung 4.15: Lötgestell für den industriellen Hartlötprozess (CAB-Prozess)

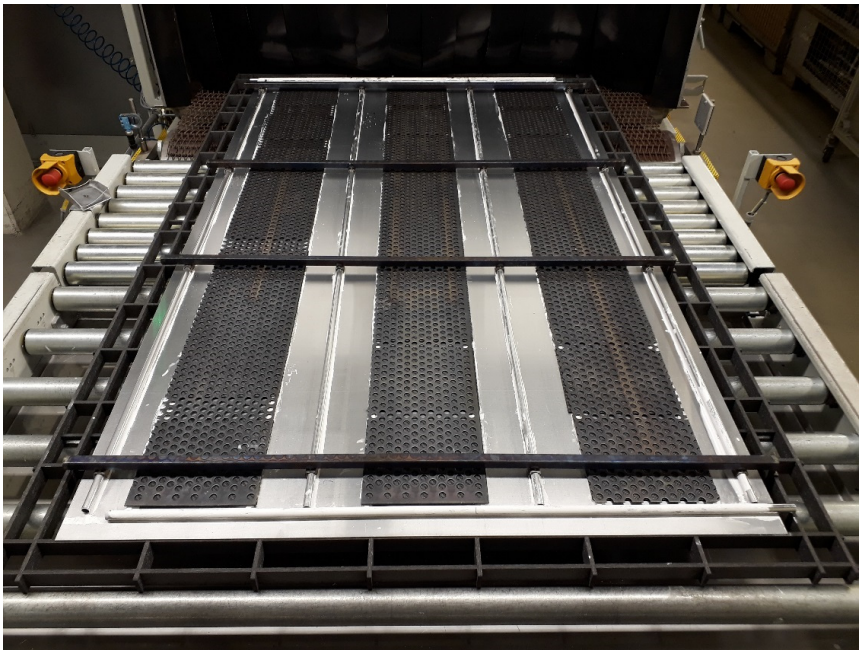


Abbildung 4.16: PVT-Mikrokanalverdampfer in Spannvorrichtung vor dem industriellen Hartlötprozess (CAB-Prozess)

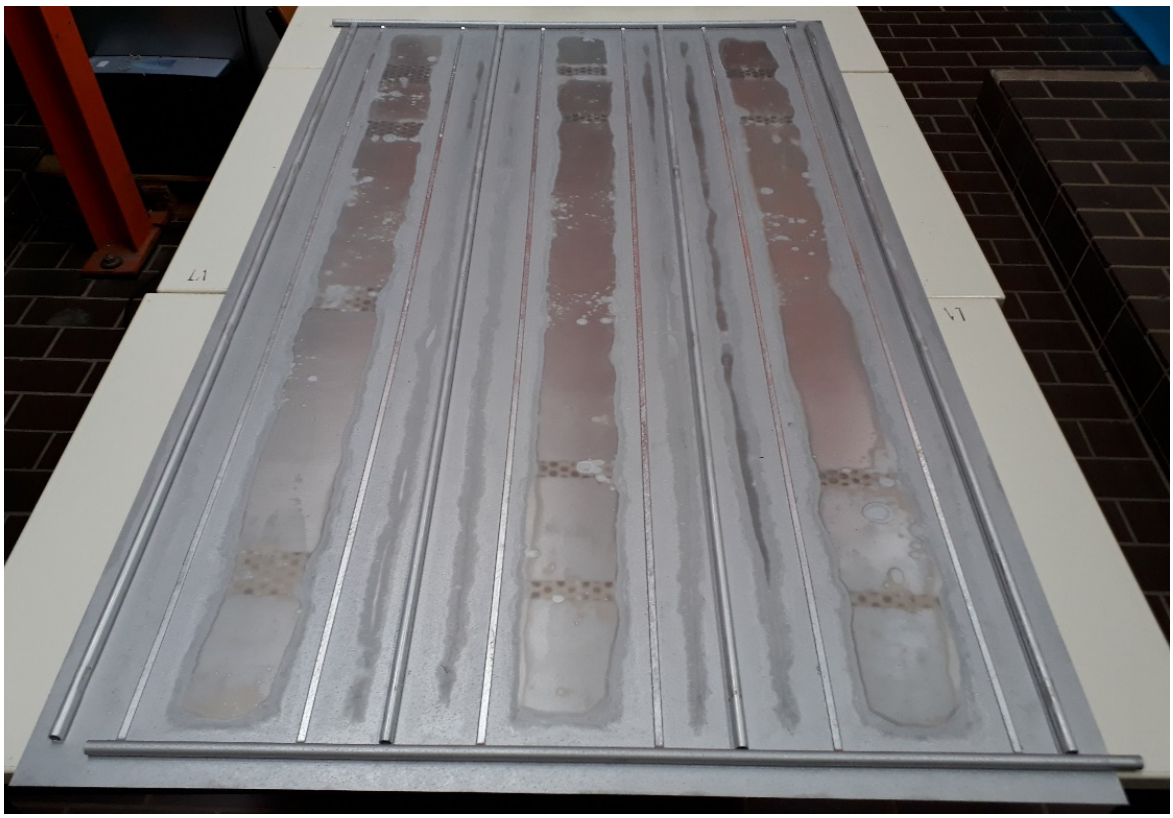
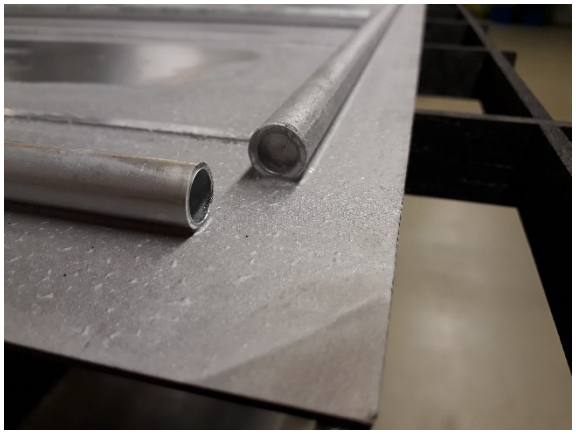


Abbildung 4.17: PVT-Mikrokanalverdampfer nach industrieller CAB-Lötung



a) CAB-Lötung Header-Endkappe



b) Nachträgliches Anschweißen des Header-Adapters

Abbildung 4.18: Darstellung von einzelnen Lötverbindungen von MPE, Header, Platte, Header-Endkappe und Header-Adapter

4.4 Elektrisches Design des PVT-direkt Moduls

Ziel dieses Arbeitspakets ist die Entwicklung eines elektrischen Designs für einen PVT-direkt Prototyp. Dies beinhaltet zum einen die Anordnung und die elektrische Verschaltung der einzelnen Photovoltaik-Solarzellen auf dem Modul. Des Weiteren impliziert es die Entwicklung eines elektrischen Anschlusses, welcher das in Kapitel 4.2 entwickelte Verdampfer-Design auf der Modulrückseite nicht behindert und eine zuverlässige Isolation der elektrischen Anschlussleitungen gegen die metallische Rückseite des PVT-direkt Moduls bietet. Dies umfasst auch die Auslegung von sogenannten Luft- und Kriechstrecken.

Darüber hinaus wird durch eine Prüfung der Durchschlagspannung (Breakdown Voltage Test) der vorgesehenen Isolationsfolie die Frage geklärt, ob diese den dielektrischen Anforderungen in Bezug auf die Norm DIN EN/TS 62788-2 [108] genügt. Für einen Vergleich werden weitere Isolationsfolien mit unterschiedlichen Stärken dem gleichen Prüfverfahren unterzogen. Des Weiteren wird ein Prototyp des PVT-direkt Moduls realisiert. Hierbei wird jedoch die thermische Komponente des PVT-direkt Moduls nicht betrachtet. Das bedeutet, dass sowohl die Aluminium-Mikrokanäle als auch die Header nicht berücksichtigt werden. Dadurch sollen grundlegende Fragen für die Realisierung der elektrischen Komponente eines PVT-direkt Moduls geklärt werden.

4.4.1 Zellanordnung und Verschaltung

Die Abmessungen des PVT-direkt Moduls entsprechen denen eines Standard PV Moduls und betragen 985x1634 mm. Der verwendete Solarzellentyp (Gintech G150M3) hat Abmessungen von 156x156 mm. Endsprechend den Abmessungen des PVT-direkt Moduls finden maximal 60 Zellen auf dem Modul Platz.

Die Zellstrings werden geometrisch antiparallel auf dem Modul angeordnet. Damit lassen sich diese einfach über Leiterbahnen elektrisch seriell verschalten. Abbildung 4.19 zeigt schematisch die Reihenschaltung der 60 Solarzellen. Jeweils zwei Solarzellen-Strings werden über eine Bypass-Diode zu einem Cluster elektrisch zusammengeschaltet. So ergeben sich drei Cluster mit jeweils 20 in Reihe geschalteten Solarzellen. Die Aufteilung der 60 Solarzellen in drei Cluster ist hier sinnvoll, da dies durch die Anordnung der Solarzellen in sechs Strings mit relativ geringem Verdrahtungsaufwand möglich ist. So können bei Teilverschattung des PVT-direkt Moduls die einzelnen Solarzellen-Cluster durch jeweils eine Bypass-Diode überbrückt werden. Damit wird der elektrische Leistungsverlust bei Teilverschattung begrenzt. Gleichzeitig bietet diese Verschaltung einen hinreichenden Schutz vor Hot-Spots, welche durch Teilverschattung verursacht werden.

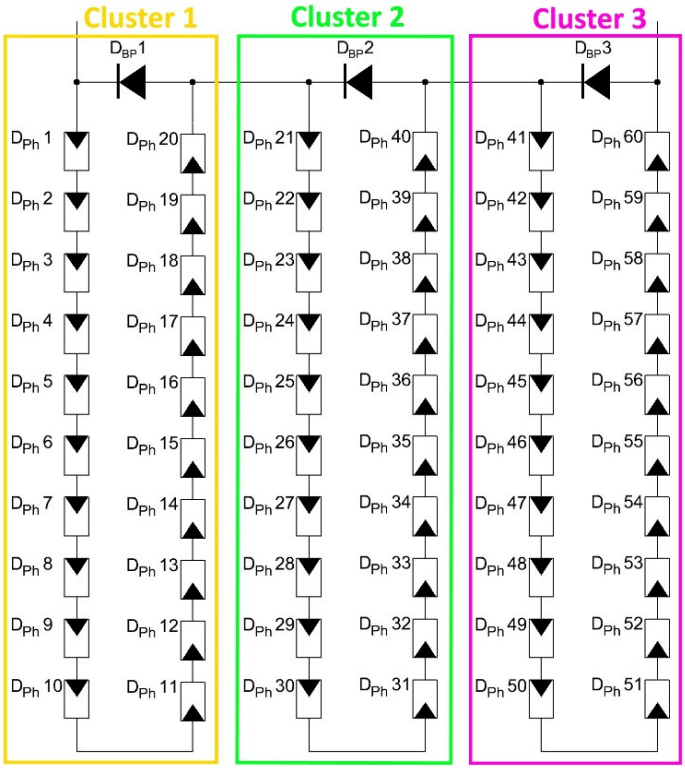


Abbildung 4.19: Reihenschaltung der 60 Solarzellen ($D_{Ph}1$ – $D_{Ph}60$) des PVT-direkt Moduls. Drei Bypass-Dioden ($D_{BP}1$ – $D_{BP}3$) unterteilen die Solarzellen in drei Cluster (Cluster 1 – Cluster 3)

4.4.2 Auslegung der Luft- und Kriechstrecken

Die Auslegung der Luft- und Kriechstrecken erfolgt auf Grundlage der Anforderung an die normativen Mindestwerte für Luft- und Kriechstrecken nach DIN EN 61730-1 (Photovoltaik-Module – Sicherheitsqualifikation – Teil 1: Anforderungen an den Aufbau).

Das PVT-direkt Modul entspricht der Schutzklasse II. Damit entsprechen die normativen Anforderungen der Interlayer-Isolationsfolie, welche als Isolierung zwischen aktiven Teilen (Solarzellen und Leiterbahnen) und der berührbaren metallischen Rückseite des PVT-direkt Moduls dient, denen einer verstärkten oder doppelten Isolierung (siehe DIN EN 61730-1 s.30 Tabelle 2). Bei der maximalen Systemspannung des PVT-direkt Moduls von 1000 V DC bedeutet das für die Dicke der Interlayer-Isolationsfolie, dass diese nach dem Laminieren einen Abstand von mindestens 150 µm zwischen den aktiven Teilen und der berührbaren metallischen Rückseite des PVT-direkt Moduls gewährleisten muss (Dicke in dünnen Lagen).

Ein vom Projektpartner Aluminium Féron GmbH & Co. KG durchgeführter DTI-Test (Distance Through Insulation) für die eingesetzte Isolationsfolie (EPC 50/150) gewährleistet, dass diese der genannten normativen Anforderung an die Dicke in dünnen Lagen entspricht.

Der minimale Abstand der aktiven Teile zum oberen beziehungsweise unteren Modulrand (kurze Seiten) beträgt 15,0 mm. Am seitlichen Modulrand (lange Seiten) beträgt dieser 19,5 mm. Damit wird der von der Norm geforderte Mindestwert für diese Kriechstrecken von 6,4 mm erfüllt. In Abbildung 4.20 sind die als Kriechstrecken bewerteten Abstände dargestellt.

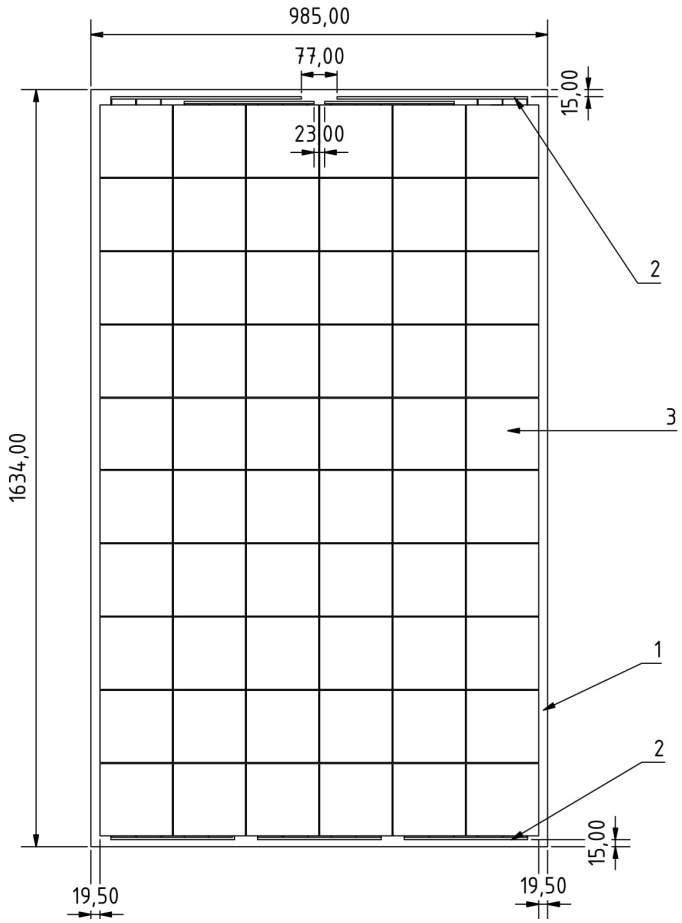


Abbildung 4.20: Kriechstrecken und Abstand durch Isolierung (①Aluminiumplatte, ② Leiterbahnen, ③ Solarzellen)

Der Bereich des Ausschnitts der Aluminiumplatte, durch den die Leiterbahnen vom PVT-direkt Modul in die Anschlussdose geführt werden, wird mit einem Silikongel ausgegossen. Hierdurch sind die Leiterbahnen in diesem Bereich ebenfalls verkapselt. Aus diesem Grund ergibt sich hier ein Mindestwert von 6,4 mm für die Kriechstrecken zwischen den Leiterbahnen und der Aluminiumplatte. Die minimalen Abstände zwischen den Leiterbahnen und der Aluminiumplatte betragen im Bereich des Ausschnitts 8,5 mm beziehungsweise 10,3 mm. Damit wird der von der Norm geforderte Mindestwert für diese Kriechstrecken von 6,4 mm auch hier erfüllt.

Für die Bereiche im Inneren der Anschlussdose, die nicht vergossen werden, müssen die entsprechenden Luft- und Kriechstrecken ebenfalls berücksichtigt werden. Die verwendete Anschlussdose der Firma Multi-Contact hat eine Schutzklasse nach IEC 60529 von IP65 [114]. Dadurch können die Luft- und Kriechstrecken innerhalb der Anschlussdose für Verschmutzungsgrad 2 ausgelegt werden. Die zu bewertenden Abstände ergeben sich hier aus den Abständen der Anschlussfahnen im Inneren der Anschlussdose, die mit den Leiterbahnen verlötet werden. In Abbildung 4.21 sind die Mittenabstände sowie die Breite der Lötfahnen dargestellt. Hieraus lässt sich der Abstand zwischen den Lötfahnen ermitteln. Dieser beträgt mindestens 19,5 mm.

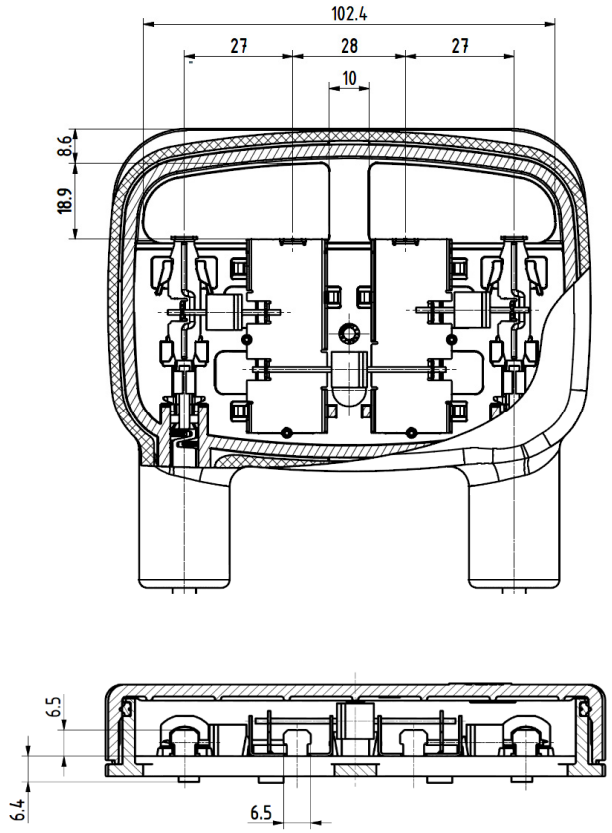


Abbildung 4.21: Technische Zeichnung der verwendeten Anschlussdose mit Ansicht zur Darstellung der Abstände zwischen den Lötfahnen [114]

Der CTI-Wert (Comparative Tracking Index - Vergleichszahl der Kriechwegbildung) beziehungsweise die diesbezügliche Werkstoffgruppe des Silikongels, welches zum Ausgießen des Ausschnitts der Aluminiumplatte verwendet wird, ist unbekannt. Aus diesem Grund wird hier der ungünstigste Fall angenommen, sodass die entsprechenden Kriechwege für ein Material der Werkstoffgruppe III ausgelegt werden. Die Abstände zwischen den genannten Lötfahnen gelten als aktive Teile in einer Anschlussdose mit unterschiedlicher Polarität. Mit der Einordnung des Silikongels in die Werkstoffgruppe III und einer Kurzschlussspannung des PVT-direkt Moduls von 37,98 V ergeben sich hier geforderte Mindestabstände von 0,5 mm für die Luftstrecken beziehungsweise 1,4 mm für die Kriechstrecken. Unter der Annahme, dass zum Anschluss der Leiterbahnen diese gerade an die jeweiligen Lötfahnen herangeführt werden, erfüllen die hier als Luft- und Kriechstrecken bewerteten Abstände die von der Norm geforderten Mindestabstände für Luft- und Kriechstrecken ebenfalls deutlich.

Darüber hinaus gibt es bei der Konstruktion des hier betrachteten PVT-direkt Moduls keine weiteren Abstände, welche als Luft- oder Kriechstrecken zu bewerten sind.

4.4.3 Durchschlagfestigkeit von verschiedenen Isolationsfolien

Für den Einsatz der vorgesehenen Isolationsfolie im PVT-direkt Modul (Muster 4: EPC 50/150) wird die Durchschlagfestigkeit durch einen Breakdown Voltage Test nach Norm DIN EN/TS 62788-2 [108] getestet.

Für den Breakdown Voltage Test werden hohe DC-Spannungen benötigt, welche mit einer geeigneten Schaltung im Hochspannungslabor erzeugt werden müssen. In diesem Fall wird

die benötigte DC-Spannung durch eine einstufige Greinacher-Schaltung erzeugt. Diese wird im MWB-Baukastenfeld des Hochspannungslabors an der Technischen Hochschule Köln nach dem in Abbildung 4.22 dargestellten Schaltplan aufgebaut.

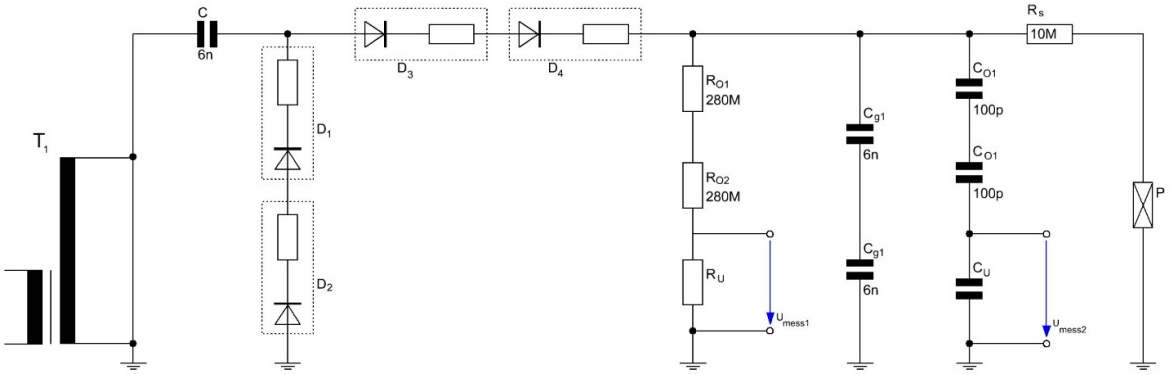


Abbildung 4.22: Schaltplan der einstufigen Greinacher-Schaltung zur Erzeugung der hohen DC-Prüfspannung

Die aufgebaute Greinacher-Schaltung ist mit ihren Komponenten und deren Anordnung, wie sie in Abbildung 4.23 dargestellt ist, für eine Ausgangsspannung von maximal 280 kV DC ausgelegt. In einem Ölbehälter befinden sich die Elektroden samt Halterung, wie in Abbildung 4.24 dargestellt.



Abbildung 4.23: Aufbau der einstufigen Greinacher-Schaltung im MWB-Baukastenfeld des Hochspannungslabors an der TH Köln zur Erzeugung der benötigten Prüfgleichspannung

Die Ausgangsspannung der Greinacher-Schaltung wird mit einer Hochspannungsleitung der oberen Elektrode im Ölbehälter zugeführt. Die untere Elektrode wird mit einem Erdseil geerdet. Entsprechende Anschlüsse sind an der Elektrodenhalterung beziehungsweise am Ölbehälter vorhanden. In Anlehnung an die Norm DIN IEC/TS 62788-2 sind die Elektroden aus rostfreiem Stahl gefertigt und haben einen Durchmesser sowie eine Höhe von 25 mm und Kanten mit einem Rundungsradius von 3,0 mm. Des Weiteren kommt als isolierendes Umgebungsmedium das Transformatoren-Öl Shell Diala zum Einsatz. Das an der unteren Elektrode angeschlossene Erdseil wird durch einen Hall-Effekt-Stromsensor

geführt. Der verwendete Hall-Effekt-Stromsensor erzeugt eine Spannung, die proportional zu dem Strom ist, welcher über das Erdseil fließt. Da der Stromfluss über den Prüfling beziehungsweise über das Erdseil erst beim Durchschlag zustande kommt, kann das vom Stromsensor erzeugte Spannungssignal zum Triggern des Oszilloskops auf eben den Durchschlag benutzt werden. Somit lässt sich der Spannungsverlauf im Moment des Durchschlags gut mit dem „Single-Mode“ des Oszilloskops darstellen und die entsprechenden Werte ablesen.



Abbildung 4.24: Ölbehälter mit Elektroden und fixiertem Prüfling

Das Material, welches als Isolationsfolie für das PVT-direkt Modul vorgesehen ist (Muster 4), ist eine Isolationsfolie des Projektpartners Aluminium Féron GmbH & Co. KG. Neben diesem werden weitere Materialien des Herstellers dem Breakdown Voltage Test unterzogen.

- Muster 1: CPC 150 Nenndicke: 170 µm
- Muster 2: CPE 150/50 Nenndicke: 200 µm
- Muster 3: CPC 300 Nenndicke: 320 µm
- Muster 4: EPC 50/150 Nenndicke: 200 µm
- Muster 5: CPC 100 Nenndicke: 120 µm
- Muster 6: CPC 50 Nenndicke: 70 µm

Bei den Mustern 1, 3, 5, und 6 handelt es sich um CPC-Folien (Coating/PET/ Coating) mit unterschiedlichen Dicken. Dies sind Polyethylen-Folien (PET-Folien), die beidseitig beschichtet sind (Coating). Die PET-Folie sorgt für die elektrische Isolation und variiert bei diesen Mustern in der Dicke. Die Beschichtung auf der zu den Solarzellen gewandten Seite der PET-Folie (Inside Coating) bewirkt eine gute Haftung an Klebe- und Einbettungsmaterialien. Die Beschichtung auf der nach außen gewandten Seite der PET-Folie (Outside Coating) steigert die Widerstandsfähigkeit gegenüber Witterungseinflüssen. Bei Muster 2 handelt es sich um eine CPE-Folie (Coating/-

PET/E-Layer), bei Muster 4 um eine EPC-Folie (E-Layer/PET/Coating – 50 µm E-Lage und 150 µm PET-Lage). Dies sind PET-Folien, welche einseitig mit einem sogenannten „Encapsulant Promoter“ (einer E-Schicht) kaschiert werden. Die PET-Folie sorgt auch hier für die Isolierung. Die E-Schicht bietet eine gute Haftung an Einbettungsmaterialien und unterstützt diese durch ihre Materialstärke. Die jeweils andere Seite der PET-Folie ist beschichtet. Bei der CPE-Folie (Muster 2) besteht diese Beschichtung aus einem Outside Coating zur Steigerung der Widerstandsfähigkeit gegenüber Witterungseinflüssen. Dadurch eignet sich diese CPE-Folie gut als Rückseitenfolie (Backsheet) in einem PV-Modul. Bei der EPC-Folie (Muster 4) besteht diese Beschichtung aus einem Inside Coating, welches gut an Klebe- und Einbettungsmaterialien haftet. Dadurch eignen sich diese Folien gut für den Einsatz als Interlayer-Isolationsfolie im PVT-direkt Modul. Muster 4 (EPC) entspricht der Folie, welche für den Einsatz im PVT-direkt Modul vorgesehen ist.

In Anlehnung an die Norm DIN EN/TS 62788-2 werden von jedem Muster jeweils fünf Prüflinge mit Abmessungen von 55 mm x 55 mm geschnitten und anschließend mit Reinigungsalkohol gereinigt. Keiner der Prüflinge weist sichtbare Defekte wie Blasen oder Poren auf. Auf eine weitere Konditionierung der Proben wird verzichtet.

Die maximale Abweichung der Messungen vom jeweiligen Mittelwert liegt zwischen 2,47 % (Muster 2: CPE 150/50) und 10,16 % (Muster 6: CPC 50).

Die Werte für die Durchschlagfestigkeit der CPC-Folien liegen zwischen 352,9 kV/mm (Muster 3: CPC 300) und 445,92 kV/mm (Muster 5: CPC 100). Die Durchschlagfestigkeit der CPE-Folie liegt bei 297,35 kV/mm (Muster 2: CPE 150/50), die der EPC-Folie bei 291,75 kV/mm (Muster 4: EPC 50/150).

Der geringere Wert der Durchschlagfestigkeit bei der EPC- und der CPE-Folie gegenüber den CPC-Folien ist darauf zurückzuführen, dass bei allen Folien lediglich die PET-Schicht maßgeblich zur Isolation beiträgt. Die E-Schicht der EPC- beziehungsweise der CPE-Folie bewirkt, dass diese Folien ca. 18% dicker sind als vergleichbare CPC-Folien, welche ausschließlich beschichtet sind. Daraus ergeben sich die geringeren Werte für die EPC- beziehungsweise CPE-Folie bei der Ermittlung der Durchschlagfestigkeit mit der jeweiligen Durchschlagspannung sowie der jeweiligen Foliendicke.

Für den Einsatz im PVT-direkt Modul muss die vorgesehene Isolationsfolie (Muster 4: EPC 50/150) bei dieser Prüfung einer Spannung von mindestens 6 kV DC standhalten, da das geplante Modul für eine maximale Systemspannung von 1000 V DC ausgelegt ist. Mit dem durchgeführten Breakdown Voltage Test wird für diese Folie eine Durchschlagspannung von 58,35 kV DC ermittelt. Dieser Wert liegt deutlich über dem von der Norm DIN EN/TS 62788-2 geforderten Wert von 6 kV DC.

Damit ist gewährleistet, dass sich die vorgesehene Isolationsfolie bezüglich der DC-Durchschlagspannung zur Verwendung im PVT-direkt Modul eignet.

4.5 Elektrische Funktionsfähigkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich parasitärer Kapazitäten

4.5.1 Simulative Bestimmung der parasitären Kapazitäten

Der Einfluss parasitärer Kapazitäten auf das PVT-direkt Modul (siehe Grundlagenkapitel 2.6) in Bezug auf die Systemfläche, die Kapazität des elektrischen Systems und die Kapazitätsgrenzen verschiedener Wechselrichter wird im Folgenden dargestellt.

Die individuelle Kapazität C4 wird aufgrund der Aluminiumplatte auf der Rückseite des PVT-direkt Moduls mit den Gleichungen (2.47) und (2.49) berechnet (siehe Grundlagenkapitel 2.6). Die Permittivität ε_r der verschiedenen Materialien wird wie folgt angenommen: $\varepsilon_{r,EVA} = 2{,}8$, $\varepsilon_{r,PET} = 3{,}7$ und $\varepsilon_{r,Klebeschicht} = 3{,}0$. Die Nennleistung des PV-Moduls beträgt 320 Watt. Die Dicken der Schichten, die für die Modellmodule der experimentellen Untersuchung im Vergleich zu Abbildung 2.1 im Grundlagenkapitel 2.1.1 geringfügig angepasst werden, und die resultierenden Abstände d zwischen jeder Kondensatorplatte sind in Abbildung 2.7 (siehe Grundlagenkapitel 2.6) dargestellt.

Tabelle 4.1 zeigt die Ergebnisse der Abschätzung der parasitären Kapazitäten C_{PE} für ein Standard-PV-Modul [81], für die individuelle Kapazität C4 aufgrund der Aluminiumplatte und für das gesamte PVT-direkt Modul unter der Annahme eines kontinuierlichen Wasserfilms auf der Glasoberfläche. Hierbei wird der große Einfluss der zusätzlichen Kapazität C4 aufgrund der Aluminiumplatte auf der Rückseite des PVT-direkt Moduls besonders deutlich.

Tabelle 4.1: Abschätzung der parasitären Kapazität C_{PE} mit unterschiedlichen Modultypen unter der Annahme eines kontinuierlichen Wasserfilms auf der Glasoberfläche

	Kapazität pro m²	**Kapazität pro Modul (1,6m²)**	**Kapazität pro kW PV-String**	**Kapazität pro 5 kW PV-String**
$C_{PE\text{- PV,classic [81]}}$	12-17 nF	19-27 nF	60-85 nF	300-425 nF
C4	33 nF	52 nF	165 nF	825 nF
$C_{PE\text{-PVT-direkt}}$	45-50 nF	72-80 nF	225-250 nF	1125-1250 nF

4.5.2 Experimentelle Bestimmung der parasitären Kapazitäten

Zur experimentellen Bestimmung der parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls werden Testmodule mit einer Solarzelle und mit neun Solarzellen hergestellt (siehe Abbildung 4.25).



a) b) c) d)

Abbildung 4.25: Testmodul mit einer Solarzelle um (a) trockene und (b) nasse Bedingungen zu simulieren und Testmodul mit neun Solarzellen um (c) trockene und (d) nasse Bedingungen zu simulieren

Mit beiden Testmodulen werden zwei verschiedene Experimente durchgeführt. Das erste Experiment wird mit der PVT-direkt Modulstruktur wie in Abbildung 2.7 beschrieben durchgeführt, um trockene Bedingungen zu simulieren. Das zweite Experiment wird mit einer metallisierten Front durchgeführt, um eine Annäherung an feuchte Oberflächen wie Regen oder Kondensation zu erhalten. Die elektrische Impedanz zwischen der Solarzelle und der Aluminiumplatte auf der Rückseite sowie zwischen der metallisierten Front und der Aluminiumplatte auf der Rückseite wird gemessen, um die parasitäre Kapazität des PVT-direkt Moduls zu bestimmen.

Die Messergebnisse der parasitären Kapazität verschiedener PVT-direkt Testmodule mit metallisierter Front, zur Simulation feuchter Oberflächen, und ohne metallisierter Front, zur Simulation von Trockenbedingungen, sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2: Messergebnisse der parasitären Kapazität verschiedener PVT-direkt Testmodule

Bedingungen	**Kapazität 1 Solarzelle**	**Kapazität 9 Solarzellen**	**Kapazität pro Modul (1,6m²) (extrapoliert)**	**Kapazität pro 5 kW PV-String (extrapoliert)**
Trocken	0,6 nF	5,5 nF	36 nF	562 nF
Nass	0,9 nF	8,7 nF	56 nF	875 nF

Eine Diskrepanz von etwa 25% wird beim Vergleich der simulierten mit den experimentellen Ergebnissen dokumentiert. Messunsicherheiten treten aufgrund der simulierten feuchten Oberfläche mit der metallisierten Front anstelle einer befeuchteten Front auf. Der Abstand zwischen einer befeuchteten Front und der Aluminiumplatte auf der Rückseite wäre kleiner und daher wäre die parasitäre Kapazität höher. Die Ergebnisse liegen immer noch in einem akzeptablen Bereich, um die zu erwartenden parasitären Kapazitäten eines PVT-direkt Moduls abschätzen zu können.

4.5.3 Grenzkapazität

Die Ergebnisse der simulativen und experimentellen Untersuchungen zur parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls sind in Abbildung 4.26 als eine Funktion in Abhängigkeit der PV-Systemfläche, der PV-Systemleistung und der Grenzkapazitäten von drei verschiedenen transformatorlosen Wechselrichtern dargestellt.

Die Grenzkapazitäten der Wechselrichter liegen für den Sunny Tripower von SMA bei 2560 nF [81], für den Sunny Boy TL von SMA bei 1400 nF [81] und für den IG TL von Fronius bei 1000 nF [115]. Die maximale PVT-direkt Systemleistung und Systemfläche wird abhängig vom Typ des Wechselrichters durch den Schnittpunkt der Kapazität des PVT-direkt Moduls und der Grenzkapazität des Wechselrichtertyps bestimmt.

Die Systemauslegung eines elektrischen PVT-direkt Systemleistungsbereichs von 4-6 kW kann somit mit den berücksichtigten Wechselrichtertypen realisiert werden. Die Steigerung der photovoltaischen Effizienz aufgrund von niedrigeren Modultemperaturen, die durch die Modulkühlung durch den Aluminium-Wärmeübertrager verursacht wird, wirkt sich positiv auf die elektrische Systemleistung bei konstanter Systemfläche aus.

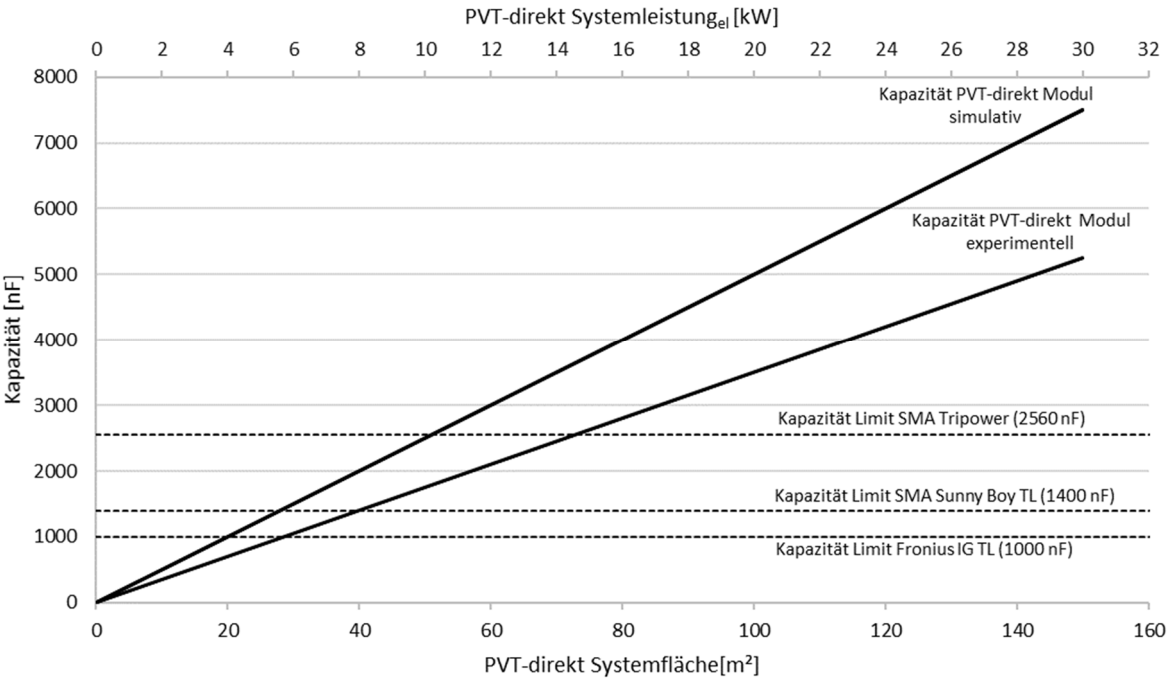


Abbildung 4.26: Simulative und experimentelle Ergebnisse zur parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls als Funktion in Abhängigkeit der PVT-Systemfläche, der elektrischen PVT-Systemleistung und der Grenzkapazitäten von drei verschiedenen transformatorlosen Wechselrichtern

4.6 Langzeitstabilität des PVT-direkt Moduls

Die verschiedenen Materialien des PVT-direkt Moduls müssen hinsichtlich unterschiedlicher Längenausdehnung bei Temperatur- und Druckschwankungen aufeinander abgestimmt werden, um Materialermüdung oder –bruch zu vermeiden. Zusätzlich spielt die Korrosionsbeständigkeit des mikrokanalbasierten Aluminiumverdampfers eine wichtige Rolle für die Langzeitstabilität. Die Langzeitstabilität des Materialverbunds wird durch verschiedenen Bewitterungstests entsprechend der Norm IEC 61215 „Terrestrische Photovoltaik-Module – Bauarteignung und Bauartzulassung - Teil 1: Prüfanforderungen“ [109]

(u.a. Damp-Heat-Test, Klimawechseltest) untersucht. Sowohl die Lötversuche bei der Hydro Aluminium Rolled Products GmbH als auch die Haftungsuntersuchungen bei der Aluminium Féron GmbH & Co. KG werden mit denselben Materialspezifikationen für die Aluminiumplatte durchgeführt (lotplattierter Blechwerkstoff der Legierung HA 3903-R). Eine SWAAT-Korrosionsprüfung soll simulierte Erkenntnisse über die Beständigkeit der kombinierten Muster der Verdampfer-Halbzeuge liefern.

4.6.1 Langzeitstabilität des Materialverbunds

Erste Voruntersuchungen zur Langzeitstabilität des Materialverbunds werden bei dem Projektpartner Aluminium Féron GmbH & Co. KG durchgeführt. Dabei werden A5-Aluminium-Muster des Projektpartners Hydro Aluminium Rolled Products GmbH mit unterschiedlicher Oberflächenbehandlung mit den Rückseitenfolien der Firma Aluminium Féron verklebt und anschließend in Langzeit-Tests, u.a. 4000h Damp-Heat-Test, 600 Zyklen Thermal-Cycling-Test (siehe Abbildung 4.27a) und 30 Zyklen Humidity-Freeze-Test (siehe Abbildung 4.27b), untersucht.

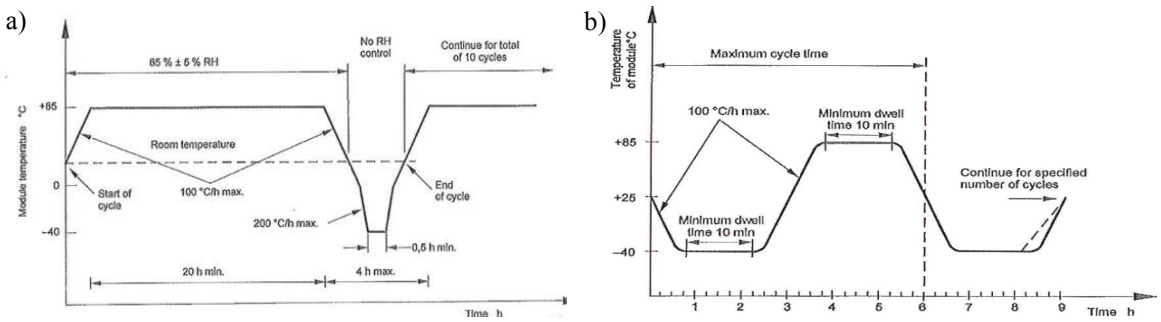


Abbildung 4.27: a) Thermal-Cycling-Test; b) Humidity-Freeze-Test [109]

Des Weiteren werden Haftungs- und Peel-Tests mit Peel-Winkeln von 90° und 180° für die Kombination Interlayersheet/Isolationsfolie, Klebefolie und Aluminiumplatte durchgeführt (siehe Abbildung 4.28). Es werden zwei unterschiedliche Interlayersheets /Isolationsfolien getestet. Zum einen das EPC 50-150 (50 µm E-Lage und 150 µm PET-Lage) mit einer Stärke von 200µm, zum anderen das EPC 50-100 (50µm E-Lage und 100µm PET-Lage) mit einer Stärke von 150 µm. Bei chemisch entfetteten Aluminiumplatten werden sehr gute Haftungswerte erzielt.

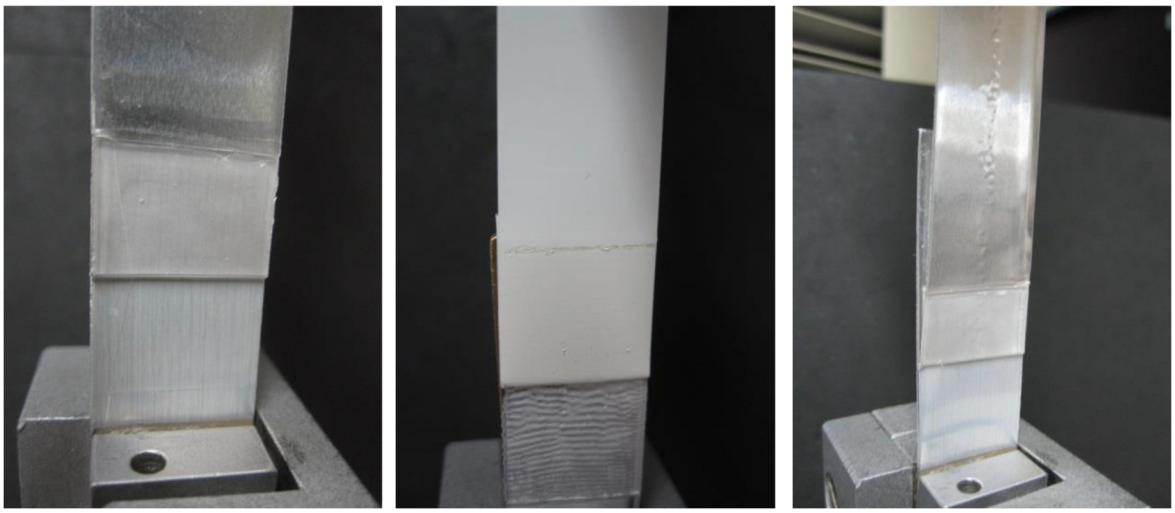


Abbildung 4.28: Haftungstest/Peel-Test – 180°-Peel-Geometrie

Die Klebeschicht mit einer Stärke von 200 µm wird jeweils gegenüber beiden Interlayersheets/Isolationsfolien und den beiden Mustern der Aluminiumplatte von der Hydro Aluminium Rolled Products GmbH getestet. Die Testmuster sind jeweils 15 mm breit. Als Richtwert gelten hier 60 N/15 mm Breite. Die Ergebnisse des Damp-Heat (1000 h), Damp-Heat (2000 h - nur optische Bewertung), Humidity-Freeze (20 Zyklen), Damp-Heat und Humidity-Freeze (200 Zyklen + 20 Zyklen) sind durchweg positiv. Die Werte der Schälfestigkeit liegen bei nahezu allen Proben bei über 70 N/15 mm Breite.

Somit ist von einer guten Langzeitstabilität des Materialverbunds, bestehend aus Interlayersheet/Isolationsfolie, Klebefolie und Aluminiumplatte, auszugehen.

4.6.2 Untersuchungen zur Korrosionsbeständigkeit des Aluminium-Wärmeübertragers des PVT-direkt Moduls

Für die mechanische Stabilität als auch für die Korrosionsbeständigkeit des gefertigten Verdampfers ist eine optimale Fügung eine wichtige Voraussetzung. Dabei bedarf es einer gezielten Auswahl an Werkstoff-Halbzeugen und einer bewerteten Charakterisierung der resultierenden Verbindung (siehe Kapitel 4.3). Hierzu werden im Zuge dieser Arbeit bezüglich der Langzeitstabilität des Verdampfers experimentelle Untersuchungen zur Korrosionsbeständigkeit von Hartlötverbindungen des Aluminium-Verdampfers von Aluminiumplatte, MPE und Header durchgeführt. Die Grundlagen zum Korrosionsverhalten, zur Oxidschichtbildung, zum elektrochemischen Korrosionspotenzial und zur Funktionsweise der SWAAT- Korrosionsprüfung werden im Grundlagenkapitel 2.7. erläutert.

Die Basis der Untersuchungen bilden neun verschiedene Musterkombinationen (siehe Tabelle in Abbildung 4.9 auf Seite 54), bestehend aus jeweils einem MPE-Profil, das in einem Batchofen, dessen Funktionsweise dem Serienprozess (CAB) nachempfunden ist, mit einem Aluminiumblech gefügt wird. Die Lötversuche werden im Modellmaßstab durchgeführt, da die Erkenntnisse nicht von der Bauteilgröße abhängen. Eine SWAAT- Korrosionsprüfung liefert Erkenntnisse über die korrosive Beständigkeit der kombinierten Muster.

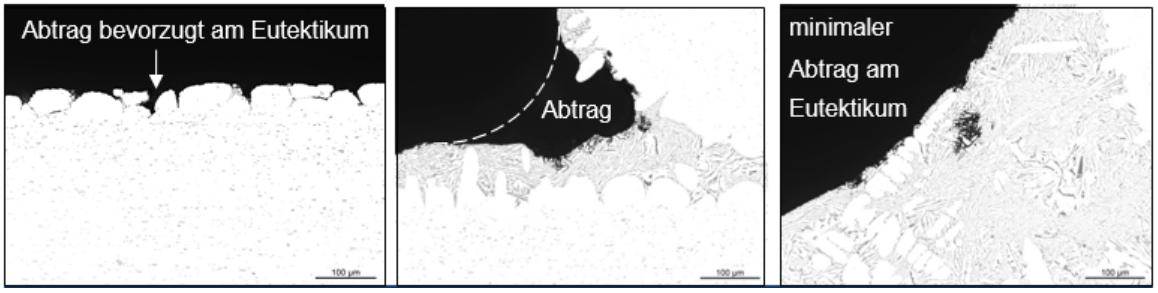
Ergebnisse zur Korrosionsbeständigkeit des Aluminium-Wärmeübertragers

Bei den nachfolgend dargestellten lichtmikroskopisch untersuchten SWAAT-Proben zeigt sich ein werkstoffabhängiges Angriffsbild der Korrosion, das geordnet nach den Ursprungswerkstoffen (Blech-, Lot- und MPE-Werkstoff) diskutiert wird. An den nicht geätzten Proben lässt sich der korrosionsbedingte Abtrag durch schwarz dargestelltes Einbettmittel, welches über die ursprünglichen Werkstoffgrenzen reicht, ausmachen.

- Korrosionsverhalten der Blech- und Lotwerkstoffe

Die Kernwerkstofflegierung HA 3903-R, welche die Blechbasis aller SWAAT-Proben bildet, erfährt keinen Materialabtrag. Ein korrosiver Angriff erfolgt lediglich an der Lotplattierung, die so gesehen als Schutzschicht der Kernlegierung fungiert. Der Materialabtrag an der Lotplattierung wiederum betrifft hauptsächlich die eutektische Phase, die Al-Primärkristalle bleiben verschont. In Abbildung 4.29a ist beispielhaft der Blechwerkstoff mit angegriffener wiedererstarrter Lotschicht dargestellt.

Die Aufnahme bildet das durchschnittliche Erscheinungsbild ab, das unabhängig von der Prüfzeit (7,14 und 19 Tage) und der Probenvariante (2, 3) beim Blechwerkstoff beobachtet wird. Die Ergebnisse bestätigen die korrosive Beständigkeit der korrosionsoptimierten Legierung HA 3903-R beim Fügen mit konventionellen MPE-Legierungen.



a) Blechwerkstoff b) Lotkehle (Ausnahmefall) c) Lotkehle (Mittelmaß)

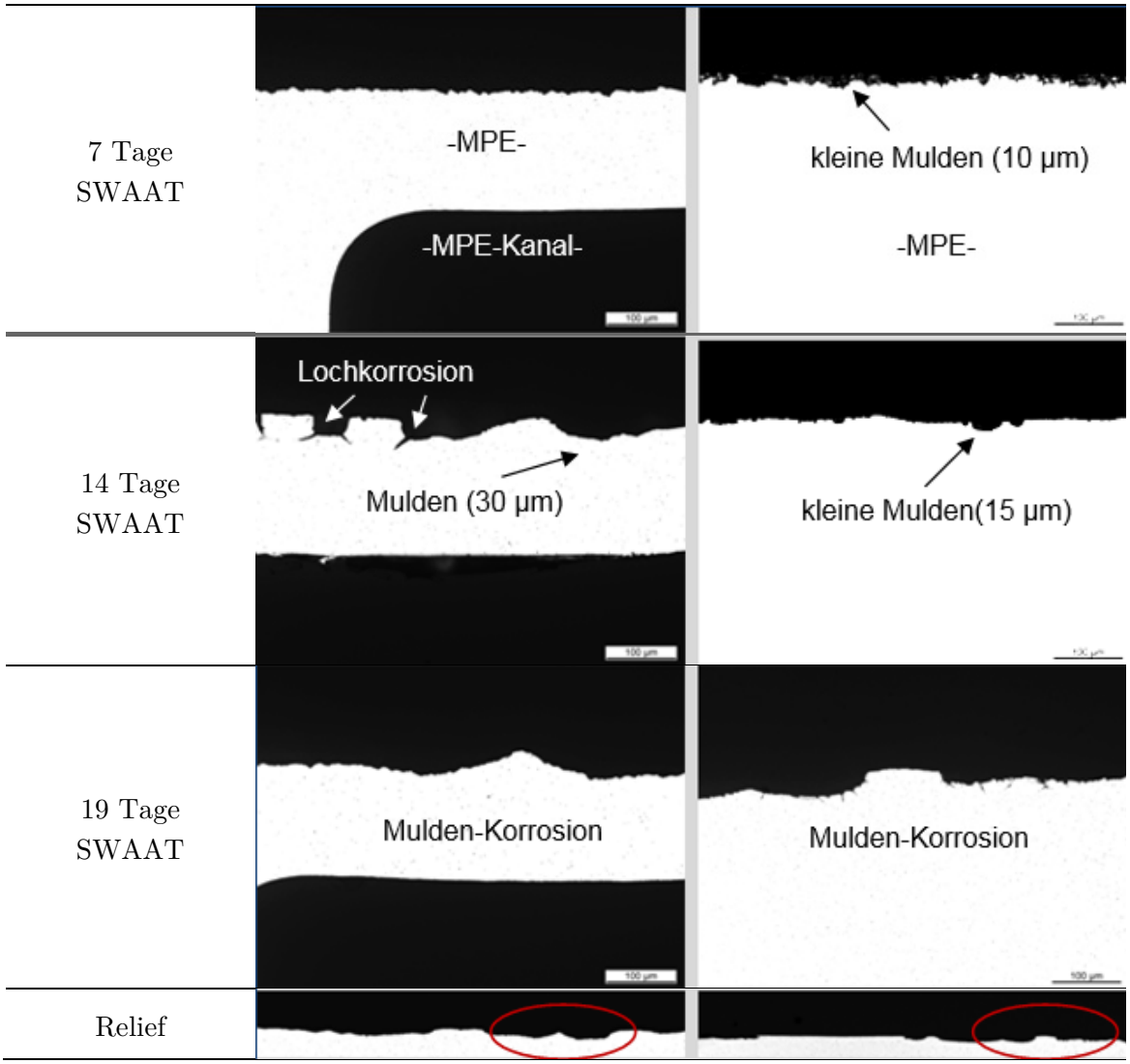
Abbildung 4.29: Korrosiver Abtrag am Blechwerkstoff HA 3903-R und der Lotkehle (ungeätzter Schliff/ Hellfeld/ 200-fach)

Analog zur Lotplattierung betrifft der Korrosionsangriff in der Lotkehle ebenfalls bevorzugt die eutektische Phase. Diese Form wird als selektive Korrosion bezeichnet. Das Auftreten der selektiven Korrosion ist mit der erhöhten Zinkkonzentration zu begründen, welche das Eutektikum gegenüber den Al-Primärkristallen aufweist. Die Korrosionsresultate befinden sich somit im Einklang mit den Erkenntnissen der Elementverteilung, bei denen eine erhöhte Zinkkonzentration im eutektischen Bereich festgestellt wird. Das Eutektikum bildet das niedrigste elektrochemische Potenzial und bedingt somit einen bevorzugten Abtrag an dieser Phase. Generell gilt es zu beachten, dass sich das Zink bei angemessener Dosierung in der Flussmittelbeschichtung im Lot besser verteilt als auf der MPE-Oberfläche. Aufgrund der daraus resultierenden geringeren Zinkkonzentration im Lot ist der stärkere korrosive Angriff auf der MPE-Oberfläche zu verzeichnen.

Grundsätzlich weist Probe 2 gegenüber Probe 3 einen geringfügig stärkeren Angriff im Lotkehlenbereich auf, der sich an dem der Lotplattierung orientiert. Bei Probe 3 ist in der Lotkehle kein signifikanter Korrosionsabtrag auszumachen. Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der beobachteten Angriffsstärke und der Prüfdauer sowie der Probenvariante lässt sich aufgrund des geringen Probenvolumens nicht definieren. Je nachdem, welche Ebene im Schliff betrachtet wird, zeigen sich korrosive Ausmaße unterschiedlicher Stärke. So kommt es, dass beispielsweise eine Probe mit zweiwöchiger SWAAT-Beanspruchung einen gravierenden Angriff aufweist (Abbildung 4.29b). Im Gegensatz dazu besitzt eine um fünf Tage länger in der Prüfkammer befindliche Probe keinen Abtrag im Lotkehlenbereich (Abbildung 4.29c). Das in Abbildung 4.29b aufgezeigte Korrosionsresultat ist demzufolge als Ausnahme und nicht als grundsätzliches Ergebnis bei der Probevariante zu werten. Als Ursachen für den massiven Materialabtrag in diesem Bereich können eine unzureichende Reinigung, die einen fortwährenden Abtrag bis zur metallografischen Präparation zur Folge hat, oder eine stark zinkhaltige Phase vermutet werden.

- Korrosionsverhalten der MPE-Werkstoffe

Bei genauer Differenzierung zwischen den beiden Probenvarianten wird ein Unterschied bezüglich des korrosiven Materialabtrags sichtbar, der sich an den Oberflächen der MPE-Profile zeigt. In Abbildung 4.30 sind dazu die lichtmikroskopischen Aufnahmen der Probevarianten 2 (links) und 3 (rechts), jeweils nach 7, 14 und 19 Tagen Verweildauer in der SWAAT-Kammer, vergleichend dargestellt.



a) Blechwerkstoff b) Lotkehle (Ausnahmefall) c) Lotkehle (Mittelmaß)

Abbildung 4.30: Vergleich des korrosiven Abtrags an der MPE-Oberfläche nach 7, 14, 19 Tagen SWAAT von Probe 2 (links) mit Probe 3 (rechts) (ungeätzter Schliff)

Nach einer Woche weisen beide Proben muldenförmige Korrosionserscheinungen mit einer mittleren Tiefe von rund 10 µm auf. Die Tiefe ist vergleichbar mit einer Oberflächenaufrauhung, die mit bloßem Auge und haptisch nicht wahrgenommen werden kann. Ist eine Prüfdauer von zwei Wochen verstrichen, zeichnet sich ein Unterschied zwischen den Varianten in Form eines stärkeren Abtrags bei Probe 2 ab. Nach wie vor handelt es sich in beiden Fällen um Muldenkorrosion. Die durchschnittliche Muldentiefe bei Probe 2 vergrößert sich auf rund 30 µm. Bei Probe 3 bilden sich vereinzelt tiefere Stellen als nach einer Woche Verweildauer. Nach 19 Tagen weisen beide Proben ein annähernd identisches Oberflächenprofil auf. Bei Probe 3 handelt es sich bei der Vergrößerung allerdings um einen korrosionstechnisch schlechten Abschnitt, wie an den darunter dargestellten Aufnahmen geringerer Vergrößerung (50-fach/ gesamtes Oberflächen-Relief) ersichtlich wird. Demzufolge sind auch nach 19 Tagen stärkere Korrosionserscheinungen bei Probe 2 gegenüber Probe 3 auszumachen.

Insgesamt wird eine Vergrößerung der Mulden in Breite und Tiefe bei steigender Beanspruchungszeit beobachtet. Zudem findet bei beiden Varianten aufgrund der muldenförmi-

gen Korrosion ein flächiger Materialabtrag statt. Vereinzelt ist Lochkorrosion festzustellen, die jedoch in einem vernachlässigbar geringen Maß auftritt. Entsprechende Stellen sind in Abbildung 4.30 gekennzeichnet. Die „Funktionsweise“ der ausgebildeten Zinkgradientenschicht wird dadurch bestätigt, weshalb lediglich Korrosionserscheinungen und keine Korrosionsschäden festzustellen sind. Ein Korrosionsschaden würde durch ein Leck im MPE-Kanal deklariert.

Zusammenfassend weist der Blechwerkstoff eine optimale Korrosionsresistenz auf, gefolgt vom Lotwerkstoff mit geringer selektiver Korrosion an der eutektischen Phase von Probe 2. An der MPE-Oberfläche findet der größte korrosionsbedingte Abtrag statt. Es handelt sich dabei hauptsächlich um Muldenkorrosion. Da der Unterschied der Proben in der MPE-Legierung liegt, gilt es aufgrund eines geringeren Materialabtrags die Legierung 9108 der Legierung 3102 aus korrosionstechnischer Sicht (bei verwendeter Werkstoffkombination) vorzuziehen.

4.7 Prototyp-Herstellung des PVT-direkt Moduls

4.7.1 Entwicklung des Laminationsprozesses

Die Verbindung des Verdampfers, bestehend aus rückseitiger Aluminiumplatte, MPE-Profilen und Headern, mit dem PV-Modul in einem Laminationsprozess ist Ziel dieser Untersuchungen. In Abbildung 2.1 im Grundlagenkapitel 2.1.1 ist hierzu der Schichtaufbau des PVT-direkt Moduls dargestellt.

Zur Untersuchung der Laminationsfähigkeit des PVT-direkt Moduls werden Laminationstests mit verschiedenen Modulgrößen sowie –aufbauten durchgeführt (siehe Abbildung 4.35 b) – d) in Kapitel 4.7.4). Hierfür werden 1-Zellen-Module, 9-Zellen-Module und schließlich Module im Standardmaß (1.634 x 985 mm) mit 60 Zellen hergestellt. Für die Lamination dieser Module wird der SPI Laminator 350 der Firma Spire Corporation verwendet (siehe Abbildung 4.35 a).

Die Entwicklung eines geeigneten Laminationsverfahrens für PVT-direkt Module hängt maßgeblich von den verwendeten Materialien und mehreren Laminationsparametern wie Prozesstemperatur und Prozessdauer ab. Um eine beabsichtigte Marktreife gewährleisten zu können, müssen diese Parameter speziell für das PVT-direkt Modul definiert werden. Im Folgenden werden sowohl die Laminationsparameter als auch der Laminationsprozess mit seinen für das PVT-Modul spezifischen Schritten beschrieben.

Der wichtigste Parameter des Laminationsprozesses ist die Prozesstemperatur. Das Schmelzen und Vernetzen des Verkapselungsmaterials (EVA) vereint die in Abbildung 2.1 im Grundlagenkapitel 2.1.1 beschriebenen Schichten des Moduls. Im Allgemeinen hat Ethylen-Vinyl-Acetat (EVA) als Verkapselungsmaterial seinen Schmelzpunkt bei ungefähr 80 °C und seinen Vernetzungspunkt bei ca. 150 °C, was einer typischen Prozesstemperatur eines PV-Modul-Laminationsprozesses entspricht [116]. Bei Verwendung einer erfassten Temperatur wird auch die Dauer der einzelnen Schritte des Laminationsprozesses, und damit die Dauer des gesamten Prozesses, vorgegeben. Eine detaillierte Beschreibung der speziell für das PVT-Modul angepassten Schritte der Lamination wird im folgenden Abschnitt gegeben.

Der Laminationsprozess besteht aus sechs Einzelschritten und kann über die Steuerung des Laminators eingestellt werden. Temperatur und Dauer eines jeden Schrittes sind dabei aktive Parameter, die vor Beginn des Prozesses definiert werden müssen. Passive Parame-

ter, wie der Druck in der oberen und unteren Kammer, werden durch den Laminator selbst definiert. Die folgende Abbildung 4.31 zeigt einen Querschnitt durch einen Laminator.

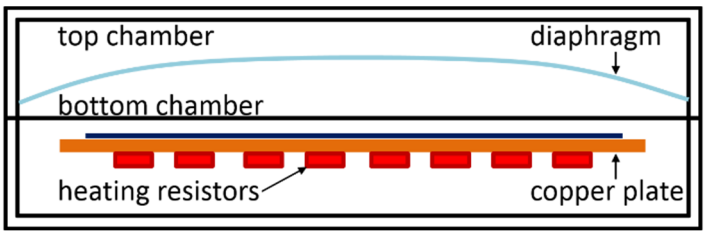


Abbildung 4.31: Querschnitt durch einen Laminator

Wie in der Abbildung ersichtlich, wird das Modul auf einer Kupferplatte in der unteren Kammer platziert. Während des Laminationsprozesses erwärmen die Heizwiderstände die Kupferplatte entsprechend der programmierten Laminationstemperatur. Die obere Kammer ist mit einer zusätzlichen Membran versehen.

Abbildung 4.32 zeigt den endgültigen Laminationsprozess für das PVT-direkt Modul, welcher durch eine Vielzahl an material- und prozessspezifischen Vorversuchen erarbeitet wird. Wie auf der horizontalen Achse zu sehen ist, beträgt die Gesamtprozesszeit in Kombination mit einem Wasserkühlsystem in etwa 40 Minuten.

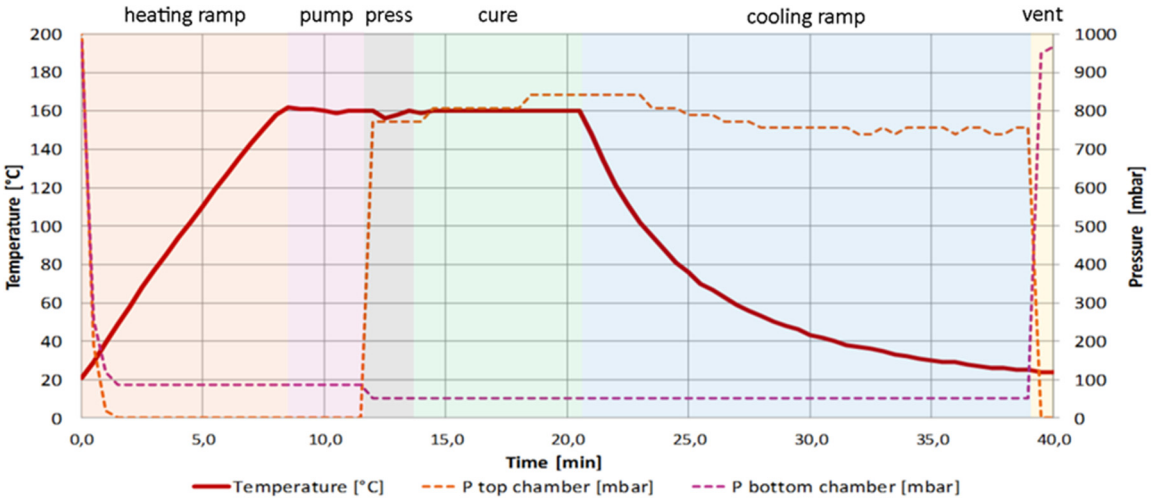


Abbildung 4.32: Diagramm des Laminationsprozesses für das PVT-direkt Modul

Die sechs Schritte des für das PVT-direkt Modul entwickelten Laminationsprozesses sind in Abbildung 4.32 farblich markiert:

1. Heating Ramp: Der Prozess beginnt mit einer konstanten Erwärmung, bis die maximale Laminationstemperatur (160 °C) erreicht ist. Dies dauert etwa 8 Minuten. Außerdem wird in der oberen und unteren Kammer ein Vakuum erzeugt, das durch die zwei gestrichelten Linien angedeutet ist. Der Druck in der unteren Kammer erreicht innerhalb einer Minute etwa 90 mbar.
2. Pump: Im zweiten Schritt hält der Laminator das Vakuum und die Temperatur von 160 °C für etwa 4 Minuten aufrecht, um die restliche Luft aus den beiden Kammern zu entfernen.

3. Press: Der Laminator gibt das obere Vakuum frei, sodass auf das Modul ein nahezu atmosphärischer Druck (841 mbar) wirkt. Dies ist durch eine orange gestrichelte Linie dargestellt, die den Druck in der oberen Kammer anzeigt.
4. Cure: Während des Aushärtungsprozesses ist die abschließende Vernetzung von EVA-Schicht und Klebeschicht gewährleistet. Daher ist die Dauer dieses Schrittes ein wichtiger Faktor. Referenzwerte können dem Hersteller von Verkapselungsmaterial entnommen werden. Bei einem Prozess von 160 °C wird das Modul für ca. 7 Minuten ausgehärtet [116].
5. Cooling Ramp: Nach dem Aushärtevorgang startet das Wasserkühlsystem mit einer Kühlrampe von 160 °C bis 25 °C gemäß dem Diagramm in Abbildung 4.32. Dies dauert etwa 19 Minuten. Ein Prozess ohne Wasserkühlung verursacht deutlich längere Kühlrampen.
6. Vent: Schließlich wird die untere Kammer entlüftet, indem das Vakuum aufgehoben wird, und der Laminator öffnet seine obere Abdeckung.

4.7.2 Differential Scanning Calorimetry (DSC)

Die EVA-Schicht und die Klebeschicht sind elastomere Polymere. Während des Laminationsprozesses bilden die Makromoleküle in den Materialien eine irreversible chemische Verbindung, die chemische Vernetzung. Ein Qualitätsmerkmal für diese Verbindung ist der Grad der Vernetzung.

Zur Überwachung, Kontrolle und Optimierung des Laminationsprozesses und darüber hinaus zur Qualitätssicherung der verarbeiteten Materialien sind thermoanalytische Messungen besonders geeignet. Sie werden verwendet, um das Härtungsverhalten von Materialien zu untersuchen. Wegen ihrer kürzeren Dauer und einer geringeren Probenmenge wird die Differential Scanning Calorimetry (DSC) der alternativen Soxhlet-Extraktionsmethode vorgezogen [110]. Für eine DSC muss die Probe ein Gewicht von 5-20 mg haben, während für die Soxhlet-Extraktion eine Menge von mehr als 1 g erforderlich ist.

Der Vernetzungsgrad kann mit der exothermen Enthalpie einer vernetzten und nicht vernetzten Probe berechnet werden. Zunächst wird die Enthalpie definiert, die notwendig ist, um eine Verbindung der nicht vernetzten Probe aufzubauen (ΔH_{v0}). Um die Qualität der Vernetzung einer Probe mit unbekanntem Vernetzungsgrad zu bestimmen, muss die Enthalpie dieser Probe gemessen werden (ΔH_v). Der Vernetzungsgrad kann wie folgt berechnet werden:

$$Vernetzungsgrad = 100 - \frac{\Delta H_v}{\Delta H_{v0}} \cdot 100\ [\%] \tag{4.1}$$

Ein niedriger Vernetzungsgrad ist unerwünscht, da die chemische Beständigkeit des Materials verringert ist. Je nach Material ist ein Vernetzungsgrad von 80-90 % erforderlich [116].

Abbildung 4.33 zeigt die Ergebnisse einer typischen DSC-Messung von EVA-Folien.

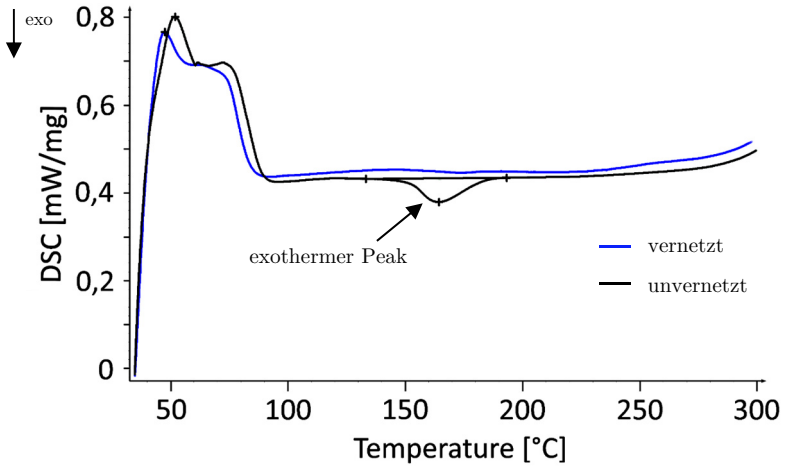


Abbildung 4.33: Vergleich zwischen den DSC-Messungen von vernetzten und unvernetzten EVA-Folien

Die schwarze Kurve veranschaulicht das unvernetzte EVA mit einem Schmelzpeak bei 52 °C und einem exothermen Vernetzungs-Peak bei 164,4 °C. Die exotherme Reaktion setzt eine Energie von 6,95 J/g frei. Die blaue Kurve zeigt das EVA nach dem Laminationsprozess. Es hat einen Schmelzpeak bei 47,6 °C und es ist kein exothermer Vernetzungs-Peak sichtbar. Dies zeigt einen akzeptablen Vernetzungsgrad von verkapselter EVA-Folie an.

Tabelle 4.3 zeigt den jeweiligen Vernetzungsgrad der EVA- und der Klebefolie für zwei verschiedene Laminationsverfahren mit einer Prozesstemperatur von 150 °C und 160 °C. Es ist davon auszugehen, dass eine Prozesstemperatur von 160 °C zu einer nahezu vollständigen Vernetzung von über 90 % führt. Das DSC-Diagramm zeigt keine exothermen Vernetzungsspitzen. Der Prozess bei 150 °C erfüllt auch die Herstelleranforderungen von mindestens 80 % Vernetzung [116].

Tabelle 4.3: Vergleich des Vernetzungsgrades für verschiedene Laminationstemperaturen

	Vernetzungsgrad [%]	
Laminationstemperaturen	EVA	Klebeschicht
150 °C	80.5	83.16
160 °C	≥ 90	≥ 90

Beide Laminationstemperaturen liefern einen akzeptablen Vernetzungsgrad bei der Verkapselung der EVA- und der Klebeschicht. Das Verfahren mit 160 °C wird wegen einer höheren Vernetzung bevorzugt. Durch die DSC-Messungen wird somit sichergestellt, dass der Laminationsprozess eine ausreichende Vernetzung von EVA und Klebeschicht gewährleistet.

4.7.3 Elektrolumineszenz-Messung

Mit der Elektrolumineszenz-Messung wird sichergestellt, ob und in welchem Umfang die Solarzellen durch Mikrokanäle oder Header während des Laminationsprozesses geschädigt werden. Dieses Verfahren bestimmt Mikrorisse, defekte Zellverbinder und potenzielle indu-

zierte Degradation (PID). Daher sind Elektrolumineszenzbilder ein wichtiges Werkzeug für die Qualitätssicherung [117].

Für die Elektrolumineszenzmessungen wird ein Strom von 10 A bei einer Spannung von 1 V pro Zelle in Vorwärtsrichtung des pn-Übergangs angelegt. Das Halbleitermaterial emittiert Licht mit einer bestimmten Wellenlänge. Durch die Bandlücke von Silizium wird das Licht im Infrarotspektrum emittiert [72]. Für Aufnahmen, wie in Abbildung 4.34 dargestellt, wird eine spezielle Kamera benötigt.

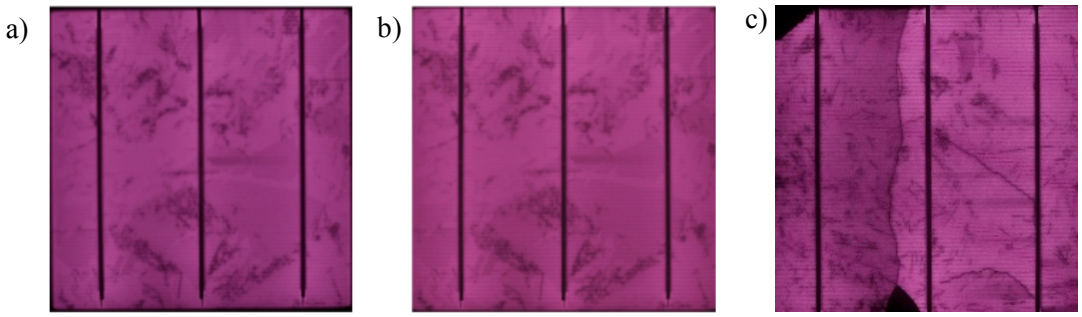


Abbildung 4.34: Elektrolumineszenzaufnahmen einer Solarzelle a) vor Lamination; b) nach Lamination mit rückseitig angebrachter Aluminiumplatte, MPE und Header; c) Zelle mit Mikroriss

Abbildung 4.34 zeigt Beispiele für Elektrolumineszenzmessungen einer Solarzelle des PVT-Moduls. Abbildung 4.34a zeigt eine Solarzelle vor dem Laminationsprozess, während Abbildung 4.34b diese Zelle nach dem Laminationsprozess zeigt. Um intakte und beschädigte Solarzellen zu vergleichen, ist in Abbildung 4.34c eine Zelle mit diversen Rissen dargestellt.

Beim Vergleich der Elektrolumineszenzbilder vor und nach dem Laminationsprozess der PVT-direkt Module wird deutlich, dass keine wesentlichen Unterschiede bestehen. Bei allen Elektrolumineszenzmessungen der PVT-Versuchsmodule können keine sichtbaren Schäden von Solarzellen aufgrund der Header oder Mikrokanäle nach dem Laminationsprozess festgestellt werden. Darüber hinaus können keine Schäden durch die im folgenden Kapitel beschriebene thermische Verformung (Verwerfung) für einzelne Zellen gegenüber Modulen in realen Größenabmessungen nachgewiesen werden. Der Test bestätigt, dass das Design des PVT-direkt Moduls während des Laminationsprozesses nicht zu Defekten oder Rissen in den Solarzellen führt.

4.7.4 Ergebnisse der Voruntersuchungen zur Lamination und Herstellung des PVT-direkt Modul Prototyps

Zur Untersuchung der Laminationsfähigkeit und des allgemeinen Herstellungsprozesses des PVT-direkt Moduls werden Laminationstests mit verschiedenen Modulgrößen sowie Materialkombinationen durchgeführt (siehe Abbildung 4.35 b) – d)).

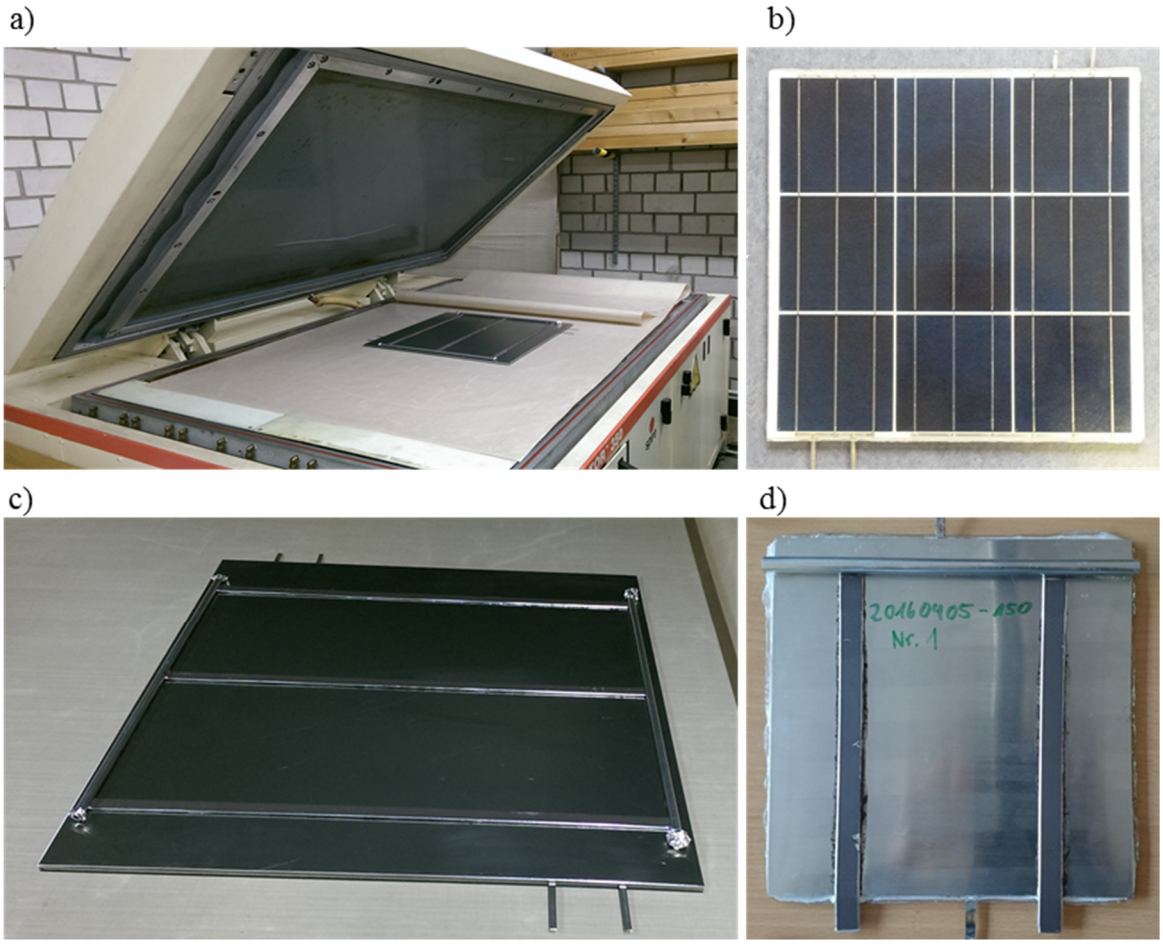


Abbildung 4.35: a) Laminator; b) Vorderseite PVT-Modul bestehend aus 9 Solarzellen (500x500mm); c) Rückseite PVT-Modul mit Aluminiumplatte, MPE und Header (500x500mm); d) Rückseite 1-Zeller mit aufgeklebtem Header und MPE (150x150mm)

Hierfür werden 1-Zellen-Module, 9-Zellen-Module und schließlich Module mit einem Standard-Maß von 1,6 m² (1.634 x 985 mm) mit 60 Zellen hergestellt und verwendet. Folgende Komponenten werden zur Untersuchung verwendet: Glas beziehungsweise Frontsheet HelioX PV®, EVA, Solarzellen, verschiedene Arten von Isolationsfolien, Klebeschicht, Aluminium-Rückseitenplatte, Header und Mikrokanäle. 1-Zellen-Module werden in verschiedenen Materialzusammensetzungen getestet, um im weiteren Prozess gute Laminationsergebnisse zu gewährleisten.

Zunächst werden die laminierten PVT-Module durch visuelle Inspektion analysiert. Mit diesem Verfahren kann der allgemeine Zustand des Moduls bewertet werden. Beginnend mit der Lamination von 1-Zellen-Module inklusive Mikrokanälen und Headerrohren, die auf die Aluminium-Rückseitenplatte geklebt werden, tritt der Effekt der Blasenbildung hauptsächlich an der Kante des Moduls auf. Weitere Untersuchungen zu diesem Effekt führen zu der Annahme, dass eine ungleiche Druckverteilung während des Laminationsvorgangs die Blasenbildung verursacht (siehe Abbildung 4.36).

Während der Lamination eines Standard-PV-Moduls wird das obere Vakuum gelöst und die Membrane übt einen konstanten Druck auf das Modul aus, um Lufttaschen zu entfernen und die Modulschichten zu verbinden. Wie in Abbildung 4.36 dargestellt, führen die an der Kante des 1-Zellen-Moduls gelöteten Header zu einer ungleichmäßigen Druckverteil-

lung der Membran. Die kritischen Punkte liegen direkt an den Headern, da die Membran zu starr ist, um die gesamte Oberfläche des Moduls abdecken zu können.

Der Effekt der Blasenbildung tritt nur bei der Lamination der 1-Zellen-Module mit Headern auf. 9-Zellen-Module werden wegen des größeren Abstandes zwischen den Header-Leitungen nicht durch Blasenbildung beeinträchtigt.

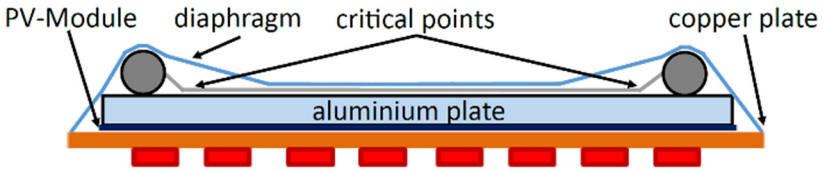


Abbildung 4.36: Querschnitt durch den Laminator – Darstellung der Ursache der Blasenbildung

Beim Laminieren von 9-Zellen-Modulen mit einer Aluminium-Rückseitenplatte kann im Zuge der visuellen Inspektion eine geringe thermische Verformung (Verwerfung) beobachtet werden. Der Grund für die Verwerfung liegt in der Disparität des Wärmeausdehnungskoeffizienten der Glas- und Aluminiumplatte. Der Wärmeausdehnungskoeffizient ist ein Maß für das Materialverhalten hinsichtlich seiner Abmessungen bei Temperaturänderungen. Die Längenänderungen eines Materials lassen sich mit folgender Gleichung beschreiben [118]:

$$\Delta l = l \cdot \beta_{th} \cdot \Delta T \tag{4.2}$$

Hier beschreibt l die Länge des Materials vor dem Heiz- oder Kühlvorgang, β_{th} in 1/K stellt den Wärmeausdehnungskoeffizienten und ΔT die Temperaturdifferenz dar. Die Gleichung zeigt, dass ein höherer Wärmeausdehnungskoeffizient zu einer größeren Verwerfung aufgrund des Erwärmungs- oder Abkühlprozesses führt. Außerdem ist der Wert von β_{th} von der Temperatur selbst abhängig. Dies bedeutet, dass ein Wert von β_{th} nur für eine bestimmte Temperatur gültig ist.

Für eine Temperatur von 20 °C sind die Wärmeausdehnungskoeffizienten für Aluminium und Glas wie folgt [119]:

- $\beta_{th,Aluminium,20°C} = 24 \cdot 10^{-6}\ [K^{-1}]$
- $\beta_{th,Glas,20°C} = 9 \cdot 10^{-6}\ [K^{-1}]$

Der Wärmeausdehnungskoeffizient von Aluminium ist in etwa dreimal größer als der von Glas. Dies bedeutet, dass die Aluminium-Rückseitenplatte während des Abkühlprozesses von 160 °C auf Umgebungstemperatur stärker schrumpft als die Glasplatte. Dieser Effekt führt bei der Lamination von 9-Zellen-Modulen zu einer Verwerfung von bis zu 4,7 mm über die längste Kante des Moduls (500 mm). Die 1-Zellen-Module zeigen einen zu vernachlässigenden Verwerfungs-Effekt.

Basierend auf diesen Erkenntnissen werden die ersten Laminationsversuche des finalen Prototyps des PVT-direkt Moduls mit der Abmessung 1.634 x 985 mm durchgeführt. Der erste Prototyp wird ohne Header und Mikrokanäle laminiert, da deren Implementierung bereits bei den 9-Zellen-Module positiv getestet wurde.

In Abbildung 4.37 und Abbildung 4.38 ist der erste Prototyp des PVT-direkt Moduls ohne Header und Mikrokanäle dargestellt. In einer Reihenschaltung werden 60 PV-Zellen verwendet. Die Bus-Anschlüsse werden separat herausgeführt, um drei Bypass-Dioden zu verwenden (siehe Abbildung 4.38d) und e)).

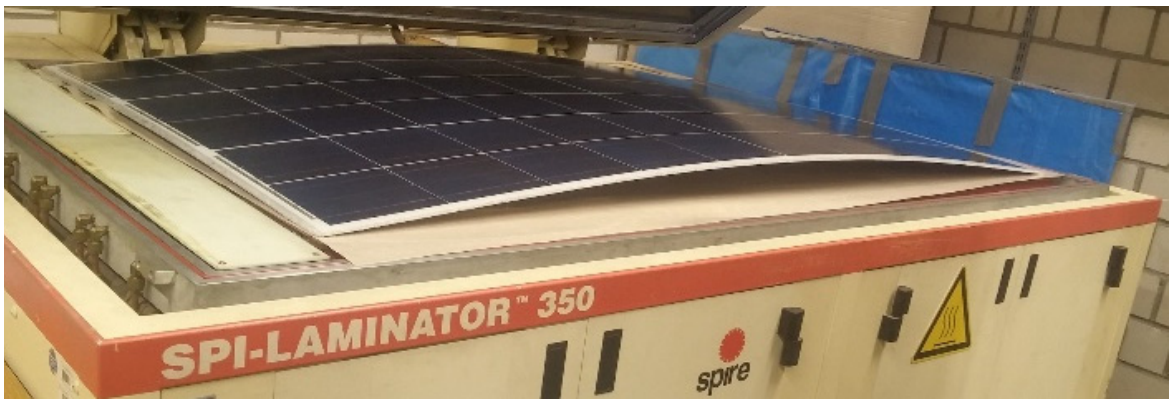


Abbildung 4.37: PVT-direkt Modul Prototyp mit Glasfront - Verwerfung nach der Lamination

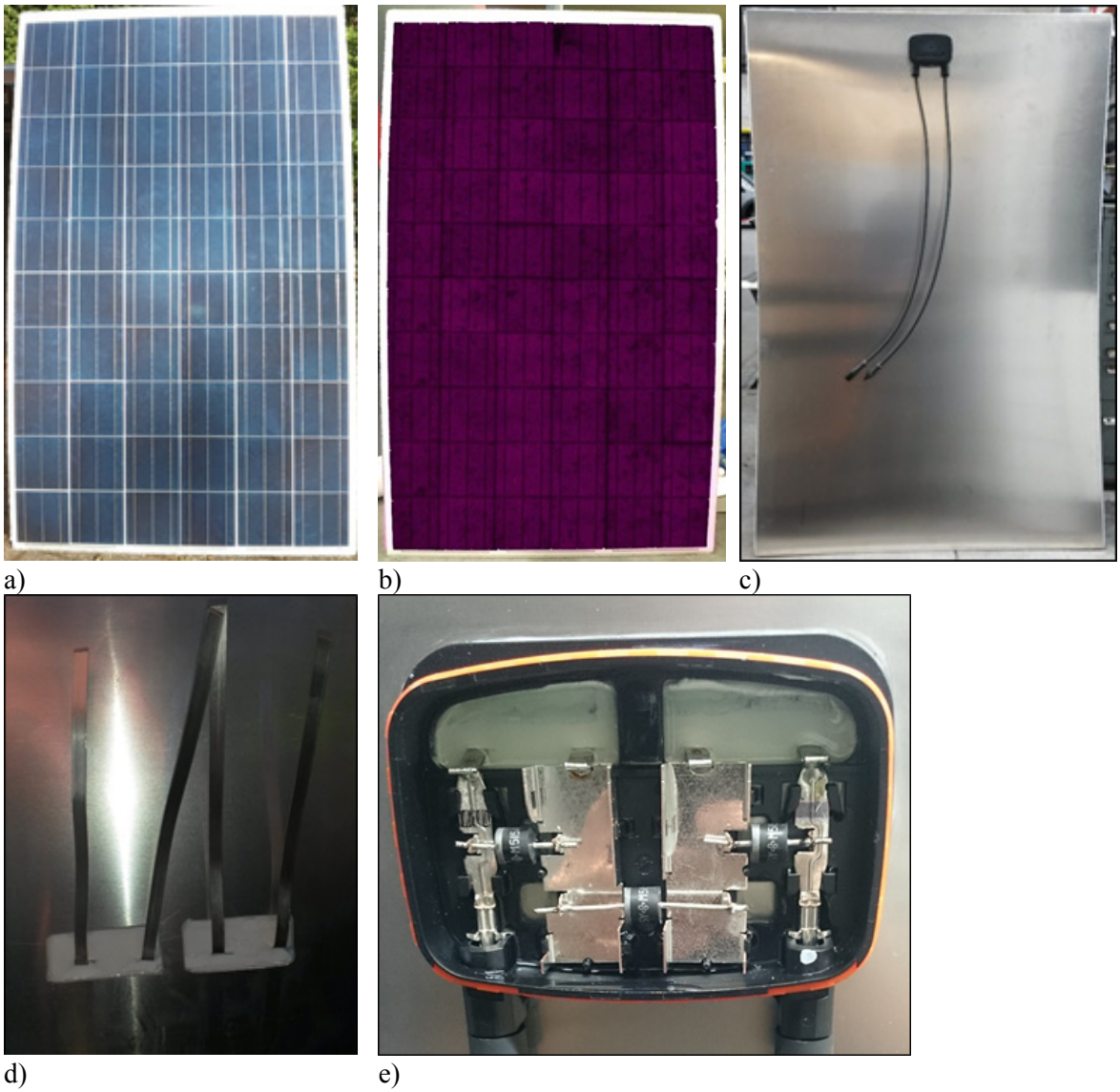


Abbildung 4.38: PVT-direkt Modul Prototyp mit Glasfront: a) Vorderansicht PVT-direkt Modul, b) Elektrolumineszenz-Aufnahme, c) Rückansicht PVT-direkt Modul ohne MPE-Profile und Header, d) el. Anschlüsse für Anschlussdose, e) angeschlossene „Multi-Contact“ Anschlussdose mit drei Bypass-Dioden

Am PVT-Modul mit Standardgröße und Glasfront treten nach der Lamination starke mechanische Verwerfungen auf (siehe Abbildung 4.37). In der Mitte der längsten Kante des Moduls beträgt die Verwerfung 67,2 mm, während die Verwerfung in der Mitte der kurzen Kanten 9,3 mm und 9,7 mm beträgt. Das Gewicht des Moduls beträgt 21,8 kg ohne Rahmen, Mikrokanäle und Sammelrohre. Bei diesem Modul tritt keine Blasenbildung auf, was auf eine homogene Vernetzung der EVA-Folien schließen lässt. Nach der Lamination wird die Verschaltung der Solarzellen-Strings mit einer Elektrolumineszenz-Aufnahme überprüft. Hierbei sind alle Solarzellen-Strings aktiv (siehe Abbildung 4.38b).

Um die mechanischen Spannungen der Aluminiumplatte und des Solarglases des PVT-direkt Moduls während der Abkühlphase des Laminationsprozesses zu reduzieren, wird bei einem darauffolgenden Prototyp für den Laminationsprozess die Wasserkühlung des Laminators abgeschaltet. Dadurch verlängert sich die Abkühlphase bei Raumtemperatur von ca. 20 Minuten auf ca. 300 Minuten. Eine längere Abkühlphase beim Laminationsprozess führt jedoch nicht zu einer Reduzierung der Verwerfung des PVT-direkt Moduls.

Um die Verwerfung des ersten Prototyps des PVT-direkt Moduls aufgrund unterschiedlicher thermischer Ausdehnungskoeffizienten der Materialkomponenten Glas und Aluminiumplatte eliminieren zu können, wird ein zweiter Ansatz untersucht. Anstatt Glas als Modulfront wird ein Frontsheet des Projektpartners Aluminium Féron GmbH & Co. KG getestet. Das hochtransparente HelioX PV® transluX EC Frontsheet ist robust und weist eine exzellente Witterungsbeständigkeit und UV-Widerstandsfähigkeit auf. Das Frontsheet besteht aus den Hauptmaterialien ETFE, PET und E-Lage. Auch vor äußeren Einwirkungen wie Hagel, Feuer oder Chemikalien schützen transluX Frontsheets außergewöhnlich gut. Zudem sind sie sehr reiß- und stoßfest und mit einem praktischen „easy-clean-Effekt“ versehen. Sie weisen eine ausgezeichnete Haftung zu Einbettungsmaterialien auf. Vorteile im Vergleich zum Glas sind die höhere Transparenz und das deutlich geringere Gewicht. Das Problem bezüglich des thermischen Ausdehnungskoeffizienten im Vergleich zu Glas ist bei diesem Frontsheet nahezu vernachlässigbar klein, sodass nach der Lamination des PVT-direkt Modul Prototyps keine Verwerfung erkennbar ist. Bei diesem Modul tritt keine Blasenbildung auf, was auf eine homogene Vernetzung der EVA-Folien schließen lässt.

In Abbildung 4.39 sind die Ergebnisse der ersten Laminationsversuche mit dem HelioX PV® transluX EC Frontsheet dargestellt.

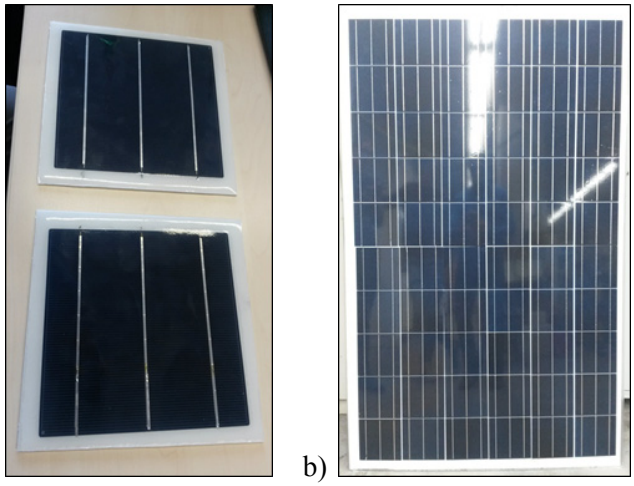


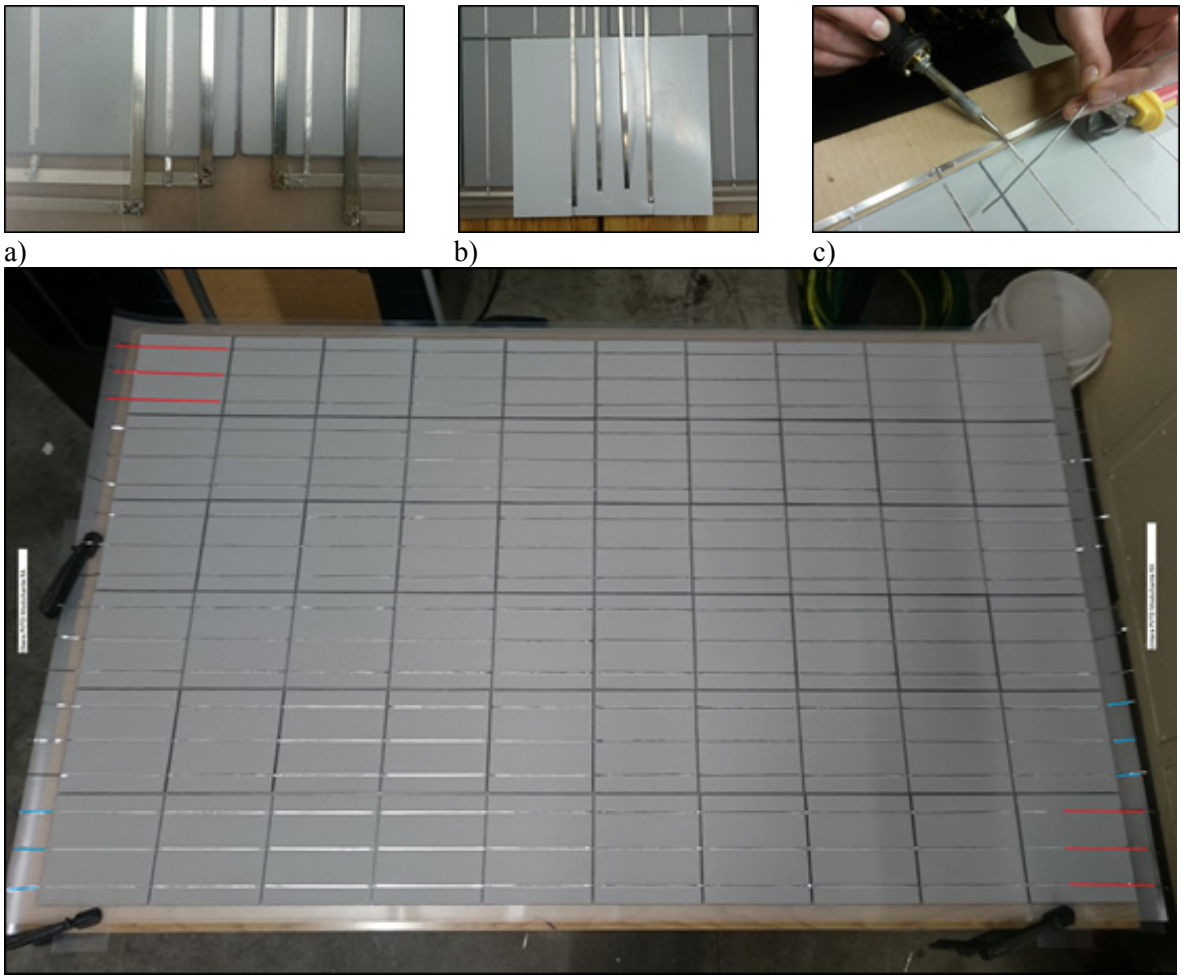
Abbildung 4.39: PVT-direkt Modul Prototyp mit Frontsheet Féron HelioX PV® sheet transluX E*PE 25/250/200 – a) 1-Zeller; b) Vorderansicht PVT-direkt Modul

4.7.5 Herstellung des finalen PVT-direkt Modul Prototyps

In Abbildung 2.1 des Grundlagenkapitels 2.1.1 ist der zu Beginn der Arbeit geplante Schichtaufbau des PVT-direkt Moduls mit Glasabdeckung dargestellt. Jedoch wird bei der Herstellung des finalen Prototyps anstatt Glas als Modulabdeckung das hochtransparente HelioX PV® transluX EC Frontsheet des Projektpartners Aluminium Féron GmbH & Co. KG verwendet (siehe dazu die Anmerkungen und Ergebnisse der Voruntersuchungen in Kapitel 4.7.4 und Abbildung 4.39). Außerdem wird im Vergleich zu den vorangegangenen Prototypen erstmals ein funktionsfähiger Aluminium-Mikrokanalverdampfer in den Laminationsprozess integriert. In Kapitel 4.3.6 (siehe Abbildung 4.17) wird bereits der finale Aluminium-Mikrokanalverdampfer präsentiert, welcher für die Fertigung des finalen Prototyps des PVT-direkt Moduls verwendet wird.

Im finalen Prototyp wird die Interlayer-Isolationsfolie (EPC 50/150) des Projektpartners Aluminium Féron GmbH & Co. KG verwendet (siehe Kapitel 4.4.3).

Im ersten Schritt werden die 60 Solarzellen, wie in Abbildung 4.19 dargestellt, in Reihe geschaltet und händisch verlötet (siehe Abbildung 4.40 in Kapitel 4.4.1).



a) b) c)

d)

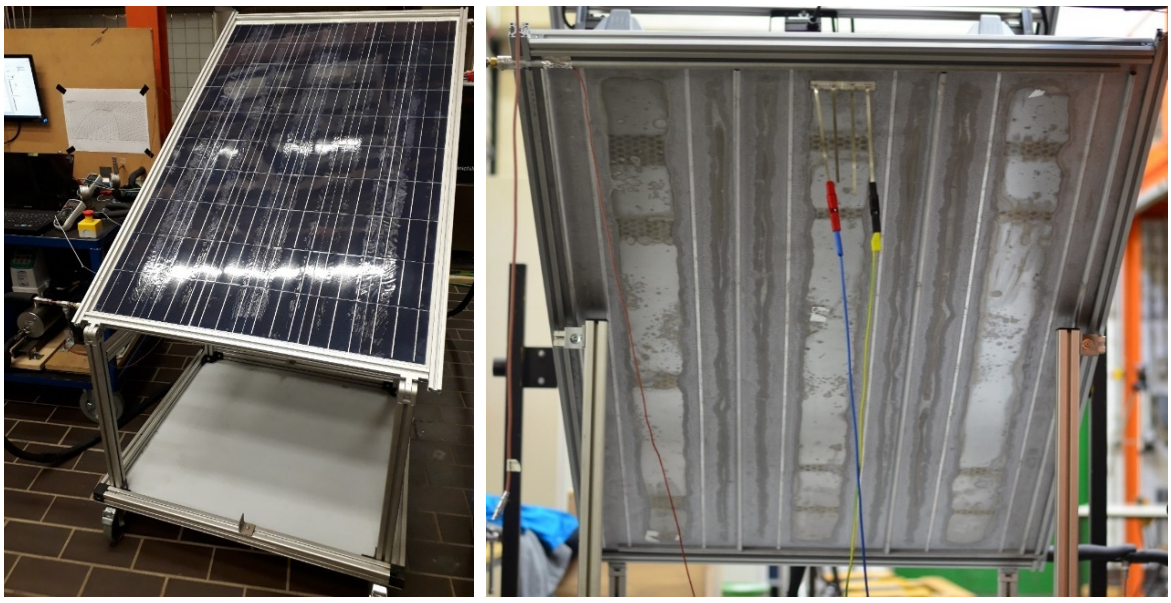
Abbildung 4.40: Lötung der Solarzellen - a) Leiterbahnen und Leiterbahnverlängerung, b) Isolierung der Leiterbahnverlängerung mit Interlayer-Isolationsfolie, c) Lötung der Solarzellen, d) Frontsheet, EVA und Solarzellenanordnung

Aufgrund des großen Verdampfer-Maßes, vor allem aufgrund des Header-Adapter Überstands über die Modulfläche, muss der Modulaufbau mit den einzelnen Schichten im La-

minator leicht verschoben werden, um das Sandwich in den Laminator einbringen zu können. Die beiden Enden des Header-Adapters werden dabei jedoch nicht komplett mit der Laminator-Vakuumfolie bedeckt. Aus diesem Grund kann im Laminator das Vakuum des Laminationsprozesses nicht optimal ausgebildet werden, wodurch auf der Zelloberfläche Lufteinschlüsse in der EVA-Folie des laminierten PVT-direkt Moduls zu erkennen sind. Dies lässt auf eine inhomogene Vernetzung der EVA-Folien schließen. Durch eine geringfügig größere Laminatorfläche in Kombination mit einer größeren Laminator-Vakuumfolie können Lufteinschlüsse vermieden werden.

Sowohl thermisch als auch elektrisch ist der finale PVT-direkt Modul Prototyp voll funktionsfähig. In Kapitel 7 werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur thermischen und elektrischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls präsentiert.

In Abbildung 4.41 ist der finale Prototyp des PVT-direkt Moduls mit Aluminium-Mikrokanalverdampfer dargestellt. Zur Stabilisierung des PVT-direkt Moduls wird dieses mit Hilfe eines Aluminium-Rahmens an ein um 30 Grad geneigtes Modulgestell fixiert.



a) **b)**

Abbildung 4.41: Finaler Prototyp des PVT-direkt Moduls inklusive Rahmen und Untergestell a) Vorderseite, b) Rückseite

4.8 Zusammenfassende Analyse zur konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-Moduls

Verdampfer-Design

Betreffend prozessbedingter Auslegungspunkte eines Mikrokanalverdampfers zeigt die literarische Exzerption bezüglich druckverlustbedingtem Temperaturabfall, Ölrückführung und Kältemittelverteilung (siehe Kapitel 3), dass auf dem zukunftsorientierten Gebiet der CO_2-Mikrokanalverdampfer noch Forschungs- und Entwicklungsbedarf besteht. Ein anwendbares Auslegungsschema für diese Bauart ist nicht vorhanden. Praxisnahe Beispiele basieren auf einem iterativen Prozess mit sinnvoll abgeschätzten Annahmen. Aus diesem Grund gestaltet sich die Ermittlung eines konkreten Temperaturabfalls zur Gewährleistung der Rückführung des Kältemaschinenöls aus dem Verdampfer als schwierig. Anhand veröffentlichter Literaturdaten vergleichbarer Verdampfer-Prototypen lässt sich schließlich

ein zweckmäßiger Wert von zwei Kelvin ausmachen. Diese Annahme stellt einen Kompromiss zwischen einer betriebssicheren Betriebsweise und einer Effizienzsteigerung der Anlage in Form eines optimierten Druckabfalls dar. Grundsätzlich ist die Ölrückführung ohnehin durch betriebstechnische Maßnahmen anderweitig zu garantieren, wie recherchierte Beispiele zeigen.

Die Kältemittelverteilung beschreibt eine große Herausforderung. Das Phänomen lässt sich vereinfachend auf einen gravitationsbedingten Einfluss und den Druckgradienten in den Headern zurückführen, wobei die zweiphasige Strömung zusätzlich zu einer inhomogenen Strömung in den MPE-Profilen führt. Zum einen sind einschlägige Forschungseinrichtungen noch mit der Grundlagenforschung beschäftigt, zum anderen führt die Komplexität einer exakten Simulation der Kältemittelverteilung dazu, dass diesbezüglich lediglich Grundlagenaspekte in den Auslegungsprozess einfließen können. Laut Chad [101] spielt die schwerkraftbedingte Strömungsrichtung in Mikrokanalverdampfern bei horizontal angeordneten Headersegmenten eine zu vernachlässigende Rolle in Hinblick auf die Kältemittelverteilung, die in beiden Fällen ein ungünstiges Verhalten aufweist. Auch im Zuge dieser Arbeit kann dies bestätigt werden (siehe Kapitel 7.2.1). Da die Stromrichtung keinen signifikanten Einfluss auf die Verteilungsproblematik hat, ist auch die Anschlussbelegung beim Hybridmodul diesbezüglich nicht von Relevanz. Hinsichtlich eines sicher zu stellenden Ölflusses bietet sich jedoch eine abwärts gerichtete Durchströmung durch das Modul an.

Die vorläufigen geometrischen Auslegungen werden unter Berücksichtigung der gewonnenen Erkenntnisse in CAD-Modelle überführt (siehe Kapitel 4.2.2). Dem erwähnten Druckabfall geschuldet, ergibt sich beim Mäanderkonzept eine MPE-Anzahl von vier Profilen und bei der Harfenvariante beziffert sich die Anzahl auf sechs Profile. Eine homogenere MPE-Verteilung über der Verdampferfläche spiegelt sich in den simulierten Thermografie-Aufnahmen wider. Beide Verdampfer-Bauweisen weisen eine annähernd homogene Temperaturverteilung auf. Die kühlende Wirkung des Verdampfers auf das PVT-Modul führt grundsätzlich zu einer photovoltaikseitigen Leistungssteigerung, die durch die geometrisch bedingten Hot-Spots geringfügig reduziert wird. Insgesamt basiert die Temperaturanalyse auf stark vereinfachten Annahmen, wie einer homogenen Kältemittelverteilung, welche eine aussagekräftige Bewertung erschweren.

Bei der Fertigung ist darauf zu achten, dass das Verdampferbauteil, welches mit der PV-Komponente gefügt wird, keine Überlappungen oder Lücken aufweist, die zu partiellen thermischen Widerständen führen. In Bezug auf das Hybridmodul bedeutet dies, dass sowohl die Verbindung der Aluminiumplattenvorderseite mit den MPE-Profilen als auch diejenige der Aluminiumplattenrückseite mit der PV-Komponente sorgfältig ausgeführt werden muss. Gerade in Hinblick auf den vorgesehenen Lötprozess ist deshalb eine absolute Planheit der großflächigen MPE-bestückten Rückplatte nach dem Hartlöten zu gewährleisten. Andernfalls resultieren daraus Einbußen der solaren Leistungssteigerung des Hybridmoduls, die den positiven Effekt der Modulkühlung schmälern.

Hartlöten des Aluminium-Wärmeübertragers

Die Basis der experimentellen Untersuchungen bilden neun verschiedene Musterkombinationen, bestehend aus jeweils einem MPE-Profil, das in einem Batchofen, dessen Funktionsweise dem Serienprozess (CAB) nachempfunden ist, mit einem Aluminiumblech gefügt wird (siehe Kapitel 4.3). Die Lötversuche werden im Modellmaßstab durchgeführt, da die

Erkenntnisse nicht von der Bauteilgröße abhängen. Eine SWAAT- Korrosionsprüfung liefert Erkenntnisse über die korrosive Beständigkeit der kombinierten Muster (siehe Langzeitstabilität des PVT-Moduls in Kapitel 4.6.2).

Die Untersuchungen zeigen, dass für eine fügetechnisch zufriedenstellende Anbindung der Komponenten in jedem Fall eine Lotplattierung auf dem Blechwerkstoff erforderlich ist. Als finale Kombination wird eine Verbindung präsentiert, die aus einem lotplattierten Blechwerkstoff der Legierung HA 3903-R und einem MPE-Profil (Legierung 9108) mit einer zinkgradientenausbildenden Flussmittelbeschichtung besteht. Da sich lotbildende Siliziumkomponenten in der Flussmittelbeschichtung nicht negativ auf die Verbindungsqualität auswirken, ist eine ZnSil-Flux-Beschichtung ebenfalls anwendbar. Diese Erkenntnisse sind unabhängig von der Bauteilgröße und dem Verdampfer-Design. Dadurch lässt sich die ermittelte Halbzeugkombination selbst bei variiertem Querschnitt der MPE-Profile auf einen vollmaßstäblichen Hybridmodulverdampfer übertragen.

Aufbauend auf den Ergebnissen kann von einer hervorragenden fügetechnischen Verbindung gesprochen werden. Eine mit den untersuchten Werkstofflegierungen umzusetzende Headeranlötung stellt technisch keine Herausforderung dar.

Die vollmaßstäbliche hartlöttechnische Herstellung eines Hybridmodul-Verdampfers auf Basis von MPE-Profilen, welche auf ein Blech betrachteter Dicke gefügt werden, ruft Materialwölbungen im gefügten Bauteil hervor. Diese werden bei der Lötung des PVT-direkt Verdampfers durch entsprechende Verspannungsmaßnahmen vor dem Löten und durch parallel zum Verlauf der Mikrokanäle auf die Platte gelötete Aluminiumrohre vermieden.

Der Verdampfer wird mit Hilfe einer Druckprüfpumpe bis zu einem Prüfdruck von 60 bar geprüft, um die Dichtheit und Beständigkeit bei hohen CO_2-Verdampfungsdrücken zu gewährleisten. Insgesamt kann festgehalten werden, dass im Zuge dieser Arbeit keine Faktoren identifiziert werden können, welche eine Serienproduktion des PVT-direkt Verdampfers einschränken.

Elektrisches Design des PVT-direkt Moduls

Das PVT-direkt Modul besteht aus 60 Solarzellen des Typs Gintech G150M3. Die Zellstrings werden geometrisch antiparallel auf dem Modul angeordnet (siehe Kapitel 4.4.1). Jeweils zwei Solarzellen-Strings werden über eine Bypass-Diode zu einem Cluster elektrisch zusammengeschaltet. So ergeben sich drei Cluster mit jeweils 20 in Reihe geschalteten Solarzellen. Die Aufteilung der 60 Solarzellen in drei Cluster ist hier sinnvoll, da dies durch die Anordnung der Solarzellen in sechs Strings mit relativ geringem Verdrahtungsaufwand möglich ist. So können bei Teilverschattung des PVT-direkt Moduls die einzelnen Solarzellen-Cluster durch jeweils eine Bypass-Diode überbrückt werden. Damit wird der elektrische Leistungsverlust bei Teilverschattung begrenzt. Gleichzeitig bietet diese Verschaltung einen hinreichenden Schutz vor Hot-Spots, welche durch eine Teilverschattung oder eine Kältemittelfehlverteilung verursacht werden können.

Die Auslegung der Luft- und Kriechstrecken erfolgt auf Grundlage der Anforderung an die normativen Mindestwerte für Luft- und Kriechstrecken nach DIN EN 61730-1 (Photovoltaik-Module – Sicherheitsqualifikation – Teil 1: Anforderungen an den Aufbau) [107] (siehe Kapitel 4.4.2). Bei einer maximalen Systemspannung des PVT-direkt Moduls von 1000 V DC bedeutet dies für die Dicke der Interlayer-Isolationsfolie, dass diese nach dem Laminieren einen Abstand von mindestens 150 µm zwischen den aktiven Teilen und der berührbaren metallischen Rückseite des PVT-direkt Moduls gewährleisten muss. Ein vom

Projektpartner Aluminium Féron GmbH & Co. KG durchgeführter DTI-Test (Distance Through Insulation) für die eingesetzte Isolationsfolie (EPC 50/150) gewährleistet, dass diese der genannten normativen Anforderung an die Dicke in dünnen Lagen entspricht.

Bei allen Abständen der aktiven Teile zu den Modulrändern und in allen Bereichen des Ausschnitts der Aluminiumplatte, durch den die Leiterbahnen vom PVT-direkt Modul in die Anschlussdose geführt werden, wird der von der Norm geforderte Mindestwert für Kriechstrecken von 6,4 mm erfüllt. Für die Bereiche im Inneren der Anschlussdose, die nicht vergossen werden, müssen die entsprechenden Luft- und Kriechstrecken ebenfalls berücksichtigt werden. Der Abstand zwischen den Lötfahnen beträgt mindestens 19,5 mm. Somit wird auch hierbei der von der Norm geforderte Mindestwert für Kriechstrecken von 6,4 mm erfüllt.

Der CTI-Wert (Comparative Tracking Index - Vergleichszahl der Kriechwegbildung) beziehungsweise die diesbezügliche Werkstoffgruppe des Silikongels, welches zum Ausgießen des Ausschnitts der Aluminiumplatte verwendet wird, ist unbekannt. Aus diesem Grund wird hier der ungünstigste Fall angenommen, sodass die entsprechenden Kriechwege für ein Material der Werkstoffgruppe III ausgelegt werden. Die Abstände zwischen den genannten Lötfahnen gelten als „aktive Teile in einer Anschlussdose mit unterschiedlicher Polarität“. Mit der Einordnung des Silikongels in die Werkstoffgruppe III und einer Kurzschlussspannung des PVT-direkt Moduls von 37,98 V ergeben sich hier geforderte Mindestabstände von 0,5 mm für die Luftstrecken beziehungsweise 1,4 mm für die Kriechstrecken. Unter der Annahme, dass zum Anschluss der Leiterbahnen diese gerade an die jeweiligen Lötfahnen herangeführt werden, erfüllen die hier als Luft- und Kriechstrecken bewerteten Abstände die von der Norm geforderten Mindestabstände für Luft- und Kriechstrecken ebenfalls deutlich.

Für den Einsatz der vorgesehenen Isolationsfolie im PVT-direkt Modul (Muster 4: EPC 50/150) wird die Durchschlagfestigkeit durch einen Breakdown Voltage Test nach Norm DIN EN/TS 62788-2 [108] getestet (siehe Kapitel 4.4.3). Bei dieser Prüfung muss die Isolationsfolie einer Spannung von mindestens 6 kV DC standhalten, da das geplante Modul für eine maximale Systemspannung von 1000 V DC ausgelegt ist. Mit dem durchgeführten Breakdown Voltage Test wird für diese Folie eine Durchschlagspannung von 58,35 kV DC ermittelt. Dieser Wert liegt deutlich über dem von der Norm DIN EN/TS 62788-2 geforderten Wert von 6 kV DC. Damit ist gewährleistet, dass sich die vorgesehene Isolationsfolie bezüglich der DC-Durchschlagspannung zur Verwendung im PVT-direkt Modul eignet. Die PV-Anschlussdose kann trotz der rückseitigen Mikrokanäle und der Headerrohre in das PVT-direkt Modul integriert werden.

Elektrische Funktionsfähigkeit des PVT-direkt Moduls

Zur experimentellen Bestimmung der parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls und deren Einfluss in Bezug auf die Systemfläche, auf die Kapazität des elektrischen Systems und auf die Kapazitätsgrenzen verschiedener Wechselrichter, werden Testmodule mit einer Solarzelle und mit neun Solarzellen untersucht (siehe Kapitel 4.5).

Die Messergebnisse der parasitären Kapazität verschiedener PVT-direkt Testmodule mit metallisierter Front zur Simulation feuchter Oberflächen und ohne metallisierter Front zur Simulation von Trockenbedingungen zeigen eine Diskrepanz von etwa 25%. Messunsicherheiten treten aufgrund der simulierten feuchten Oberfläche mit der metallisierten Front anstelle einer real befeuchteten Front auf. Der Abstand zwischen einer befeuchteten Front

und der Aluminiumplatte auf der Rückseite wäre kleiner und daher wäre die parasitäre Kapazität höher. Die Ergebnisse liegen immer noch in einem akzeptablen Bereich, um die zu erwartenden parasitären Kapazitäten eines PVT-direkt Moduls abschätzen zu können.

Die Ergebnisse der simulativen und experimentellen Untersuchungen zur parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls sind in Abbildung 4.26 in Kapitel 4.5.3 als eine Funktion in Abhängigkeit der PV-Systemfläche, der PV-Systemleistung und der Grenzkapazitäten von drei verschiedenen transformatorlosen Wechselrichtern dargestellt. Die Systemauslegung eines elektrischen PVT-direkt Systemleistungsbereichs von 4-6 kW kann mit den berücksichtigten Wechselrichtertypen Sunny Tripower (SMA), Sunny Boy TL (SMA) und IG TL (Fronius) realisiert werden. Die Steigerung der photovoltaischen Effizienz aufgrund von niedrigeren PVT-Modultemperaturen, die durch die Modulkühlung durch den Aluminium-Wärmeübertrager verursacht wird, wirkt sich positiv auf die elektrische Systemleistung bei konstanter Systemfläche aus.

Langzeitstabilität des PVT-direkt Moduls

Im Zuge der Untersuchungen zur Langzeitstabilität des Materialverbunds Aluminiumplatte/Isolationsfolie werden Damp-Heat-Tests, Thermal-Cycling-Tests und Humidity-Freeze-Tests durchgeführt (siehe Kapitel 4.6.1). Die Ergebnisse des Damp-Heat (1000 h), Damp-Heat (2000 h - nur optische Bewertung), Humidity-Freeze (20 Zyklen), Damp-Heat und Humidity-Freeze (200 und 20 Zyklen) sind durchweg positiv. Des Weiteren werden Haftungs- und Peel-Tests mit Peel-Winkeln von 90° und 180° für die Kombination Isolationsfolie, Klebefolie und Aluminiumplatte durchgeführt. Bei chemisch entfetteten Aluminiumplatten werden hierbei sehr gute Haftungswerte erzielt. Die Werte der Schälfestigkeit liegen bei nahezu allen Proben bei über 70 N/15 mm Breite.

Eine SWAAT- Korrosionsprüfung liefert Erkenntnisse über die korrosive Beständigkeit der kombinierten Muster der Hartlötverbindungen des Aluminium-Verdampfers bestehend aus Aluminiumplatte, MPE und Header (siehe Kapitel 4.6.2). Die Kernwerkstofflegierung HA 3903-R, welche die Blechbasis aller SWAAT-Proben bildet, erfährt keinen Materialabtrag. Ein korrosiver Angriff erfolgt lediglich an der Lotplattierung, die so gesehen als Schutzschicht der Kernlegierung fungiert. Die Ergebnisse bestätigen die korrosive Beständigkeit der korrosionsoptimierten Legierung HA 3903-R beim Fügen mit konventionellen MPE-Legierungen.

Aufgrund der geringeren Zinkkonzentration im Lot ist der stärkere korrosive Angriff auf der MPE-Oberfläche zu verzeichnen. Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen einer beobachteten Angriffsstärke und der Prüfdauer sowie der Probenvariante lässt sich aufgrund des geringen Probenvolumens nicht definieren. Insgesamt wird eine Vergrößerung der Muldenkorrosion in Breite und Tiefe bei steigender Beanspruchungszeit beobachtet. Vereinzelt ist Lochkorrosion festzustellen, die jedoch in einem vernachlässigbar geringen Maß auftritt. Die „Funktionsweise“ der ausgebildeten Zinkgradientenschicht wird dadurch bestätigt, weshalb lediglich Korrosionserscheinungen und keine Korrosionsschäden festzustellen sind. Ein Korrosionsschaden würde durch ein Leck im MPE-Kanal deklariert.

Zusammenfassend weist der Blechwerkstoff eine optimale Korrosionsresistenz auf, gefolgt vom Lotwerkstoff mit geringer selektiver Korrosion an der eutektischen Phase der zweiten Probe. An der MPE-Oberfläche findet der größte korrosionsbedingte Abtrag statt. Es handelt sich dabei hauptsächlich um Muldenkorrosion. Da der Unterschied der Proben in der MPE-Legierung liegt, gilt es aufgrund eines geringeren Materialabtrags die Legierung

9108 der Legierung 3102 aus korrosionstechnischer Sicht (bei verwendeter Werkstoffkombination) vorzuziehen.

Prototyp-Herstellung des PVT-direkt Moduls

Die Laminationsparameter werden mit kleinen 1-Zellen-Modulen und 9-Zellen-Modulen erfolgreich entwickelt (siehe Kapitel 4.7.1). Die Vernetzung von EVA und Klebeschicht erreicht gemäß DSC-Methode in Kapitel 4.7.2 zufriedenstellende Ergebnisse. Die Lamination der Aluminiumplatte mit der Klebeschicht erreicht eine gute mechanische Stabilität. Wie in Kapitel 4.7.3 durch Elektrolumineszenz-Aufnahmen dargestellt, werden die Solarzellen durch den Laminationsprozess nicht beschädigt. Der Test bestätigt somit, dass das Design des PVT-direkt Moduls während des Laminationsprozesses nicht zu Defekten oder Rissen in den Solarzellen führt.

Bei den 500 x 500 mm Modulen mit neun Solarzellen treten thermische Verwerfungen auf, die durch unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten von Glas und Aluminium verursacht werden. Eine Blasenbildung ist bei der Lamination des Moduls mit Mikrokanälen und Header hierbei nicht erkennbar (siehe Kapitel 4.7.4).

PVT-Module in Standardmaß (längste Kante 1.634 mm) mit Glasfront zeigen nach der Lamination eine signifikante Verwerfung. Um die Verwerfung des PVT-direkt Moduls aufgrund unterschiedlicher thermischer Ausdehnungskoeffizienten der Materialkomponenten Glas und Aluminiumplatte eliminieren zu können, wird bei der Herstellung des finalen Prototyps anstatt Glas ein HelioX PV® transluX EC Frontsheet verwendet. Das Problem bezüglich des thermischen Ausdehnungskoeffizienten im Vergleich zu Glas ist bei diesem Frontsheet nahezu vernachlässigbar klein, sodass nach der Lamination des PVT-direkt Modul Prototyps keine Verwerfung erkennbar ist. Außerdem wird bei der Herstellung des finalen Prototyps im Vergleich zu den vorangegangenen Prototypen erstmals ein funktionsfähiger Aluminium-Mikrokanalverdampfer in den Laminationsprozess integriert (siehe Kapitel 4.7.5).

Aufgrund des großen Verdampfer-Maßes, vor allem aufgrund des Header-Adapter Überstands über die Modulfläche, muss der Modulaufbau mit den einzelnen Schichten im Laminator leicht verschoben werden, um das Sandwich in den Laminator einbringen zu können. Die beiden Enden des Header-Adapters werden dabei jedoch nicht komplett mit der Laminator-Vakuumfolie bedeckt. Aus diesem Grund kann im Laminator das Vakuum des Laminationsprozesses nicht optimal ausgebildet werden, wodurch auf der Zelloberfläche Lufteinschlüsse in der EVA-Folie des laminierten PVT-direkt Moduls zu erkennen sind. Dies lässt auf eine inhomogene Vernetzung der EVA-Folien schließen. Durch eine geringfügig größere Laminatorfläche in Kombination mit einer größeren Laminator-Vakuumfolie können Lufteinschlüsse vermieden werden.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine konstruktive Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls mit rückseitigem Aluminium-Mikrokanalverdampfer nachgewiesen werden kann. Es können keine Faktoren identifiziert werden, welche eine Serienproduktion des PVT-direkt Moduls einschränken.

Sowohl thermisch als auch elektrisch ist der finale PVT-direkt Modul Prototyp voll funktionsfähig. In Kapitel 7 werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur thermischen und elektrischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls präsentiert.

5 Literaturrecherche zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einem PVT-Modul

5.1 Vorgehensweise bei der Literaturrecherche

Der konvektive Wärmeübergang zwischen einem PVT-Modul und seiner Umgebung hängt von der Windgeschwindigkeit, dem Modulneigungswinkel (Anströmwinkel), der Windrichtung (Azimutwinkel) und der Differenz zwischen Modul- und Umgebungstemperatur ab. Der Modulneigungswinkel und die Modulorientierung variieren für verschiedene Anwendungsfälle beziehungsweise Dachaufbauten. Bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten (WÜK) muss somit der Anströmwinkel und der Azimutwinkel berücksichtigt werden. In der Literatur gibt es eine Vielzahl an Untersuchungen und Ansätzen zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einer ebenen Platte. Hierbei werden bei einigen Ansätzen ein Anströmwinkel des Windes und die Windrichtung berücksichtigt, bei manchen nicht. Um einen Überblick über die unterschiedlichen Ansätze zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten, wird im Zuge dieser Arbeit eine Literaturrecherche durchgeführt. Diese ist jedoch nicht allumfassend. Sie dient lediglich der Visualisierung der unterschiedlichsten Ergebnisse der einzelnen Ansätze bei der Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Je nach Anwendungsfall können hiervon einzelne Ansätze zur thermischen Simulation des PVT-Moduls übernommen werden.

Für die Literaturrecherche werden insgesamt über hundert englischsprachige Veröffentlichungen erfasst, die anschließend ausgewertet werden. Mit Hilfe einer systematischen Vorgehensweise lassen sich die Quellen zunächst sichten. Dabei werden relevante Veröffentlichungen tabellarisch erfasst und auf Bedeutsamkeit hin vorsortiert.

Die Tabellen werden nach der jeweiligen Gleichungsform für den Wärmeübergangskoeffizienten kategorisiert und wie folgt sortiert:

- Lineare Gleichungsform: $\alpha_w = a + bV$
- Potenzgesetz-Gleichungsform: $\alpha_w = a + bV^n$
- Grenzschicht-Gleichungsform: $Nu = aRe^nPr^m + b$

Dabei sind a, b, n und m empirische Konstanten, abhängig von der Prandtl-Zahl, der Strömungsart und den geometrischen Eigenschaften.

Zusätzlich zu der Gleichungskategorie werden in den Tabellen für jede Quelle die Autoren mit Erscheinungsjahr der Veröffentlichung, die resultierenden Gleichungen und die Gültigkeitsbereiche genannt.

In Kapitel 5.2 werden alle relevanten Veröffentlichungen kurz zusammengefasst. Die Tabellen in den jeweiligen Unterkapiteln geben einen Überblick der in dieser Arbeit berücksichtigten Veröffentlichungen zu Windtunnel-Untersuchungen (siehe Kapitel 5.2.1 – Tabelle 5.2), zu Feldexperimenten (siehe Kapitel 5.2.2 – Tabelle 5.3) und numerischen Untersuchungen (siehe Kapitel 5.2.3 – Tabelle 5.4). Da durch die Ergebnisse der CFD-Untersuchungen (Computational Fluid Dynamics – siehe Kapitel 5.2.4) keine allgemeingültigen Gleichungen im Zuge der Veröffentlichungen abgeleitet wurden, werden in dieser Arbeit hierzu keine Diagramme und Tabellen präsentiert.

Der Ansatz nach VDI-Wärmeatlas [63] zur Bestimmung der erzwungenen Konvektion an einer ebenen Platte bei turbulenter Strömung mit laminarem Strömungsanlauf ist in der Literatur weit verbreitet (siehe Grundlagenkapitel 2.2.2). Dieser beruht auf den Ansätzen nach Pohlhausen (1921) [65] und Gnielinski (1975) [59]. Dieser Ansatz kann als erste Abschätzung für den gesamten Reynolds-Zahl-Bereich $10 < Re < 10^7$ zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten (WÜK) an einem PVT-Modul angewendet werden. Jedoch wird dabei kein Neigungswinkel der Platte berücksichtigt. Somit wird auch keine Aussage bezüglich des Einflusses eines variierenden Modul-Anströmwinkels auf den Wärmeübergangskoeffizienten getätigt.

Im Jahr 2008 veröffentlichte Palyvos [60] ein Review-Paper, in dem eine umfangreiche Zusammenstellung verschiedener empirischer Ansätze zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten präsentiert und diskutiert wird. Aus den Mittelwerten der empirischen Funktionen wurden zwei Gleichungen ermittelt: eine für die dem Wind zugewandte Seite (Luv) und eine für die dem Wind abgewandte Seite (Lee). Beide Gleichungen sind in Tabelle 5.1 dargestellt. Diese Gleichungen enthalten bereits den Anteil der freien Konvektion, sodass auch für Windstille ein Wärmeübergangskoeffizient angegeben wird. Einige der in Palyvos' Veröffentlichung dargestellten Ansätze werden auch im Zuge der in dieser Arbeit durchgeführten Literaturrecherche genannt.

Tabelle 5.1: Gleichungen nach Palyvos für die Wind zugewandte Seite (Luv) und die Wind abgewandte Seite (Lee)

Kategorie	Autor	Gleichung	Gültigkeitsbereich
linear	Palyvos 2008 [60]	$\alpha_w = 7{,}4 + 4{,}0\, v_W$	Empirischer "Mittelwert" luvseitig, $0 < v_w < 4{,}5$ m/s
linear	Palyvos 2008 [60]	$\alpha_w = 4{,}2 + 3{,}5\, v_w$	Empirischer "Mittelwert" leeseitig, $0 < v_w < 4{,}5$ m/s

Aus den in Kapitel 5.2 vorgestellten Veröffentlichungen zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten werden in Kapitel 5.3 die für das PVT-Modul relevantesten Ansätze in den Diagrammen der Abbildung 5.1 – Abbildung 5.4 gegenübergestellt. Um eine bessere visuelle Vergleichbarkeit der jeweils ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten gewährleisten zu können, werden in allen Diagrammen die beiden Ansätze nach Gnielinski [59] und Palyvos (luvseitig) [60] aufgeführt. Die dargestellten Ergebnisse für die Ansätze nach der Grenzschicht-Gleichungsform beziehen sich alle auf eine charakteristische Länge von 1,6 m, um eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf das PVT-Modul gewährleisten zu können. Berücksichtigt werden dabei die Stoffdaten von trockener Luft bei einem Luftdruck von 1 bar und einer Lufttemperatur von 20 °C laut VDI-Wärmeatlas [63]. In den Überblicktabellen in Kapitel 5.2 werden die jeweils wichtigsten Gültigkeitsbereiche eines jeden Ansatzes genannt. Besonders hervorzuheben ist hierbei der teilweise sehr unterschiedliche Gültigkeitsbereich für die jeweiligen Strömungsgeschwindigkeiten. Um trotz dieser unterschiedlichen Gültigkeitsbereiche eine Gegenüberstellung der Ergebnisse der einzelnen Ansätze durchführen zu können, werden in allen folgenden Abbildungen ein Strömungsgeschwindigkeitsbereich von 0 – 10 m/s abgebildet. Auf der x-Achse ist jeweils der Strömungsgeschwindigkeitsbereich und auf der y-Achse der konvektive Wärmeübergangskoeffizient im Bereich von 0 – 45 W/m²K dargestellt.

5.2 Literaturübersicht zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs durch erzwungene Konvektion

5.2.1 Überblick der Veröffentlichungen zu Windtunnel-Untersuchungen

Windtunnel-Untersuchungen wurden unter anderem durchgeführt und evaluiert von Cole und Sturrock 1977 [120], Nusselt und Jürges 1922 [121], McAdams 1954 [122], Watmuff, Charters und Proctor 1977 [123], Onur und Hewitt 1980 [124], Sogin 1964 [125], Goverde et al. 2015 [126], Onur 1993 [127], Turgut und Onur 2009 [128], Sparrow und Tien 1977 [129], Sparrow, Ramsey und Mass 1979 [130], Tien und Sparrow 1979 [131], Sparrow und Lau 1981 [132] und Wu et al. 2017 [133].

Cole und Sturrock [120] führten sowohl ein Windkanal- als auch ein Feldexperiment durch und entwickelten zwei lineare Funktionen. Die Ergebnisse zeigten, dass die Windkanalergebnisse um 30% unter den Ergebnissen des Feldexperiments lagen. Beide Experimente wurden an einem Würfel und einer flachen Platte durchgeführt, sodass kein Neigungswinkel berücksichtigt wurde.

Nusselt und Jürges [121] erstellten die erste und relativ simple Gleichung für den Wärmeübergangskoeffizienten auf einer flachen Platte mit parallelem Luftstrom. McAdams [122] verwendete die Gleichung und erweiterte sie entsprechend seinen Ergebnissen. Diese beiden Grundgleichungen sind in der Praxis sehr verbreitet und werden daher in vielen wissenschaftlichen Arbeiten zitiert.

In den Untersuchungen von Watmuff, Charters und Proctor [123] wird eine Prüfung des WÜK durch erzwungene Konvektion sowohl in einem Windtunnel-Test als auch in einem Feldexperiment durchgeführt, der üblicherweise zur Bewertung der externen Wärmeübertragung von Abdeckgläsern von Solarkollektoren verwendet wird. Diese Gläser werden mit unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten angeströmt. Der Wärmeübergangskoeffizient durch erzwungene Konvektion, abgeleitet von McAdams [122] und wiederum von Nusselt und Jürges [121], enthält einen Strahlungsterm. Diese Einbeziehung eines Strahlungsterms in den Windkoeffizienten impliziert, dass Analysten von Kollektormodellen möglicherweise den Wärmeübergang aufgrund von Wärmestrahlung von der Glasfläche doppelt berücksichtigt haben.

Onur und Hewitt [124] erarbeiteten eine Potenzgesetz-Gleichung, indem sie einen Mini-Kollektor in einem Windkanal positionierten und die Position von horizontal nach vertikal veränderten.

Sogin [125] verwendete ebenfalls eine flache Platte, die jedoch nur an der Rückseite der Platte vermessen wurde. Daraus wurden sowohl Potenzgesetz-Gleichungsformen als auch Grenzschicht-Gleichungsformen entwickelt.

Goverde et al. [126] erzeugte eine Grenzschicht-Gleichung für die laminare erzwungene Konvektionsströmung oberhalb eines horizontalen Sonnenkollektors.

Onur [127] montierte einen kleinen Sonnenkollektor auf dem Dach eines Hausmodells. Die erarbeiteten Gleichungen bestimmen den durchschnittlichen Wärmeübergangskoeffizienten über einem geneigten Kollektor relativ zum anströmenden Luftstrom.

Turgut und Onur [128] führten ein numerisches und ein Windkanal-Experiment durch, bei denen sie beobachteten, dass mit abnehmendem Neigungswinkel die durchschnittliche Nusselt-Zahl leicht ansteigt.

Sparrow und Tien [129], Sparrow, Ramsey und Mass [130], Tien und Sparrow [131], Sparrow und Lau [132] führten verschiedene Windkanal-Experimente durch, bei denen globale Gleichungen für geneigte quadratische Platten erstellt wurden. Aufgrund der Erkenntnisse der Sparrow-Forschung, dass der Azimutwinkel keinen wesentlichen Einfluss auf die Wärmeübertragung hat, kann eine globale Formel verwendet werden, bei der der Azimutwinkel nicht berücksichtigt wird.

Wu et al. [133] führten ein Windtunnel-Experiment durch und entwickelten eine Gleichung, die sowohl den Modulneigungswinkel (Anströmwinkel) als auch die Windrichtung (Azimutwinkel) einschließt. Die hergeleitete Gleichung basiert auf der Grenzschicht-Gleichungsform.

In Tabelle 5.2 wird ein Überblick der Veröffentlichungen zu Windtunnel-Untersuchungen und deren Gültigkeitsbereiche präsentiert.

Tabelle 5.2: Überblick der Veröffentlichungen zu Windtunnel-Untersuchungen

Kategorie	Autor	Gleichung	Gültigkeitsbereich
linear	Cole und Sturrock 1977 [120]	$\alpha_w = 2{,}3 + 5{,}7\ v_w$	23 cm Würfel und flache Platte, $3 < v_W < 10$ m/s
linear	Nusselt und Jürges 1922 [121]	$\alpha_w = 5{,}8 + 3{,}95\ v_w$	flache Platte mit paralleler Strömung, $0 < v_W < 5$ m/s inkl. Strahlung und freier Konvektion
linear	McAdams 1954 [122]	$\alpha_w = 5{,}7 + 3{,}8\ v_w$	0,5 x 0,5 m flache Platte mit paralleler Strömung, $0 < v_W < 5$ m/s
linear	Watmuff, Charters und Proctor 1977 [123]	$\alpha_w = 2{,}8 + 3{,}0\ v_w$	flache Platte mit paralleler Strömung, $0 < v_W < 5$ m/s exkl. Strahlung und freier Konvektion
Potenzgesetz	Onur und Hewitt 1980 [124]	$\alpha_w = -0{,}685 + 11{,}8\ v_w^{0,5}$	kleiner (0,16 m) Kollektor, Anströmwinkel von 0°-90°
Potenzgesetz	Sogin 1964 [125]	$\alpha_w = 6{,}97\ v_w^{0,666}$	flache Platte, rückseitige Messung
Grenzschicht	Goverde et al. 2015 [126]	$Nu = 0{,}332\ Re^{0,5}\ Pr^{1/3}$	15,6cm x 15,6cm Kollektor, mit paralleler Strömung, $v_W = 1$, 2 und 5m/s
Grenzschicht	Onur 1993 [127]	$Nu = 0{,}568\ Re^{0,524}$	15,87 cm Kollektor, Anströmwinkel 30° auf kleinem Modellhaus, laminare Strömung , $5\ \text{m/s} < v_W < 15$ m/s
Grenzschicht	Onur 1993 [127]	$Nu = 1{,}067\ Re^{0,466}$	15,87 cm Kollektor, Anströmwinkel 45° auf kleinem Modellhaus, laminare Strömung , $2{,}5\ \text{m/s} < v_W < 15$ m/s
Grenzschicht	Turgut und Onur 2009 [128]	$\mathrm{Nu} = 0{,}861\ \mathrm{Re}^{0,5}$	$18.469 < \mathrm{Re} < 96.450$ Anströmwinkel 25° und 90° Plattengröße: 6,09×3,1 cm $7\ \text{m/s} < v_W < 37{,}7$ m/s

Grenzschicht	Sparrow und Tien 1977 [129]	$Nu = 0{,}931\, Re^{0{,}5}\, Pr^{0{,}333}$	20.000 < Re < 100.000 Anströmwinkel: 25°, 45°, 65°,90° 4,5 m/s < v_W < 24 m/s
Grenzschicht	Sogin 1964 [125]	$Nu = 0{,}1\, Re^{0{,}666}$	Anströmwinkel 90°, luvseitig
Grenzschicht	Sogin 1964 [125]	$Nu = 0{,}2\, Re^{0{,}666}$	Anströmwinkel 90°, leeseitig
Grenzschicht	Sparrow, Ramsey und Mass 1979 [130]	$Nu = 0{,}86\, Re^{0{,}5}\, Pr^{0{,}333}$	Globale Korrelation für geneigte, rechteckige Platten mit endlicher Breite
Grenzschicht	Sparrow, Ramsey und Mass 1979 [130]	$\alpha_w = 4{,}96\, v_w^{-0{,}5}\; l_c^{-0{,}5}$	mit l_c=4 A/U
Grenzschicht	Tien und Sparrow 1979 [131]	$Nu = 0{,}930\, Re^{0{,}5}\, Pr^{0{,}333}$	Globale Korrelation für geneigte, quadratische Platten
Grenzschicht	Sparrow und Lau 1981 [134]	$Nu = 0{,}86\, Re^{0{,}5}\, Pr^{0{,}333}$	Globale Korrelation für Kollektor mit erweiterter Fläche
Grenzschicht	Wu, Zhang, Xiao und Qiu 2017 [133]	$Nu = 0{,}8048 Gr^{0{,}004}(1 + \cos\alpha)^{-0{,}0385}(1 + \sin\alpha)^{-0{,}0936}(1 + \cos\theta)^{-0{,}1624}(1 + \sin\theta)^{-0{,}2286}\, Re^{0{,}5338}$	9.990 < Re < 97.900 2,49x10^{10} < Gr < 7,88x10^{10} Anströmwinkel 0°-90°

5.2.2 Überblick der Veröffentlichungen zu Feldexperimenten

Feldexperimente wurden unter anderem durchgeführt und evaluiert von Cole und Sturrock 1977 [120] (siehe Kapitel 5.2.1), Furushima et al. 2006 [135], Jayamaha und Wijeysundera 1996 [136], Kumar 1997 [137], Liu und Harris 2007 [138], Sharples und Charlesworth 1998 [139], Test et al. 1981 [61], Watmuff, Charters und Proctor 1977 [123] (siehe Kapitel 5.2.1), Loveday und Taki 1996 [140], Taki und Loveday 1996 [141], Yazdanian und Klems 1993 [142], Turgut und Onur 2009 [128] (siehe Kapitel 5.2.1) und Kaplani und Kaplanis [143].

Furushima et al. [135] beschreibt den Einfluss der PV-Modultemperatur auf den PV-Wirkungsgrad. Durch die im Freien durchgeführten Experimente an einer Photovoltaik-Anlage wurde eine lineare Gleichung für den WÜK abgeleitet.

Jayamaha und Wijeysundera [136] entwickelten einen Versuchsaufbau zur Bestimmung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten von Wänden unter realen Außenbedingungen. Der Aufbau wurde verwendet, um den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für den zentralen Bereich einer vertikalen Wand zu messen. Ihre Feldexperimente wurden unter den unterschiedlichsten Bedingungen durchgeführt und der Wärmeübergangskoeffizient mit der Windgeschwindigkeit korreliert. Die erhaltenen Ergebnisse zeigen, dass für Windgeschwindigkeiten im Bereich von 0 bis 4 m/s der Wärmeübergangskoeffizient zwischen 6 und 10 W/m²K variiert. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass die Windrichtung keinen signifikanten Einfluss auf den Koeffizienten für große Wandflächen hat.

Ein Innenraumexperiment wurde von Kumar et al. [137] durchgeführt, bei dem der Luftstrom durch Lüfter oberhalb einer horizontalen flachen Platte erzeugt wurde. Für Windge-

schwindigkeiten zwischen 0 m/s und 1,3 m/s ist die bewertete Gleichung im Vergleich zu McAdams [122] und Sharples und Charlesworth [139] sehr hoch.

In der Arbeit von Liu und Harris [138] wurden eine Reihe von experimentellen Messungen in Feldexperimenten durchgeführt, um den konvektiven Wärmeübergang unter verschiedenen Bedingungen abzuschätzen. Für die Messungen wurde ein niedriges Gebäude verwendet. Sie erhielten starke Korrelationen zwischen der Windgeschwindigkeit und dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Diese Ergebnisse wurden auf Richtungsbasis und in Bezug auf den Ort der Windgeschwindigkeitsmessungen analysiert. Es ergeben sich eine Reihe von Korrelationen, die sich gut mit den vorhandenen Daten vergleichen lassen. Diese werden bei der Abschätzung des Wärmeübergangs von einem Gebäude von Nutzen sein.

Sharples und Charlesworth [139] untersuchten eine beheizte Platte in der Größe eines Sonnenkollektors auf einem Dach mit einem Neigungswinkel von 35°. Abhängig von der Windrichtung wurden verschiedene lineare Ansätze und Potenzgesetze erstellt.

Test et al. [61] führten eine Reihe von Experimenten mit einer Platte (122 cm x 81,3 cm, Neigungswinkel 40°) durch, um festzustellen, ob Windkanalexperimente zur Bestimmung der äußeren Bedingungen verwendet werden können oder nicht. Sie kommen zu dem Schluss, dass die geringe Turbulenzintensität in einem Windkanal die natürlichen äußeren Bedingungen nicht ausreichend abbilden. Unter bestimmten Randbedingungen können die Ergebnisse der Windkanal-Experimente jedoch für die natürliche Freiluftumgebung verwendet werden.

Loveday und Taki [140, 141] bewiesen durch ihre Untersuchungen, dass ein umlaufendes Rahmenwerk einen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten einer Gebäudefassade hat. Die entwickelten Gleichungen beziehen verschiedene Rahmenarten mit ein.

Yazdanian und Klems [142] bewerteten rahmenlose Fenster an flachen Gebäudefassaden und erstellten zwei Potenzgleichungen.

Kaplani und Kaplanis [143] führten eine theoretische und eine einjährige experimentelle Untersuchung zur PV-Modultemperatur durch. Dabei berücksichtigten sie verschiedene Umgebungsbedingungen, den Modulneigungswinkel, die Windgeschwindigkeit und die Windrichtung. Der präsentierte Koeffizient f, der die PV-Modultemperatur mit der Intensität der globalen Solarstrahlung auf der PV-Modulebene und der Umgebungstemperatur in Beziehung setzt, wird in Abhängigkeit des Neigungswinkels des PV-Moduls, der Windgeschwindigkeit und des Anströmwinkels bewertet. Die vom Simulationsmodell bereitgestellten Werte des Koeffizient f liegen sehr nahe an den experimentellen Ergebnissen zum Wärmeübergangskoeffizient durch erzwungene Konvektion und stimmen gut mit den Ansätzen von Kendoush [144] und Sartori [145] überein. Ihr eigener theoretischer Ansatz wurde sowohl für die Luv- als auch die Lee-Seite der Modulfläche erstellt. Der Simulationsalgorithmus verwendete die exakten Bedingungen des Feldexperiments und führte zu einer engen Übereinstimmung mit den gesammelten experimentellen Werten. Sie konnten zeigen, dass der WÜK niedriger ist, wenn der Windstrom nahezu parallel zum Modul ist und mit zunehmender Dachneigung der WÜK im gesamten Windgeschwindigkeitsbereich zunimmt. Eine Gleichung für den WÜK wurde im Zuge dieser Arbeit nicht neu entwickelt.

In Tabelle 5.3 wird ein Überblick der Veröffentlichungen zu Feldexperimenten und deren Gültigkeitsbereiche präsentiert.

Tabelle 5.3: Überblick der Veröffentlichungen zu Feldexperimenten

Kategorie	Autor	Gleichung	Gültigkeitsbereich
linear	Cole und Sturrock 1977 [120]	$\alpha_w = 11{,}4 + 5{,}7\ v_w$	Extremfall außenstehender Turm, Anströmwinkel 90°
linear	Cole und Sturrock 1977 [120]	$\alpha_w = 5{,}7\ v_w$	leeseitig außenstehender Turm, Anströmwinkel 90°
linear	Furushima 2006 [135]	$\alpha_w = 5{,}5 + 2{,}2\ v_w$	Feldtestdaten einer PV-Anlage
linear	Jayamaha und Wijeysundera 1996 [136]	$\alpha_w = 4{,}95 + 1{,}44\ v_w$	Anströmwinkel 90°, $0 < v_W < 4$ m/s
linear	Kumar 1997 [137]	$\alpha_w = 10{,}03 + 4{,}687\ v_w$	Indoor Labormessung Solarkocher, horizontal, Fläche: 0,368 m², $0 < v_W < 4$ m/s
linear	Kumar 1997 [137]	$\alpha_w = 12{,}2 + 6{,}548\ v_w$	Indoor Labormessung Solarkocher, horizontal, Fläche: 0,368 m², $0 < v_W < 4$ m/s
linear	Liu und Harris 2007 [138]	$\alpha_w = 3{,}32 + 6{,}31\ v_w$	Anströmwinkel 90° luvseitig
linear	Liu und Harris 2007 [138]	$\alpha_w = 3{,}19 + 5{,}03\ v_w$	Anströmwinkel 90° luvseitig
linear	Sharples und Charlesworth 1998 [139]	$\alpha_w = 8{,}3 + 2{,}2\ v_w$	$10.000 < Re < 50.000$, Kollektorgröße: 1,81×0,89 m², Anströmwinkel 35°, Azimutwinkel 35° $0{,}8$ m/s $< v_W < 6{,}7$ m/s
linear	Sharples und Charlesworth 1998 [139]	$\alpha_w = 7{,}9 + 2{,}6\ v_w$	$10.000 < Re < 50.000$, Kollektorgröße: 1,81×0,89 m², Anströmwinkel 35°, Azimutwinkel 45° $0{,}6$ m/s $< v_W < 6{,}2$ m/s
linear	Sharples und Charlesworth 1998 [139]	$\alpha_w = 6{,}5 + 3{,}3\ v_w$	$10.000 < Re < 50.000$, Kollektorgröße: 1,81×0,89 m², Anströmwinkel 35°, Azimutwinkel 90° $0{,}8$ m/s $< v_W < 6{,}2$ m/s
linear	Sharples und Charlesworth 1998 [139]	$\alpha_w = 7{,}9 + 2{,}2\ v_w$	$10.000 < Re < 50.000$, Kollektorgröße: 1,81×0,89 m², Anströmwinkel 35°, Azimutwinkel 135° $0{,}6$ m/s $< v_W < 6{,}4$ m/s
linear	Sharples und Charlesworth 1998 [139]	$\alpha_w = 8{,}3 + 1{,}3\ v_w$	$10.000 < Re < 50.000$, Kollektorgröße: 1,81×0,89 m², Anströmwinkel 35°,

			Azimutwinkel 180° 0,6 m/s < v_W < 4,9 m/s
linear	Test et al. 1981 [61]	$\alpha_w = 8{,}55 + 2{,}56\ v_w$	Plattengröße: 1,22×0,813 m², Anströmwinkel 35°, Azimutwinkel > 40°, 2,2 m/s < v_W < 5,6 m/s
Potenzgesetz	Loveday und Taki 1996 [140]	$\alpha_w = 16{,}15\ v_w^{0{,}397}$	Fassade: Anströmwinkel 90° Größe: 0,8×0,5 m², luvseitig
Potenzgesetz	Loveday und Taki 1996 [140]	$\alpha_w = 16{,}25\ v_w^{0{,}503}$	Fassade: Anströmwinkel 90° Größe: 0,8×0,5 m², leeseitig
Potenzgesetz	Loveday und Taki 1996 [140]	$\alpha_w = 16{,}21\ v_w^{0{,}452}$	Fassade: Anströmwinkel 90° Größe: 0,8×0,5 m², luv- und leeseitig
Potenzgesetz	Sharples und Charlesworth 1998 [139]	$\alpha_w = 9{,}4\ v_w^{0{,}5}$	Kollektorgröße: 1,81×0,89 m², Fassade: Anströmwinkel 35°
Potenzgesetz	Taki und Loveday 1996 [141]	$\alpha_w = 14{,}82\ v_w^{0{,}42}$	Rahmenwerk an Fassade: Anströmwinkel 90°, luvseitig
Potenzgesetz	Taki und Loveday 1996 [141]	$\alpha_w = 15{,}06\ v_w^{0{,}52}$	Rahmenwerk an Fassade: Anströmwinkel 90°, luvseitig
Potenzgesetz	Yazdanian und Klems 1993 [142]	$\alpha_w = 2{,}38\ v_w^{0{,}89}$	Fassade: rahmenloses Test-Fenster Größe: 1 m², Anströmwinkel 90°, luvseitig
Potenzgesetz	Yazdanian und Klems 1993 [142]	$\alpha_w = 2{,}86\ v_w^{0{,}617}$	Fassade: rahmenloses Test-Fenster Größe: 1 m², Anströmwinkel 90°, leeseitig

5.2.3 Überblick der Veröffentlichungen zu numerischen Untersuchungen

Einige relevante numerische Experimente wurden unter anderem von Kendoush 2009 [144], Sartori 2006 [145] und Mahboub et al. 2011 [146] durchgeführt.

Kendoush [144] ging von einem turbulenten Luftstrom aus und erhielt eine analytische Lösung für den Wärme- und Stoffübergang von Flüssigkeiten über eine isotherme flache Platte, die zu einer neuen Relation des Wärmeübergangskoeffizienten führte.

Sartori [145] verglich verschiedene bekannte Gleichungen und stellte fest, dass die übereinstimmende Gleichung diejenige ist, die aus der Grenzschichttheorie stammt. Deshalb legte er neue Gleichungen mit der Grenzschichttheorie unter Berücksichtigung der Oberflächenlänge als Basis fest.

Mahboub et al. [146] untersuchten numerisch den Einfluss des Anströmwinkels auf einer flachen Platte auf den WÜK. Die Ergebnisse stimmten mit den experimentellen Daten von Turgut und Onur [128] für eine Prandtl-Zahl von Pr = 0,71 überein.

In Tabelle 5.4 wird ein Überblick der Veröffentlichungen zu numerischen Untersuchungen und deren Gültigkeitsbereiche präsentiert.

Tabelle 5.4: Überblick der Veröffentlichungen zu numerischen Untersuchungen

Kategorie	Autor	Gleichung	Gültigkeitsbereich
Grenzschicht	Kendoush 2009 [144]	$\alpha_w = 0{,}848\, k\, (cos\beta\, v_W \frac{Pr}{v})^{0,5} d^{-0,5}$	k = Wärmeleitfähigkeit Luft, β = Anströmwinkel (35°), d = Plattenlänge (1 m), v = Kinematische Viskosität Luft, Pr = 0,7, 2 m/s < v_W < 5 m/s
Grenzschicht	Sartori 2006 [145]	$\alpha_w = 3{,}83\, v_w^{0,5} l^{-0,5}$	Laminare Strömung, Frontkante, glatte Oberfläche, l = Oberflächenlänge in Windrichtung, 2 m/s < v_W < 3,5 m/s, l = 1,81 m
Grenzschicht	Sartori 2006 [145]	$\alpha_w = 5{,}74\, v_w^{0,8} l^{-0,2}$	Turbulente Strömung, Frontkante, raue Oberfläche, l = Oberflächenlänge in Windrichtung, 2 m/s < v_W < 3,5 m/s, l = 1,81 m
Grenzschicht	Sartori 2006 [145]	$\alpha_w = 5{,}74\, v_w^{0,8} l^{-0,2} - 16{,}46\, l^{-1}$	Laminare und turbulente Strömung, l = Oberflächenlänge in Windrichtung, 2 m/s < v_W < 5 m/s, l = 1,81 m
Grenzschicht	Mahboub et al. 2011 [146]	$A_f = (1+m)^{-0,5}$	Nusselt Korrelation und neuer Faktor: Anströmwinkel für nichtviskose Strömung (Pr sehr klein)

5.2.4 Überblick der Veröffentlichungen zu CFD-Untersuchungen

Einige relevanten CFD-Simulationen (Computational Fluid Dynamics) zum Wärmeübergangskoeffizient wurden unter anderem von Kaplani und Kaplanis 2014 [143] (siehe auch Kapitel 5.2.2 – Feldexperimente), Wu, Wu und Xiao 2017 [147], Blocken, Defraeye, Derome und Carmeliet 2009 [148], Defraeye und Carmeliet 2010 [149], Defraeye, Blocken und Carmeliet 2010 [150, 151] und Vasan und Stathopoulos 2014 [152] vorgestellt.

Kaplani und Kaplanis [143] führten eine theoretische und eine einjährige experimentelle Untersuchung zur PV-Modultemperatur durch. Es wurde gezeigt, dass der WÜK niedriger ist, wenn der Windstrom nahezu parallel zum Modul ist und mit zunehmender Dachneigung der WÜK im gesamten Windgeschwindigkeitsbereich zunimmt (siehe Kapitel 5.2.2. – Feldexperimente)

Wu, Wu und Xiao [147] erstellten ein numerisches 3D-Modell, um die Auswirkung des PV-Neigungswinkels, der Windbedingungen sowie unterschiedliche Randbedingungen des Wärmestroms (konstant und variierend mit der Temperatur) zu untersuchen. Die präsentierten Ergebnisse zeigen, dass der temperaturbedingte variierende Wärmestrom keinen signifikanten Effekt hat, der gesamte Wärmestrom jedoch eine völlig andere Verteilung als der konstante Wärmestrom bewirkt. Sie haben auch festgestellt, dass es einen minimalen

kritischen Nusselt-Koeffizienten für den in diesen Untersuchungen verwendeten Neigungswinkelbereich gibt.

Eine weitere dreidimensionale CFD-Simulation wurde von Blocken, Defraeye, Derome und Carmeliet [148] an einem Würfel durchgeführt, um den WÜK durch Fokussierung der Luftströmung auf die luvseitige Fassade zu bestimmen. Die Ergebnisse zeigen, dass der WÜK eine Potenzfunktion der mittleren Windgeschwindigkeit an jeder Fassade ist und dass die resultierende WÜK-Verteilung an der Frontseite des Windes unempfindlich gegen die Windrichtung ist, jedoch eine starke Korrelation mit der turbulenten kinetischen Energie aufweist. Defraeye und Carmeliet [149] erstellten einen Überblick über bestehende Korrelationen für den WÜK und verwendeten ein LRNM (Low Reynold Number Model), um die Genauigkeit weiter zu verbessern. Es wurde gezeigt, dass niedrige Windgeschwindigkeiten genau simuliert werden können und LRNM-Netze daher nicht erforderlich sind. In einer weiteren Arbeit entwickelten Defraeye, Blocken und Carmeliet [150, 151] eine Methodik zur Schätzung eines WÜK-Mittelwerts für eine Gebäudeoberfläche und schlussfolgerten, dass die Ausrichtung des Gebäudes sowie die Windverhältnisse einen großen Einfluss auf den WÜK haben.

Vasan und Stathopoulos [152] zeigten die Bedeutung der tatsächlichen Geschwindigkeitsverteilung auf großen Flächen anstelle einzelner gemessener Geschwindigkeiten an einer Referenzposition. Ihre Simulationsergebnisse wurden mit einem Windkanal-Experiment verglichen und führten bei einem Einfallswinkel von 45° zum größten Einfluss auf den WÜK. Es wurde auch gezeigt, dass die umgebenden Strukturen einen spürbaren Einfluss auf die Windgeschwindigkeit haben.

5.3 Ergebnisse der Literaturrecherche

5.3.1 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Windtunnel-Untersuchungen nach dem Ansatz der linearen Gleichungsform

Abbildung 5.1 zeigt einen Vergleich aus drei in Windkanal-Experimenten erzeugten linearen Gleichungen – Cole und Sturrock [120], McAdams [122] und Watmuff, Charters und Proctor [123] – und den beiden grundlegenden Ansätzen nach Gnielinski [59] und Palyvos [60].

Da McAdams die Korrelation von Nusselt und Jürges [121] verwendet und diese korrigiert hat, sind sie sehr ähnlich. Daher wird in Abbildung 5.1 nur der Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten bezüglich der McAdams-Gleichung dargestellt. Alle Gleichungen simulieren eine parallele Strömung über einer flachen Platte. In keiner der Gleichungen ist ein Anströmwinkel enthalten.

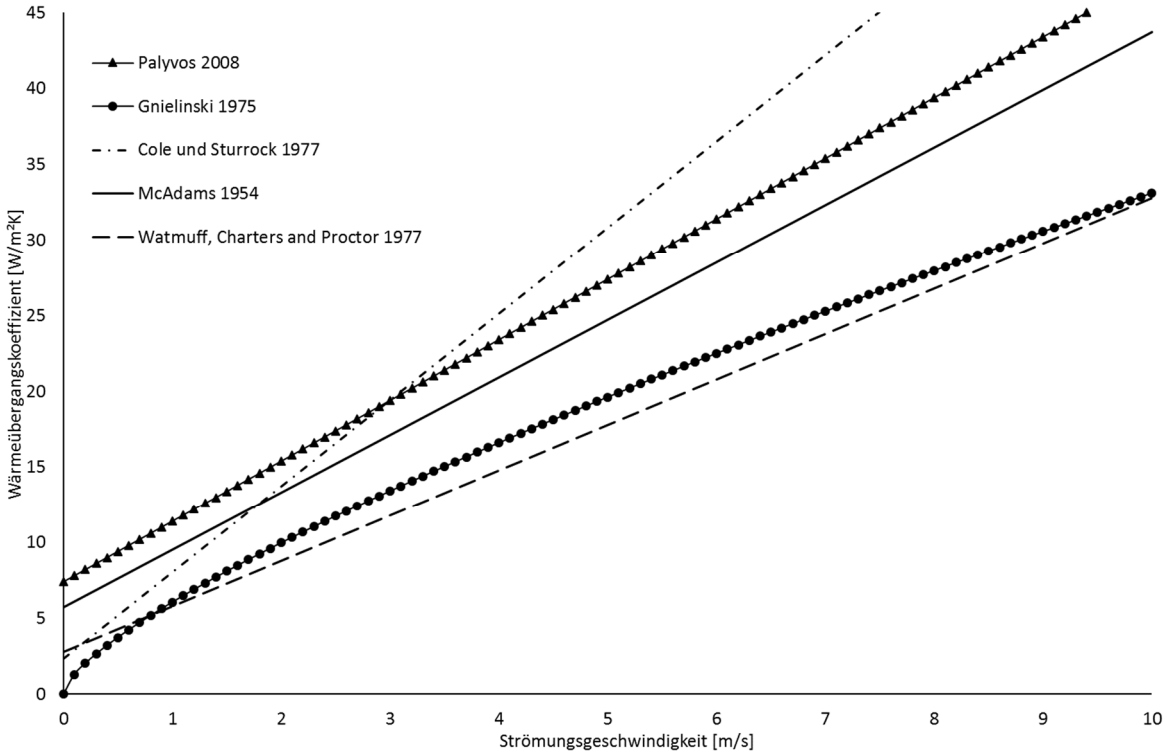


Abbildung 5.1: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Windtunnel-Untersuchungen mit linearem Ansatz im Vergleich zu den Ansätzen von Palyvos [60] und Gnielinski [59]

Die Gleichung von Watmuff, Charters und Proctor hat die niedrigste Steigung des Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zu den weiteren Ansätzen. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 0 m/s, was einem Wärmeübergang durch freie Konvektion entspricht, liegt der Wert für den WÜK in einem ähnlichen Bereich im Vergleich zum Ansatz von Cole und Sturrock. Watmuff, Charters und Proctor vernachlässigen bei ihren Untersuchungen die Wärmestrahlung und freie Konvektion. Dies könnte ein Grund für einen generell sehr niedrigen WÜK sein. Cole und Sturrock präsentieren mit ihrem Ansatz einen deutlich steileren Verlauf des WÜK im Vergleich zu allen anderen Ansätzen. Bei einem vergleichsweise niedrigen Wert für die freie Konvektion wird der Wert für den WÜK für hohe Windgeschwindigkeiten wahrscheinlich überschätzt und für niedrige Windgeschwindigkeiten unterschätzt. Die Ansätze von McAdams und Palyvos verlaufen aufgrund der ähnlichen Steigung nahezu parallel. Die Palyvos-Gleichung hat bei freier Konvektion den höchsten WÜK. Ab einer Strömungsgeschwindigkeit von 3 m/s weist der Ansatz von Cole und Sturrock einen höheren Wert für den WÜK auf. In dem Ansatz von Gnielinski wird nur die erzwungene Konvektion berücksichtigt, weshalb bei Windstille kein Wärmeübergang angegeben wird. Ab einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa 2 m/s verläuft die Gnielinski-Kurve zwischen den Ansätzen nach Watmuff, Charters und Proctor und McAdams. Ab einer Strömungsgeschwindigkeit von 10 m/s nähert sie sich stark der Geraden von McAdams an.

5.3.2 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Windtunnel-Untersuchungen nach dem Ansatz des Potenzgesetzes

Abbildung 5.2 zeigt zwei Ansätze von Onur [127], einen Ansatz von Turgut und Onur [128], einen von Sparrow und Tien [129], einen von Sparrow, Ramsey und Mass [130], einen von Wu et al. [133] und die beiden Referenzansätze nach Gnielinski [59] und Palyvos [60]. Alle Gleichungen werden aus Windkanalexperimenten generiert, sind Grenzschichtgleichungen und enthalten Anströmwinkel.

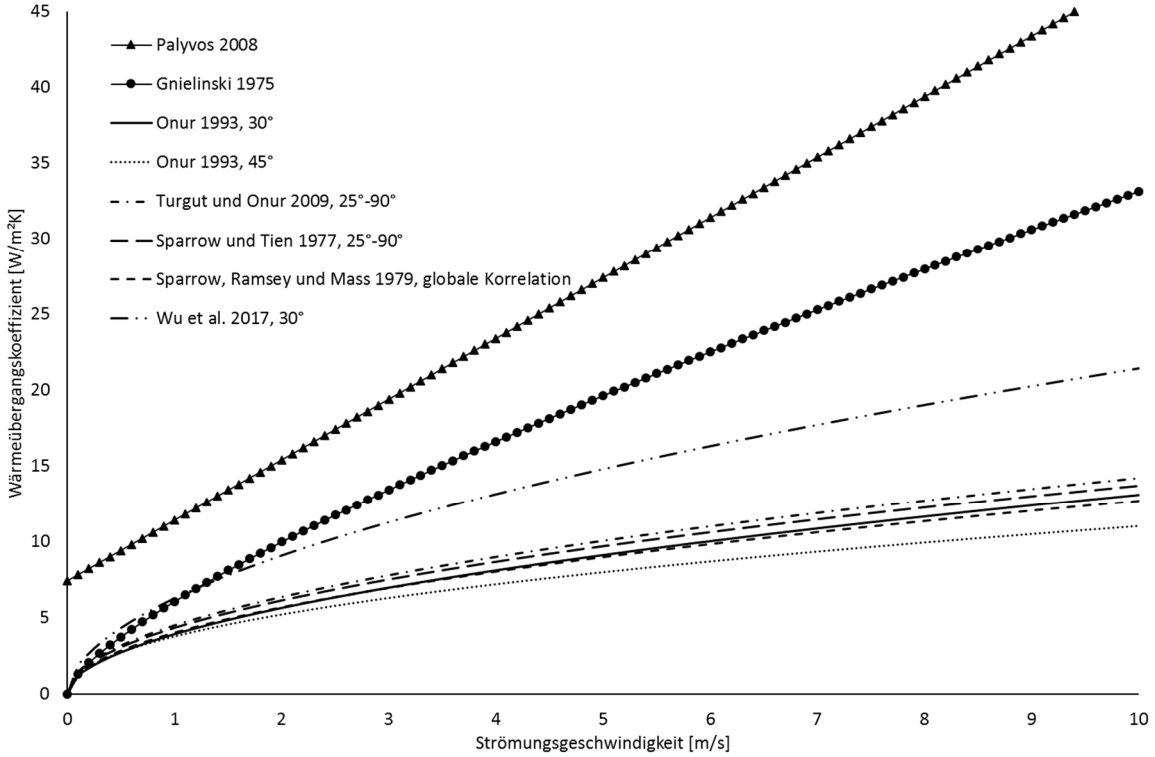


Abbildung 5.2: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Windtunnel-Untersuchungen nach dem Ansatz des Potenzgesetzes im Vergleich zu den Ansätzen von Palyvos [60] und Gnielinski [59]

Onur erzeugte zwei Gleichungen für spezifische Dachneigungen, eine für 30° und eine für 45°. Wie in Abbildung 5.2 zu sehen, ähnelt die 30°-Gleichung von Onur der globalen Gleichung für geneigte, rechteckige Platten mit endlicher Breite von Sparrow, Ramsey und Mass. Die 45°-Gleichung von Onur erzeugt den niedrigsten Kurvenverlauf aller abgebildeten Ansätze. Turgut und Onur haben eine globale Gleichung für Dachneigungen zwischen 25° und 90° erstellt, die der von Sparrow und Tien für Dachneigungen von ebenfalls 25°-90° sehr ähnlich ist. Die globale Korrelation für verschiedene Anwendungsfälle von Sparrow, Ramsey und Mass generiert einen nahezu gleichen Kurvenverlauf wie die Ansätzen von Onur, Turgut und Onur und Sparrow und Tien. Wu et al. berücksichtigen sowohl den Anströmwinkel als auch den Azimutwinkel. Bei der abgebildeten Kurve der entwickelten Gleichung wird ein Anströmwinkel von 30° und ein Azimutwinkel von 0° angenommen. Alle Windtunnel-Untersuchungen nach dem Ansatz des Potenzgesetzes vernachlässigen die freie Konvektion und berücksichtigen nur die erzwungene Konvektion.

5.3.3 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Feldexperimenten

In Abbildung 5.3 wurden alle Gleichungen durch Feldexperimente mit einer Dachneigung von 35° erstellt. Drei Gleichungen sind lineare Funktionen, zwei von Sharples und

Charlesworth [139] und eine von Test et al. [61]. Ein Kurvenverlauf entspricht der globalen Potenzgesetzgleichung von Sharples und Charlesworth [139], der die Gnielinski-Kurve [59] bei einer Windgeschwindigkeit von etwa 7 m/s kreuzt und daher einen höheren WÜK bei niedrigeren Windgeschwindigkeiten und einen niedrigeren WÜK bei höheren Windgeschwindigkeiten berechnet. Dabei wird, wie bei dem Ansatz nach Gnielinski, nur die erzwungene Konvektion berücksichtigt.

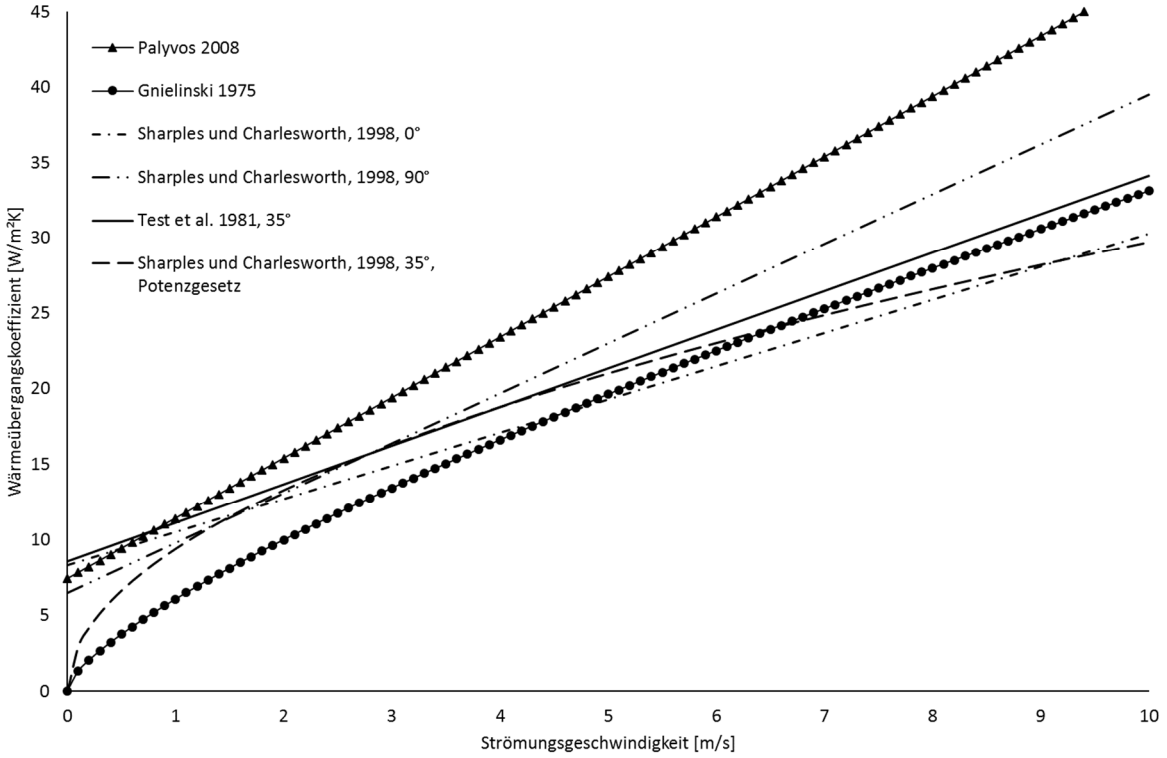


Abbildung 5.3: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Feldexperimenten im Vergleich zu den Ansätzen von Palyvos [60] und Gnielinski [59]

Die linearen Gleichungen beginnen alle bei einem Wärmeübergangskoeffizienten für freie Konvektion zwischen 6,5 – 8,55 W/m²K. Die Palyvos-Gleichung hat hierbei die höchste Steigung der Geraden und erzeugt den höchsten WÜK im gesamten Windgeschwindigkeitsbereich von 1-10 m/s. Die zwei linearen Ansätze nach Sharples und Charlesworth unterscheiden sich aufgrund der unterschiedlichen Anströmwinkel von 0° und 90°. Bei freier Konvektion und bis zu einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s bei erzwungener Konvektion wird bei einem Anströmwinkel von 0° ein höherer WÜK erreicht als bei 90°. Ab einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s ist der WÜK jedoch bei einem Anströmwinkel von 90° höher. Die Gerade mit einem Anströmwinkel von 90° beginnt im Vergleich mit den anderen linearen Ansätzen bei freier Konvektion beim niedrigsten WÜK mit 6,5 W/m²K, hat jedoch einen steileren Verlauf als die Datenreihe nach Test et al. sowie der zweiten linearen Gleichung nach Sharples und Charlesworth mit einem Anströmwinkel von 0°. Der lineare Verlauf des WÜK nach dem Ansatz von Test et al. liegt oberhalb der Potenzgesetzfunktion von Sharples und Charlesworth. Im Bereich von 3 m/s bis 5 m/s erzeugen beide Ansätze einen nahezu gleichen WÜK. Die Gnielinski-Kurve nähert sich bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten der Geraden von Test et al. an.

5.3.4 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei numerischen Untersuchungen

Abbildung 5.4 zeigt Verläufe der Wärmeübergangskoeffizienten, die aus numerischen Experimenten und nach der Grenzschicht-Gleichungsform erzeugt wurden. Dargestellt werden die Ansätze von Kendoush [144] und Sartori [145].

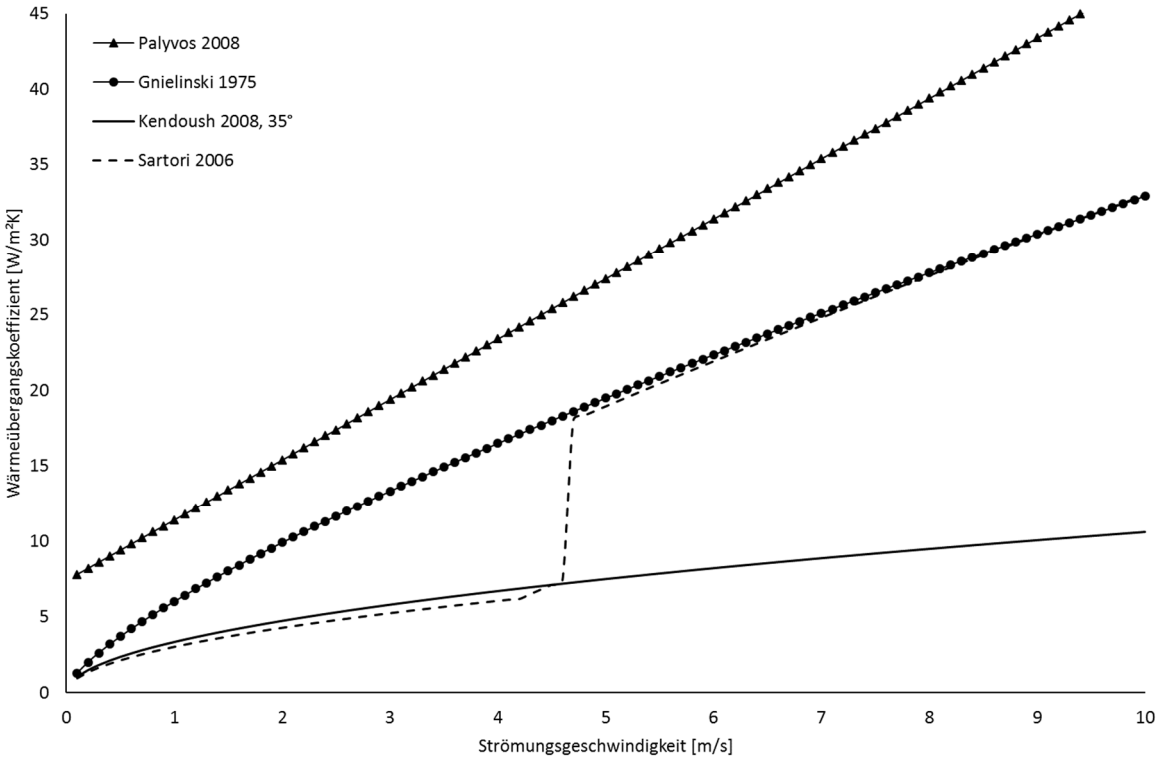


Abbildung 5.4: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei numerischen Untersuchungen im Vergleich zu den Ansätzen von Palyvos [60] und Gnielinski [59]

Kendoush bezieht in seinem numerischen Ansatz eine Dachneigung von 35° mit ein und generiert vergleichsweise geringe Werte für den WÜK. Durch den Ansatz von Sartori werden drei Kurvenbereiche erzeugt. Einen Bereich für laminare Strömung (linker Bereich), einen für turbulente Strömung (rechter Bereich) und einen für Mischbedingungen (Übergangsbereich von laminar zu turbulent - mittlerer Bereich). Da die Reynolds-Zahl den Luftstrom definiert, werden alle drei Gleichungen verwendet. Laut der Unterteilung von Sartori wechselt bei einer kritischen Reynolds-Zahl von $4x10^5$ bis $5x10^5$ die Strömungsform von laminar in turbulent. Es ist ersichtlich, dass die Gleichung der laminaren Strömung der von Kendoush zwei Jahre später erzeugten Gleichung sehr ähnlich ist. Für den Bereich der turbulenten Strömung ist der Kurvenverlauf dem Verlauf von Gnielinski sehr ähnlich.

5.3.5 Diskussion zum konvektiven Wärmeübergang

Die in dieser Arbeit präsentierte Literaturrecherche zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einem PVT-Modul erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Sie dient lediglich zur Visualisierung der unterschiedlichsten Ergebnisse der einzelnen Ansätze bei der Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Je nach Anwendungsfall können hiervon einzelne Ansätze zur thermischen Simulation eines PVT-Moduls übernommen werden.

Durch die in dieser Arbeit durchgeführte Literaturrecherche wird deutlich, dass es eine Vielzahl an sehr unterschiedlichen Untersuchungen und Ansätzen zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einer ebenen Platte gibt, die zur thermischen Simulation eines PVT-Moduls jedoch nur bedingt geeignet sind. Hierbei sind sowohl die Untersuchungsmethoden, wie zum Beispiel Windkanalexperimente, Feldexperimente oder numerische Berechnungen, als auch die Randbedingungen beziehungsweise Gültigkeitsbereiche, wie die Strömungsgeschwindigkeitsbereiche, der Neigungswinkel der Platte (Anströmwinkel des Windes) und die Windrichtung (Azimutwinkel) zu berücksichtigen. Bei einigen Ansätzen wird ein Anströmwinkel des Windes und die Windrichtung berücksichtigt, bei manchen nicht.

Aus den in Kapitel 5.2 vorgestellten Veröffentlichungen zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten werden in Kapitel 5.3 die für das PVT-Modul relevantesten Ansätze in den Diagrammen der Abbildung 5.1 – Abbildung 5.4 gegenübergestellt. Diese sehr unterschiedlichen Kurvenverläufe des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit zeigen, dass es bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten unter Verwendung der gegenübergestellten Gleichungen zu sehr großen Abweichungen bei den Ergebnissen der präsentierten Ansätze kommen kann.

Test et al. [61] führten eine Reihe von Experimenten durch, um zu bestimmen, ob die Ergebnisse von Windkanalexperimenten zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs auf reale Freiluftbedingungen generell übertragbar sind oder nicht. Sie kommen zu dem Schluss, dass die geringe Turbulenzintensität in einem Windkanal die natürlichen äußeren Bedingungen nicht ausreichend genau abbilden.

Ein in der Literatur weit verbreiteter Ansatz zur Bestimmung der erzwungenen Konvektion an einer ebenen Platte bei turbulenter Strömung mit laminarem Strömungsanlauf ist der Ansatz nach VDI-Wärmeatlas [63]. Dieser beruht auf den Untersuchungen von Pohlhausen [65] für laminare Strömungen und Gnielinski [59] für turbulente Strömungen. Da bei diesem Ansatz jedoch kein Neigungswinkel der Platte berücksichtigt wird und die Gleichungen von Windtunnelexperimenten abgeleitet wurden, kann dieser Ansatz nur als erste Abschätzung für den Reynolds-Zahl-Bereich von $10 < Re < 10^7$ zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an einem PVT-Modul angewendet werden.

Palyvos [60] ist der Auffassung, dass aus der Gleichung von Gnielinski zu niedrige Werte für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizient resultieren. In der Veröffentlichung von Palyvos werden verschiedene empirische Ansätze zur Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten für die erzwungene Konvektion miteinander verglichen. Aus den Mittelwerten der empirischen Funktionen wurde eine Gleichung ermittelt, die zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten für die erzwungene Konvektion bei windseitig ausgerichteter Fläche genutzt werden kann. Diese Gleichung enthält bereits den Anteil der freien Konvektion, sodass auch für Windstille ein Wärmeübergangskoeffizient angegeben wird.

Der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten hat einen großen Einfluss auf die thermische Leistungsfähigkeit des PVT-Moduls (siehe Gleichung (2.25) in Kapitel 2.2.3) und dadurch auf den gesamten Betrieb des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems. Durch den Vergleich der Ansätze nach Gnielinski [59], Test et al. [61] und Palyvos [60] werden die teilweise großen Unterschiede hinsichtlich der jeweils ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten besonders deutlich. Wird bei der thermischen Simulation des PVT-Moduls beispielsweise der Ansatz nach Palyvos angewandt, sind deutlich höhere thermische Leis-

tungen des PVT-Moduls zu erwarten als bei der Verwendung des Ansatzes nach Gnielinski. Um eine möglichst realitätsnahe Simulation der thermischen Leistungsfähigkeit eines PVT-Modul durchführen zu können, gilt es bei der Auswahl eines passenden Ansatzes zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs Folgendes zu berücksichtigen: alle Randbedingungen des PVT-Moduls und die Gültigkeitsbereiche des jeweils gewählten Ansatzes sollten möglichst übereinstimmen. Vor allem der Strömungsgeschwindigkeitsbereich, der Anströmwinkel des Windes und die Windrichtung sind dabei relevant. Auch die charakteristische Länge der Platte beziehungsweise des Moduls muss je nach Ansatz berücksichtigt werden.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Ansätze nach Gnielinski [59], Test et al. [61] und Palyvos [60] für die Simulation der thermischen Leistungsfähigkeit des PVT-Moduls von Relevanz sein können. Für eine erste Abschätzung zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an einem PVT-Modul kann der Ansatz nach Gnielinski angewendet werden, da dies in der Literatur ein weit verbreiteter und anerkannter Ansatz darstellt. Hierbei sind vergleichsweise geringe thermische Leistungen des PVT-Moduls zu erwarten. Der Ansatz von Test et al. ist aufgrund der ähnlichen experimentellen Randbedingungen (geneigte Platte mit einer Abmessung 122 cm x 81,3 cm, Neigungswinkel 40°) von Interesse. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 0 m/s bis 2 m/s sind ähnliche thermische Leistungen des PVT-Moduls wie bei dem Ansatz von Palyvos zu erwarten. Bei einer höheren Strömungsgeschwindigkeit von über 2 m/s sind ähnliche thermische Leistungen wie bei dem Ansatz von Gnielinski zu erwarten. Der Ansatz von Palyvos ist aufgrund der umfangreichen Zusammenstellung verschiedener empirischen Ansätze zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten und den aus den Mittelwerten der empirischen Funktionen ermittelten globalen Gleichungen von Relevanz. Durch den Ansatz von Palyvos sind vergleichsweise hohe thermische Leistungen des PVT-Moduls zu erwarten.

Zur weiteren Untersuchung des konvektiven Wärmeübergangs am PVT-Modul wird im Zuge dieser Arbeit zum einen eine experimentelle Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten mit Hilfe der Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe durchgeführt (siehe Versuchsanlage in Kapitel 6 und experimentelle Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten in Kapitel 7.3.1). Zum anderen wird eine CFD-Simulation zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs am PVT-Modul in Abhängigkeit des Modulneigungswinkels und der Windrichtung mit der Simulationssoftware ANSYS Fluent durchgeführt (siehe Kapitel 7.3.2). Abschließend wird in Kapitel 7.3.3 eine Gegenüberstellung der Wärmeübergangskoeffizienten des PVT-Moduls durch die experimentellen Untersuchungen, durch die CFD-Simulation und durch die Ansätze nach Gnielinski [59], Palyvos [60] und Test et al. [61] präsentiert.

6 Aufbau einer Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe

6.1 Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der Versuchsanlage

Im Zuge dieser Arbeit wird an der TH Köln für die experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls eine Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe aufgebaut, die Messungen über ein großes Leistungsspektrum des PVT-direkt Moduls ermöglicht.

Abbildung 6.1 zeigt die Komponenten der PVT-direkt-Versuchsanlage in einem Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild. Die wesentlichen Komponenten des CO_2-Wärmepumpenkreises sind hierbei der Verdichter, der Kondensator beziehungsweise Gaskühler, das Expansionsventil und das PVT-direkt Modul als Verdampfer.

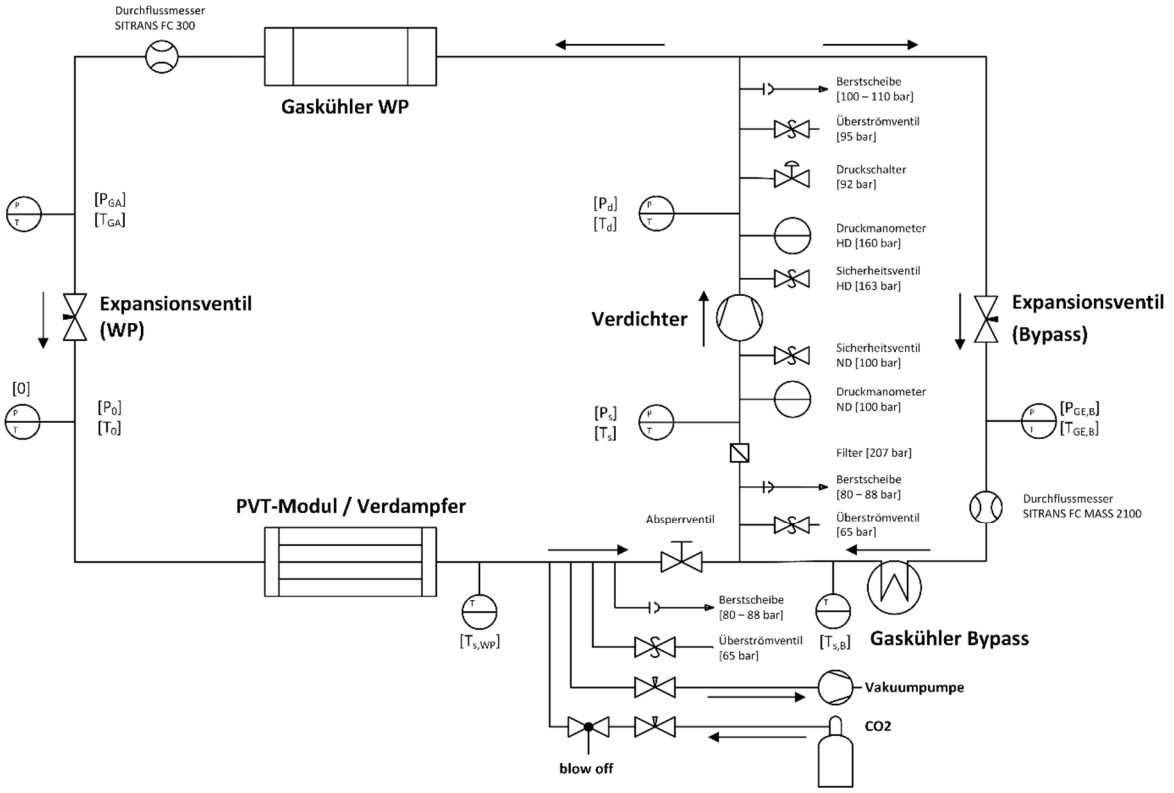


Abbildung 6.1: Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der PVT-direkt-Versuchsanlage

Zum Zeitpunkt der Entwicklung der Versuchsanlage ist der Markt für CO_2-Verdichter mit geringen Kältemittel-Volumenströmen sehr begrenzt. Durch eine Volumenstrom-Simulation für die PVT-direkt-Versuchsanlage wird deutlich, dass alle auf dem Markt verfügbaren CO_2-Verdichter ein zu großes Fördervolumen haben, um die Kälteleistung eines einzelnen PVT-direkt Moduls experimentell untersuchen zu können. Der in die Versuchsanlage integrierte halbhermetische CO_2-Hubkolbenverdichter Dorin CD180H ist der Verdichter mit dem kleinsten Fördervolumen, welcher aktuell auf dem Markt verfügbar ist. Dieser überschreitet, unter der Annahme von schlechten Randbedingungen (z.B. klare und kalte Winternacht bei Windstille), die Kälteleistung des PVT-direkt Moduls um einen Faktor von ca. 10.

Um jedoch möglichst geringe Volumenströme zur experimentellen Untersuchung eines einzelnen PVT-direkt Moduls erreichen zu können, wird für die Versuchsanlage ein Bypass entwickelt, über den der überschüssige Volumenstromanteil über einen zweiten, parallelen Kreislauf geleitet werden kann. Der Bypass wird nach der Kältemittelverdichtung parallel zum Wärmepumpenkreis geschaltet. Mit Hilfe eines Bypass-Expansionsventils wird das Kältemittel CO_2 im ersten Schritt auf Saugdruck-Niveau expandiert und anschließend mit Hilfe eines Bypass-Gaskühlers auf eine Saugtemperatur von 20°C abgekühlt. Vor dem Verdichter wird der Bypass-Volumenstrom mit dem Wärmepumpen-Volumenstrom zusammengeführt.

Für die energetische Bewertung des PVT-direkt Moduls als Verdampfer der CO_2-Wärmepumpe werden alle relevanten Stellen mit der entsprechenden Messtechnik für Druck, Temperatur und Massenstrom ausgestattet. Zur Absicherung der Anlage gegen das Überschreiten der Auslegungsdrücke werden sowohl auf der Niederdruck- als auch auf der Hochdruckseite ein Überströmventil und eine Berstscheibe eingebaut. Druckschalter unterbrechen die Spannungsversorgung des Verdichter-Antriebs, falls der Hochdruck über einen Höchstwert von 92 bar ansteigt. Außerdem wird im Abschnitt zwischen Expansionsventil und Verdichter nach dem PVT-Modul ein zusätzliches Absperrventil integriert. Dadurch muss bei einem Wechsel des kältemittelseitigen PVT-Modul-Eingangs beziehungsweise Ausgangs nicht die gesamte Versuchsanlage entleert werden. Dieser Abschnitt ist ebenfalls durch ein Überströmventil und eine Berstscheibe abgesichert. Dieses Ventil kann außerdem als zusätzliches Expansionsventil genutzt werden, um den Verdampfungsdruck und somit auch die Verdampfungstemperatur variabler einstellen zu können.

6.2 Aufbau der Versuchsanlage

Abbildung 6.2 zeigt die Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe.

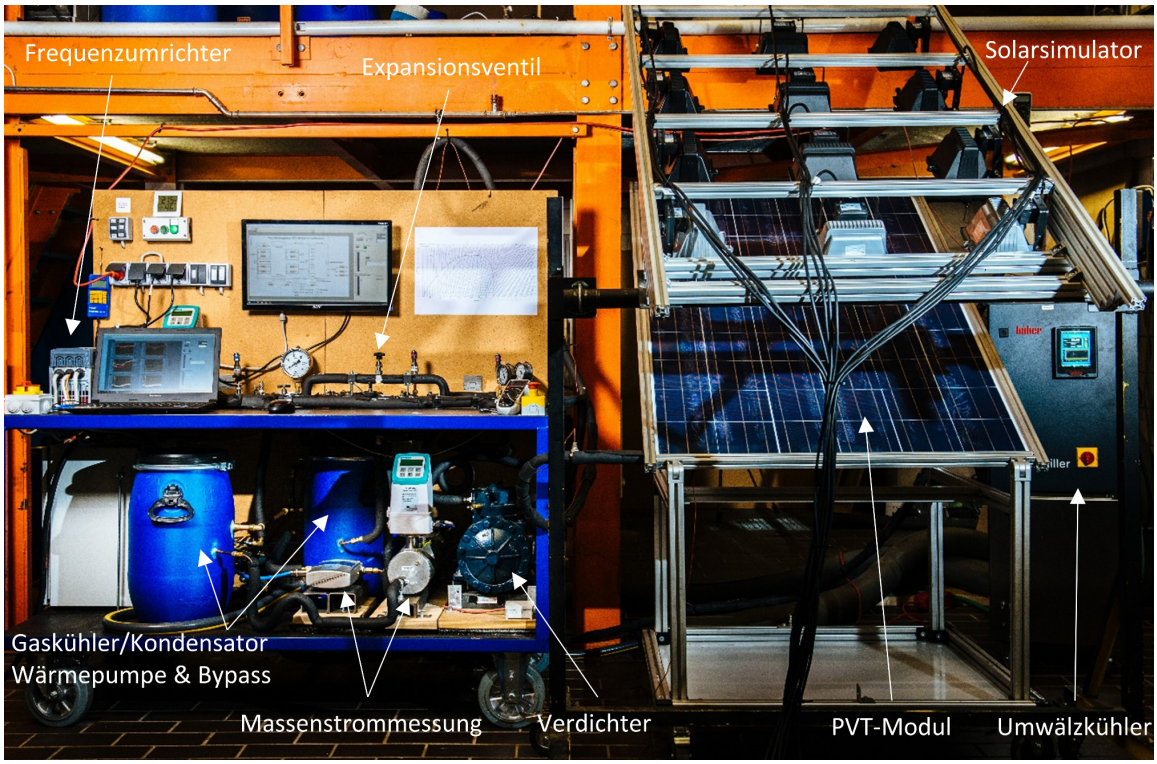


Abbildung 6.2: Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe

6.2.1 Wärmeübertrager

Gaskühler/Kondensator

Die Wärmeübertrager Gaskühler/Kondensator der Wärmepumpe und des Bypasses werden als Spiral-Wärmeübertrager konzipiert, welche jeweils in einem handelsüblichen blauen Kunststoffdeckelfass integriert werden. Diese sind mit dem Umwälzkühler Unichiller 30Tw-H der Firma Huber verbunden, wodurch die kältemittelseitige Gaskühleraustrittstemperatur eingestellt werden kann. Die Temperatur des Wasserrücklaufs des Gaskühlers/Kondensators kann durch den Umwälzkühler in einem Bereich von -20°C bis 100°C bis auf 0,2°C genau eingestellt werden. Die Wärmeleistung beträgt 2kW für den kompletten Temperaturbereich. Die Kälteleistung ist von der Kühltemperatur abhängig. Sie beträgt bei -20°C 1kW und ab 10°C über 3kW.

Verdampfer/PVT-direkt Modul

Als Verdampfer der Wärmepumpe wird das PVT-direkt Modul mit einem Modulneigungswinkel von 30° in die Versuchsanlage integriert. Die kältemittelseitige Anbindung des Moduls an die Rohrleitungen der Wärmepumpe erfolgt mit flexiblen Edelstahlschläuchen mit Hilfe einer Schnellkupplung. Im Hinblick auf die Untersuchung des ausrichtungsbedingten Schwerkrafteinflusses auf die Kältemittelverteilung ist somit ein unkomplizierter Tausch der Anschlüsse des Verdampfer-Eingangs und Ausgangs gewährleistet.

Um den Einfluss der Windgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang und somit auf die Kälteleistung des Moduls untersuchen zu können, wird ein Axialventilator für eine frontale Modulanströmung installiert. Die Verteilung der Windgeschwindigkeit auf der Moduloberfläche wird mit einem Hand-Anemometer gemessen und beträgt 2,5 m/s. Hierbei kommt es zu örtlichen Abweichungen bei der Strömungsverteilung von maximal 5%.

6.2.2 Verdichter

Im Wärmepumpenbetrieb der Versuchsanlage kommt ein CO_2-Verdichter der Firma Dorin vom Typ CD180H zum Einsatz. Hierbei handelt es sich um einen zweizylindrigen, halbhermetischen Hubkolbenverdichter. Durch einen Frequenzumrichter kann die Drehzahl des Verdichters zwischen 35-60 Hz variiert werden. Tabelle 6.1 gibt die Eckdaten des Verdichters wieder.

Tabelle 6.1: Parameterübersicht des halbhermetischen CO_2-Hubkolbenverdichters Dorin CD180H [153]



Zylinderanzahl	2
Fördervolumen	1,12 m³/h @ 50 Hz
Drehzahl	1450 @ 50 Hz
Max. Hochdruck	140bar
Verdampfungstemperatur	-30°C … 15°C
Kälteleistung	915W … 4450W
(bei t_{GA} =30°C; p_d = 75bar)	(bei t_0 = -30°C … +10°C)

6.2.3 Expansionsorgan

Als Expansionsorgan kommen sowohl für den Wärmepumpenkreis als auch den Bypass-Kreis zwei von Hand verstellbare Nadelventile vom Typ MT1H der Firma Hy-Lok zum Einsatz. Wie bereits zu Beginn des Kapitels beschrieben, wird im Abschnitt zwischen Expansionsventil und Verdichter nach dem PVT-Modul ein zusätzliches Absperrventil integriert, welches als zusätzliches Expansionsventil genutzt werden kann, um den Verdampfungsdruck und somit auch die Verdampfungstemperatur variabler einstellen zu können.

6.2.4 Messtechnik

Grafische Benutzeroberfläche in LabView

Die grafische Darstellung und Aufbereitung der Messwerte sowie die Eingabe der Steuerungsbefehle der PVT-direkt-Versuchsanlage erfolgen über das Frontpanel des Remote-VI der Software LabView von National Instruments (NI). Dort sind unter anderem die Steuerung der Verdichterfrequenz und der Schalter für die Freigabe des Verdichters und die dazugehörige Signalleuchte für den Druckschalter aufgeführt. Diese leuchtet im Normalfall grün und springt beim Überschreiten des eingestellten Maximaldrucks auf Rot.

In Abbildung 6.3 ist das Fließbild der Versuchsanlage mit den Positionen der jeweiligen Messstellen dargestellt. Die entsprechenden Anzeigeelemente für die einzelnen Druck- und Temperaturwerte sowie den Massendurchfluss sind an den dazugehörigen Stellen eingefügt und können während des Betriebes abgelesen werden.

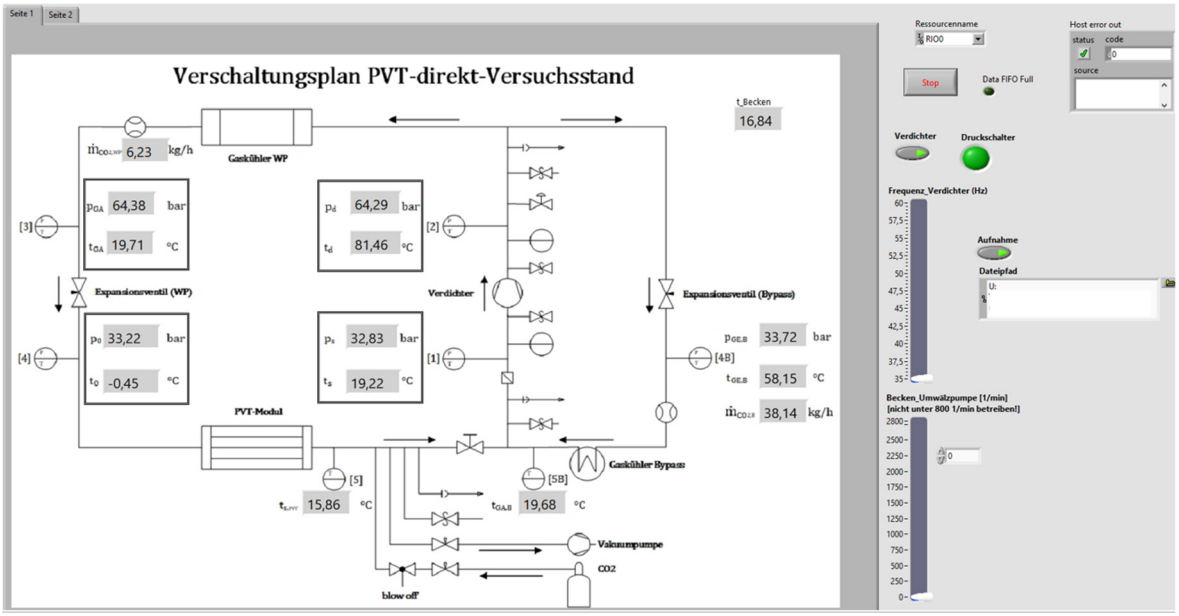


Abbildung 6.3: Datenerfassung in LabView - Verschaltungsplan mit integrierten Messwerten

In Abbildung 6.4 werden die aktuellen Werte, in Abhängigkeit ihres zeitlichen Verlaufs, in Diagrammen abgebildet. Zur Verbesserung der Übersichtlichkeit wird bei den Temperaturen sowie den Druckwerten eine Differenzierung zwischen Hochdruck- (HD) und Niederdruck-Teil (ND) der Anlage getroffen.

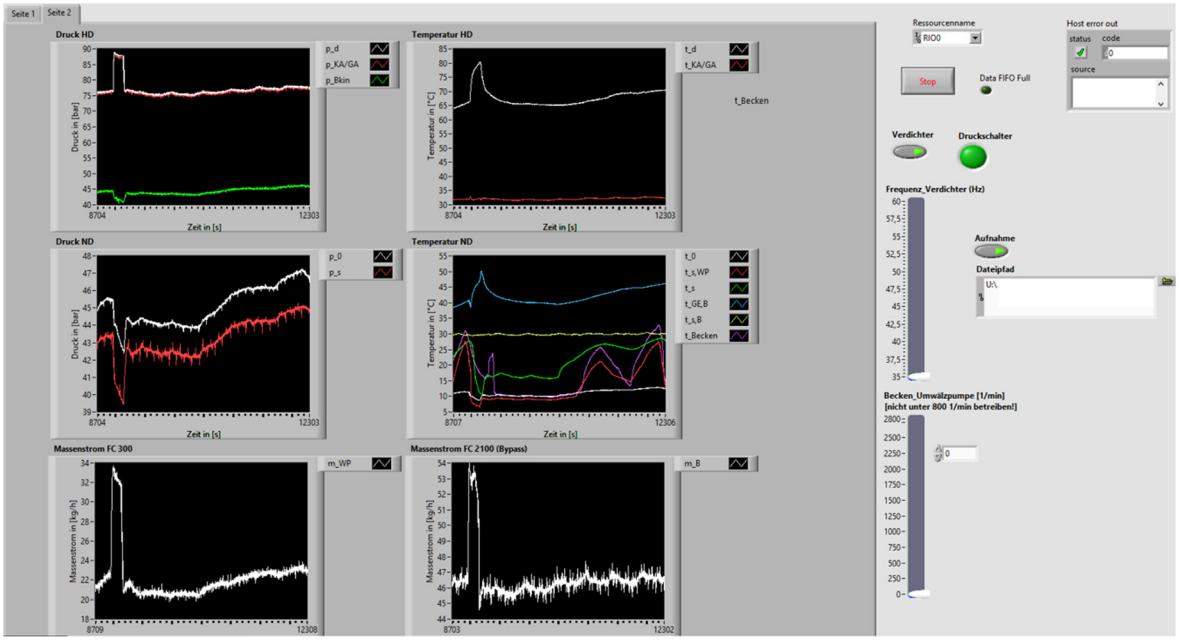


Abbildung 6.4: Datenerfassung in LabView – Messreihendarstellung

Messwerterfassungssystem

Für die energetische Bewertung des PVT-direkt Moduls als Verdampfer der CO_2-Wärmepumpe werden alle relevanten Stellen mit der entsprechenden Messtechnik für Druck, Temperatur und Massenstrom ausgestattet. Die Spannungs- beziehungsweise Stromsignale der Messumformer werden durch das Messwerterfassungssystem CompactRIO (cRIO-9024 Echzeit-Controller mit Träger NI 9114) der Firma National Instruments (NI) kontinuierlich in 1-Sekunden-Schritten eingelesen und an einen PC übergeben. Ein LabView Programm übernimmt dort die Umrechnung der Signale in physikalische Größen sowie die Weiterverarbeitung der Messdaten.

Folgende NI-Module der C-Serie werden eingesetzt:

- Spannungsmessmodul NI 9216 – Temperaturmessung, angeschlossene Sensoren: Pt100 RTDs
- Strommessmodul NI 9203 – Druckmessung, angeschlossene Sensoren: Druckmessumformer Compact Eco
- massebezogenes/differentielles Spannungsmessmodul NI 9205 – Massenstrommessung, angeschlossene Sensoren: Sitrans FC300 / Sitrans FC2100 / Druckschalter MBC 5000
- Spannungsausgangsmodul NI 9263 – angeschlossene Aktoren: Frequenzumrichter Vacon 100
- Relaismodul NI 9485 – angeschlossene Aktoren: Frequenzumrichter Vacon 100

Druckmessung

Für die Druckmessung an den fünf Messstellen nach Abbildung 6.1 werden Druckmessumformer der Firma Labom (Reihe COMPACT ECO) in zwei unterschiedlichen Ausführungen eingesetzt. Für den Niederdruckbereich der Anlage wird eine Ausführung mit 0 bar bis 60 bar verwendet (COMPACT ECO CA3062). Die Ausführung der Hochdruckseite besitzt hingegen einen Messbereich zwischen 0 bar und 160 bar (COMPACT ECO CA3064). Die Vorteile eines möglichst kleinen Messbereichs liegen in einer höheren Genauigkeit der Mes-

sergebnisse, einerseits aufgrund des maximalen absoluten Fehlers in Abhängigkeit des Messbereichs von 0,5 % und andererseits in der Auflösung in Abhängigkeit des Nennbereichs. Die verwendete Metall-Dünnfilm-Technologie zeichnet sich dabei durch eine gute Resistenz gegen Druckspitzen und Vibrationen aus.

Bei der ermittelten Messgröße handelt es sich um den relativen Überdruck bezogen auf den Luftdruck der Umgebung. Bei starken Änderungen des Umgebungsdrucks durch veränderte Wetterlage bei Freilandmessungen kann an den Sensoren eine Nullpunktkorrektur mittels Permanentmagnet durchgeführt werden.

Temperaturmessung

Die Temperaturmessungen werden mit Hilfe von Widerstandsthermometern der Klasse Pt100 durchgeführt. Dabei handelt es sich um einen Platindraht der bei 0 °C einen definierten Widerstand von 100 Ω hat und dabei eine besonders hohe Linearität über den Temperaturbereich von -280 °C bis 1000 °C aufweist. Der Einsatzbereich der verwendeten Thermistoren liegt aufgrund der Konfiguration mit einer Silikonleitung zwischen -190 °C und 180 °C. Es werden dabei Sensoren mit 3-Leiter-Technik genutzt. Diese haben den Vorteil einer Kompensation des Drahtwiderstandes in der Zu- und Rückleitung. Insbesondere bei Temperaturschwankungen der Umgebungsluft ergibt sich somit eine automatische Korrektur, welche direkt durch das verwendete Modul errechnet wird. Die weitere Umrechnung der Widerstandswerte in Grad Celsius erfolgt im Programm. Die absolute Messgenauigkeit der Widerstandsthermometer selbst wird mit ± 0,1 K angegeben.

Massenstrommessung

Der Kältemittelmassenstrom wird durch zwei Messaufnehmer der Firma Siemens nach dem Coriolis-Prinzip gemessen. Dazu wird die Rohrleitung für die Messung über einen elektromechanischen Erregerkreis in Schwingung versetzt. Bei Durchströmung des Rohres, durch eine Flüssigkeit oder ein Gas, verursacht die Corioliskraft eine Auslenkung des Messrohres, welche eine Phasenverschiebung $\Delta\rho$ der Winkelgeschwindigkeit ω proportional zur Massendurchflussmenge erzeugt. Sowohl die Erzeugung und Regelung der Erregerspannung als auch die Auswertung der resultierenden Phasenverschiebung übernimmt dabei der angeschlossene Messumformer MASS 6000, der ebenfalls von der Firma Siemens stammt.

Für den Wärmepumpenkreis werden der Messaufnehmer SITRANS FC300 und für den Bypass-Kreis der Messaufnehmer SITRANS FC2100 jeweils zwischen Gaskühler und Expansionsventil integriert (siehe Abbildung 6.1).

Die maximale Abweichung des Massendurchflusses, bei Einhaltung der Referenzbedingungen, liegt bei ±0,15 %. Da die Messwerte des Massendurchflusses beim Messaufnehmer SITRANS FC2100 unter 5 % des Messbereichs liegen, ist der zu erwartende Fehler laut der Betriebsanleitung des Herstellers mit Hilfe der folgenden Gleichung zu berechnen:

$$E = \pm\sqrt{(0{,}1)^2 + \left(\frac{z \cdot 100}{\dot{m}}\right)^2} \tag{6.1}$$

E ist hierbei der Fehler [%], z der maximale Nullpunktfehler [kg/h] und $\dot{m}$ der gemessene Massendurchfluss [kg/h]. Alle weiteren Angaben zu den verwendeten Messaufnehmern sind der Tabelle 6.2 zu entnehmen.

Tabelle 6.2: Parameterübersicht Massenstrom-Messaufnehmer

Sensor	SITRANS FC300	SITRANS FC2100
Spannungsversorgung	24 V DC	
Art der Messung	Massendurchfluss [kg/h]	
Ausgangssignal	Strom (4 bis 20mA)	
Zulässiger Druck	130 bar	160 bar
Messbereich Massendurchfluss	0 bis 350 kg/h	0 bis 5600 kg/h
Linearitätsfehler	± 0,1 %	± 0,1 %
Max. Nullpunktfehler	0,01 kg/h	0,2 kg/h
Reproduzierbarkeitsfehler	0,05 %	0,05 %
Kalibrierung	Nullpunktkorrektur mit Messumformer MASS 6000	

Photovoltaik-Kennlinienerfassung

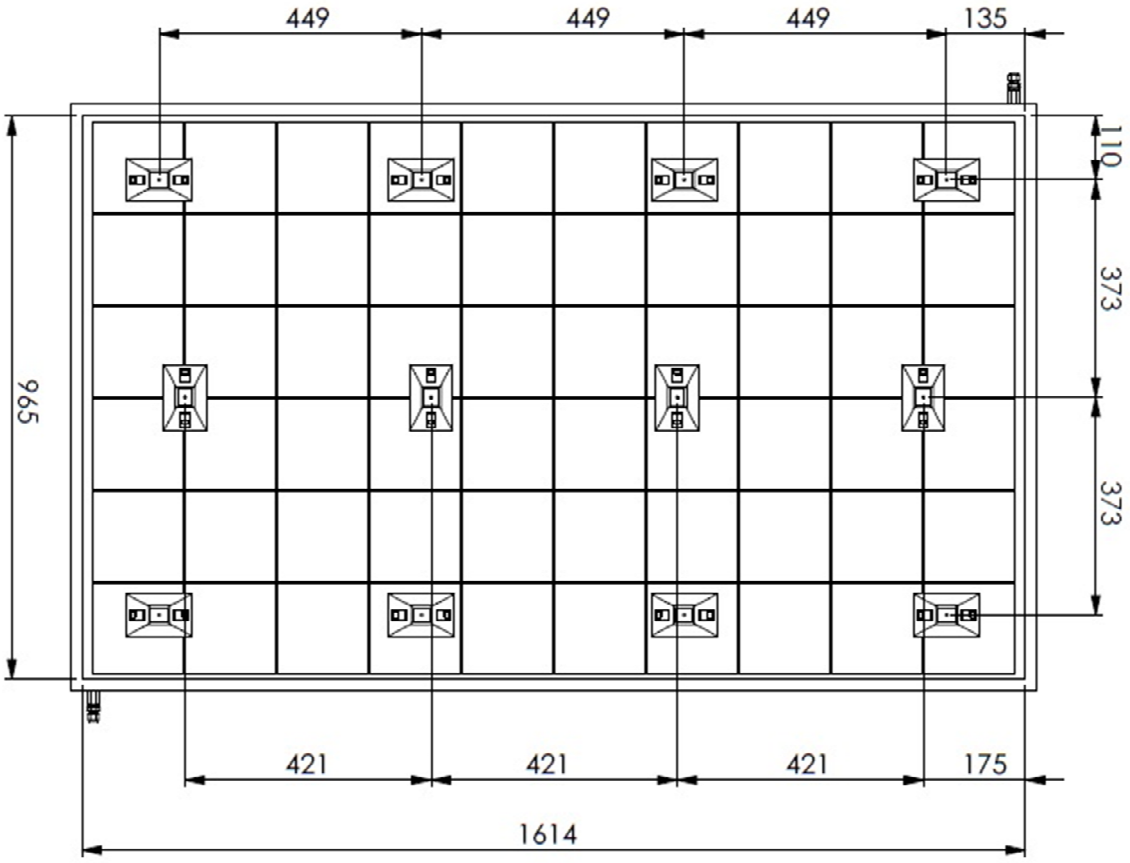
Zur Erfassung der elektrischen Leistung des PVT-Moduls wird eine elektronische Last vom Typ ESL-Solar 500s der Firma ET Instrumente GmbH verwendet. Hiermit ist es möglich eine I-U-Kennlinienmessung sowie eine Visualisierung der Kennlinie durchzuführen. Durch die Betriebsart MPP-Tracking (Maximum Power Point) kann während des Betriebs der Anlage in vordefinierten Zeitabständen kontinuierlich der Punkt der maximalen elektrischen Leistung des PVT-Moduls ermittelt und aufgezeichnet werden.

6.2.5 Solarsimulator

Bei der Konstruktion des Solarsimulators wird sich an den Dimensionen des PVT-Moduls orientiert. Ziel ist es, die Fläche des Moduls möglichst gleichmäßig zu bestrahlen. Der Solarsimulator besteht aus einer rollbaren Unterkonstruktion und einem im Winkel verstellbaren Gerüst, an dem 12 handelsübliche Halogen-Strahler angebracht sind. Der Reflektor der verbauten Strahler besteht aus einem zusammengesetzten Spiegel, welcher aus zwei Parabelästen aufgebaut ist. Im Brennpunkt des Spiegels befindet sich das Leuchtmittel. Hierbei handelt es sich um eine Halogenlampe der Firma OSRAM mit einer Nennleistung von 400 Watt.

Die Anzahl, Position und Ausrichtung der Strahler werden mit Hilfe einer Raytracing-Simulation ermittelt. Abbildung 6.5 zeigt die Anordnung der Strahler in der Draufsicht (oben) und die gemessene Bestrahlungsstärke in W/m² jeder einzelnen Solarzelle des PVT-Moduls (unten).

Zur Ermittlung der Bestrahlungsstärke wird eine unter STC-Bedingungen (Standard-Test-Bedingungen) kalibrierte Silizium-Referenzzelle verwendet. An dem Shunt-Widerstand der Referenzzelle von 0,15 Ω fällt unter STC-Bedingungen eine Shunt-Spannung von 0,1079 V ab. Mit Hilfe der kalibrierten Referenzzelle wird im laufenden Betrieb des Solarsimulators die Shunt-Spannung U_{Shunt} jeder einzelnen Solarzelle gemessen und diese anschließend ins Verhältnis zur Shunt-Spannung unter STC-Bedingungen U_{Shunt_STC} gesetzt. Somit lässt sich die Bestrahlungsstärke in W/m² jeder einzelnen Zelle des PVT-Moduls ermitteln und die Homogenität der Strahlungsverteilung darstellen.



445	597	594	660	663	560	575	530	484	470
469	597	590	663	681	584	598	563	493	463
417	549	528	592	649	552	577	553	494	471
448	573	531	618	654	534	572	545	487	452
459	588	593	660	664	581	615	573	516	475
490	637	627	695	708	596	630	576	510	479

Abbildung 6.5: Solarsimulator – Anordnung der Strahler (oben) und die Bestrahlungsstärke in W/m² jeder einzelnen Zelle des PVT-Moduls (unten)

7 Experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls und Analyse zur funktionalen Umsetzbarkeit

7.1 Vorgehensweise bei der experimentellen Untersuchung des PVT-direkt Moduls

Thermische Funktionalität und konvektiver Wärmeübergang

Bei der Durchführung der experimentellen Untersuchungen zur thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls wird die Versuchsanlage (siehe Kapitel 6) mit einer CO_2-Kältemittelmenge von 800 g befüllt, wodurch sich ein Systemdruck von $P_{sys} = 40$ bar einstellt. Die Messungen werden in einer Labor-Halle durchgeführt, in der aufgrund ihrer Raumgröße während der Versuchsdurchführungen eine annähernd konstante Temperatur von 22 °C herrscht. Der Neigungswinkel des PVT-Moduls beträgt $\beta = 30°$. In den Diagrammen der Abbildung 7.1, Abbildung 7.5 und Abbildung 7.9 in Kapitel 7.2.1 werden exemplarische Ausschnitte der Messergebnisse zu den experimentellen Untersuchungen des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems präsentiert.

Folgende drei Schwerpunkte beinhaltet die experimentelle Untersuchung zur thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls:

- Ausrichtungsbedingter Schwerkrafteinfluss auf die Kältemittelverteilung im mikrokanalbasierten Aluminiumverdampfer (siehe Kapitel 7.2.1):
  Dazu wird der Mikrokanalverdampfer jeweils mit und entgegen der Schwerkraft mit Kältemittel durchströmt, welches in den Mikrokanälen verdampft und überhitzt wird. Mit Hilfe von Thermografie-Aufnahmen des Verdampfers werden die Kältemittelverteilung und die damit verbundene Temperaturverteilung auf der Verdampferfläche visualisiert.
- Bestimmung der thermischen Leistung des PVT-Moduls unter variierenden Randbedingungen (siehe Kapitel 7.2.2):
  Hierbei werden sowohl die Temperaturdifferenz Δt zwischen der Verdampfungstemperatur und der Umgebungstemperatur als auch der Kältemittelmassenstrom variiert.
- Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-Modul (siehe Kapitel 7.3.1) zum einen durch freie Konvektion und zum anderen durch freie und erzwungene Konvektion bei einer frontalen Modulanströmung mit einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,5 m/s.

Bei den in den Diagrammen aufgezeigten Messparametern handelt es sich um über 200 Sekunden gemittelte Messwerte. Aufgenommen werden die Temperaturen und Drücke am Verdampfereingang t_0/p_0, am Verdampferausgang $t_{s,PVT}$, $p_{s,PVT}$ und am Kondensator-/Gaskühlerausgang $t_{KA/GA}$, $p_{KA/GA}$, sowie der Wärmepumpen-Massenstrom $\dot{m}$. Die thermische Leistung des PVT-Moduls $\dot{Q}_{PVT}$ wird mit Hilfe des CO_2-Massenstroms und der Enthalpiedifferenz zwischen Verdampfereingang und Ausgang bestimmt.

In den folgenden Messwert-Diagrammen der Abbildung 7.1, Abbildung 7.5 und Abbildung 7.9 sind insgesamt fünf stationäre Betriebszustände von ① bis ⑤ gekennzeichnet, welche im Zuge der Untersuchungen zur thermischen Leistung des PVT-Moduls (Kapitel 7.2.2) und zum Wärmeübergangskoeffizient (Kapitel 7.3.1) näher erläutert werden.

Alle Messungen werden ohne den Einsatz des Solarsimulators durchgeführt. Auch werden alle Messwerte ohne erzwungene Konvektion aufgenommen, mit Ausnahme des Abschnittes zwischen ④ und ⑤ der Abbildung 7.9, bei dem ein durch einen Ventilator erzeugter Luftstrom mit einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,5 m/s auf der Moduloberfläche entlangfließt. Die durch freie Konvektion entstehende Luftströmung auf den Moduloberflächen wird messtechnisch nicht erfasst.

Die thermografischen Aufnahmen des mikrokanalbasierten Verdampfers dienen bei der Untersuchung der Kältemittel- und Temperaturverteilung lediglich zur qualitativen Bewertung der Verteilungen. Bei der Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-Modul wird eine quantitative Bewertung der thermografischen Aufnahmen vorgenommen (siehe Kapitel 7.3.1). Bei einer abschließenden Diskussion wird auf die Qualität dieser thermografischen Aufnahmen zum experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizient eingegangen.

Für die experimentelle Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten der stationären Betriebspunkte ①-⑤ wird auf Grundlage der Thermografie-Aufnahmen des Verdampfers eine optische Bestimmung des Temperaturverlaufs der Verdampferoberfläche durchgeführt. Hierfür wird die Verdampferfläche in 13x16 gleich große Rechtecke (7,5cm x 10cm) unterteilt und deren jeweilige Oberflächentemperatur bestimmt. Daraus wird eine gemittelte Temperatur der gesamten Verdampferoberfläche abgeleitet. Mit Hilfe der thermischen Leistung des PVT-Moduls, der PVT-Modulfläche und der Temperaturdifferenz $\triangle t$ zwischen der gemittelten Verdampferoberflächentemperatur und der Umgebungstemperatur wird dann der Wärmeübergangskoeffizient für die jeweiligen stationären Betriebspunkte ①-⑤ ermittelt.

Anschließend wird eine Simulation des konvektiven Wärmeübergangs des PVT-Moduls in Abhängigkeit des Modulneigungswinkels (Anströmwinkel) und der Windrichtung (Azimutwinkel) mit der Simulationssoftware ANSYS Fluent durchgeführt (siehe Kapitel 7.3.2). Abschließend wird in Kapitel 7.3.3 eine Gegenüberstellung der Wärmeübergangskoeffizienten des PVT-Moduls durch die experimentellen Untersuchungen, durch die CFD-Simulation und durch die Ansätze nach Gnielinski [59], Palyvos [60] und Test et al. [61] (siehe Literaturrecherche in Kapitel 5) präsentiert.

Elektrische Funktionalität

Zur Untersuchung der elektrischen Funktionalität des PVT-Moduls wird der in Kapitel 6.2.5 beschriebene Solarsimulator verwendet. Zur Erfassung der elektrischen Leistung des PVT-Moduls wird mit Hilfe einer elektronischen Last eine I-U- und P-U-Kennlinienmessung durchgeführt. Durch die Betriebsart MPP-Tracking (Maximum Power Point) wird während des Betriebs der Anlage in vordefinierten Zeitabständen kontinuierlich der Punkt der maximalen elektrischen Leistung des PVT-Moduls ermittelt und aufgezeichnet. Die Kennlinien werden bei einer konstanten Einstrahlung von ca. 417 W/m² und Modultemperaturen von 15 °C – 60 °C aufgenommen. Abschließend wird die Abhängigkeit der Modultemperatur auf die Modulleistung dargestellt.

Zusammenfassende Analyse zur funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls

Die experimentell erzielten Messwerte und Ergebnisse werden in den Kapiteln 7.2 – 7.4 dargestellt und hinsichtlich der funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls in Kapitel 7.5 zusammenfassend analysiert.

7.2 Thermische Funktionalität des PVT-direkt Moduls

7.2.1 Messwertdarstellung und Kältemittel- und Temperaturverteilung des Mikrokanalverdampfers

Messung 1: Messwertdarstellung aus vier Teilbereichen einer Einzelmessung; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft

In Abbildung 7.1 sind vier Teilbereiche der Messung 1 dargestellt. Hierbei wird der Mikrokanalverdampfer des PVT-direkt Moduls von unten nach oben entgegen der Schwerkraft mit Kältemittel durchströmt.

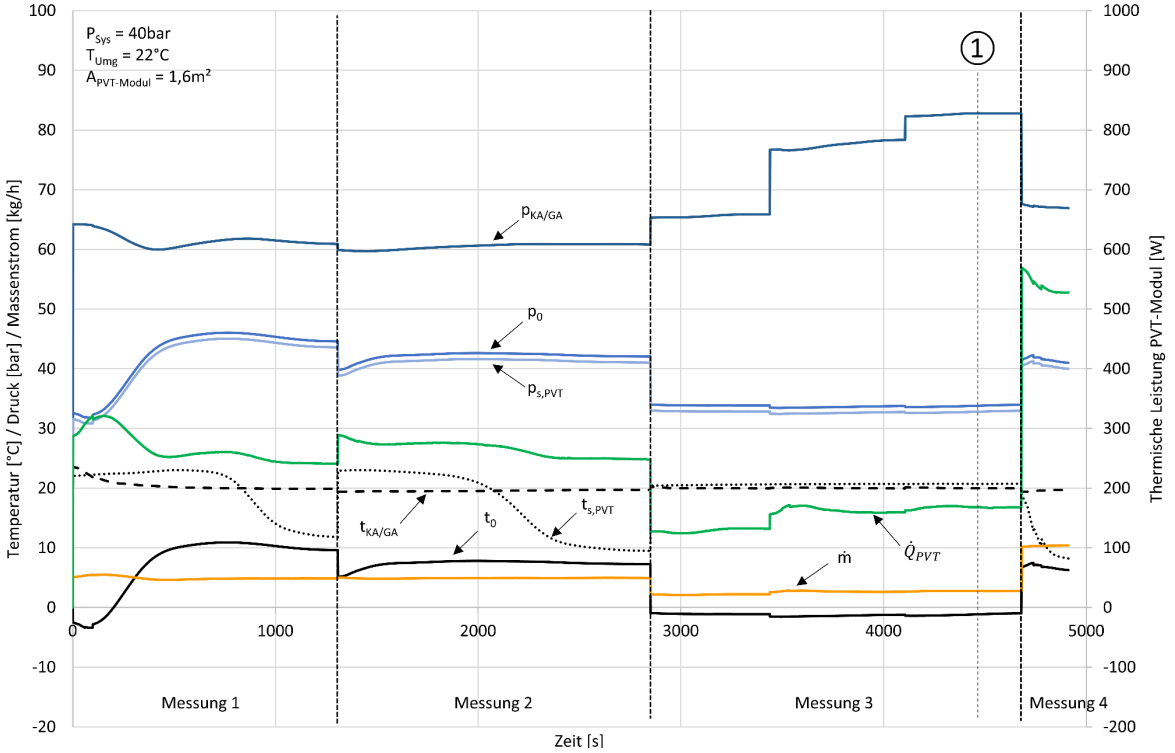


Abbildung 7.1: Messung 1 – Messwertdarstellung aus vier Teilbereichen einer Einzelmessung; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft

Im Teilbereich 1 und 2 in Abbildung 7.1 wird die Anlage subkritisch betrieben. Es wird deutlich, dass beide Messungen nicht stationär verlaufen. Die Kältemitteltemperatur am Verdampferausgang $t_{s,PVT}$ fällt jeweils nach einer gewissen Zeit deutlich ab und nähert sich der Verdampfungstemperatur t_0 an. Dies kann auf zwei Ursachen zurückgeführt werden. Zum einen kühlt sich die Verdampferfläche im Laufe der Zeit ab. Zum anderen ist die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur t_0 (7 °C – 10 °C) und Umgebungstemperatur (22 °C) im Verhältnis zum Massenstrom zu gering eingestellt. Durch das kleine Δt und den hohen Massenstrom kann das Kältemittel in den Mikrokanälen im zeitlichen Verlauf von ca. 1000 Sekunden nicht vollständig verdampft werden. Jeweils am Ende der beiden Messungen tritt zweiphasiges CO_2 aus dem Verdampfer aus. Durch eine anschließende Mischung des zweiphasigen Massenstroms des Wärmepumpenkreislaufs und des gasförmigen Massenstroms des Bypass-Kreislaufs saugt der Verdichter gasförmiges CO_2 an. Somit werden Schäden am Verdichter durch zweiphasiges Kältemittel im Saugstutzen vermieden.

Mit Hilfe von Thermografie-Aufnahmen des PVT-Verdampfers werden die Kältemittelverteilung und die damit verbundene Temperaturverteilung auf der Verdampferfläche visualisiert. Bei einem entgegen der Schwerkraft durchströmten PVT-basierten Mikrokanalverdampfer mit horizontalen Headern wird deutlich, dass die Verdampfung des Kältemittels (blau) vorwiegend in den Mikrokanal-Profilen nahe des Verdampfereingangs stattfindet (siehe Abbildung 7.2.).

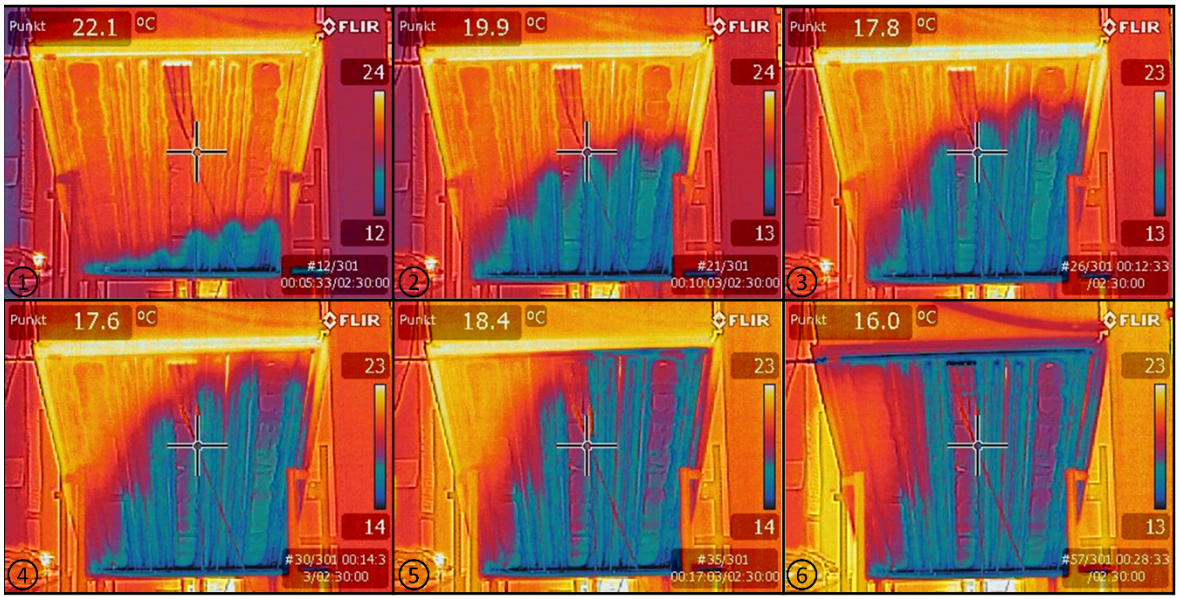


Abbildung 7.2: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Teilbereich 1 von Messung 1; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft

In Bild 1 bis Bild 4 der Abbildung 7.2 ist eine vollständige Verdampfung (blau) und Überhitzung (orange/gelb) des Kältemittels in den Mikrokanälen zu erkennen. Ab Bild 5 kühlt sich der erste Teilbereich des Headers stark ab, es kommt zur Verdampfung mit anschließender Überhitzung im Header. In Bild 6 strömt dann zweiphasiges Kältemittel durch den Header zum Verdampferausgang, die Kältemitteltemperatur am Verdampferausgang fällt auf das Niveau der Verdampfungstemperatur ab.

Bei Teilbereichsmessung 3 der Abbildung 7.1 wird die Verdampfungstemperatur abgesenkt und der Massenstrom reduziert. Im Laufe der Messung wird der Hochdruck erhöht und die Wärmepumpe auf eine transkritische Prozessführung umgestellt. Am Ende dieser Bereichsmessung ist der stationäre Betriebszustand ① hervorgehoben, welcher in Kapitel 7.2.2 (thermische Leistung) und Kapitel 7.3.1 (konvektiver Wärmeübergang) näher erläutert wird. In Abbildung 7.3 wird deutlich, dass von Bild 1 bis Bild 6 nur ein sehr geringer Teil der Mikrokanallänge zur Verdampfung des Kältemittels benötigt wird. Der überwiegende Teil des Mikrokanals wird somit zur Überhitzung des Kältemittels auf Modultemperatur genutzt. In Bild 6 ist der stationäre Betriebszustand ① aus Abbildung 7.1 dargestellt. Für eine bessere Ausnutzung der Verdampferfläche bei Teilmessung 3 wäre eine höhere Verdampfungstemperatur und ein höherer Massenstrom möglich.

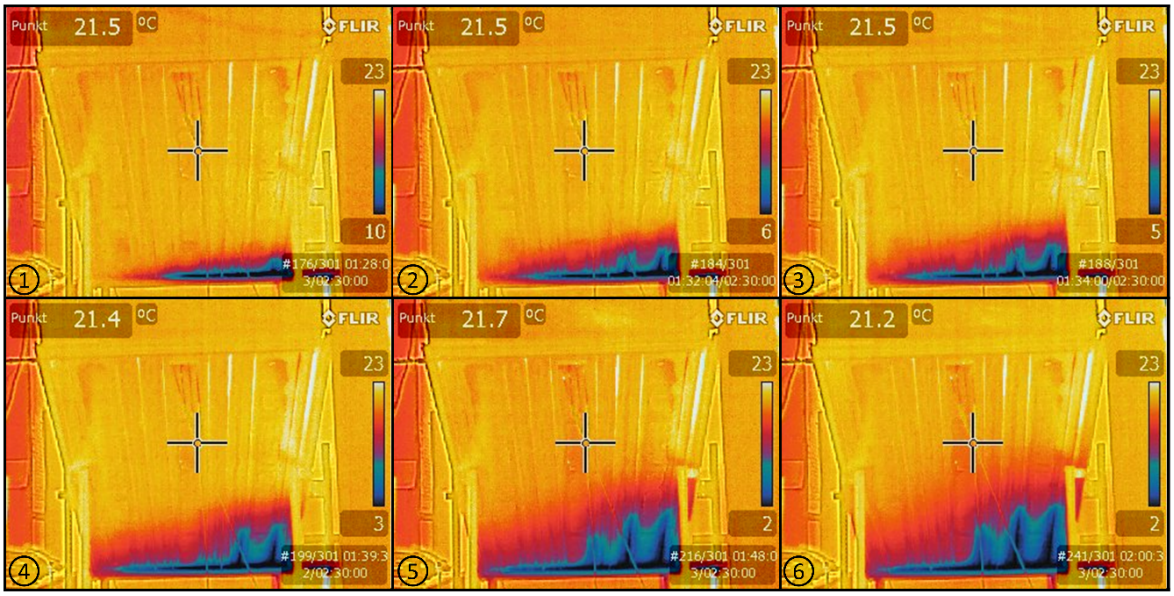


Abbildung 7.3: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Teilbereich 3 von Messung 1; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft

Bei Teilbereichsmessung 4 der Abbildung 7.2 wird aus dem stationären Betriebszustand ① aus Teilbereichsmessung 3 durch ein schnelles Öffnen des Expansionsventils der Massenstrom schlagartig von ca. 3 kg/h auf 10 kg/h erhöht, die Verdampfungstemperatur von -1 °C auf 7 °C erhöht und durch Absenken des Hochdrucks auf eine subkritische Prozessführung umgestellt. Durch den deutlich höheren Massenstrom erhöht sich auch die Verdampferleistung von ca. 170 W auf über 500 W. Jedoch ist dies im realen Betrieb der Anlage kein praktikabler Zustand für einen stationären Betriebspunkt. Dies wird zum einen durch das abrupte Abfallen der Kältemitteltemperatur am Verdampferausgang und zum anderen durch Abbildung 7.4 deutlich.

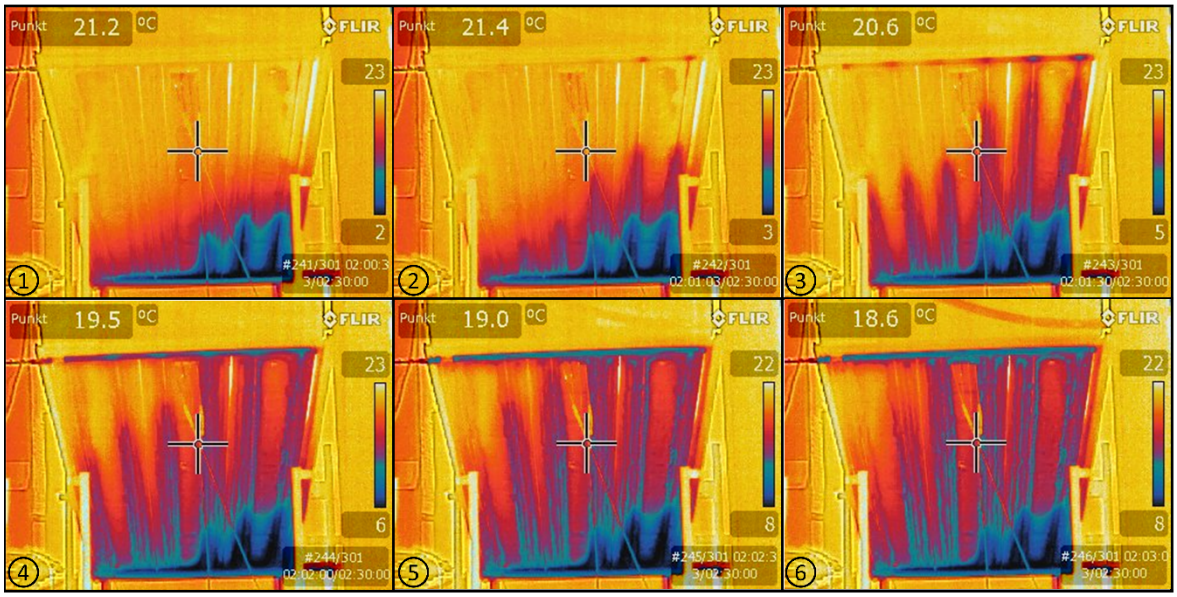


Abbildung 7.4: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Teilbereich 4 von Messung 1; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft

In dieser Abbildung ist zu erkennen, dass das Kältemittel durch das zu kleine Δt zwischen Verdampfungstemperatur t_0 (7 °C) und Umgebungstemperatur (22 °C) in Bezug auf den

hohen Massenstrom von 10 kg/h in den Mikrokanälen nicht vollständig verdampft werden kann. Am Ausgang des Verdampfers tritt zweiphasiges CO_2 aus. Um Schäden am Verdichter durch zweiphasiges Kältemittel im Saugstutzen zu vermeiden, ist ein solcher Betriebspunkt im realen Betrieb der Wärmepumpe zu vermeiden.

Messung 2: Messwertdarstellung bei großem Δt zwischen Verdampfungs- und Umgebungstemperatur und großem Massenstrom; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

Bei Messung 2 wird der Mikrokanalverdampfer des PVT-direkt Moduls von oben nach unten mit der Schwerkraft mit Kältemittel durchströmt. In Abbildung 7.5 sind die Messwerte bei einem großen Δt zwischen Verdampfungstemperatur t_0 und Umgebungstemperatur und großem Massenstrom dargestellt. Bei einer Verdampfungstemperatur von -10 °C bis -13 °C liegt das Δt im gesamten Messbereich zwischen 32 K und 35 K. Der Massenstrom liegt zwischen 8-10 kg/h. Dadurch wird eine hohe thermische Leistung des PVT-Moduls im Bereich von 500-600 W erreicht. Im dargestellten Messbereich werden die beiden stationären Betriebszustände ② und ③ eingestellt, welche in Kapitel 7.2.2 (thermische Leistung) und Kapitel 7.3.1 (konvektiver Wärmeübergang) näher erläutert werden. Bei beiden Zuständen liegt eine transkritische Prozessführung vor.

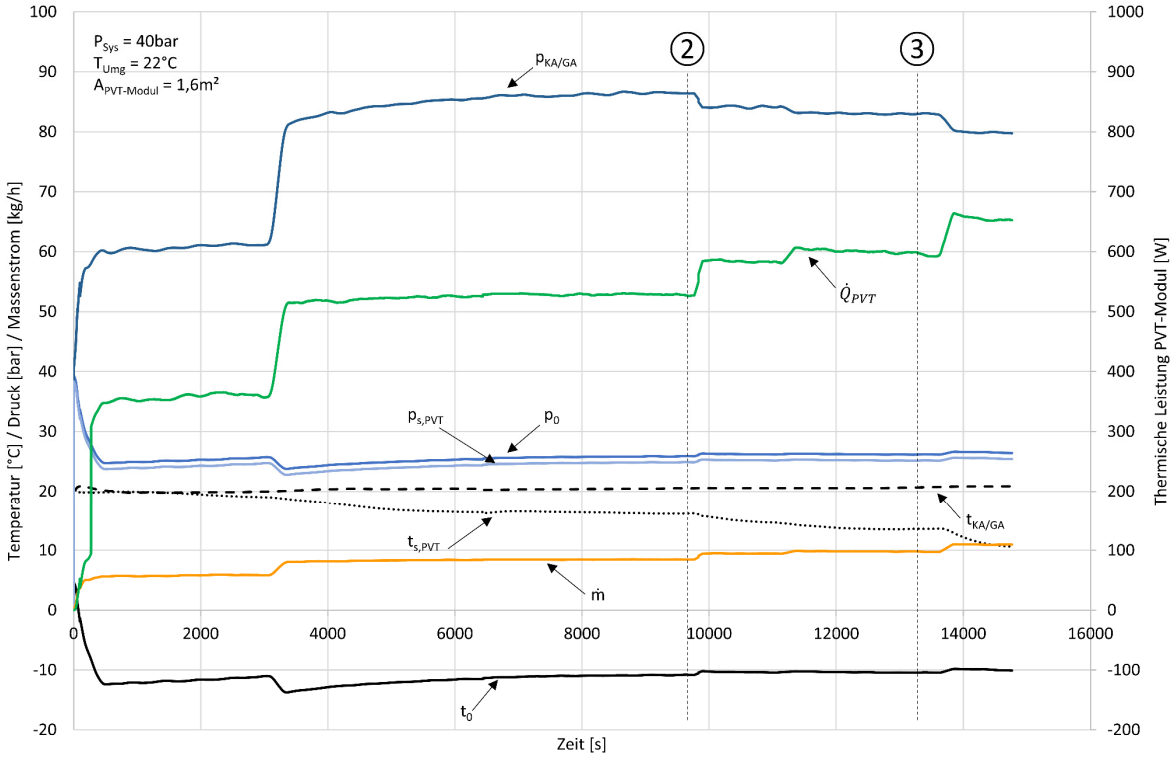


Abbildung 7.5: Messung 2 – Messwertdarstellung bei großem Δt zwischen Verdampfungs- und Umgebungstemperatur und großem Massenstrom; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

In Abbildung 7.6 wird mit Hilfe der Thermografie-Aufnahmen des Verdampfers die Kältemittelverteilung und die damit verbundene Temperaturverteilung auf der Verdampferfläche für den Bereich bis zum stationären Betriebszustand ② visualisiert. Durch den hohen Massenstrom von 8 kg/h und der niedrigen Verdampfungstemperatur stellt sich eine relativ homogene Kältemittelverteilung ein. Es lässt sich jedoch eine Tendenz erkennen, dass die Mikrokanalprofile 1 bis 2 nahe dem Verdampfereingang jeweils mit einem

größeren Massenstrom durchströmt werden als die Mikrokanalprofile 3 bis 6. Bild 6 der Abbildung 7.6 zeigt die Aufnahme des stationären Betriebszustands ② mit einer thermischen Leistung des PVT-Moduls von 526,3 W.

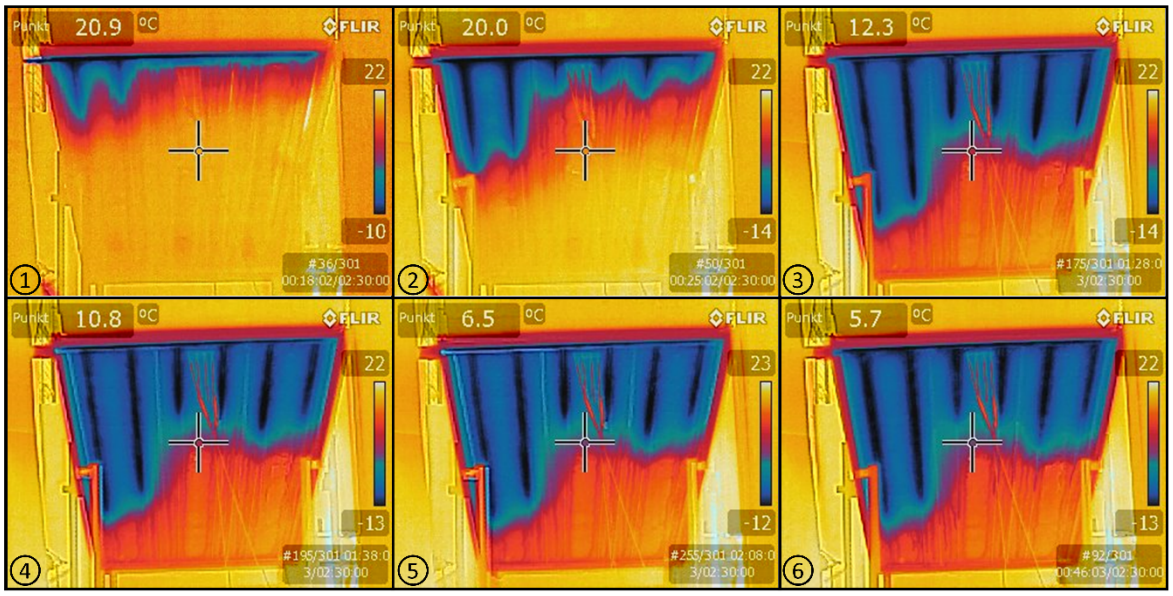


Abbildung 7.6: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 bis zum stationären Zustand ②; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

In Abbildung 7.7 ist die Kältemittel- und Temperaturverteilung auf der Verdampferfläche für den Bereich zwischen den stationären Betriebszuständen ② und ③ visualisiert. Durch eine Erhöhung des Massenstroms von 8 kg/h auf 10 kg/h wird die Verdampferleistung erhöht. Dabei wird deutlich, dass der Bereich der Verdampfung (blau) im Vergleich zur Überhitzung (orange/gelb) größer wird (siehe Abbildung 7.6). Bild 6 in Abbildung 7.7 zeigt die Aufnahme des stationären Betriebszustands ③ mit einer thermischen Leistung des PVT-Moduls von 593,8 W.

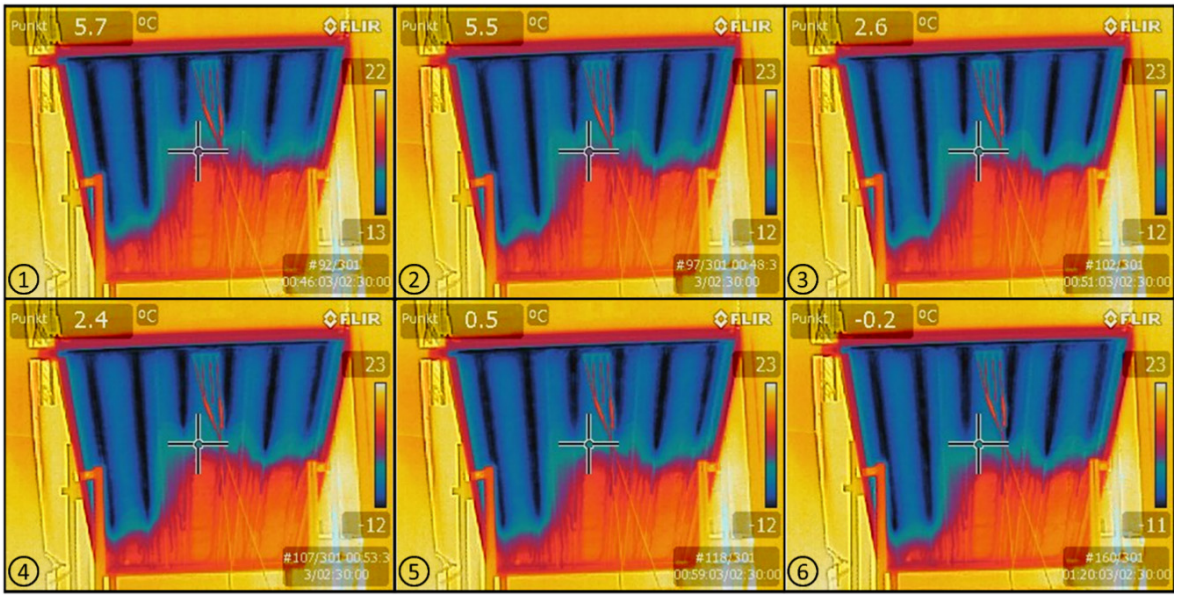


Abbildung 7.7: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 ab dem stationären Zustand ② bis zum stationären Zustand ③; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

In Abbildung 7.8 ist die Kältemittel- und Temperaturverteilung auf der Verdampferfläche für den Bereich ab dem stationären Betriebszustand ③ visualisiert. Dabei wird der Massenstrom von 10 kg/h auf 11 kg/h ein weiteres Mal erhöht. Wie schon bei Messung 1 durch Abbildung 7.2 und Abbildung 7.4 dargestellt, wird auch in diesem Fall der Massenstrom zu stark erhöht, sodass die Länge des Mikrokanals nicht ausreicht, um das Kältemittel vollständig zu verdampfen. Erst im Header wird das Kältemittel vollständig verdampft und anschließend überhitzt. Unter diesen Rahmenbedingungen kann demnach maximal ein Massenstrom von 10 kg/h eingestellt werden.

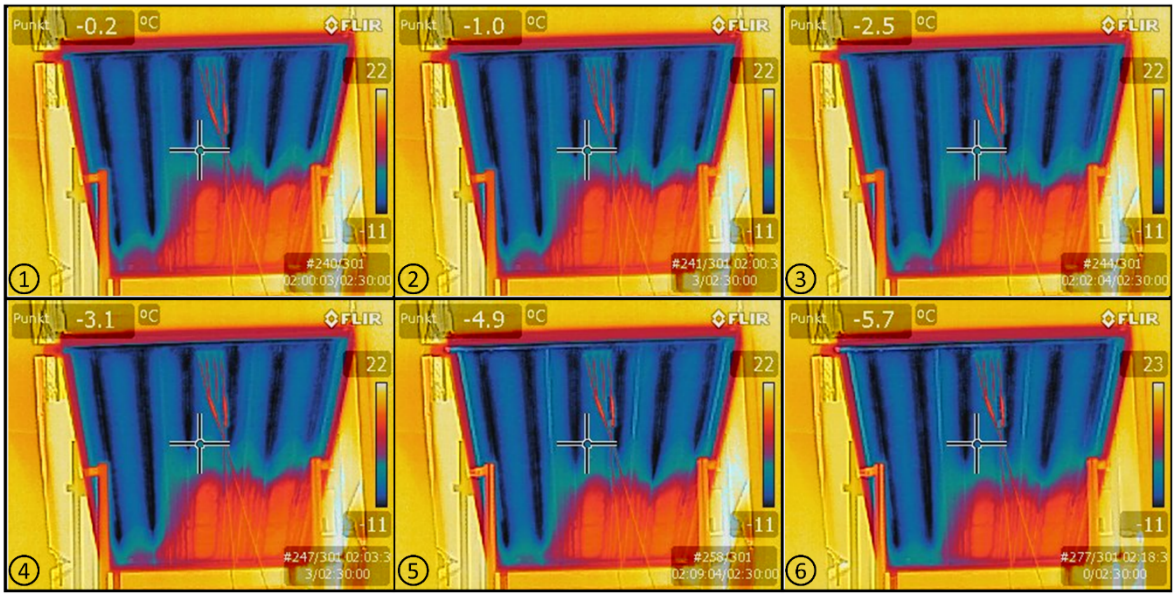


Abbildung 7.8: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 ab dem stationären Zustand ③; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

Messung 3: Messwertdarstellung bei kleinem Δt zwischen Verdampfungs- und Umgebungstemperatur und kleinem Massenstrom; Teilmessung mit erzwungener Konvektion; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

Bei Messung 3 wird der Mikrokanalverdampfer von oben nach unten mit der Schwerkraft mit Kältemittel durchströmt. In Abbildung 7.9 sind die Messwerte bei einem kleinen Δt zwischen Verdampfungstemperatur t_0 und Umgebungstemperatur und kleinem Massenstrom dargestellt. Nach einer anfänglichen Einstellphase wird ab Sekunde 12000 ein annähernd stationärer Betriebszustand erreicht. Das Δt zwischen der Verdampfungstemperatur von 10°C und der Umgebungstemperatur von 22 °C liegt bei 12 K. Der Massenstrom wird hierbei auf 3 kg/h reduziert. Dadurch wird im Vergleich zu Messung 2 eine geringe thermische Leistung des PVT-Moduls im Bereich von 157 W erreicht. In der Messwertdarstellung in Abbildung 7.9 ist dieser stationäre Betriebspunkt durch eine ④ gekennzeichnet.

Im Bereich zwischen den stationären Betriebspunkten ④ und ⑤ wird der Einfluss der erzwungenen Konvektion auf das Verdampferverhalten untersucht. Hierfür wird mit Hilfe eines Ventilators das PVT-Modul frontal angeströmt. Dabei bildet sich auf der Modulloberfläche eine gleichmäßige Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 2,5 m/s aus.

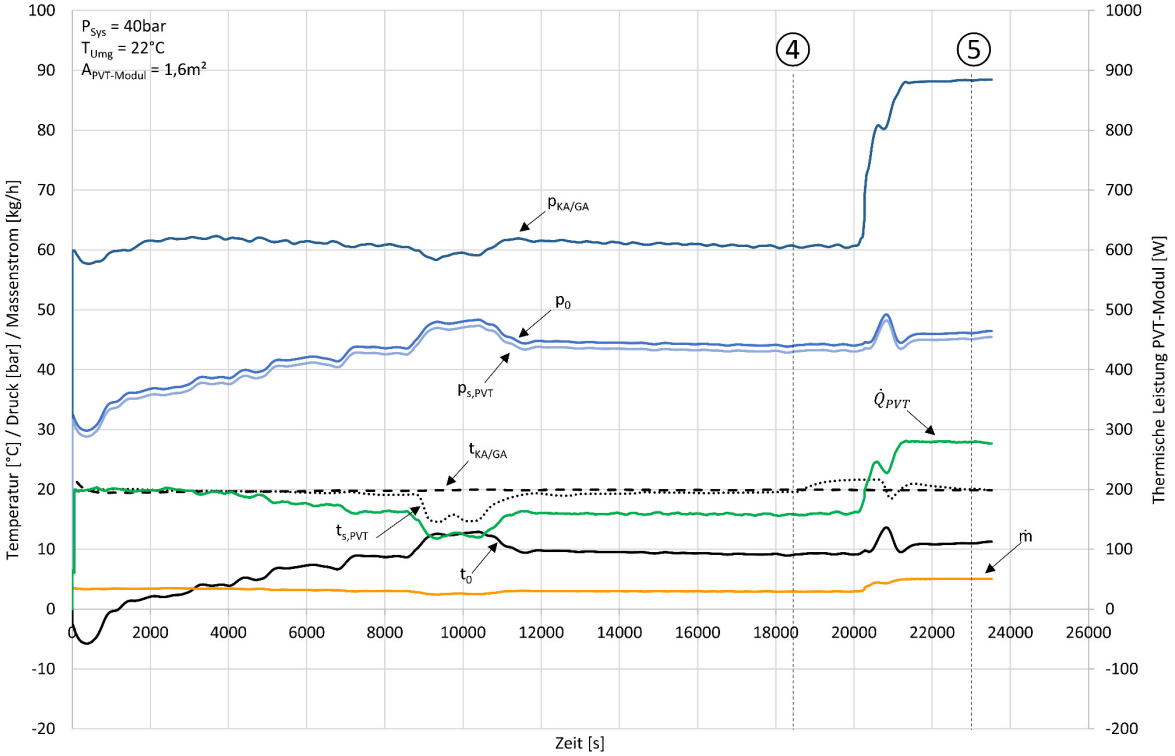


Abbildung 7.9: Messung 3 – Messwertdarstellung bei großem Δt zwischen Verdampfungs- und Umgebungstemperatur und kleinem Massenstrom; ab ④ mit erzwungener Konvektion; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

In Abbildung 7.10 werden mit Hilfe der Thermografie-Aufnahmen des Verdampfers die Kältemittelverteilung und die damit verbundene Temperaturverteilung auf der Verdampferfläche für den Bereich bis zum stationären Betriebspunkt ④ aus Abbildung 7.9 visualisiert.

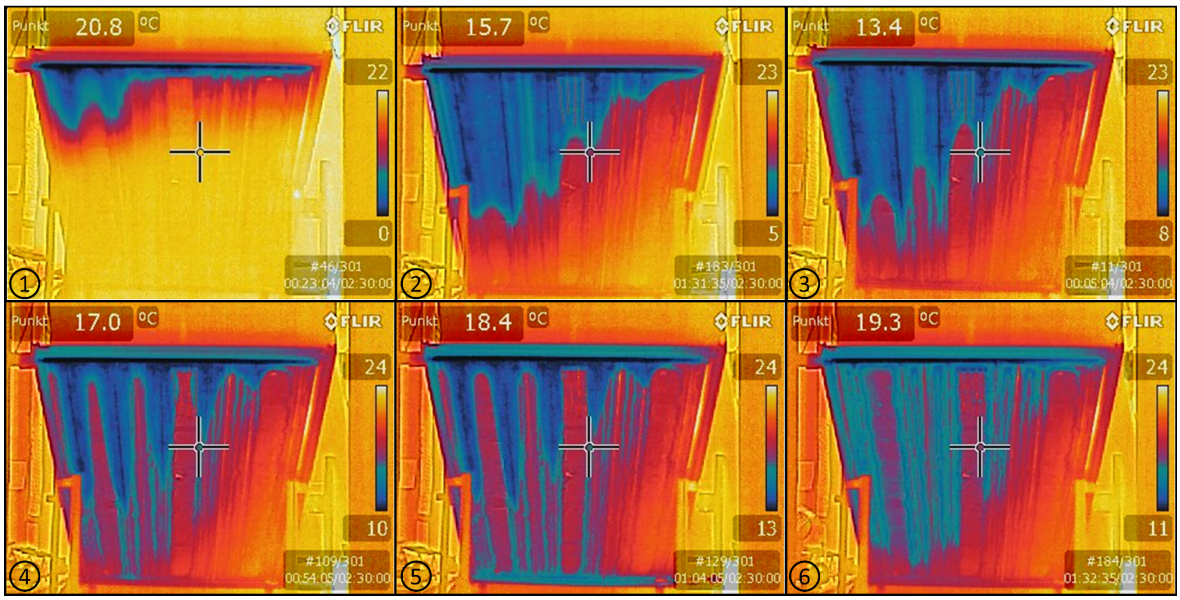


Abbildung 7.10: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 3 bis zum stationären Zustand ④; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

Ab Sekunde 9500 wird die Verdampfungstemperatur für diesen Betriebszustand zu stark erhöht. Das Δt zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur ist zu klein,

um das Kältemittel vollständig im Mikrokanal verdampfen zu können. Wie bereits in den vorangegangenen Darstellungen in Messung 1 und Messung 2 wird das Kältemittel erst im Header vollständig verdampft und anschließend überhitzt (siehe Bild 5). Durch ein erneutes Absenken der Verdampfungstemperatur und einem somit größeren Δt zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur/Modultemperatur wird das Kältemittel wieder vollständig in den Mikrokanalprofilen verdampft und anschließend überhitzt (siehe Bild 6).

Auch hier lässt sich die Tendenz erkennen, dass die Mikrokanalprofile 1-3 nahe dem Verdampfereingang jeweils mit einem größeren Massenstrom durchströmt werden als die Mikrokanalprofile 4-6. Bild 6 der Abbildung 7.10 zeigt die Aufnahme des stationären Betriebszustands ④ bei einer Verdampfungstemperatur von 10 °C, einem Massenstrom von 3 kg/h und einer thermischen Leistung des PVT-Moduls von 157 W.

In Abbildung 7.11 ist die Kältemittel- und Temperaturverteilung auf der Verdampferfläche für den Bereich zwischen den stationären Betriebszuständen ④ und ⑤ visualisiert.

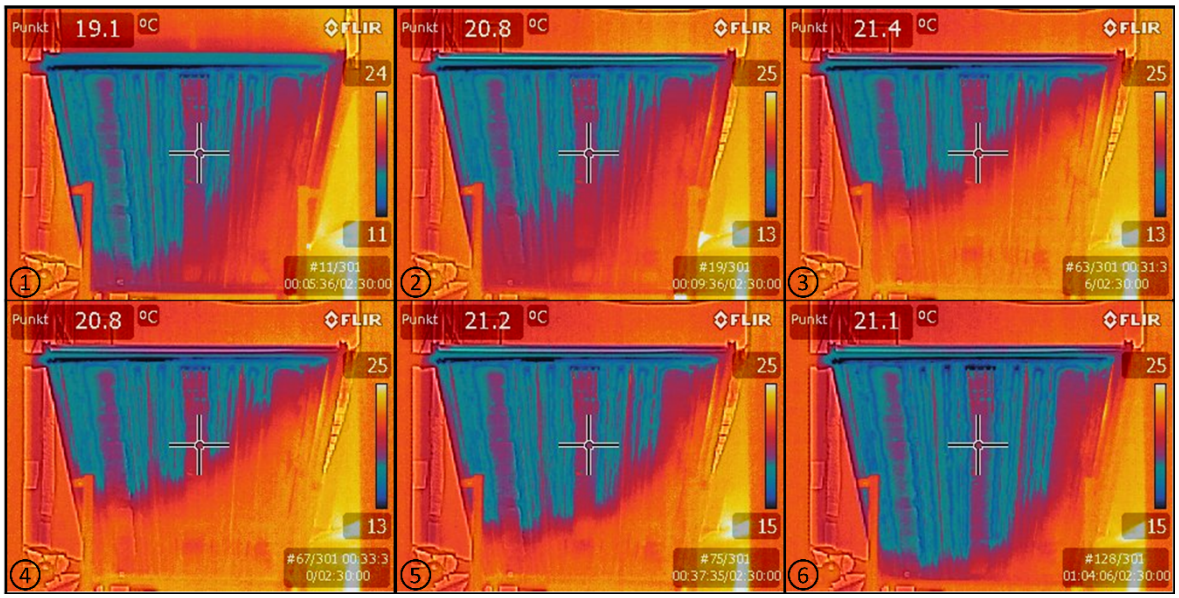


Abbildung 7.11: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 3 zwischen den stationären Zuständen ④ und ⑤ unter Berücksichtigung der erzwungenen Konvektion; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft

Durch die Integration eines Ventilators bildet sich auf der Moduloberfläche eine Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 2,5 m/s aus. Bild 1 zeigt hierbei den stationären Betriebszustand ④. Ab Bild 2 ist der Ventilator in Betrieb. Dadurch erhöht sich die Modultemperatur durch erzwungene Konvektion und das Verhältnis von Verdampfung zu Überhitzung verkleinert sich (siehe Bild 3). Durch eine Steigerung des Massenstroms von 3 kg/h auf 5 kg/h wird der Bereich der Verdampfung im Vergleich zur Überhitzung wiederum größer (siehe Bilder 4-6). Die thermische Leistung des PVT-Moduls erhöht sich dadurch von 157 W auf 277 W. Bild 6 zeigt die Aufnahme im stationären Betriebszustand ⑤.

In Abbildung 7.12 wird beispielhaft die Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 bis zum stationären Zustand ③ durch eine Gegenüberstellung des teilweise vereisten mikrokanalbasierten Verdampfers durch Thermografie-Aufnahmen veranschaulicht.

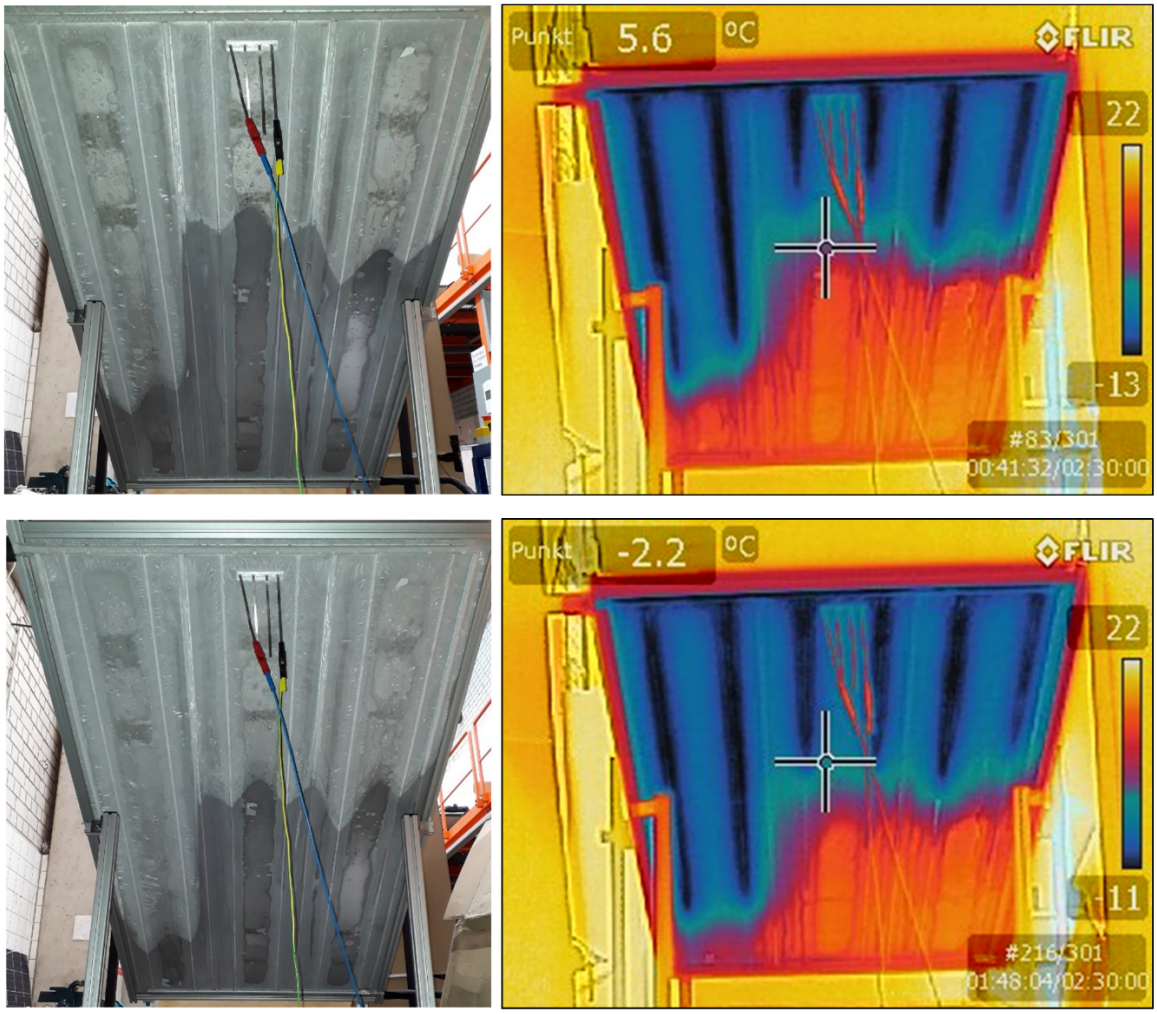


Abbildung 7.12: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 bis zum stationären Zustand ③; Gegenüberstellung des teilweise vereisten mikrokanal-basierten Verdampfer mit Thermografie-Aufnahmen

In Abbildung 7.13 ist eine beispielhafte ungleichförmige Reifbildung auf der PVT-Moduloberfläche aufgrund der ungleichmäßigen Kältemittelverteilung dargestellt.

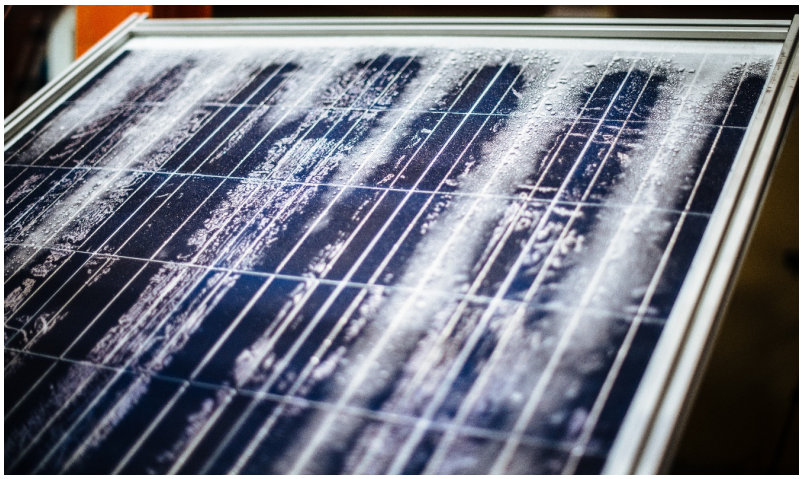


Abbildung 7.13: Ungleichförmige Reifbildung auf der PVT-Moduloberfläche aufgrund der Kältemittelverteilung

7.2.2 Thermische Leistung des PVT-direkt Moduls

In Abbildung 7.14 sind die jeweiligen thermischen Verdampferleistungen zu den im vorangegangenen Kapitel 7.2.1 erläuterten stationären Betriebszuständen ①-⑤ dargestellt. Die Verdampfung erfolgt im Nassdampfgebiet. Für die anschließende Verdichtung ist sicherzustellen, dass das Kältemittel vollständig verdampft, da mitgerissene Tröpfchen Schäden am Verdichter durch Flüssigkeitsschlag verursachen können. Daher wird das gasförmige Kältemittel vom Nassdampf- in den Heißdampfbereich überhitzt. Der von der Umwelt aufgenommene Wärmestrom des PVT-Moduls ist definiert als Produkt des beförderten Kältemittelmassenstroms $\dot{m}$ in kg/s und der Differenz in kJ/kg zwischen der spezifischen Enthalpie im Zustand der Überhitzung und der im Zustand vor Eintritt in den Verdampfer (siehe Grundlagenkapitel 2.3.1 Gleichung (2.40)). Mit Hilfe der Kenntnis der jeweiligen vorherrschenden Temperaturen und Drücke am Gaskühler-/Kondensatoraustritt wird nach einer isenthalpen Entspannung des Kältemittels im Expansionsventil die Enthalpie am Verdampfereingang bestimmt. In Abbildung 7.14 ist zu erkennen, dass alle Gaskühler-/Kondensatoraustrittstemperaturen bei ca. 20 °C liegen.

Die gemessene Saugtemperatur am Verdichtereingang setzt sich aus den Zuständen am Verdampferausgang und Bypassausgang zusammen. Dadurch kann keine Aussage über das eigentliche Verdichterverhalten für den reinen Wärmepumpenkreis getroffen werden. Der Verdichtungsprozess des Kältemittels ist daher aufgrund des Bypass-Einflusses in Abbildung 7.14 nicht berücksichtigt.

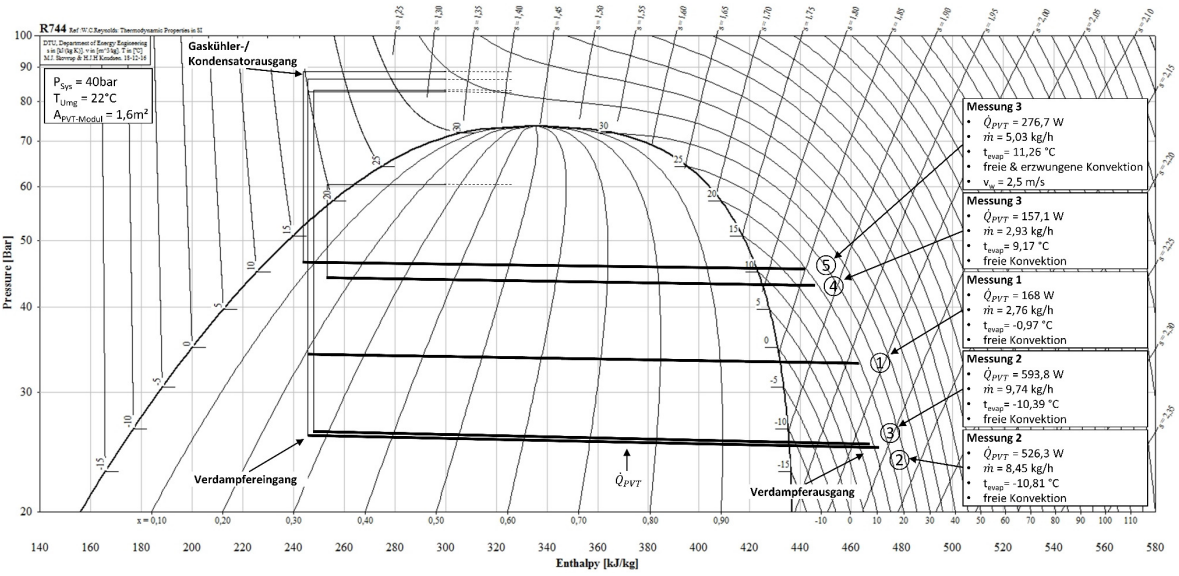


Abbildung 7.14: Thermische Verdampferleistungen des PVT-direkt Moduls in den stationären Betriebszuständen ①-⑤

Unter Berücksichtigung der freien Konvektion beträgt die thermische Leistung des PVT-Moduls 157,1 W (①) bis 593,8 W (③). Die größten thermischen Leistungen des PVT-Moduls werden bei einem möglichst großen ∆t zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur in Kombination mit einem hohen Massenstrom erreicht. Um jedoch eine generelle Aussage über die thermische Verdampfer-Leistungsfähigkeit des PVT-Moduls treffen zu können, ist der stationäre Betriebszustand ④ von großer Bedeutung, welcher bei einem möglichst kleinen ∆t zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur ohne erzwungene Konvektion und ohne Solarstrahlung gemessen wird.

Hierbei liegt das ∆t zwischen Verdampfungstemperatur (9,17 °C) und Umgebungstemperatur (22 °C) bei 12,83 K. Bei einem Massenstrom von 2,93 kg/h beträgt die thermische Leistung des PVT-Moduls 157,1 W.

Durch die Integration eines Ventilators im stationären Betriebszustand ⑤ bildet sich auf der Moduloberfläche eine Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 2,5 m/s aus. Dies führt zu einem erhöhten Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion. Dadurch erhöht sich die PVT-Modultemperatur aufgrund der relativ hohen Labor-Umgebungstemperatur, was zu einem größeren ∆t zwischen der Verdampfungstemperatur des CO_2 und der Modultemperatur führt. Dadurch wird das Verhältnis von Verdampfung zu Überhitzung kleiner (siehe Bild 3 in Abbildung 7.11). Durch eine Steigerung des Massenstroms von 3 kg/h auf 5 kg/h im Vergleich zum stationären Betriebszustand ④ wird der Bereich der Verdampfung im Vergleich zur Überhitzung wiederum größer (siehe Bilder 4-6 in Abbildung 7.11). Die thermische Leistung des PVT-Moduls erhöht sich somit durch die zusätzliche erzwungene Konvektion auf 276,7 W.

7.3 Konvektiver Wärmeübergang am PVT-direkt Modul

7.3.1 Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten durch experimentelle Untersuchungen

Für die experimentelle Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten der stationären Betriebspunkte ①-⑤ wird auf Grundlage der Thermografie-Aufnahmen des Verdampfers eine optische Bestimmung des Temperaturverlaufs der Verdampferoberfläche durchgeführt (siehe Abbildung 7.15 – Abbildung 7.19). Hierfür wird die Verdampferfläche in 13x16 gleich große Rechtecke (7,5 cm x 10 cm) unterteilt und deren jeweilige Oberflächentemperatur bestimmt. Daraus wird eine gemittelte Temperatur der gesamten Verdampferoberfläche abgeleitet. Mit Hilfe der thermischen Leistung des PVT-Moduls, der PVT-Modulfläche (1,6 m²) und der Temperaturdifferenz ∆t zwischen der gemittelten Verdampferoberflächentemperatur und der Umgebungstemperatur (22 °C) kann der Wärmeübergangskoeffizient für die jeweiligen stationären Betriebspunkte ①-⑤ nach Gleichung (2.25) bestimmt werden (siehe Grundlagenkapitel 2.2.3).

In Tabelle 7.1 werden die Ergebnisse zum Wärmeübergangskoeffizient durch die experimentellen Untersuchungen zusammengefasst dargestellt. Bei allen vier Betriebspunkten zur freien Konvektion beträgt der ermittelte Wärmeübergangskoeffizient 7,5 W/m²K. Bei den Betriebspunkten ① und ④ wird durch das oben beschriebene Verfahren, der optischen Bestimmung des Temperaturverlaufs auf der Verdampferoberfläche, eine vergleichsweise hohe gemittelte Verdampferoberflächentemperatur von 15 °C beziehungsweise 15,4 °C ermittelt. Dies führt zu einer geringen Temperaturdifferenz zwischen Verdampferoberfläche und der Umgebung von etwa 7 K, was wiederum in einer vergleichsweise geringen thermischen Leistung des PVT-Moduls resultiert. Bei den Betriebspunkten ② und ③ hingegen ergibt sich aufgrund der jeweils geringen gemittelten Verdampferoberflächentemperatur von 0°C beziehungsweise -2,7 °C eine vergleichsweise hohe Temperaturdifferenz von etwa 22 K beziehungsweise 24,7 K zwischen PVT-Modul und Umgebungsluft, was wiederum zu einer vergleichsweise hohen thermischen Leistung des PVT-Moduls führt.

Bei Messreihe ⑤ zur freien und erzwungenen Konvektion, bei einer mittleren Moduloberflächen-Strömungsgeschwindigkeit von 2,5 m/s, ist der ermittelte Wärmeübergangskoeffi-

zient mit 15 W/m²K doppelt so groß wie bei einem rein freien konvektiven Wärmeübergang der Betriebspunkte ①-④. Hierbei wird der Einfluss der Luftströmungsgeschwindigkeit auf der Moduloberfläche besonders deutlich. Trotz ähnlich großer gemittelter Verdampferoberflächentemperatur und Temperaturdifferenz zwischen Verdampferoberfläche und der Umgebung im Vergleich zu den Betriebspunkten ① und ④, kann aufgrund der erzwungenen Konvektion eine deutlich höhere thermische Leistung durch das PVT-Modul bereitgestellt werden.

Tabelle 7.1: Ergebnisse zum Wärmeübergangskoeffizient durch experimentelle Untersuchungen

Stationärer Zustand Nr.	①	②	③	④	⑤
Konvektionsart	frei	frei	frei	frei	frei & erzwungen
Thermische Leistung PVT-Modul [W]	168,0	526,3	593,8	157,1	276,7
Wärmeübergangskoeffizient α [W/m²K]	7,5	7,5	7,5	7,5	15
Strömungsgeschwindigkeit auf Moduloberfläche [m/s]	-	-	-	-	2,5
Kältemittelmassenstrom [kg/h]	2,76	8,45	9,74	2,93	5,03
Kältemitteltemperatur Verdampfereingang [°C]	-0,97	-10,81	-10,39	9,17	11,26
gemittelte Verdampferoberflächentemperatur [°C]	15,0	0,0	-2,7	15,4	16,2
Umgebungstemperatur [°C]	22	22	22	22	22
Temperaturdifferenz Δt [K]	7,0	22,0	24,7	6,6	5,8

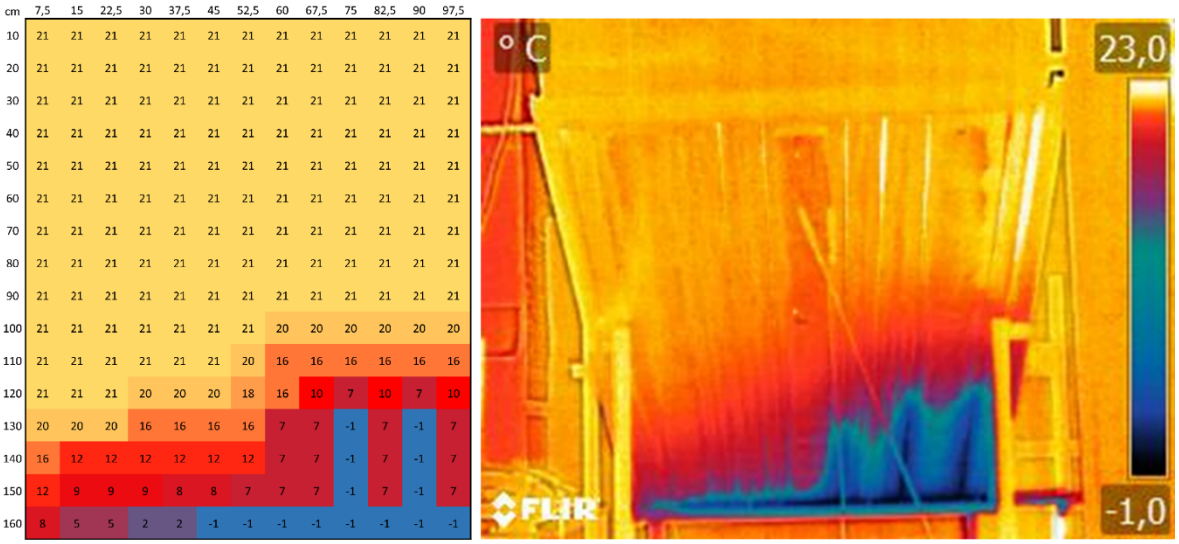


Abbildung 7.15: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ① unter Berücksichtigung freier Konvektion

cm	7,5	15	22,5	30	37,5	45	52,5	60	67,5	75	82,5	90	97,5
10	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11
20	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5
30	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5
40	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5
50	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5
60	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5	-11	-5
70	-5	-11	-5	-11	-5	-5	-5	-5	-5	-11	-5	-11	-5
80	-5	-11	-5	-11	-5	5	5	5	-5	-5	-5	-5	-5
90	-5	-11	-5	-11	-5	5	10	10	5	5	5	5	5
100	-5	-11	-5	-11	-5	5	15	15	10	10	10	10	10
110	-5	-11	-5	-11	-5	5	15	15	15	15	15	15	15
120	-5	-11	-5	-11	-5	5	15	18	18	18	18	18	18
130	-5	-11	-5	-5	-5	5	15	18	18	18	18	18	18
140	-5	-5	-5	-5	5	5	15	18	18	18	18	18	18
150	5	5	5	5	5	15	15	18	18	18	18	18	18
160	10	10	10	10	10	16	16	18	18	18	18	18	18

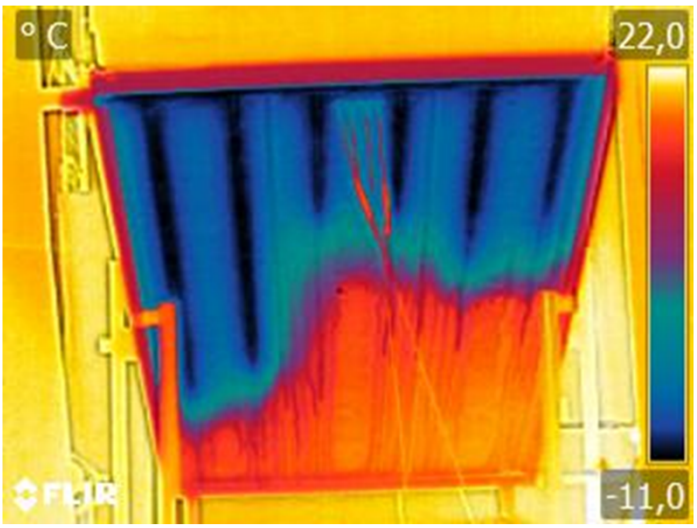


Abbildung 7.16: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ② unter Berücksichtigung freier Konvektion

cm	7,5	15	22,5	30	37,5	45	52,5	60	67,5	75	82,5	90	97,5
10	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11
20	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6
30	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6
40	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6
50	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6
60	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6
70	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6	-11	-6
80	-6	-11	-6	-11	-6	-6	-6	-6	-6	-11	-6	-11	-6
90	-6	-11	-6	-11	-6	0	0	0	-6	-6	-6	-6	-6
100	-6	-11	-6	-11	-6	0	10	5	0	0	0	0	0
110	-6	-11	-6	-11	-6	0	10	10	10	10	10	10	10
120	-6	-11	-6	-11	-6	0	14	14	14	14	14	14	14
130	-6	-11	-6	-11	-6	0	14	14	14	14	14	14	14
140	-6	-11	-6	-7	-6	0	14	14	16	16	16	16	16
150	-6	-6	-6	-6	0	0	14	14	16	16	16	16	16
160	0	0	0	0	0	5	14	14	16	16	16	16	16

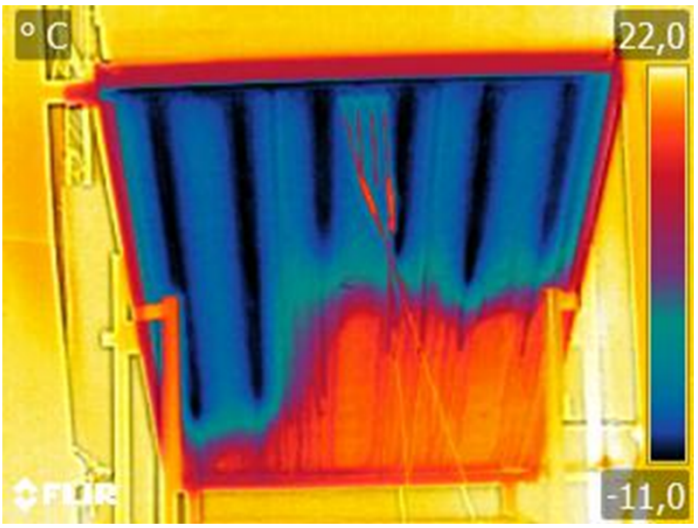


Abbildung 7.17: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ③ unter Berücksichtigung freier Konvektion

cm	7,5	15	22,5	30	37,5	45	52,5	60	67,5	75	82,5	90	97,5
10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	10	11	11	11
20	16	13	16	13	16	13	16	13	16	13	16	13	16
30	16	13	16	13	16	13	16	13	16	13	16	13	16
40	16	13	16	13	16	13	16	13	16	13	16	16	16
50	16	13	16	13	16	13	16	13	16	13	16	18	18
60	16	13	16	13	16	13	16	13	16	16	16	18	18
70	16	13	16	13	16	13	16	13	16	16	18	18	18
80	16	13	16	13	16	13	16	13	16	16	18	18	18
90	16	13	16	13	16	13	16	13	16	18	18	19	20
100	16	13	16	13	16	13	16	13	16	18	18	19	20
110	16	13	16	13	16	13	16	16	16	18	18	19	20
120	16	13	16	13	16	13	16	16	18	18	18	19	20
130	16	13	16	13	16	13	16	16	18	18	18	19	20
140	16	16	16	13	16	16	16	16	18	18	18	19	20
150	16	16	16	16	16	16	16	18	18	18	18	19	20
160	16	16	16	16	16	16	16	18	18	18	18	19	20

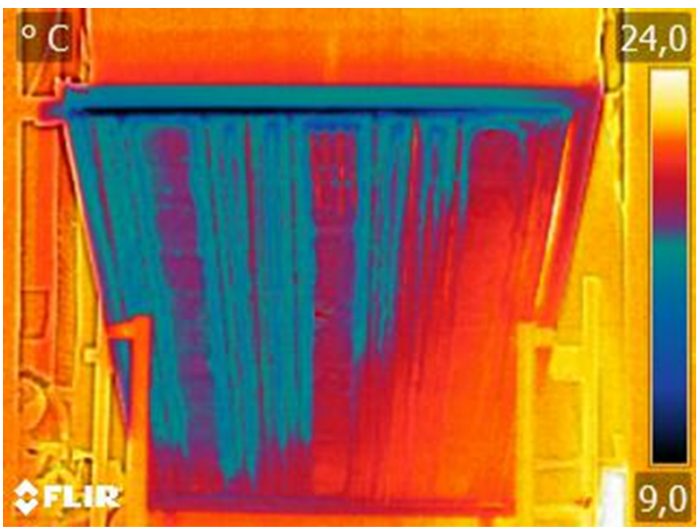


Abbildung 7.18: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ④ unter Berücksichtigung freier Konvektion

cm	7,5	15	22,5	30	37,5	45	52,5	60	67,5	75	82,5	90	97,5
10	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11
20	15	14	15	14	15	14	15	14	15	14	15	14	15
30	16	14	16	14	16	14	16	14	16	14	16	16	17
40	17	14	17	14	17	14	17	14	17	14	17	18	18
50	17	14	17	14	17	14	17	14	17	14	17	18	18
60	17	14	17	14	17	14	17	14	17	14	17	18	18
70	17	14	17	14	17	14	17	14	17	14	17	18	18
80	17	14	17	14	17	14	17	14	17	14	17	18	18
90	17	14	17	14	17	14	17	14	17	14	17	18	19
100	17	14	17	14	17	14	17	14	17	17	17	18	20
110	17	14	17	14	17	14	17	14	17	18	18	19	20
120	17	14	17	14	17	14	17	14	17	18	19	19	20
130	17	17	17	14	17	14	17	17	17	19	19	20	20
140	18	17	17	17	17	17	17	17	18	19	20	20	20
150	18	18	18	18	18	18	18	18	18	19	20	20	20
160	19	19	19	19	19	19	19	19	19	20	20	20	20

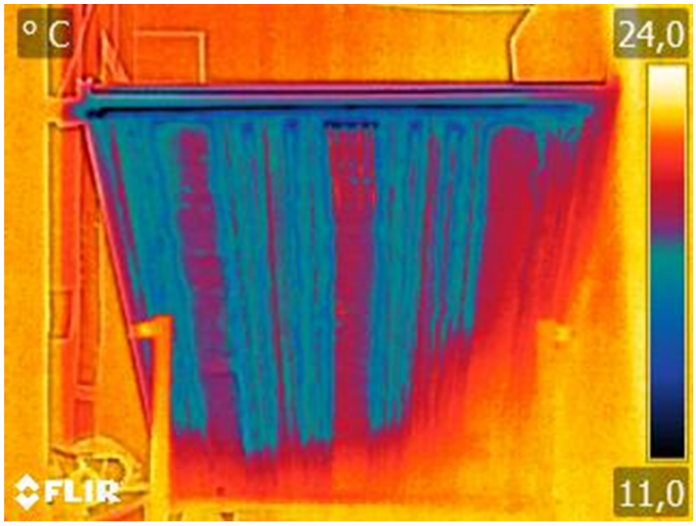


Abbildung 7.19: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ⑤ unter Berücksichtigung freier und erzwungener Konvektion

Diskussion zu den experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten

Die Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten wird auf Grundlage thermografischer Aufnahmen durchgeführt. Hierbei spielt der Emissionsgrad eine wichtige Rolle. Bei einer thermografischen Aufnahme des Aluminiumverdampfers im Stillstand der Anlage, wobei eine an die Umgebungstemperatur angepasste Verdampferoberflächentemperatur herrscht, konnte eine inhomogene Temperaturverteilung auf diesen Aufnahmen beobachtet werden. Diese vermeintliche Inhomogenität der Aluminium-Oberflächentemperatur liegt vermutlich an der unterschiedlichen Oberflächenbeschaffenheit der Aluminiumplatte. Einige Stellen der Aluminiumplatte sind aufgrund einer ZnSil-Flux-Beschichtung matt, andere wiederum glänzend. Diese Beschichtung wird vor dem Lötprozess in den Verbindungebereichen zwischen Platte, Mikrokanäle und Headern aufgebracht (siehe Abbildung 4.41 auf Seite 87 – Rückseite des finalen Prototyps des PVT-direkt Moduls). Diese unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheit erschwert die Bestimmung oder die Abschätzung des Emissionsgrads der Verdampferoberfläche.

Da sich der Emissionsgrad mit der Temperatur, der Oberflächenbeschaffenheit und des Anstellwinkels ändert, dienen die in der Literatur aufgeführten Werte nur als Richtwerte für die Messung von Temperaturverhältnissen oder -differenzen. Um den Absolutwert der Temperatur messen zu können, sollte der Emissionsgrad der Aluminiumplatte, inklusive lokaler ZnSil-Flux-Beschichtung, exakt bestimmt werden. Generell ist die thermografische Messung bei Aluminiumoberflächen besonders schwierig. Um zukünftig eine exaktere Temperaturmessung durchführen zu können, sollte der Aluminiumverdampfer schwarz gefärbt werden, was die Auswahl des Emissionsgrads erleichtern würde.

Des Weiteren könnten das unbekannte Luft-Strömungsprofil in der Labor-Halle und das unbekannte Luft-Strömungsprofil durch freie Konvektion auf der Moduloberfläche weitere Ungenauigkeiten bei der Bestimmung des experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten hervorrufen. Das Luft-Strömungsprofil auf der Moduloberfläche durch erzwungene Konvektion könnte durch den Einsatz eines Hitzdrahtanemometers noch genauer als bisher mit einem gewöhnlichen Hand-Anemometer gemessen werden.

7.3.2 Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten durch CFD-Simulation

Simulation einer ebenen, horizontal angeströmten Platte

Bevor die CFD-Simulation (Computational Fluid Dynamics) des konvektiven Wärmeübergangs des PVT-Moduls in Abhängigkeit des Modulneigungswinkels (Anströmwinkel) und der Windrichtung (Azimutwinkel) mit der Simulationssoftware ANSYS Fluent durchgeführt wird, wird zunächst eine ebene, horizontal angeströmte Platte simuliert. Aus dem resultierenden Wärmestrom wird anschließend der Wärmeübergangskoeffizient der erzwungenen Konvektion ermittelt und mit den nach Gnielinski [59] (siehe Grundlagenkapitel 2.2.2 und Literaturrecherche zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einem PVT-Modul in Kapitel 5) berechneten Wärmeübergangskoeffizienten verglichen. Da die so bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten ebenfalls für den Fall einer ebenen, horizontal angeströmten Platte berechnet werden, kann dadurch ein Rückschluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse weiterer Simulationen unter Berücksichtigung eines Modulneigungswinkels gezogen werden.

Für die Simulation der ebenen Platte wird von einer quadratischen Platte mit einer Fläche von 1 m² und einer Dicke von 0,05 m ausgegangen. Um die gesamte Beeinflussung der Strömung durch die Platte abzubilden, wird als Simulationsraum ein gleichseitiger Würfel mit einer Kantenlänge von 1,5 m angenommen. Das generierte Netz besteht ausschließlich aus einem Hexaeder-Netz, welches um die Oberfläche der Platte mit einer Prismenschicht zur besseren Auflösung des Bereichs erweitert wird. Die Prismenschicht wird eingeführt, um die bei hohen Reynoldszahlen auftretenden Grenzschichtströmungen im wandnahen Bereich abzubilden. Insgesamt weist das generierte Netz eine maximale Schiefe der Elemente von 0,78 auf und kann somit als stabil betrachtet werden.

Zur Überprüfung des Wärmeübergangskoeffizienten der erzwungenen Konvektion werden Simulationen mit Strömungsgeschwindigkeiten zwischen $v_w = 0{,}5$ m/s und $v_w = 10$ m/s und einer frontalen Anströmung durchgeführt. Weiterhin werden insgesamt vier unterschiedliche Temperaturdifferenzen (2 K bis 15 K) zwischen der Platte und dem umgebenden Fluid untersucht, um einen etwaigen Einfluss der freien Konvektion auf die Untersuchungsergebnisse auszuschließen.

Das Ergebnis der Simulation liegt in Form des übertragenen Wärmestroms zwischen der Platte und dem umgebenden Fluid vor. Da sowohl die Temperaturdifferenz zwischen Platte und Umgebung als auch die betrachtete Plattenfläche bekannt sind, kann der gesamte konvektive Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung (2.25) bestimmt werden (siehe Grundlagenkapitel 2.2.3). Die Ergebnisse der durchgeführten Simulation zum Wärmeübergangskoeffizient und zu den berechneten Werten nach Gnielinski sind in Tabelle 7.2 beispielhaft für eine Temperaturdifferenz zwischen Platte und Umgebung von 2 K gegenübergestellt.

Die Simulationsergebnisse weisen im Vergleich zum berechneten Ansatz nach Gnielinski über den gesamten Strömungsgeschwindigkeitsbereich einen um etwa 7,6% geringeren Wärmeübergangskoeffizient auf. Die Temperaturdifferenz hat hierbei keinen Einfluss auf die Simulationsergebnisse. Auf Basis der gezeigten Ergebnisse wird die Übereinstimmung zwischen Simulationsmodell und theoretischer Berechnungsgrundlage nach Gnielinski als ausreichend genau befunden. Es ist deshalb davon auszugehen, dass bei gleicher Vorge-

hensweise auch für die Simulation eines dachparallel montierten PVT-Moduls zuverlässige Ergebnisse generiert werden können.

Tabelle 7.2: Vergleich des Wärmeübergangskoeffizienten der erzwungenen Konvektion einer ebenen Platte (1m²) nach Gnielinski [59] und CFD-Simulation

Wind [m/s]	α Gnielinski [W/m²K]	α Simuliert [W/m²K]	Abweichung [%]
0,5	4,36	4,03	-7,6
1	6,98	6,45	-7,6
5	22,13	20,44	-7,6
10	37,14	34,30	-7,6

Simulation des PVT-Moduls unter Berücksichtigung des Anström- und Azimutwinkels

Da eine ausreichende Genauigkeit der Simulationsmethodik gewährleistet ist, kann die Simulation des eigentlichen PVT-Moduls erfolgen. Um die Ergebnisse der CFD-Simulation als Datengrundlage für die spätere Simulation in MATLAB verwenden zu können, ist es erforderlich, eine ausreichende Menge an Daten zu generieren. Deshalb wird eine Reihe verschiedener Simulationen angesetzt, die neben dem Bereich der auftretenden Windgeschwindigkeiten ($0\ \mathrm{m/s} < v_W < 15\ \mathrm{m/s}$) sowohl für verschiedene Modulneigungswinkel (Anströmwinkel) verwendet werden können als auch alle auftretenden Windrichtungen berücksichtigen. Für die Berücksichtigung des Modulneigungswinkels werden nach den auftretenden Winkeln für Satteldächer insgesamt vier Modelle zwischen $\beta_{Dach} = 15°$ und $\beta_{Dach} = 60°$ erstellt. Um die Windrichtung (Azimutwinkel) zu beachten, werden für jedes der Modelle Simulationen mit jeweils um 22,5° zueinander gedrehten Azimutwinkel durchgeführt.

Für die Simulation des Wärmeübergangs zwischen dem PVT-Modul und der Umgebung in ANSYS Fluent wird als Turbulenzmodell das am häufigsten verwendete „Standard k-epsilon"-zwei-Gleichungsmodell angewandt.

Demnach wird zunächst ein dreidimensionales Modell des zu untersuchenden Raumes erstellt. Das dreidimensionale Modell besteht aus einem dachparallel montierten, hinterlüfteten Modul in vereinfachter Darstellung (Abbildung 7.20 links). Es ist zu erkennen, dass sowohl dachvorder- als auch dachrückseitig jeweils ein Modul montiert ist. Dadurch ist es möglich, bei jedem Simulationsdurchlauf gleichzeitig zwei Anströmwinkel abzubilden und so die Anzahl der notwendigen Simulationen zu halbieren. Weiterhin ist der Fluidraum um das Haus in eine dachnahe und eine dachferne Zone aufgeteilt. Diese Aufteilung ermöglicht später eine unterschiedlich feine Vernetzung des Fluidraumes. Das Haus selbst wird in der Simulation ausgelassen, um den zu berechnenden Raum möglichst gering zu halten. Da die Außenflächen des Hauses weiterhin als harte Grenzen fungieren, wird das Simulationsergebnis dadurch nicht beeinträchtigt. Für die unterschiedlichen Dachneigungswinkel werden jeweils einzelne Gesamt-Modelle erstellt, die sich jedoch darüber hinaus nicht unterscheiden. Die Abmessungen des Moduls betragen 1,0 m x 1,6 m.

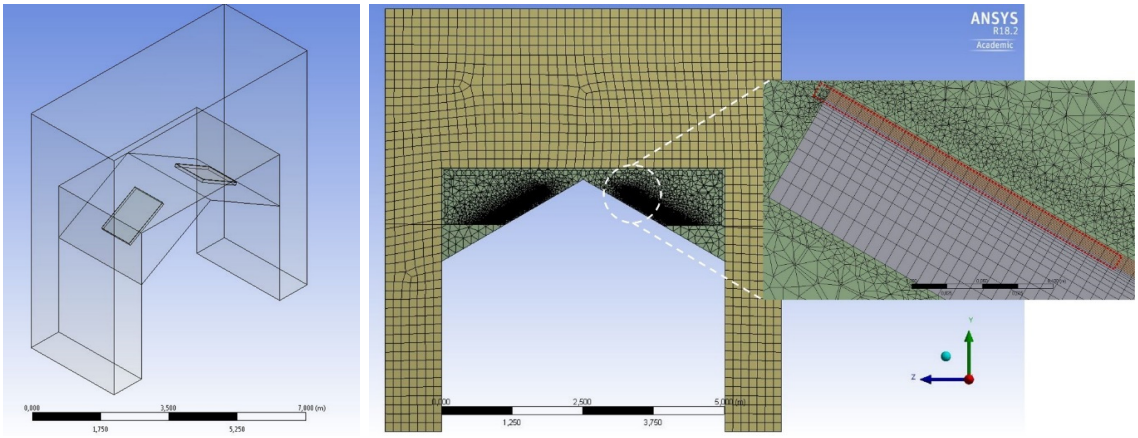


Abbildung 7.20: Darstellung des dreidimensional modellierten Simulationsraumes (links) und seitliche Ansicht des Berechnungsgitters mit Schnitt im oberen Bereich mit Detaildarstellung der Prismenschicht (rechts)

Nachdem die Geometrie erstellt wird, gilt es diese mit einem Berechnungsgitter zu versehen. Abbildung 7.20 (rechts) zeigt das Berechnungsgitter in seitlicher Ansicht, wobei im oberen Teil ein mittiger Schnitt des Modells zu sehen ist. Generell richtet sich die Netzstruktur zum einen nach der Ergebnisrelevanz des jeweiligen Gitterbereichs und zum anderen nach den zu erwartenden Schwankungen der modellrelevanten thermodynamischen Größen (Veränderung von einem Berechnungspunkt zum nächsten).

Der dachferne Fluidraum (gelb) ist mit Hexaedern vernetzt, wodurch der Rechenaufwand verringert wird. Die Elemente, die der dachnahe Fluidraum (grün) umschließt (Module), führen zu einer starken Verformung des Berechnungsnetzes. Außerdem ist hier eine hohe Rechengenauigkeit erforderlich. Deshalb wird dieser Bereich mit engmaschigen Tetraedern versehen, wodurch eine ausreichende Flexibilität des Berechnungsnetzes gewährleistet ist. Wie im Detailausschnitt der Abbildung 7.20 zu erkennen ist, wird das Modul selbst (grau) mit einem feinmaschigen Hexaeder-Netz versehen. Oberhalb des Moduls (rot eingerahmter Bereich) befindet sich darüber hinaus eine sogenannte Prismenschicht, die einer besonders fein geschichteten Auflösung des Bereiches dient. Diese Prismenschicht wird eingeführt, um die bei hohen Reynoldszahlen auftretenden Grenzschichtströmungen im wandnahen Bereich abzubilden. Das aus der Theorie hervorgehende, asymptotische Verhalten des Strömungsprofils in diesem Bereich bewirkt eine Art „geschichtetes“ Verhalten. Um diesen Bereich effizient abbilden zu können, ist ein ebenso strukturiertes Rechennetz erforderlich. Gemäß der Erkenntnisse aus Schlichting [154] wird von einer maximalen Grenzschichtdicke von $d_{Grenz} = 8$ mm ausgegangen. Um sicherzustellen, dass die sich ausbildende Grenzschicht in jedem Fall von der Prismenschicht erfasst wird, wird diese auf eine Dicke von $d_{Prismenschicht} = 10$ mm festgelegt.

Für das PVT-Modul wird in der Simulation eine konstante Temperatur von $t_{PVT} = 20$ °C angenommen. Der Fluidraum der Umgebung wird als ideales Gas (Luft) mit einer Temperatur von $t_u = 25$ °C festgelegt. Das Ergebnis der Simulation liegt in Form des Wärmestroms $\dot{Q}_{PVT}$ vor, der von der Umgebung über die PVT-Modulvorderseite auf das Modul übergeht. Da sowohl die Temperaturdifferenz zwischen Modul und Umgebung als auch die betrachtete Modulfläche von 1,6 m² bekannt sind, kann mit Hilfe von Gleichung (2.25) der konvektive Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden (siehe Grundlagenkapitel 2.2.3).

Da bei der Simulation der unterschiedlichen Dachneigungswinkel/Modulneigungswinkel (Anströmwinkel) jeweils eine unterschiedliche Anzahl an Iterationsschritten angewandt wird, weisen die Simulationsergebnisse deutliche qualitative Unterschiede auf. Als Konsequenz dieser Qualitätsunterschiede werden für die vorliegende Arbeit ausschließlich die Simulationsergebnisse der Simulation mit einem Modulneigungswinkel von $\beta = 30°$ verwendet.

Die Richtung des Windes wird bestimmt nach dem Polarwinkel (Azimut). Zur Richtungsangabe des Windes wird die 360 Grad Skala des Kreises benutzt. Alle Richtungsangaben in Grad sind rechtweisend auf geographisch Nord bezogen, d.h. Ost = 90°, Süd = 180°, West = 270° und Nord = 360°. Bei der Durchführung der CFD-Simulation wird für das PVT-Modul eine Südausrichtung (Azimut = 180°) angenommen.

Ergebnisse der CFD-Simulation zum konvektiven Wärmeübergang am PVT-Modul unter Berücksichtigung eines Anströmwinkels und eines Azimutwinkels

Im anschließenden Kapitel 7.3.3 wird ein Vergleich der ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit durch die in diesem Kapitel erläuterte CFD-Simulation, durch die experimentelle Untersuchungen am PVT-direkt Modul (siehe Kapitel 7.3.1) und durch die literarischen Ansätze nach Gnielinski [59], Palyvos [60] und Test et al. [61] (siehe Kapitel 5) präsentiert.

In Abbildung 7.21 wird der Einfluss einer variierenden Windrichtung (Azimutwinkel) auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizient bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten dargestellt. Für das PVT-Modul wird eine Südausrichtung (Azimutwinkel = 180°) und ein Modulneigungswinkel (Anströmwinkel) von 30° angenommen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden nur vier der insgesamt 15 simulierten Strömungsgeschwindigkeiten dargestellt.

Der höchste Wärmeübergangskoeffizient liegt bei frontaler Modul-Anströmung vor (Azimutwinkel 180°). Bei einer Abweichung der Windrichtung nach Osten/Westen sinkt der Wärmeübergangskoeffizient ab. Zwischen einem Azimut von 90° und 112,5° und einem Azimut zischen 247,5° und 270° ist ein sprunghaftes Ansteigen beziehungsweise Abfallen der Werte zu erkennen. Dieses Ansteigen/Abfallen wird durch den Wechsel von vorderseitiger und rückseitiger Dachanströmung verursacht. Dadurch wird der Einfluss der Windrichtung auf den Wärmeübergangskoeffizienten besonders deutlich. Im Bereich der rückseitigen Anströmung ist der Wärmeübergangskoeffizient besonders niedrig. Dies ist dem Windschatten des Schrägdachs und der daraus resultierenden, lokal geringeren Strömungsgeschwindigkeit geschuldet.

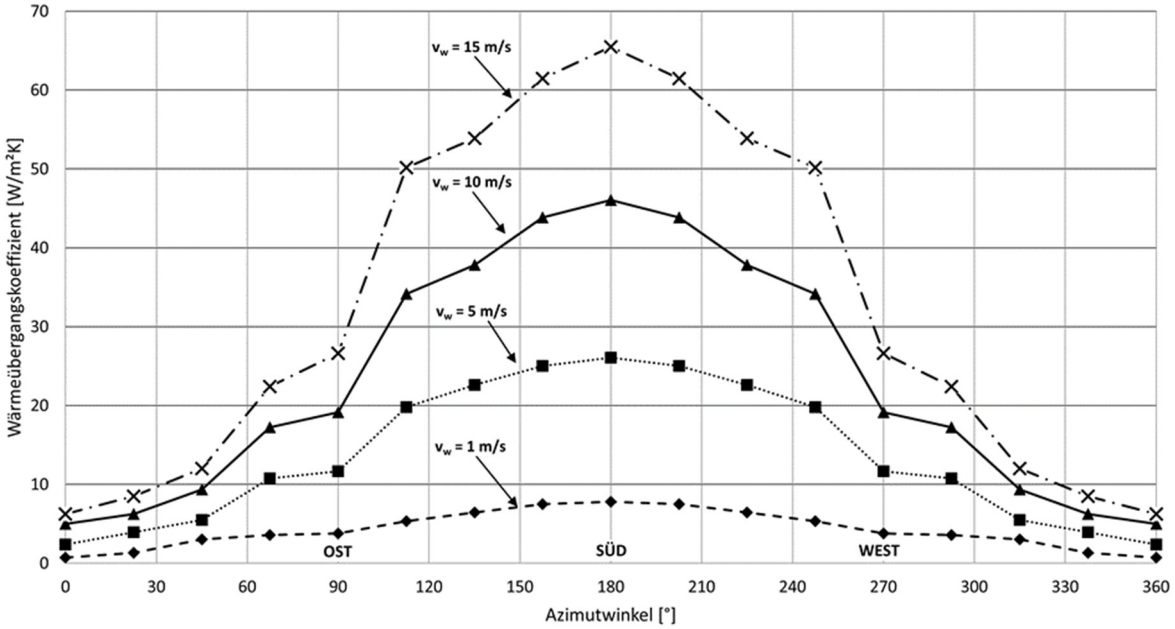


Abbildung 7.21: Einfluss variierender Windrichtungen (Azimutwinkel) auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten. Für das PVT-Modul wird eine Südausrichtung (Azimutwinkel = 180°) und ein Modulneigungswinkel (Anströmwinkel) von 30° angenommen

7.3.3 Gegenüberstellung der Ergebnisse zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten durch experimentelle Untersuchungen, CFD-Simulation und Literaturwerte

Abbildung 7.22 zeigt in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit die jeweiligen ermittelten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten durch die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen am PVT-direkt Modul (siehe Kapitel 7.3.1) und der CFD-Simulation (siehe Kapitel 7.3.2) im Vergleich zu den literarischen Ansätzen nach Gnielinski [59], Palyvos [60] und Test et al. [61] (siehe Grundlagenkapitel 2.2.3 und Literaturrecherche in Kapitel 5). Die dargestellten Ergebnisse nach Gnielinski beziehen sich auf eine charakteristische Länge von 1,6 m, um eine Übertragbarkeit auf das PVT-Modul gewährleisten zu können. Berücksichtigt werden dabei die Stoffdaten von trockener Luft bei einem Luftdruck von 1 bar und einer Lufttemperatur von 20 °C laut VDI Wärmeatlas [63].

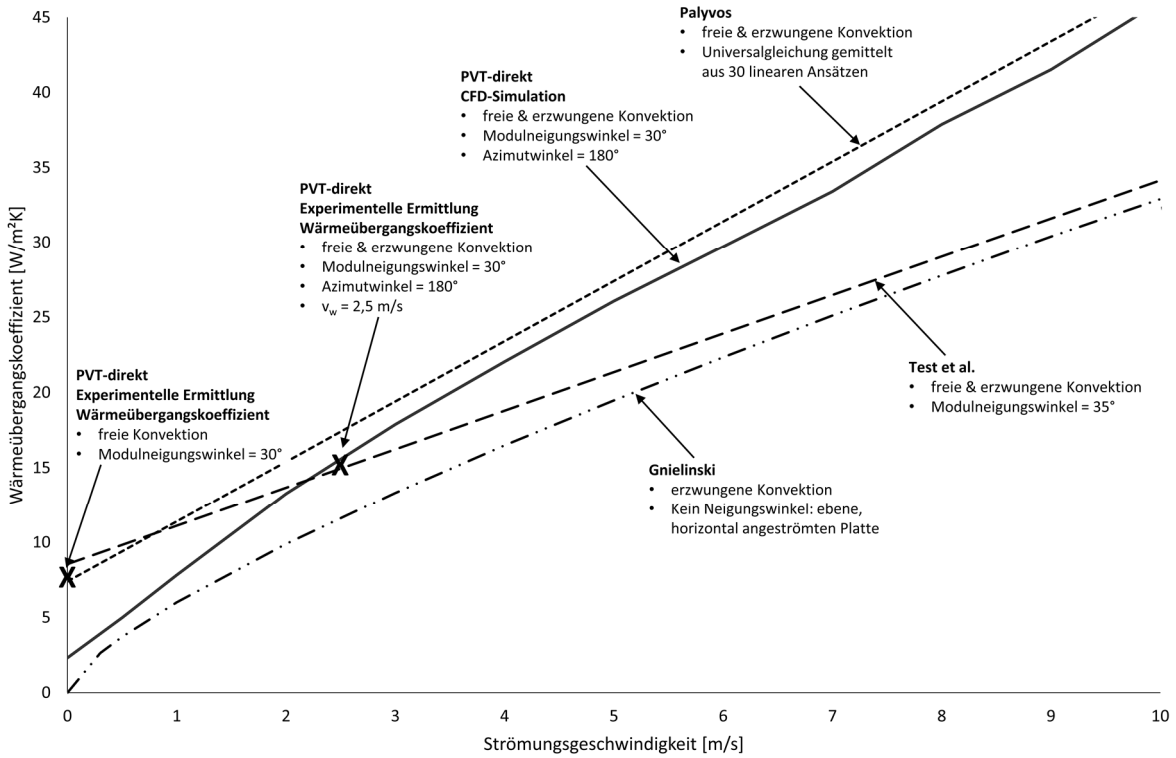


Abbildung 7.22: Vergleich der ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit durch experimentelle Untersuchungen, CFD-Simulation und den Ansätzen nach Gnielinski [59], Palyvos [60] und Test et al. [61]

Im betrachteten Bereich der Windgeschwindigkeit ($0\ \mathrm{m/s} < v_W < 10\ \mathrm{m/s}$) ist zu erkennen, dass sich die Wärmeübergangskoeffizienten der CFD-Simulation im Bereich zwischen den berechneten Koeffizienten nach Gnielinski und Palyvos befinden. Während im Bereich der höheren Strömungsgeschwindigkeiten über 2 m/s eine Annäherung an Palyvos zu erkennen ist, zeigt sich im unteren Geschwindigkeitsbereich eine Annäherung an Gnielinski. Eine mögliche Erklärung hierfür könnte sein, dass der Ansatz nach Palyvos bereits einen Anteil freier Konvektion enthält, welcher im Bereich geringer Strömungsgeschwindigkeiten stärker zum Tragen kommt und bei steigender Geschwindigkeit weniger Einfluss auf den gesamten Wärmeübergangskoeffizienten hat. Bei Test et al. ist im Bereich der höheren Strömungsgeschwindigkeiten über 2 m/s ein paralleler Verlauf zum Ansatz nach Gnielinski zu erkennen. Im unteren Bereich wird jedoch eine Annäherung an Palyvos deutlich.

Der experimentell ermittelte Wärmeübergangskoeffizient am PVT-direkt Modul bei freier Konvektion ist mit 7,5 W/m²K nahezu identisch zum Ansatz von Palyvos mit 7,4 W/m²K. Der durch Test et al. ermittelte Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten liegt mit 8,55 W/m²K in einer ähnlichen Größenordnung. Bei der erzwungenen Konvektion ergibt sich für den experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-direkt Modul ein Wert von 15 W/m²K, bei einer Strömungsgeschwindigkeit auf der Moduloberfläche von 2,5 m/s. Im Vergleich hierzu beträgt der Wärmeübergangskoeffizient nach dem Ansatz von Palyvos 17,4 W/m²K und nach dem Ansatz von Test et al. 14,95 W/m²K. Der experimentelle Wert und der Wert der CFD-Simulation sind hierbei nahezu identisch.

7.4 Elektrische Funktionalität des PVT-direkt Moduls

Zur Untersuchung der elektrischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls wird der in Kapitel 6.2.5 beschriebene Solarsimulator verwendet. Bei einer Modultemperatur von 25 °C und einer Bestrahlungsstärke von ca. 417 W/m² (Zelle mit der geringsten Einstrahlung) wird ein Kurzschlussstrom von I_{SC} (25°C) 3,64 A und eine Leerlaufspannung von U_{OC} (25 °C) 35,96 V gemessen.

Laut Herstellerangaben der Firma Gintech wird für das Referenz-PV-Modul vom Typ GIN P6-60 unter Standard-Testbedingungen (STC – Einstrahlung 1000 W/m²; Modultemperatur 25 °C) ein Kurzschlussstrom von I_{SC} (STC) 8,7 A und eine Leerlaufspannung von U_{OC} (STC) 36,8 V gemessen.

In Abbildung 7.23 ist der Kurzschlussstrom in Abhängigkeit der Bestrahlungsstärke und die I-U-Kennlinien in Abhängigkeit der Bestrahlungsstärke des Referenz-PV-Moduls vom Typ GIN P6-60 aufgetragen. Es wird deutlich, dass die am PVT-direkt Modul gemessenen Werte für den Kurzschlussstrom und die Leerlaufspannung bei einer Einstrahlung von 417 W/m² nahezu identisch zu den Werten des Referenz-PV-Moduls bei derselben Einstrahlung sind.

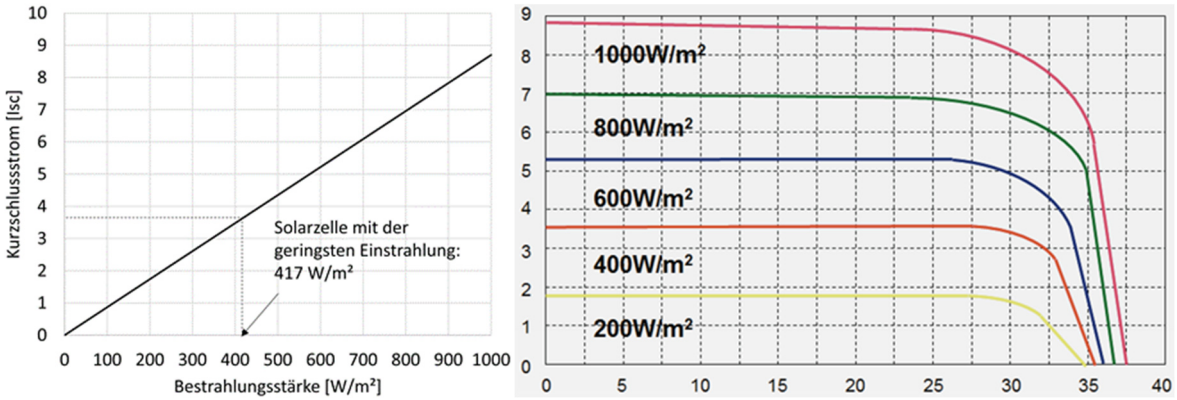


Abbildung 7.23: Kurzschlussstrom in Abhängigkeit der Bestrahlungsstärke (links) und I-U-Kennlinie (rechts) des Referenz-PV-Moduls vom Typ GIN P6-60 (Gintech [155])

Für das Referenz-PV-Modul liegt der Punkt maximaler Leistung P_{MPP} unter STC-Bedingungen bei 240 W. Für das PVT-direkt Modul liegt der Punkt maximaler Leistung P_{MPP}, unter Laborbedingungen bei einer Einstrahlung von 417 W/m² und einer Modultemperatur von 25 °C, bei 107,6°W. Aufgrund der in Abbildung 7.23 gezeigten guten Übereinstimmung der Leistungsdaten des Referenz-PV-Moduls und des PVT-direkt Moduls kann davon ausgegangen werden, dass das PVT-Modul unter STC-Bedingungen ähnlich gute Leistungswerte wie das Referenz-PV-Modul aufweist.

In Abbildung 7.24 wird die Abhängigkeit der Modultemperatur auf die Modulleistung dargestellt. Die mit Hilfe einer elektronischen Last aufgenommenen Messdaten zur Generierung der I-U- und P-U-Kennlinien des PVT-direkt Moduls sind hierbei aus Gründen der besseren Darstellung gemittelt. Die Kennlinien werden bei einer konstanten Einstrahlung von ca. 417 W/m² und Modultemperaturen von 15 °C – 60 °C aufgenommen. Es wird deutlich, dass sich mit sinkender Modultemperatur der Punkt maximaler Leistung P_{MPP} erhöht. Die Leerlaufspannung steigt um 0,45 %/°C. Der Kurzschlussstrom sinkt um 0,05 %/°C.

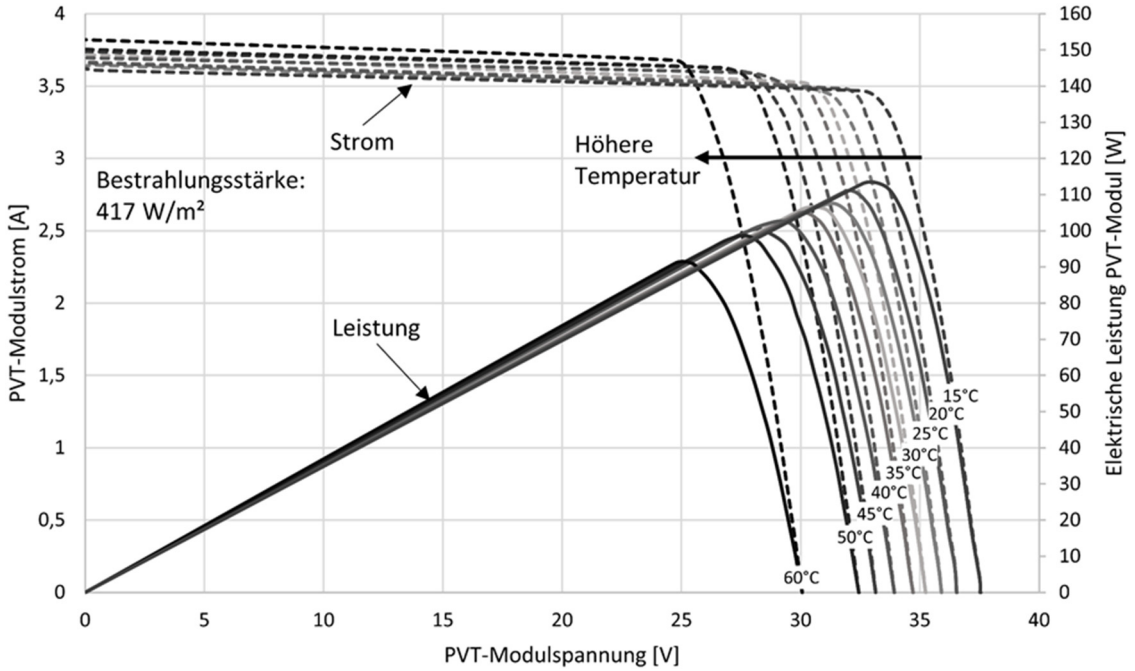


Abbildung 7.24: I-U- und P-U-Kennlinie des PVT-direkt Moduls in Abhängigkeit der Modultemperatur

Abbildung 7.25 zeigt, dass der gemessene Kurzschlussstrom bei einer Erhöhung der PVT-Modultemperatur von 15 °C auf 60 °C um ca. 0,2°A ansteigt. Die gemessene Leerlaufspannung sinkt hingegen um ca. 7,5 V. Dies hat zur Folge, dass die Modulleistung am Punkt maximaler Leistung um 0,45 %/°C Temperaturerhöhung abnimmt. Dies entspricht in etwa dem Temperaturkoeffizienten des Herstellers zur Charakterisierung der im PVT-direkt Modul verwendeten Solarzellen [155]. Der Temperaturkoeffizient wird durch das Verhältnis des MPP-Leistungsverlustes zur Differenz der Temperaturerhöhung bestimmt.

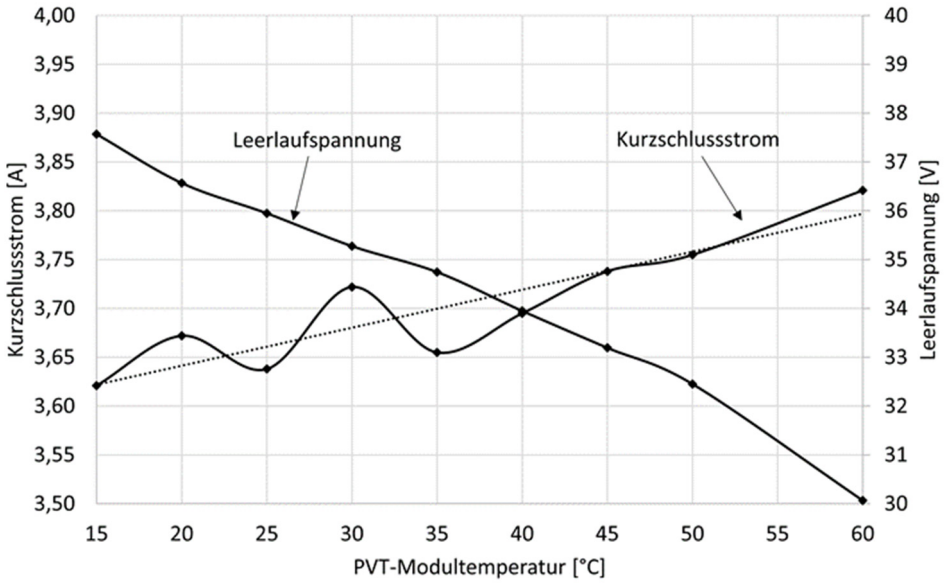


Abbildung 7.25: Kurzschlussstrom und Leerlaufspannung bei variierenden PVT-Modultemperaturen von 15-60°C

7.5 Zusammenfassende Analyse zur funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls

7.5.1 Analyse zur thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls

Druckverlustbedingter Temperaturabfall

Aus thermodynamischer Sichtweise ist der Temperaturabfall, der durch den Druckverlust verursacht wird, das entscheidende Kriterium bei der Auslegung eines Verdampfers, da sich bei dessen Erhöhung die treibende Temperaturdifferenz im Verdampfer reduziert und somit die Leistung des Wärmeübertragers sinkt. Die treibende Temperaturdifferenz ist demzufolge relevanter für die Auslegung als der Wärmeübergangskoeffizient, der bei CO_2-Anwendungen ohnehin hoch ist. Der Temperaturabfall ist nicht nur ein entscheidender Faktor zur Gewährleistung des Kältemaschinenöltransportes, sondern bestimmt auch maßgeblich die Verdampferleistung.

Die übergeordnete Zielsetzung der Entwicklungsprozesse liegt in der Maximierung der thermischen Übertragungsleistung, die letztlich durch eine gegebene Verdampferfläche begrenzt wird. Der hohe Wärmeübergangskoeffizient bei CO_2-Anwendungen begünstigt den Wärmeübergang zum Kältemittel gegenüber konventionellen Systemen, wodurch der Temperaturabfall eine entscheidende Rolle bei der Auslegung spielt. Ein Kompromiss zwischen Leistungssteigerung durch einen geringen Druckverlust und funktionssicherer Betriebsweise mit Gewährleistung einer ausreichenden Ölrückführung, die einen gewissen Temperaturabfall voraussetzt, muss gefunden werden. Die Ermittlung eines solchen Wertes für den Temperaturabfall lässt sich aus der Literatur nicht entnehmen. In den aufgeführten Veröffentlichungen wird der Ansatz der Abschätzung, die auf fachmännischer Erfahrung basierende Vermutung, als Beurteilungsgrundlage angesetzt. In drei vergleichbaren Studien, die Angaben zum Druckverlust der Testobjekte machen, wird ein durchschnittlicher Temperaturabfall von bis zu 2 Kelvin als ausreichend eingeschätzt (siehe Kapitel 3.4). Als Referenzwert für die in dieser Arbeit angesetzten Konstruktion werden somit 2 Kelvin zugrunde gelegt. Der Praxistest der Versuchsanlage des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems bestätigt, dass mit diesem in die Simulation zur Verdampfer-Auslegung eingegangenen Wert ein zufriedenstellender Betrieb der Anlage möglich ist.

Kältemittelverteilung

Die Auslegung von derzeitigen mikrokanalbasierten Wärmeübertrager-Prototypen kann nur mit Annahmen und Vereinfachungen durchgeführt werden, die einem iterativen Anpassungsprozess mit eigenen Annahmen unterworfen sind. Eine exakte Berechnung nach einem bekannten Schema ist demzufolge nicht möglich. Jedoch könnten durch eine zukünftige Optimierung des PVT-Mikrokanalverdampfers hinsichtlich der Kältemittelverteilung höhere Massenströme erreicht und somit auch höhere thermische Leistungen des PVT-Moduls erzielt werden. Somit kann ein direkter Zusammenhang zwischen der thermischen Leistung des Wärmeübertragers und der Charakteristik der Kältemittelverteilung hergestellt werden. Eine verbesserte Kältemittelverteilung wirkt sich somit positiv auf die thermische Leistung des PVT-Moduls aus.

Infolge des Schwerkrafteinflusses werden im Falle einer abwärts gerichteten Durchströmung des Mikrokanalverdampfers die vorderen MPE-Kanäle mit flüssigem Kältemittel durchströmt, wobei in die hinteren MPE-Kanäle größtenteils lediglich gasförmiges Kältemittel eintritt (siehe Kapitel 7.2.1). Rund ein Drittel der Verdampferfläche kann deswegen

nicht nutzbringend den Verdampfungsvorgang unterstützen, da eine zu große MPE-Fläche ausschließlich zur Überhitzung des gasförmigen Kältemittels in Anspruch genommen wird. Überhitztes Kältemittel hat einen geringeren Wärmeübergangskoeffizienten und bedingt eine geringere Temperaturdifferenz zwischen den beiden Austauschmedien.

Bei einer aufwärts gerichteten Stromführung im Verdampfer zeigt sich ein analoges Verhalten. Im vorderen Bereich des Headers kommt es aufgrund des geringen Massenstroms und des großen Headerdurchmessers zu einer Ansammlung von flüssigem Kältemittel. Gasförmiges Kältemittel gelangt in die hinteren MPE-Segmente des Verdampfers, wodurch diese Verdampfer-Sektion zum Teil ungenutzt bleibt. Der Headerdurchmesser muss klein genug sein, um einen ausreichend großen Massenstrom hervorzurufen, der eine gravitationsbedingte Fehlverteilung minimiert. Ein zu klein gewählter Headerdurchmesser führt hingegen zu einer Verschlechterung der Kältemittelverteilung infolge eines größeren Druckgradienten im Header, wie zusammenfassend aus der Veröffentlichung von Kulkarni et al. [102] hervorgeht. Als weitere Optimierungsmaßnahme wird eine Reduzierung der Headerlänge in Betracht gezogen, die sich positiv auf die Verteilung auswirkt, jedoch erhebliche Anpassungen der gesamten Verdampfergeometrie erfordert.

Generell gilt für den in dieser Arbeit entwickelten PVT-Mikrokanalverdampfer, dass je nach vorherrschender Temperaturdifferenz Δt zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur und eingestelltem Massenstrom rund ein Drittel der Verdampferfläche nicht nutzbringend den Verdampfungsvorgang unterstützen. Eine zu große MPE-Fläche wird hierbei ausschließlich zur Überhitzung des gasförmigen Kältemittels in Anspruch genommen. Letztlich spielt die Strömungsrichtung in Mikrokanalverdampfern bei horizontal angeordneten Headersegmenten dementsprechend eine zu vernachlässigende Rolle im Hinblick auf die Kältemittelverteilung, die in beiden Fällen ein ungünstiges Verhalten aufweist. Zu einem gleichen Ergebnis kommen auch Bowers et al. [101], die in ihrer Veröffentlichung auf den Schwerkrafteinfluss bei der Kältemittelverteilung im Header eingehen, die sich folglich auf den gesamten Verdampfer auswirkt.

Der Gesichtspunkt einer zu erzielenden, homogenen Kältemittelverteilung ist eine nicht zu vernachlässigende Herausforderung bei der Entwicklung von Mikrokanalverdampfern. Die in Kapitel 7.2.1 durchgeführten experimentellen Untersuchungen zur thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls und die in Kapitel 3 durchgeführte literarische Exzerption zur Auslegung des PVT-basierten CO_2-Mikrokanalverdampfers liefern Anhaltspunkte, welche die Problematik in den Grundzügen beschreiben und in einer zukünftigen optimierten Verdampfer-Konstruktion einfließen können. Der Druckabfall steht dabei in engem Zusammenhang mit der Kältemittelverteilung, da sich im Headersegment ein Druckgradient ausbildet, der ein homogenes Eintreten der Kältemittelflüssigkeit erschwert. Hinzu kommt die Gravitationskraft, die je nach Strömungsrichtung (aufwärts, abwärts) ein unterschiedliches Phasenprofil des Kältemittels im Headersegment verursacht. Da die Strömungsrichtung keinen signifikanten Einfluss auf die Verteilungsproblematik hat, ist auch die Anschlussbelegung des PVT-direkt Moduls diesbezüglich nicht von Relevanz. Hinsichtlich eines sicher zu stellenden Ölflusses bietet sich jedoch eine abwärts gerichtete Durchströmung durch das PVT-Modul an.

Jede der beiden Fehlverteilungsursachen führt zu einer inhomogenen Kältemittelverteilung in den MPE-Profilen, in welchen ohnehin durch den zweiphasigen Verdampfungsprozess eine zusätzliche Inhomogenität bei der Benetzung und somit der Verteilung auftritt. Zwi-

schen dem Headerdesign und dem eingestellten Massenstrom muss letztlich ein Kompromiss eingegangen werden, mit welchem zum einen die gravitationsbedingte Phasentrennung des Kältemittels als auch der Druckgradient im Headersegment geringgehalten werden. Dies ermöglicht eine Verbesserung der Kältemittelverteilung. Die Headerlänge und der Headerdurchmesser sind die dazu nötigen konstruktiven Stellschrauben, wobei eine Durchmesserreduktion die gravitationsbedingte Fehlverteilung reduziert, den Druckgradienten jedoch erhöht und damit die Verteilung verschlechtert. Ein kürzerer Header wirkt sich grundsätzlich positiv auf die Verteilung aus. Eine weitere Möglichkeit, die Verteilung zu optimieren, ist die Minimierung der parallel verlaufenden MPE-Kanäle.

Kulkarni et al. [100] erwägen, dass man generell mit einer Parallel-Verschaltung der MPE-Profile theoretisch zwar den Druckabfall reduzieren und somit die Anlageneffizienz steigern kann. In der Praxis ist dies allerdings nur möglich, wenn die Speisung der MPE-Profile mit Kältemittel aus einem ruhenden Zwischenraum erfolgt, was bei der zweiphasigen Strömungssituation im Header keineswegs der Fall ist. Der Druckgradient im Header, welcher unter den einzelnen MPE-Profilen ein unterschiedliches Druckpotenzial hervorruft, führt in der Realität jedoch zu Kältemittelfehlverteilungen.

Um den Einfluss des Kältemaschinenöls auf die Verteilungssituation beurteilen zu können, sind weitere fundierte Untersuchungen mit dem Kältemittel CO_2 erforderlich, weshalb dieser Effekt in der Konstruktion unberücksichtigt bleibt. In keiner der recherchierten Studien ist allerdings von einem Verstopfen der Mikrokanäle aufgrund von Ölablagerungen oder einer nicht vertretbaren Fehlfunktion – gar einem Systemausfall – die Rede. Vielmehr überwiegen die Thematiken eines erhöhten Druckverlustes und eines reduzierten Wärmeübergangs durch das Kältemaschinenöl.

Thermische Leistung des PVT-direkt Moduls

Der von der Umwelt aufgenommene Wärmestrom des PVT-Moduls ist definiert als Produkt des beförderten Kältemittelmassenstroms $\dot{m}$ in kg/s und der Differenz der spezifischen Enthalpie in kJ/kg zwischen dem Zustand der Überhitzung und dem Zustand vor Eintritt in den Verdampfer. Je höher der Massenstrom, desto höher ist demnach die thermische Leistung des PVT-Moduls. Um ein möglichst optimales Verhältnis von Verdampfung und Überhitzung über die Verdampferfläche gewährleisten zu können, kann einerseits der Massenstrom und andererseits die Verdampfungstemperatur des Kältemittels angepasst werden. Die Verdampfungstemperatur ergibt sich aus der Regelung des Saugdrucks. Je niedriger die Verdampfungstemperatur, umso höher kann der Massenstrom eingestellt werden, um eine vollständige Verdampfung mit anschließender Überhitzung gewährleisten zu können.

An einem sehr warmen, sonnigen und windreichen Sommertag können höhere Verdampfungstemperaturen erzielt werden, was hohe Leistungszahlen der in dieser Arbeit entwickelten PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe erwarten lässt. Eine sehr kalte, windstille und klare Winternacht ist für das PVT-basierte CO_2-Wärmepumpensystem der ungünstigste Anwendungsfall. In diesen Zeiten wird allgemein eine hohe Heizleistung benötigt. Um diese durch die CO_2-Wärmepumpe bereitstellen zu können, muss die Verdampfungstemperatur sehr stark abgesenkt werden, was wiederum zu niedrigen Leistungszahlen führt.

Die Regelung der Verdampfungstemperatur hat demnach zwischen der Deckung des notwendigen Heizbedarfs und einer auf die Leistungszahl bezogenen möglichst effizienten Fahrweise zu erfolgen. Um eine Aussage über die thermische Leistungsfähigkeit des PVT-

direkt Moduls treffen zu können, muss die Temperaturdifferenz ∆t zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur in den experimentellen Versuchen möglichst klein sein.

Im Idealfall würde das PVT-Modul in einer Klimakammer unter vordefinierten klimatischen Bedingungen getestet werden. Da für die Untersuchungen dieser Arbeit an der TH Köln jedoch keine Klimakammer in Modulgröße zur Verfügung steht, können keine winterlichen Umgebungsbedingungen für einen möglichst ungünstigen Anwendungsfall simuliert werden. Das PVT-Modul wird somit lediglich unter den im Labor herrschenden und nicht regelbaren Rahmenbedingungen bei einer Umgebungstemperatur von ca. 22 °C experimentell untersucht (siehe Kapitel 7.2.1 und Kapitel 7.2.2).

Für die Untersuchung eines möglichst ungünstigen Anwendungsfalls wird im stationären Betriebspunkt ④ (freie Konvektion, keine Solarstrahlung) die maximale Verdampfungstemperatur auf 9,17 °C eingeregelt. Dies entspricht einer minimalen Temperaturdifferenz ∆t zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur von 12,83 K. Bei einem Massenstrom von 2,93 kg/h beträgt die thermische Leistung des PVT-Moduls 157,1 W. Aufgrund der Kältemittelfehlverteilung in den Mikrokanalprofilen bildet sich jedoch eine inhomogene Temperaturverteilung über der Verdampferfläche aus. Aus diesem Grund wird auf Grundlage von Thermografie-Aufnahmen des Verdampfers eine optische Bestimmung des Temperaturverlaufs der Verdampferoberfläche durchgeführt. Hierfür wird die Verdampferfläche in 13x16 gleich große Rechtecke unterteilt und deren jeweilige Oberflächentemperatur bestimmt. Daraus wird eine gemittelte Temperatur der gesamten Verdampferoberfläche abgeleitet (siehe Kapitel 7.3.1). Bei dem stationären Betriebspunkt ④ wird durch das oben beschriebene Verfahren, der optischen Bestimmung des Temperaturverlaufs auf der Verdampferoberfläche, eine vergleichsweise hohe gemittelte Verdampferoberflächentemperatur von 15,4 °C ermittelt. Dies führt zu einer geringen Temperaturdifferenz zwischen Verdampferoberfläche und der Umgebung von 6,6 K, was wiederum eine vergleichsweise geringe thermische Leistung des PVT-direkt Moduls zur Folge hat.

Somit kann festgehalten werden, dass bei einer möglichst kleinen Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur (9,17 °C) und Umgebungstemperatur (22 °C) von 12,83 K beziehungsweise bei einer Temperaturdifferenz zwischen gemittelter Verdampferoberflächentemperatur (15,4 °C) und Umgebungstemperatur von 6,6 K eine thermische Leistung des PVT-direkt Moduls von 157,1 W bereitgestellt werden kann.

Die größte thermische Leistung des PVT-direkt Moduls wird bei einer möglichst großen Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur in Kombination mit einem hohen Massenstrom erreicht. Um im ungünstigen Anwendungsfall eine möglichst hohe thermische Leistung des PVT-direkt Moduls bereitstellen zu können, wird im stationären Betriebspunkt ③ (freie Konvektion, keine Solarstrahlung) die Verdampfungstemperatur auf -10,39 °C herabgesetzt und der Massenstrom auf 9,74 kg/h erhöht. Bei einer Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur (-10,39 °C) und Umgebungstemperatur (22 °C) von 32,39 K beziehungsweise bei einer Temperaturdifferenz zwischen gemittelter Verdampferoberflächentemperatur (-2,7° C) und Umgebungstemperatur von 24,7 K beträgt die thermische Leistung des PVT-direkt Moduls im Betriebspunkt ③ 593,8 W.

Durch die Integration eines Ventilators im stationären Betriebszustand ⑤ bildet sich auf der Moduloberfläche eine Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 2,5 m/s aus. Dies führt zu einem erhöhten Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion.

Die Verdampfungstemperatur wird im Vergleich zum Betriebspunkt ④ von 9,17 °C auf 11,26 °C und der Massenstrom von 2,93 kg/h auf 5,03 kg/h erhöht. Bei einer Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur (11,26 °C) und Umgebungstemperatur (22 °C) von 10,74 K beziehungsweise bei einer Temperaturdifferenz zwischen gemittelter Verdampferoberflächentemperatur (16,2 °C) und Umgebungstemperatur von 5,8 K erhöht sich die thermische Leistung des PVT-Moduls im Betriebspunkt ⑤ auf 276,7 W.

An einem sehr warmen, sonnigen und windreichen Sommertag können deutlich höhere Verdampfungstemperaturen erzielt werden als unter den in dieser Arbeit untersuchten ungünstigen Randbedingungen. Dies führt zu hohen thermischen Leistungen des PVT-direkt Moduls, was hohe Leistungszahlen der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe erwarten lässt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine generelle thermische Funktionalität des PVT-direkt Moduls nachgewiesen werden kann. Es kann davon ausgegangen werden, dass auch unter ungünstigen klimatischen Bedingungen (sehr kalte, windstille und klare Winternacht) eine ausreichende thermische Verdampferleistung durch das PVT-Modul für das PVT-basierte CO_2-Wärmepumpensystem bereitgestellt werden kann.

Wärmeübergangskoeffizient

Der Wärmeübergangskoeffizient am PVT-direkt Modul wird mit Hilfe der thermischen Leistung des PVT-direkt Moduls, der PVT-direkt-Modulfläche und der Temperaturdifferenz zwischen der gemittelten Verdampferoberflächentemperatur und der Umgebungstemperatur bestimmt (siehe Kapitel 7.3.1). Der experimentell ermittelte Wärmeübergangskoeffizient am PVT-direkt Modul bei freier Konvektion ist mit 7,5 W/m²K nahezu identisch zum Ansatz von Palyvos [60] mit 7,4 W/m²K. Der durch Test et al. [61] ermittelte Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten bei freier Konvektion liegt mit 8,55 W/m²K in einer ähnlichen Größenordnung.

Bei der erzwungenen Konvektion ergibt sich für den experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-direkt Modul ein Wert von 15 W/m²K, bei einer Strömungsgeschwindigkeit auf der Moduloberfläche von 2,5 m/s. Dieser Wert ist doppelt so groß wie bei einem rein freien, konvektiven Wärmeübergang mit 7,5 W/m²K. Hierbei wird der Einfluss der Luftströmungsgeschwindigkeit auf der Moduloberfläche besonders deutlich. Trotz ähnlich großer gemittelter Verdampferoberflächentemperatur und Temperaturdifferenz zwischen Verdampferoberfläche und der Umgebung im Vergleich zu den Betriebspunkten bei rein freier Konvektion, kann aufgrund der erzwungenen Konvektion eine deutlich höhere thermische Leistung durch das PVT-direkt Modul bereitgestellt werden. Im Vergleich hierzu beträgt der Wärmeübergangskoeffizient nach dem Ansatz von Palyvos 17,4 W/m²K und nach dem Ansatz von Test et al. 14,95 W/m²K. Der experimentelle Wert und der Wert der CFD-Simulation sind hierbei nahezu identisch. Es ergeben sich somit im Vergleich zur Literatur plausible Werte für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-direkt Modul.

7.5.2 Analyse zur elektrischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls

Die am PVT-direkt Modul gemessenen Werte für den Kurzschlussstrom und die Leerlaufspannung bei einer Einstrahlung von 417 W/m² sind nahezu identisch zu den Werten des Referenz-PV-Moduls vom Typ GIN P6-60 der Firma Gintech bei derselben Einstrahlung (siehe Kapitel 7.4). Für das PVT-direkt Modul liegt der Punkt maximaler Leistung P_{MPP}, unter Laborbedingungen bei einer Einstrahlung von 417 W/m² und einer Modultemperatur von 25 °C, bei 107,6°W.

Aufgrund der in Abbildung 7.23 in Kapitel 7.4 gezeigten guten Übereinstimmung der Leistungsdaten des Referenz-PV-Moduls und des PVT-direkt Moduls kann davon ausgegangen werden, dass das PVT-direkt Modul auch unter Standard-Testbedingungen (STC – Einstrahlung 1000 W/m²; Modultemperatur 25 °C) ähnlich gute elektrische Leistungswerte wie das Referenz-PV-Modul aufweist.

Bei Untersuchungen zur Abhängigkeit der PVT-direkt-Modultemperatur auf die elektrische Modulleistung wird deutlich, dass sich mit sinkender Modultemperatur der Punkt maximaler Leistung P_{MPP} erhöht. Die elektrische PVT-direkt-Modulleistung am Punkt maximaler Leistung erhöht sich um 0,45 %/°C Temperaturverringerung des PVT-direkt Moduls. Dies entspricht in etwa dem Temperaturkoeffizienten des Herstellers zur Charakterisierung der im PVT-direkt Modul verwendeten Solarzellen [155]. Durch die rückseitige Modulkühlung aufgrund des PVT-direkt-Verdampfers können somit, im Vergleich zu einem Standart-PV-Modul ohne Kühlung und mit gleichem Solarzellen-Typ, höhere elektrische Leistungen erzielt werden.

Die Ergebnisse der simulativen und experimentellen Untersuchungen zur parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls sind im Zuge der Entwicklung des PVT-direkt Moduls und Analyse zur konstruktiven Umsetzbarkeit in Kapitel 4.5.3 in Abbildung 4.26 als eine Funktion in Abhängigkeit der PV-Systemfläche, der PV-Systemleistung und der Grenzkapazitäten von drei verschiedenen transformatorlosen Wechselrichtern dargestellt. Die Systemauslegung eines elektrischen PVT-direkt Systemleistungsbereichs von 4-6 kW kann mit den berücksichtigten Wechselrichtertypen Sunny Tripower (SMA), Sunny Boy TL (SMA) und IG TL (Fronius) realisiert werden. Die Steigerung der photovoltaischen Effizienz aufgrund von niedrigeren PVT-Modultemperaturen, die durch die Modulkühlung durch den Aluminium-Wärmeübertrager verursacht wird, wirkt sich positiv auf die elektrische Systemleistung bei konstanter Systemfläche aus.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine generelle elektrische Funktionalität des PVT-direkt Moduls nachgewiesen werden kann.

8 Analyse zur energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems

Zur Analyse hinsichtlich der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems wird im Zuge dieser Arbeit von Rullof et al. ein numerisches Modell zur Betriebssimulation der PVT-basierten transkritischen CO_2-Wärmepumpe in der Simulationsumgebung MATLAB entwickelt und in verschiedenen Veröffentlichungen präsentiert [49, 52, 53, 57, 58]. In den folgenden Kapiteln 8.1 – 8.3 werden Auszüge aus diesen Veröffentlichungen dargeboten und anschließend in Kapitel 8.4 durch eine zusammenfassende Analyse zur energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems diskutiert. Bei der Simulation des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems wird nur der innere Kreisprozess dargestellt, welcher in Kapitel 8.4.1 analysiert wird. Die Wärmeübertragung an ein Heizungssystem sowie die Speicherung der thermischen Energie in einem thermischen Speicher mit einer beschränkten Speicherkapazität werden nicht berücksichtigt. Aus diesem Grund wird in Kapitel 8.4.2 ein ergänzender Ausblick zur Wärmeauskopplung des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems in Kombination mit einem Heizungssystem und einem thermischen Speicher gegeben.

8.1 Vorgehensweise bei der Entwicklung eines Modells des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems

Die Besonderheit der Kombination eines thermischen Absorbers mit einer Wärmepumpe liegt in der Erschließung der Solarenergie und Umgebungsenergie als Energiequelle. Daher ist die Kenntnis über die thermische Leistung des PVT-Moduls in Abhängigkeit der Witterung sowie der Tages- und Jahreszeit relevant. Zur Bestimmung dieser Leistung wurde ein Modell des PVT-Moduls erstellt, das auf physikalischen Gleichungen und Annahmen basiert und in Veröffentlichungen von Rullof et al. [49, 52, 58] näher erläutert wird (siehe auch Grundlagenkapitel 2.1 und 2.2). Berücksichtigt werden hierbei der vom PVT-Modul aufgenommene Wärmestrom durch die Solarstrahlung, der Wärmeübergang zwischen dem PVT-Modul und der Umgebung durch freie und erzwungene Konvektion und der Wärmeübergang durch den Strahlungsaustausch mit dem Himmel, Boden und Dach (siehe Grundlagenkapitel 2.2).

Zur Berechnung des Wärmeübergangs zwischen dem PVT-Modul und der Umgebung durch freie und erzwungene Konvektion wird in Modulfront- und Modulrückseite unterschieden. Bei der Modulfrontseite wird sowohl die freie als auch die erzwungene Konvektion berücksichtigt. Bei der Modulrückseite wird nur die freie Konvektion berücksichtigt. Die freie Konvektion wird im Zuge dieser Arbeit nach Fuji und Imura [62] und Merker [64] für beide Modulseiten separat berechnet. Für die erzwungene Konvektion an der Modulfrontseite werden im Zuge einer Literaturrecherche (siehe Kapitel 5) verschiedene Ansätze zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs an einem PVT-Modul beschrieben. Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten der erzwungenen Konvektion wird der in der Literatur weit verbreitete Ansatz nach Gnielinski [59] verwendet. In Kapitel 8.4.1 wird nach Vorliegen der experimentellen und simulativen Ergebnisse zum Wärmeübergangskoeffizient der Ansatzes nach Gnielinski kritisch bewertet.

Die Ergebnisse aus der experimentellen Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit Hilfe der Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe (siehe Versuchsanlage in Kapitel 6 und experimentelle Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten in Kapitel 7.3.1) und der CFD-Simulation (siehe Kapitel 7.3.2) werden in dieser Simulation nicht berücksichtigt, da diese Ergebnisse erst kurz vor Vollendung dieser Arbeit vorlagen und somit aufgrund des Umfangs dieser Arbeit nicht mehr in das numerische Modell integriert werden konnten.

Für den Einfluss der Witterung wird ein Wetterdatensatz des Deutschen Wetterdienstes in das Modell eingebunden. Der 2004 am meteorologischen Observatorium Lindenberg aufgenommene Datensatz repräsentiert einen typischen Witterungsverlauf und beinhaltet die zur Bestimmung der thermischen Leistung des Moduls notwendigen Messwerte in minutengenauer Auflösung [80] (siehe Grundlagenkapitel 2.5).

Um den aus der solaren Einstrahlung resultierenden Wärmestrom (siehe Grundlagenkapitel 2.1.2) bestimmen zu können, werden die im Wetterdatensatz enthaltene Global- und Diffusstrahlung genutzt. Da diese beiden Messgrößen auf eine horizontale Fläche bezogen sind, wird für das Modell des PVT-Moduls die Bestrahlungsstärke auf die geneigte Fläche nach Duffie und Beckman [73] bestimmt. Die auf das PVT-Modul auftreffende Solarstrahlung wird unterschieden in die direkte Strahlung, die diffuse Strahlung und die vom Boden reflektierte Strahlung. Die Bestrahlungsstärke der Direktstrahlung ist von ihrem Einfallswinkel auf das Modul abhängig. Dieser resultiert aus dem Sonnenstand und ist somit abhängig von dem Installationsort, der Betrachtungszeit, der Modulausrichtung sowie der Modulneigung. Die Bestimmung des Einfallswinkels erfolgt anhand dieser Parameter. Als Berechnungsgrundlage werden die Zeitzone sowie die geografische Länge und Breite des Ortes der Aufnahme der Messwerte angenommen. Die zeitliche Auflösung bei der Bestimmung des Einfallswinkels muss der des Wetterdatensatzes entsprechen, also minutengenau für das Jahr 2004. Dadurch wird eine Konvergenz zwischen den Strahlungsmesswerten und dem Einfallswinkel der Sonnenstrahlen gewährleistet. Die Modulausrichtung sowie die Modulneigung sind nicht festgelegt und werden im Rahmen der Modellerstellung diskutiert.

In das von Rullof et al. [49, 52, 58] entwickelte Modell der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe fließen die thermische Leistung des PVT-Moduls, der Gütegrad des Verdichters und der optimale Hochdruck ein. Die von Rullof et al. [53, 58] entwickelte Methode zur Simulation realer Kältemittel-Verdichter ermittelt hierbei automatisiert anhand eines Verdichter-Datenblatts den Verdichter-Gütegrad als Funktion des Druckverhältnisses und, ausgehend von diesem Gütegrad, den optimalen Hochdruck als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur. Diese Methode dient als Grundlage für die von Rullof et al. [53, 55, 58] entwickelte Regelungsstrategie. Für die Simulation der Wärmepumpe wird der aus Kapitel 6.2.2 bekannte transkritische CO_2-Kältemittelverdichter Dorin CD 180 H betrachtet.

Der thermodynamische Kreisprozess der Wärmepumpe wird nach den in Grundlagenkapitel 2.3 dargestellten Gleichungen berechnet. Nach Köster [78] wird dieser auf den inneren Kreisprozess vereinfacht, bei dem einzig die Kältemittelseite betrachtet wird und Wärmeverluste nicht berücksichtigt werden. Die im Gaskühler abgegebene Wärme wird somit vereinfacht durch Gleichung (2.44) auf Seite 17 bestimmt und als maximal mögliche Heizleistung der Wärmepumpe angesehen. Die Gaskühleraustrittstemperatur ist grundsätzlich

von der Rücklauftemperatur des Heizungssystems abhängig. Je tiefer die Gaskühleraustrittstemperatur, desto mehr Wärme kann aus dem Kältemittelmassenstrom vor der Entspannung im Expansionsventil entnommen werden. Bei gleicher Verdichterleistung führt dies nach Kosowski et al. [74] zu einer maßgeblichen Verbesserung der Leistungszahl. Die Gaskühleraustrittstemperatur stellt daher einen Parameter dar, der im Rahmen der Modellerstellung diskutiert wird. Der Einfluss der Überhitzungstemperatur hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Leistungszahl der Wärmepumpe und wird im Rahmen dessen Modellierung konstant mit $\Delta T_{\ddot{U}H} = 10$ K angenommen.

Da nur der innere Kreisprozess dargestellt wird und die Wärmeübertragung an ein Heizungssystem sowie die Speicherung in einem Wärmespeicher mit einer beschränkten Speicherkapazität nicht berücksichtigt werden, wird die PVT-Modulfläche mit einem Quadratmeter angenommen. Dadurch sind alle Simulationsergebnisse je installiertem Quadratmeter an PVT-Modulfläche zu verstehen. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Interpretation der Simulationsergebnisse hinsichtlich einer Skalierbarkeit für ein auszulegendes System.

8.2 Vorgehensweise bei der Entwicklung einer Regelungsstrategie des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems

8.2.1 Grundlegende Annahmen zur Entwicklung der Regelungsstrategie

Da zukünftig in Zeiten hoher Stromnachfrage und geringer Erzeugung aus PV- und Windkraft Wärmepumpen strompreisbedingt möglichst nicht betrieben werden sollten, entsteht ein vieldimensionales Optimierungsproblem der Leistungsregelung. Schwerpunkt der von Rullof et al. [53, 58] entwickelten Regelungsstrategie ist die Erarbeitung einer Möglichkeit, die Drehzahl des Verdichters von der Leistungsregelung zu entkoppeln, indem ein Konzept zur Ermittlung eines Soll-Saugdruckes geschaffen wird, der mittels der Verdichterfrequenz geregelt wird. Die Leistungsregelung der Wärmepumpe kann somit zukünftig unter der Voraussetzung ausreichender Wärmespeicherkapazität auf Basis von Wärmebedarf, energiewirtschaftlichen Rahmenbedingungen und meteorologischen Informationen mittels einer An/Aus-Regelung geschehen. Die Entkoppelung von Leistungsregelung und Drehzahlregelung führt zu einer vermutlich geringen Abweichung vom optimalen Betriebsregime, sie erlaubt jedoch die transparente Einbindung des neuartigen Wärmepumpenkonzeptes in rein energiewirtschaftliche Modelle und hat das Potenzial, sich aufgrund der Einfachheit auch in der Praxis durchzusetzen (siehe Rullof et al. [53, 58]).

Die Verdampfungstemperatur stellt den für die Regelungsstrategie relevanten Parameter dar. Diese ergibt sich aus dem Saugdruck, welcher wiederum durch die Leistung des Verdichters gesteuert werden kann. Es wird angenommen, dass der Verdichter durch Einsatz eines Frequenzumrichters stufenlos regelbar ist. Um einen möglichst effizienten Betrieb der Wärmepumpe zu ermöglichen, wird die Regelung der Verdampfungstemperatur auf notwendige Restriktionen und Optimierungsmöglichkeiten untersucht.

Die entwickelte Regelungsstrategie basiert auf der Anpassung der Verdampfungstemperatur t_v. Die Verdampfungstemperatur bestimmt die Modultemperatur t_{PVT} und hat somit einen Einfluss auf die thermische Leistung des PVT-Moduls. Die Umgebung kann nur als Wärmequelle erschlossen werden, wenn die Modultemperatur unterhalb der Umgebungstemperatur liegt. Vereinfacht wird angenommen, dass die Modultemperatur t_{PVT} über das

gesamte Volumen des Moduls homogen verteilt ist und sich aus dem arithmetischen Mittel der Umgebungstemperatur t_u und der Verdampfungstemperatur des Kältemittels t_v berechnet. Für die Regelung der Verdampfungstemperatur wird daher eine Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur t_u geschaffen. Dies geschieht durch Einführung der Temperaturdifferenz ΔT zwischen der Verdampfungs- und der Umgebungstemperatur. Für die Verdampfungstemperatur t_v gilt demnach:

$$t_v = t_u - \Delta T \tag{8.1}$$

Ist die Temperaturdifferenz $\Delta T < 0$, so ist die Modultemperatur größer als die Umgebungstemperatur. In diesem Fall wird Wärme vom Modul an die Umgebung durch Konvektion und Wärmestrahlung abgegeben, was zu einer Verminderung der thermischen Leistung des PVT-Moduls führt. Überwiegt die Wärmeabgabe an die Umgebung die Wärmeaufnahme aus der Solarstrahlung, so reduziert sich die thermische Leistung des PVT-Moduls auf null. Die Bereitstellung einer Heizleistung durch den Betrieb der Wärmepumpe ist in diesem Fall nicht möglich. Die Regelung der Verdampfungstemperatur hat demnach zwischen der Deckung des notwendigen Heizbedarfs und einer auf die Leistungszahl bezogenen effizienten Fahrweise zu erfolgen. Grundsätzlich wird angenommen, dass die Wärmepumpe immer betrieben werden kann, unabhängig von der Umgebungstemperatur und der Einstrahlung. Für die Untersuchung einer möglichen Regelungsstrategie der Verdampfungstemperatur wird eine Fallunterscheidung anhand der zwei ungünstigsten anzunehmenden Szenarien durchgeführt.

8.2.2 Szenario 1: niedrige Globalstrahlung bei hohem Heizbedarf

Das erste zu untersuchende Szenario stellt den Fall dar, dass keine oder nur eine sehr geringe Solarstrahlung auf das PVT-Modul trifft und ein großer Heizbedarf besteht. Dies ist vergleichbar mit einer sehr kalten Winternacht respektive einem sehr kalten und stark bewölkten Wintertag. Um eine Heizleistung bereitstellen zu können, muss die Modultemperatur unterhalb der Umgebungstemperatur liegen, da die thermische Leistung des Moduls (fast) vollständig aus dem Wärmeaustausch mit der Umgebung resultiert. Daraus folgt für die Temperaturdifferenz die Bedingung $\Delta T > 0$ K.

Um aus dieser Bedingung eine Regel für die Verdampfungstemperatur definieren zu können, wird die Heizgrenze eingeführt. Diese definiert einen Grenzwert der mittleren Umgebungstemperatur, unterhalb dessen eine Heizungsanlage zur Bereitstellung einer Heizleistung betrieben werden muss. Die Heizgrenze für ein Niedrigenergiehaus wird bei $t_{u,HG} = 12$ °C angenommen [156]. Die Anzahl der Tage, an denen die Umgebungstemperatur unterhalb der Heizgrenze liegt, werden als Heiztage bezeichnet. Im verwendeten Wetterdatensatz sind dies 230 Heiztage, entsprechend 63 % der gesamten Tage des Jahres 2004. An diesen Tagen muss die Wärmepumpe eine Heizleistung bereitstellen. Die Bedingung $\Delta T > 0$ K gilt demnach für $t_u < t_{u,HG}$. Weiter soll berücksichtigt werden, dass mit abnehmender Umgebungstemperatur die benötigte Heizleistung eines Gebäudes steigt [156]. Dies wird durch ein Absenken der Verdampfungstemperatur respektive ein Anheben der Temperaturdifferenz ΔT erreicht, vergleichbar mit der Heizkurve eines Heizungssystems.

8.2.3 Szenario 2: hohe Globalstrahlung bei geringem Heizbedarf

Das zweite zu untersuchende Szenario stellt den Fall dar, dass eine hohe Bestrahlungsstärke auf der Modulfläche vorliegt, aber nur eine sehr geringe Heizleistung benötigt wird.

Dies ist vergleichbar mit einem klaren warmen Sommertag zur Mittagszeit. Als hohe Bestrahlungsstärke wird eine Globalstrahlung von $G > 700\ W/m^2$ definiert. Der Wärmeübergang aus Konvektion und Wärmestrahlung unterliegt in diesem Fall deutlich dem Wärmegewinn aus der Solarstrahlung und wird daher hierbei nicht betrachtet.

Zunächst wird der Einfluss der Verdampfungstemperatur auf die Leistungszahl und die maximale Heizleistung untersucht. Durch die Einsatzgrenzen des Verdichters wird eine Verdampfungstemperatur von $-30°C < t_v < 15°C$ angenommen. Die Abbildung 8.1 zeigt das Ergebnis dieser Untersuchung für einen Quadratmeter installierter Modulfläche bei einer Gaskühleraustrittstemperatur von $t_{GA} = 35°C$ und einem optimierten Hochdruck von $p_{d,Opt} = 87{,}5$ bar.

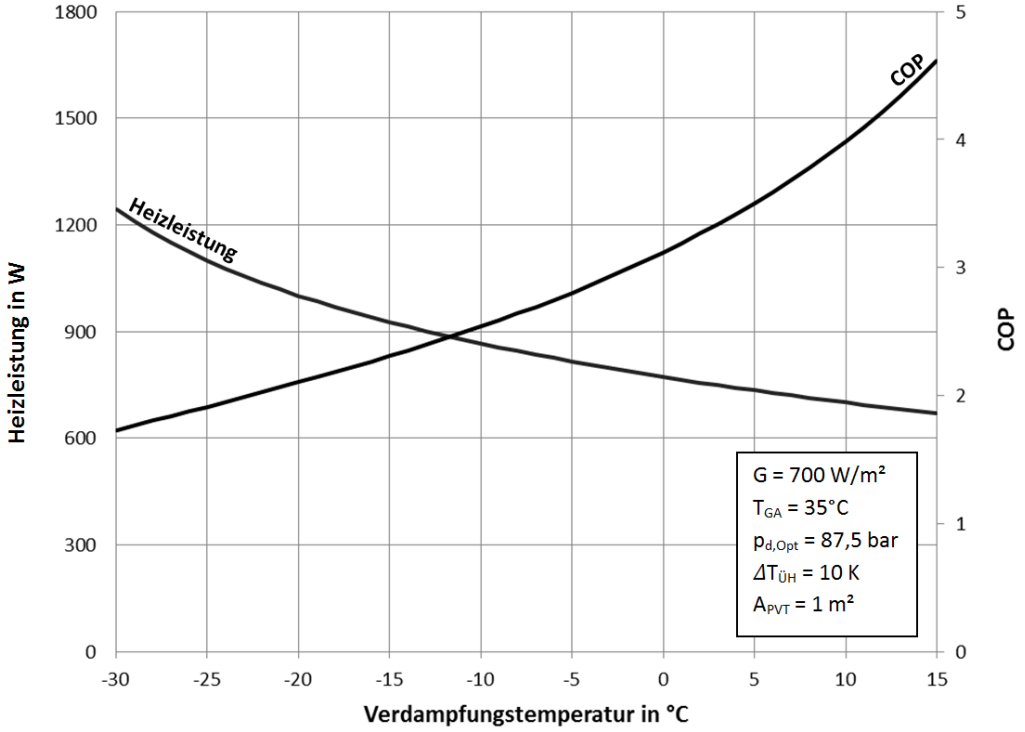


Abbildung 8.1: Leistungszahl der Wärmepumpe (COP) und Heizleistung in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur bei konstanter Globalstrahlung und Gaskühleraustrittstemperatur. Der Hochdruck ist als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur optimiert. Konvektion und Wärmestrahlung sind nicht berücksichtigt

Es zeigt sich, dass die Leistungszahl der Wärmepumpe (COP) mit steigender Verdampfungstemperatur steigt. Die Heizleistung verhält sich gegensätzlich dazu und sinkt mit steigender Verdampfungstemperatur. Wenn nur wenig Heizleistung benötigt wird, bietet sich demnach eine hohe Verdampfungstemperatur an.

Anhand der eingeführten Temperaturdifferenz ΔT lässt sich die Leistungszahl der Wärmepumpe auch in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur betrachten. Die Umgebungstemperatur wird für diese Untersuchung in einem Intervall von $-15°C < t_u < 20\ °C$ betrachtet. Für jede Umgebungstemperatur wird die Temperaturdifferenz von -10 K bis auf 10 K erhöht.

Nach Gleichung (8.1) gilt, dass je kleiner die Temperaturdifferenz ΔT ist, desto höher die Verdampfungstemperatur. Für die Umgebungstemperatur von $t_u = 20\ °C$ kann ΔT daher nur im Intervall von 5 K bis 10 K betrachtet werden, da sonst die maximale Verdamp-

fungstemperatur von $t_{v,max} = 15$ °C überstiegen würde (analog: $t_u = 15$ °C und $t_u = 10$ °C). Die Funktionsschar weist kein umgebungstemperaturspezifisches Optimum auf. Für die Regelung der Verdampfungstemperatur bei hoher Globalstrahlung lässt sich daher nur ableiten, dass die Leistungszahl der Wärmepumpe mit sinkender Temperaturdifferenz steigt und bei $t_{v,max} = 15$ °C ein Maximum aufweist.

8.2.4 Schlussfolgerungen aus den Fallanalysen

Beide Fallanalysen lassen hinsichtlich der Leistungszahl nicht auf eine optimale Verdampfungstemperatur schließen, wenn davon ausgegangen wird, dass die Regelung der Verdampfungstemperatur zwischen Deckung des Heizbedarfs und effizienter Fahrweise zu erfolgen hat. Folglich müssen für die Regelgröße ΔT Annahmen getroffen werden, um eine Aussage über den optimalen Betrieb der Wärmepumpe in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und der Globalstrahlung treffen zu können. Hinsichtlich des Betriebs der Wärmepumpe wird daher zwischen zwei Fahrweisen unterschieden: Dem Heizbetrieb und dem Effizienzbetrieb.

Für den Heizbetrieb (HB) wird die in Szenario 1 definierte Heizgrenze von $t_{u,HG} = 12$ °C angenommen, unterhalb derer die Wärmepumpe zur Bereitstellung einer Heizleistung betrieben wird. Die Temperaturdifferenz muss dafür $\Delta T > 0$ sein. Um den mit sinkender Umgebungstemperatur steigenden Heizbedarf decken zu können, gilt weiter, dass je kleiner die Umgebungstemperatur ist, desto größer muss die Temperaturdifferenz sein. Dies ist vergleichbar mit der Heizkurve eines Heizungssystems. Diese beschreibt den funktional festgelegten Zusammenhang zwischen Außentemperatur und (Vorlauf-) Verdampfungstemperatur, um ein Gebäude auf eine bestimmte Solltemperatur zu bringen. Die Begrenzung erfolgt durch die minimale Verdampfungstemperatur von $t_{v,min} = -30$ °C, die durch den Verdichter vorgegeben wird. Bei einer Variation der Umgebungstemperatur von -15 °C (bei einem ΔT von 15 K) bis 12 °C (bei einem ΔT von 10 K) ist die Temperaturdifferenz ΔT_{HB} für den Heizbetrieb bestimmt durch:

$$\Delta T_{HB} = -0{,}185\, t_u + 12{,}22 \tag{8.2}$$

Die Fahrweise wechselt in den Effizienzbetrieb (EB), wenn die Globalstrahlung oberhalb von $G = 700$ W/m² oder die Umgebungstemperatur oberhalb der Heizgrenze liegt. Hier wird die Temperaturdifferenz ΔT so gewählt, dass die maximal mögliche Verdampfungstemperatur von $t_{v,max} = 15$°C resultiert. Dies führt, in Abhängigkeit der vorherrschenden Gaskühleraustrittstemperatur, zu der maximal möglichen Leistungszahl der Wärmepumpe. Bei einer Variation der Umgebungstemperatur von 12 °C (bei einem ΔT von -3 K) bis 32 °C (bei einem ΔT von 17 K) ist die Temperaturdifferenz ΔT_{EB} für den Effizienzbetrieb bestimmt durch:

$$\Delta T_{EB} = t_u - 15 \tag{8.3}$$

Die Funktionen für die jeweilige Temperaturdifferenz sind in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur in Abbildung 8.2 dargestellt.

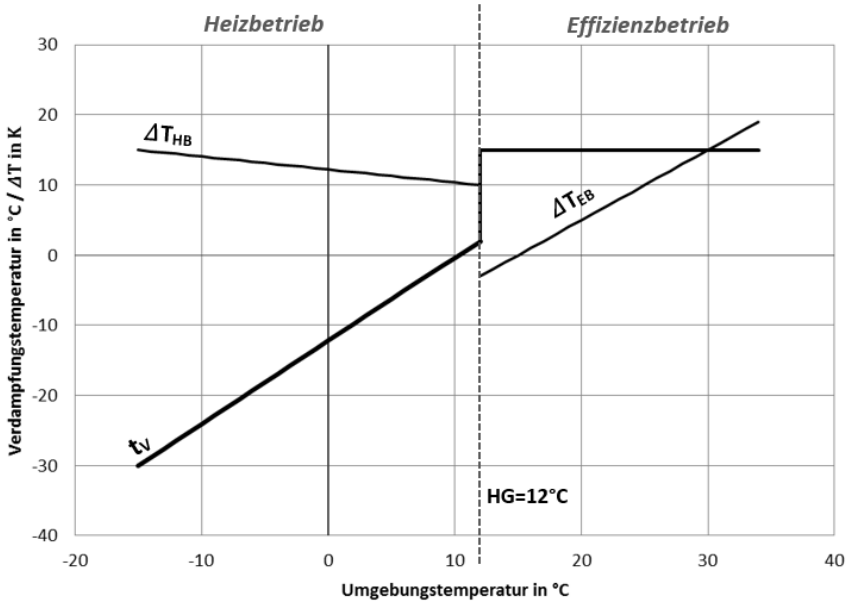


Abbildung 8.2: Bestimmung der Verdampfungstemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur für die zwei Fahrweisen Heizbetrieb (HB) und Effizienzbetrieb (EB). Die Heizgrenze (HG) ist mit 12°C festgelegt.

Die Verdampfungstemperatur t_v ergibt sich aus der Differenz der Umgebungstemperatur und der jeweiligen Funktion der Temperaturdifferenz. Unterhalb der Heizgrenze wird sie durch ΔT_{HB} und oberhalb durch ΔT_{EB} bestimmt. Diese beiden Funktionen repräsentieren lediglich die Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Die Berücksichtigung der in Szenario 2 definierten hohen Globalstrahlung wird in MATLAB programmtechnisch implementiert. Immer wenn die Globalstrahlung $G > 700$ W/m² beträgt, wird die Verdampfungstemperatur unabhängig von der Umgebungstemperatur auf $t_{v,max} = 15$ °C für die Erzielung der maximal möglichen Leistungszahl der Wärmepumpe geregelt. Der Effizienzbetrieb kann also zum Beispiel auch an einem sehr sonnigen Tag mit Temperaturen unterhalb der Heizgrenze erfolgen.

Ein Sonderfall, den es zu beachten gilt, ergibt sich aus der Betrachtung der Wetterdaten. Es existieren Tage in den Monaten März bis April sowie September bis Oktober mit einer sehr geringen Globalstrahlung, an denen die Umgebungstemperatur allerdings oberhalb der Heizgrenze liegt. Durch den Effizienzbetrieb würde an diesen Tagen die Verdampfungstemperatur auf $t_{v,max} = 15$ °C geregelt. Wenn die daraus resultierende Modultemperatur t_{PVT} oberhalb der Umgebungstemperatur liegt, erfolgt ein Wärmeübergang von dem PVT-Modul an die Umgebung. Bei hohen Windstärken und geringer Einstrahlung könnte sich die thermische Leistung des PVT-Moduls auf null reduzieren. Da die Wärmepumpe unabhängig von Umgebungstemperatur und Einstrahlung betrieben werden können soll, wird für diesen Sonderfall eine weitere Regel eingeführt. Es wird eine geringe Globalstrahlung von $G < 250$ W/m² definiert, unterhalb derer die Temperaturdifferenz auf konstant $\Delta T = 5$ K geregelt wird. Diese Regel stellt die durchgängige Bereitstellung einer Heizleistung sicher und deckt auch Nächte ab, in denen die Umgebungstemperatur oberhalb der Heizgrenze liegt.

8.3 Ergebnisse der Regelungsstrategie für die PVT-basierte CO_2-Wärmepumpe

8.3.1 Routine zur Bestimmung der Verdampfungstemperatur

Die Besonderheit der Kombination aus einem thermischen Absorber mit einer Wärmepumpe liegt in der Erschließung der Solarenergie, die neben der Umweltwärme als Wärmequelle genutzt werden kann. Die Temperatur des PVT-Moduls bestimmt sich vereinfacht aus der Umgebungstemperatur und der Verdampfungstemperatur des Kältemittels. Zur Bereitstellung einer Heizleistung muss die Verdampfungstemperatur daher unterhalb der Umgebungstemperatur liegen. Ist das PVT-Modul einer hohen solaren Bestrahlung ausgesetzt, so kann die Verdampfungstemperatur durch Reduktion der Verdichterleistung angehoben werden. Dies führt zu einer maßgeblichen Verbesserung der Leistungszahl. Es wird daher in zwei Fahrweisen unterschieden. Der Heizbetrieb dient der Bereitstellung einer Heizleistung in der Heizperiode. Die Verdampfungstemperatur wird bei dieser Fahrweise durch eine Heizkurve in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur bestimmt und unterhalb dieser geregelt. Der Effizienzbetrieb dient der effizienten Fahrweise der Wärmepumpe zu Zeiten hoher solarer Bestrahlung und hoher Umgebungstemperaturen. Die Verdampfungstemperatur wird bei dieser Fahrweise auf ihr Maximum angehoben. Außerhalb der Heizperiode erfolgt an Tagen mit geringer Einstrahlung und generell in Nächten eine Sonderregelung zur Sicherstellung des Betriebs der Wärmepumpe. Das Schema in Abbildung 8.3 zeigt die entwickelte Regelungsstrategie.

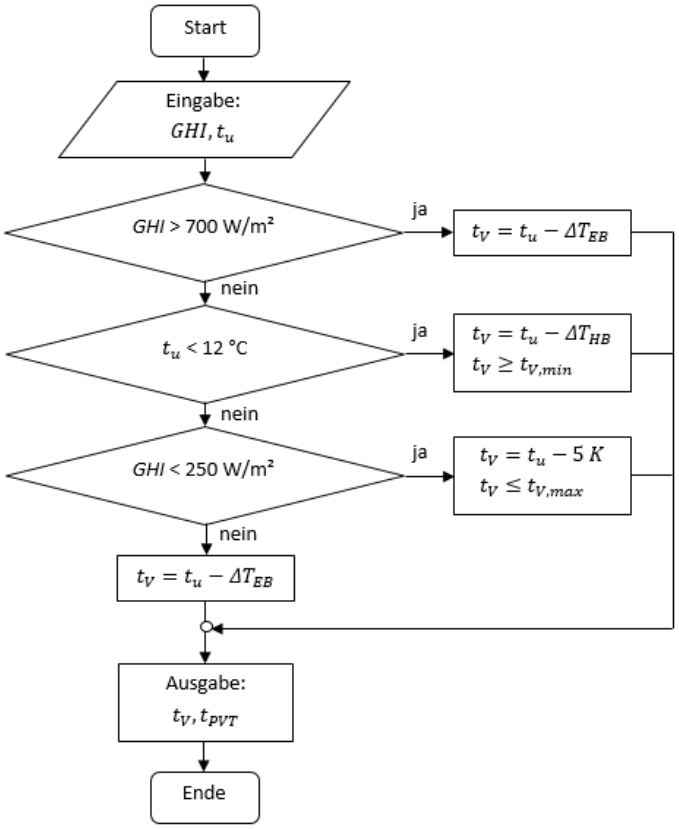


Abbildung 8.3: Schema der Routine zur Bestimmung der Verdampfungs- und Modultemperatur

Die Routine der Regelungsstrategie erhält als Eingabewerte die Messwerte der Globalstrahlung *GHI* und der Umgebungstemperatur t_u in Abhängigkeit eines definierten Simulationszeitraumes. In der ersten Abfrage der Routine wird geprüft, ob die Globalstrahlung *GHI* mehr als 700 W/m² beträgt. Ist diese Prüfung wahr, so kann die Wärmepumpe aufgrund der hohen solaren Bestrahlung im Effizienzbetrieb geführt werden. Die Verdampfungstemperatur t_v wird für den Effizienzbetrieb nach der Funktion der Temperaturdifferenz ΔT_{EB} bestimmt und auf ihr Maximum angehoben. Bei dem hier betrachteten Verdichter beträgt diese $t_{v,max} = 15$ °C.

Ist diese erste Prüfung falsch, so wird in der zweiten Abfrage geprüft, ob die Umgebungstemperatur t_u unterhalb der definierten Heizgrenze von 12°C liegt. Ist diese Prüfung wahr, so muss die Wärmepumpe zur Bereitstellung einer Heizleistung im Heizbetrieb geführt werden. Die Verdampfungstemperatur wird für den Heizbetrieb mit der Heizkurve ΔT_{HB} berechnet, mit der Bedingung, dass die minimale Verdampfungstemperatur nicht unterschritten wird. Diese beträgt bei dem hier betrachteten Verdichter $t_{v,min} = -30$ °C.

Ist die zweite Prüfung falsch, so wird in der dritten Abfrage geprüft, ob die Globalstrahlung *GHI* weniger als 250 W/m² beträgt. Ist diese Prüfung wahr, so liegt keine oder nur eine sehr geringe solare Bestrahlung außerhalb der Heizperiode vor. In diesem Sonderfall wird die Verdampfungstemperatur zur Sicherheit 5 K unterhalb der Umgebungstemperatur gehalten, mit der Bedingung, dass die Verdampfungstemperatur nicht die maximale Verdampfungstemperatur übersteigt.

Sollte auch die dritte Prüfung falsch sein, so liegt die Umgebungstemperatur oberhalb der Heizgrenze und die Globalstrahlung *GHI* beträgt zwischen 250 W/m² und 700 W/m². In diesem Fall wird die Wärmepumpe ebenfalls im Effizienzbetrieb geführt, da der solare Wärmegewinn den Wärmeaustausch mit der Umgebung überwiegt.

Als Ergebnis gibt die Routine die Verdampfungs- sowie die Modultemperatur in Abhängigkeit der jeweiligen Fahrweise je Minute aus. Mittels der Modultemperatur kann die thermische Leistung des PVT-Moduls vollständig bestimmt werden. Mittels der thermischen Leistung und der Verdampfungstemperatur kann eine dynamische Simulation der CO_2-Wärmepumpe durchgeführt werden.

8.3.2 Validierung der Regelungsstrategie anhand von Simulationsberechnungen

Um die Funktionalität der entwickelten Regelungsstrategie aufzeigen zu können, werden Simulationsberechnungen für verschiedene aussagekräftige Beispieltage anhand des entwickelten MATLAB-Modells durchgeführt. Die Gaskühleraustrittstemperatur wird für jede Simulationsberechnung mit $t_{GA} = 35$°C angenommen. Der Hochdruck ist entsprechend der Gaskühleraustrittstemperatur optimiert. Die reale Verdichterleistung wird durch Einbeziehung des Gütegrads ermittelt. Das PVT-Modul ist nach Süden ausgerichtet (γ=0°) und um 30° geneigt (β=30°). Die Leistungsangaben beziehen sich auf einen Quadratmeter installierte Modulfläche.

Heizbetrieb an einem kalten Wintertag

Der erste untersuchte Simulationstag stellt den kältesten Tag des Wetterdatensatzes (23.01.2004) dar. Die beiden Diagramme in Abbildung 8.4 zeigen, dass an diesem Tag eine geringe Globalstrahlung und eine niedrige Umgebungstemperatur vorherrschend sind. Die

Windgeschwindigkeit, die den konvektiven Wärmeübergang mit der Umgebung bestimmt, ist mit maximal 3 m/s eher gering.

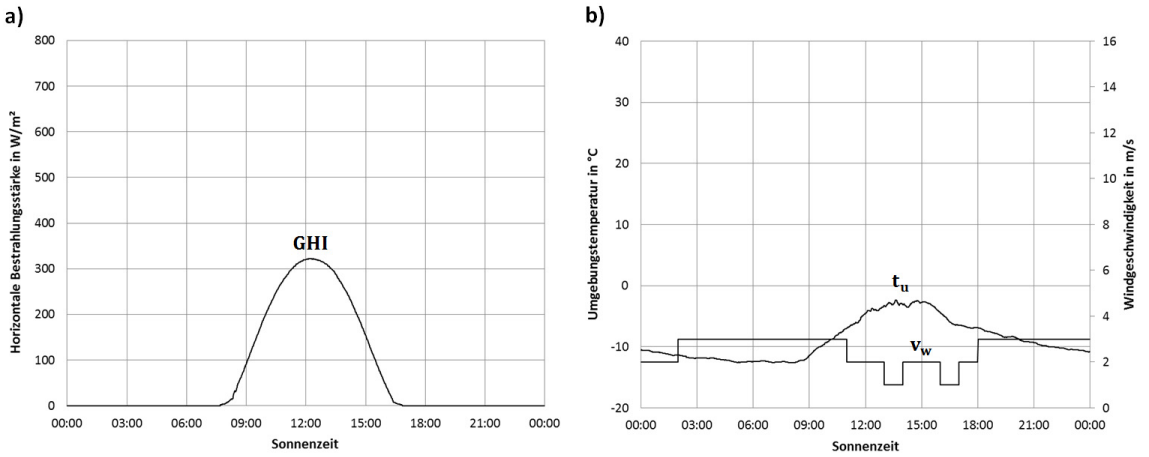


Abbildung 8.4: Simulationstag: 23.01. - Diagramm a) Globale Bestrahlungsstärke auf die horizontale Fläche (GHI). Diagramm b) Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit

Da die Globalstrahlung über den Verlauf des Tages nie größer als 700 W/m² ist und die Umgebungstemperatur die Heizgrenze von $t_{u,HG} = 12°C$ nicht überschreitet, wird die Verdampfungstemperatur entsprechend dem Heizbetrieb durch die Heizkurve ΔT_{HB} bestimmt. Das Simulationsergebnis ist in den beiden Diagrammen der Abbildung 8.5 dargestellt.

Das Diagramm a) in Abbildung 8.5 zeigt die thermische Leistung des PVT-Moduls und die Leistungszahl über den Verlauf des kalten Tages. Das Diagramm b) zeigt die Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur von der Umgebungstemperatur.

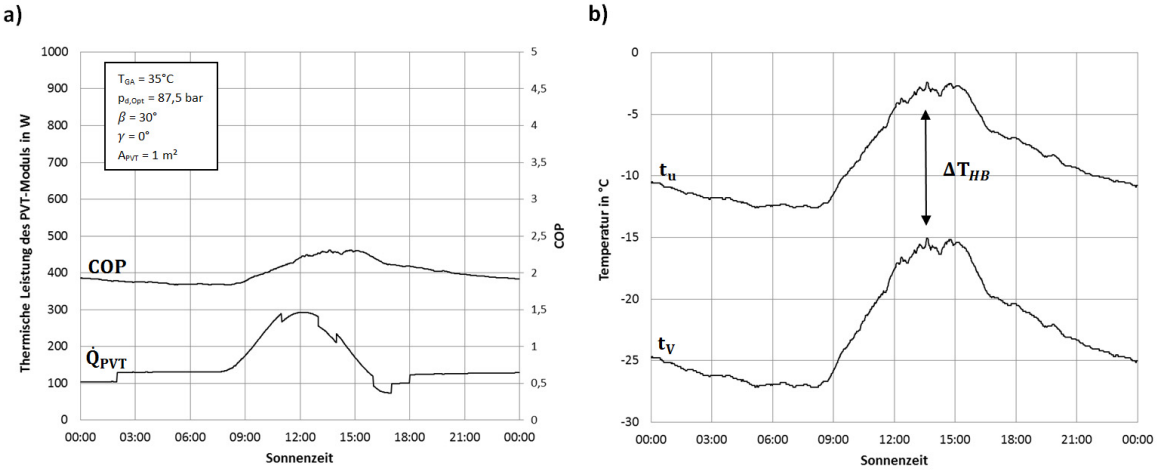


Abbildung 8.5: Simulationstag: 23.01. - Diagramm a) Thermische Leistung des PVT-Moduls und COP. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Verdampfungstemperatur

Die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Temperaturen wird durch die Heizkurve ΔT_{HB} bestimmt und ist somit größer als 10 K. Vor Sonnenaufgang respektive nach Sonnenuntergang resultiert die thermische Leistung des PVT-Moduls vollständig aus dem Wärmeübergang mit der Umgebung. Diese liegt bei durchschnittlich 120 W. Zwischen 9:00 Uhr und 15:00 Uhr erhöht sich diese durch die absorbierte Solarstrahlung auf ein Maximum von 300 W um 12:00 Uhr. Das sprunghafte Verhalten resultiert aus der sich

ändernden Windgeschwindigkeit, die den konvektiven Wärmestrom maßgeblich beeinflusst. Die geringe Verdampfungstemperatur führt zu einer geringen Leistungszahl, die durchschnittlich $COP = 2{,}0$ beträgt und ein Maximum von $COP = 2{,}3$ aufweist.

Eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur könnte die Leistungszahl steigern, führte allerdings auch zu einer Reduzierung der ohnehin schon niedrigen thermischen Leistung des PVT-Moduls. Bei Gleichheit von Verdampfungs- und Umgebungstemperatur könnte die Wärmepumpe nur noch zwischen 9:00 und 15:00 Uhr betrieben werden, mit einer maximalen thermischen Leistung von ca. 180 W. Ein weiterer Anstieg würde die Leistung auf null reduzieren. Der Betrieb der Wärmepumpe und eine Bereitstellung einer Heizleistung wären somit nicht möglich.

Effizienzbetrieb an einem warmen Sommertag

Der zweite untersuchte Simulationstag stellt den wärmsten Tag des Wetterdatensatzes (12.08.2004) dar. Die Witterungsbedingungen an diesem Tag sind in den beiden Diagrammen in Abbildung 8.6 dargestellt. Die im Vergleich zum kalten Januartag lange Sonnenscheindauer zeigt sich in der hohen Strahlungssumme der Globalstrahlung. Das Maximum liegt bei 760 W/m². Die Umgebungstemperatur liegt konstant über 20°C und erreicht um ca. 14:30 ein Maximum von 33,7°C. Die Windgeschwindigkeit ist mit durchschnittlich 1,6 m/s eher gering.

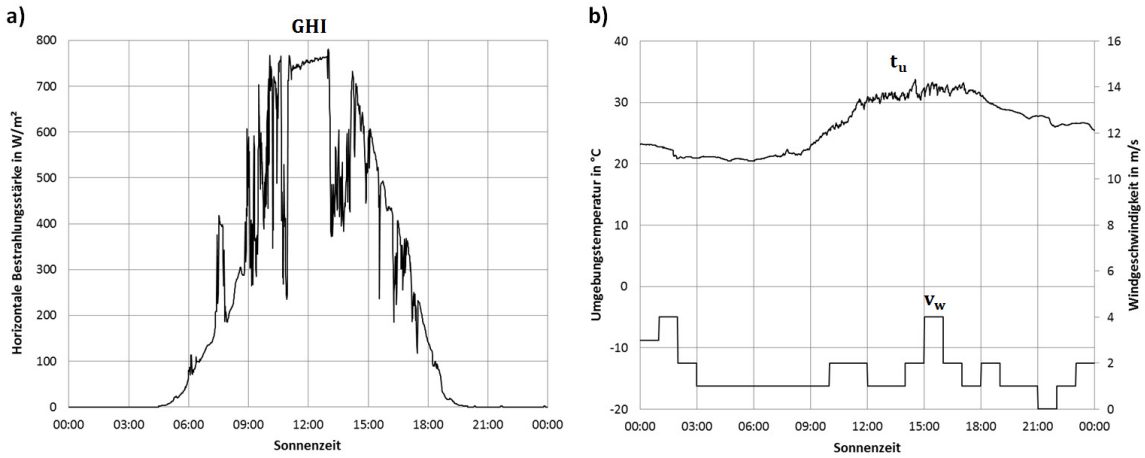


Abbildung 8.6: Simulationstag: 12.08. - Diagramm a) Globale Bestrahlungsstärke auf die horizontale Fläche GHI. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit

Das Diagramm a) in Abbildung 8.7 zeigt das Simulationsergebnis in Form der thermischen Leistung des PVT-Moduls und der Leistungszahl der Wärmepumpe. In Diagramm b) ist die Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur von der Umgebungstemperatur dargestellt.

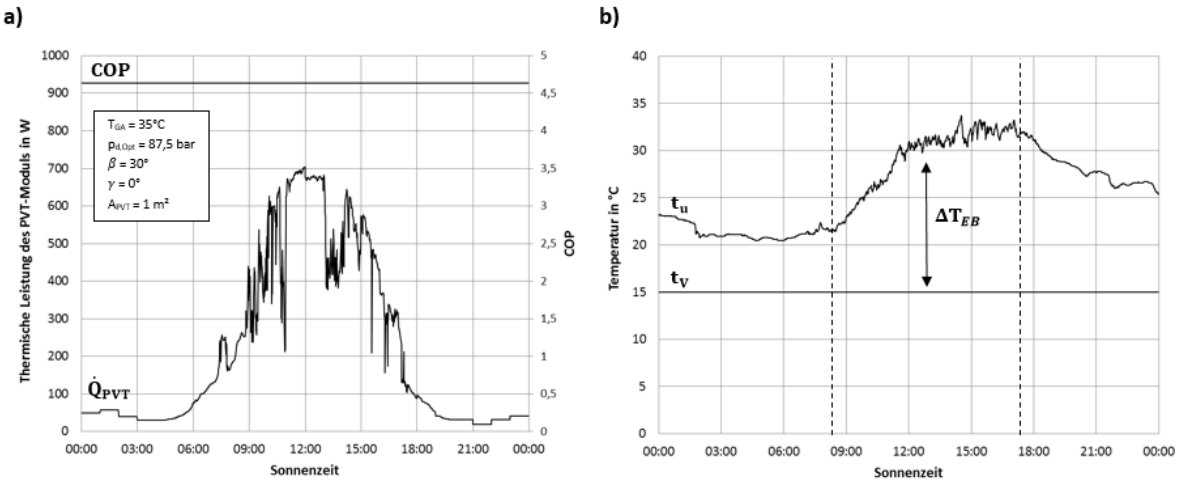


Abbildung 8.7: Simulationstag: 12.08. Diagramm a) Thermische Leistung des PVT-Moduls und COP. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Verdampfungstemperatur

Durch die hohe Umgebungstemperatur wird die Wärmepumpe im Effizienzbetrieb geführt und die Verdampfungstemperatur nach der Funktion der Temperaturdifferenz ΔT_{EB} geregelt. Dies führt zu der konstant maximalen Verdampfungstemperatur von $t_v = 15$ °C. Zwischen ca. 17:00 und 8:00 Uhr beträgt die Globalstrahlung weniger als 250 W/m². Hier wird die Verdampfungstemperatur nicht mehr über ΔT_{EB}, sondern konstant 5 K unterhalb der Umgebungstemperatur geregelt (gekennzeichnet durch die beiden gestrichelten Senkrechten in Diagramm b). Da dies zu einem Überschreiten der maximalen Verdampfungstemperatur führen würde, wird die Verdampfungstemperatur auch zu dieser Zeit auf $t_v = 15$ °C begrenzt. Die unveränderlich hohe Verdampfungstemperatur führt zu einem konstanten Verlauf der Leistungszahl, die bei der gewählten Gaskühleraustrittstemperatur von $t_{GA} = 35$ °C und dem optimalen Hochdruck von $p_{d,Opt} = 87{,}5$ bar ein Maximum von $COP = 4{,}6$ hat.

Dieser Simulationstag stellt als wärmster Tag des Jahres einen Idealfall dar. Die Verdampfungstemperatur befindet sich trotz Effizienzbetrieb konstant unterhalb der Umgebungstemperatur, was zu einer hohen thermischen Leistung des PVT-Moduls führt. Vor Sonnenaufgang respektive nach Sonnenuntergang ist diese durch die geringe Temperaturdifferenz von weniger als 10 K mit 50 W je Quadratmeter installierter Modulfläche zwar sehr gering. Bis zur Mittagszeit steigt die thermische Leistung stark an und erreicht um 12:00 Uhr Sonnenzeit das Maximum von 700 W.

Sonderfall mit hoher Einstrahlung bei niedrigen Temperaturen

Neben den beiden Tagen mit extremen Witterungsbedingungen, bezogen auf die Gesamtheit der Tage des Wetterdatensatzes, ist für die Bewertung der Regelung der Verdampfungstemperatur ein weiterer Tag für eine Simulationsberechnung gewählt worden. Der 01.04.2004 stellt einen Sonderfall dar, da an diesem Tag hohe Strahlungswerte erreicht werden, die Umgebungstemperatur allerdings die meiste Zeit des Tages unterhalb der Heizgrenze von 12 °C liegt. Diese wird nur für sechs Stunden zur Mittagszeit überschritten. Die Windgeschwindigkeit befindet sich mit durchschnittlich 5 m/s im Jahresdurchschnitt. Die Strahlung und die Witterungsverläufe sind in den beiden Diagrammen der Abbildung 8.8 dargestellt.

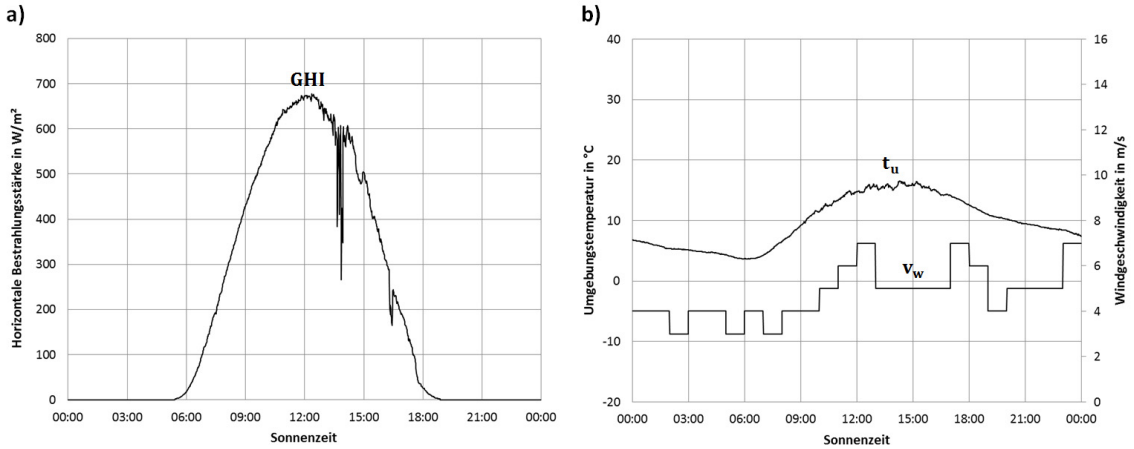


Abbildung 8.8: Simulationstag: 01.04. - Diagramm a) Globale Bestrahlungsstärke auf die horizontale Fläche GHI. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit

Die beiden Diagramme in Abbildung 8.9 zeigen das Ergebnis der Simulationsberechnung für diesen Tag. In Diagramm a) sind die thermische Leistung des PVT-Moduls und die Leistungszahl der Wärmepumpe dargestellt. Das Diagramm b) zeigt die Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur von der Umgebungstemperatur und die jeweiligen Regelparameter, die von der Routine zur Bestimmung der Verdampfungstemperatur ermittelt wurden.

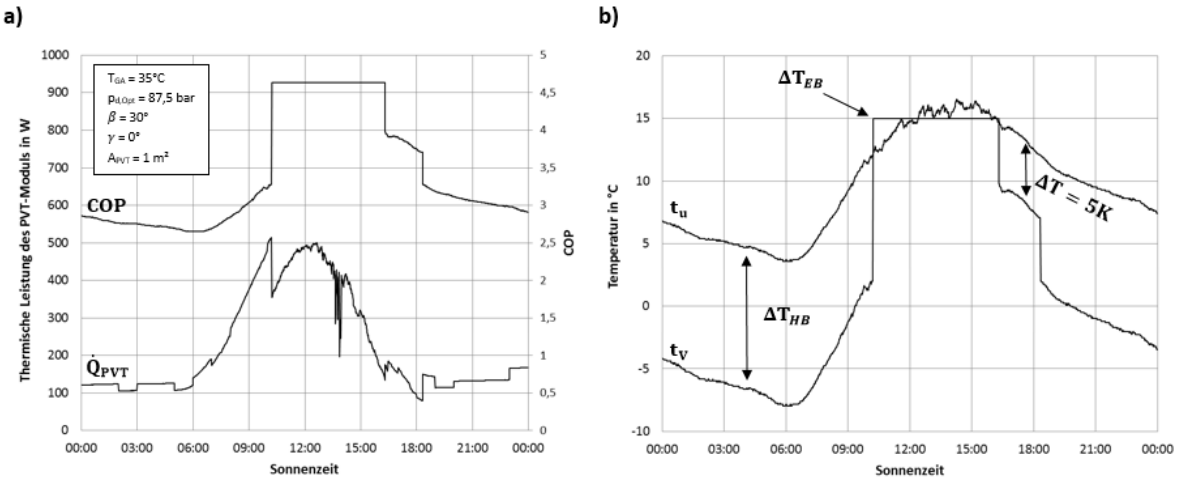


Abbildung 8.9: Simulationstag: 01.04. - Diagramm a) Thermische Leistung des PVT-Moduls und COP. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Verdampfungstemperatur

Zwischen 0:00 und 10:00 Uhr liegt die Umgebungstemperatur unterhalb der Heizgrenze von 12 °C. In dieser Zeit befindet sich die Wärmepumpe im Heizbetrieb und die Verdampfungstemperatur wird durch die Heizkurve ΔT_{HB} geregelt, sodass die Temperaturdifferenz stets größer als 10 K und eine ausreichende Heizleistung durch Wärmeaustausch mit der Umgebung sichergestellt ist.

Ab 10:00 Uhr übersteigt die Umgebungstemperatur die Heizgrenze. Die Globalstrahlung ist zu dieser Zeit bereits größer als 250 W/m². Durch diese beiden Bedingungen wird die Wärmepumpe im Effizienzbetrieb geführt. Wie in Diagramm b) dargestellt, wird die Verdampfungstemperatur durch die Funktion der Temperaturdifferenz ΔT_{EB} auf konstant $t_v = 15°C$ geregelt. Die Folge zeigt sich in Diagramm a) durch einen sprunghaften Anstieg der Leistungszahl von $COP = 3{,}3$ auf die maximale Leistungszahl von $COP = 4{,}6$. Bis

ca. 12:00 Uhr liegt die Verdampfungstemperatur unterhalb der Umgebungstemperatur. In dieser Zeit wird Wärme vom PVT-Modul an die Umgebung abgegeben, was allerdings durch die relativ hohe Solarstrahlung kompensiert werden kann. In Diagramm a) reduziert sich die thermische Leistung des Moduls sprunghaft von 500 W auf ca. 370 W, steigt in den nächsten zwei Stunden allerdings wieder auf das Tagesmaximum von 500 W. Der Vorteil dieser Regelung zeigt sich in der starken Reduzierung der aufzuwendenden Antriebsleistung im Effizienzbetrieb. Für die Bereitstellung derselben Heizleistung von ca. 660 W müssen um 10:00 Uhr ca. 200 W und um 12:00 Uhr nur noch ca. 140 W an elektrischer Leistung aufgewendet werden.

Zwischen 16:00 und ca. 18:00 Uhr liegt die Umgebungstemperatur immer noch oberhalb der Heizgrenze von 12 °C, jedoch beträgt die Globalstrahlung weniger als 250 W/m². In dieser Zeit wird die Verdampfungstemperatur konstant 5 K unterhalb der Umgebungstemperatur geregelt. Würde in dieser Zeit der Effizienzbetrieb fortgesetzt, so führte die Kombination aus geringer Globalstrahlung und hoher Windgeschwindigkeit zu einer starken Reduzierung der thermischen Leistung bis in den negativen Bereich.

8.4 Zusammenfassende Analyse zur energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems

8.4.1 PVT-basierte CO_2-Wärmepumpe

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine Regelungsstrategie für eine PVT-basierte CO_2-Wärmepumpe anhand eines numerischen Modells in der Simulationsumgebung MATLAB entwickelt und in verschiedenen Veröffentlichungen von Rullof et al. präsentiert [49, 52, 53, 57, 58]. Da zukünftig in Zeiten hoher Stromnachfrage und geringer Erzeugung aus Photovoltaik und Windenergie Wärmepumpen strompreisbedingt möglichst nicht betrieben werden sollten, entsteht ein vieldimensionales Optimierungsproblem der Leistungsregelung. Wie bereits in Kapitel 8.2 beschrieben, liegt der Schwerpunkt der von Rullof et al. [53, 58] entwickelten Regelungsstrategie in der Erarbeitung einer Möglichkeit, die Drehzahl des Verdichters von der Leistungsregelung zu entkoppeln, indem ein Konzept zur Ermittlung eines Soll-Saugdruckes geschaffen wird, der mittels Verdichterfrequenz geregelt wird. Die Leistungsregelung der Wärmepumpe kann somit zukünftig unter der Voraussetzung ausreichender Wärmespeicherkapazität auf Basis von Wärmebedarf, energiewirtschaftlichen Rahmenbedingungen und meteorologischen Informationen mittels einer An/Aus-Regelung geschehen. Die Entkoppelung von Leistungsregelung und Drehzahlregelung führt zu einer vermutlich geringen Abweichung vom optimalen Betriebsregime, sie erlaubt jedoch die transparente Einbindung des neuartigen Wärmepumpenkonzeptes in rein energiewirtschaftliche Modelle und hat das Potenzial, sich aufgrund der Einfachheit auch in der Praxis durchzusetzen (siehe Rullof et al. [53, 58]).

Die thermische Leistung des PVT-Moduls wird auf Grundlage von realen Wetterdaten bestimmt. Die entwickelte Regelungsstrategie basiert auf der Anpassung der Verdampfungstemperatur durch einen leistungsgeregelten Verdichter. Es wird in zwei Betriebsmodi in Abhängigkeit von dem Solarstrahlungsangebot sowie der Umgebungstemperatur unterschieden. Im Heizbetrieb wird die Deckung des Heizbedarfs in der Heizperiode angestrebt, was mit niedrigen Leistungszahlen einhergeht. In Zeiten hoher Umgebungstemperaturen und hoher Einstrahlungswerte wird die Wärmepumpe im Effizienzbetrieb geführt,

wodurch eine maximale Leistungszahl in Abhängigkeit der Gaskühleraustrittstemperatur und des optimalen Hochdrucks erreicht werden kann. Außerhalb der Heizperiode wird bei sehr geringer Einstrahlung eine Sonderregelung eingeführt, die den Betrieb der Wärmepumpe sicherstellt und zu höheren Leistungszahlen als der Betriebsmodus Heizbetrieb führt.

Da die Regelungsstrategie unter Betrachtung eines konkreten realen Hubkolbenverdichters entwickelt wurde (Dorin CD 180 H), ist die Aussagekraft der Ergebnisse auf diesen beschränkt. Die Ober- und Untergrenzen der Verdampfungstemperatur können bei Verwendung eines anderen Kältemittel-Verdichters abweichen. In diesem Falle wäre eine Überprüfung und Anpassung der Regelungsstrategie notwendig. Auch kann nicht davon ausgegangen werden, dass ein Kältemittel-Verdichter stufenlos zwischen 1% und 100% regelbar ist. Die untere Grenze ist in der Regel gegeben durch den minimalen Kältemitteldurchsatz, der wegen der Kühlung des Verdichters gewährleistet sein muss.

Da nur der innere Kreisprozess des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems dargestellt wird und die Wärmeübertragung an ein Heizungssystem sowie die Speicherung in einem thermischen Speicher mit einer beschränkten Speicherkapazität nicht berücksichtig werden, wird die PVT-Modulfläche mit einem Quadratmeter angenommen. Dadurch sind alle Simulationsergebnisse je installiertem Quadratmeter an PVT-Modulfläche zu verstehen. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Interpretation der Simulationsergebnisse hinsichtlich einer Skalierbarkeit für ein auszulegendes System. Durch die vereinfachte Betrachtungsweise des thermodynamischen Kreisprozesses der Wärmepumpe auf die inneren Einflüsse auf das Kältemittel, wird die Heizleistung vereinfacht aus dem Kältemittelmassenstrom und der Enthalpiedifferenz zwischen Gaskühlereintritt und -austritt bestimmt (siehe Grundlagenkapitel (2.3.1). Diese Betrachtung setzt einen idealen Wärmeübertrager und einen unendlich großen Heizbedarf voraus, was nicht der Realität entspricht. Die reale Heizleistung wäre deutlich geringer, weshalb auch die eingeführte Leistungszahl nicht der tatsächlichen entspricht und nur als Maß zur Bewertung des Systemverhaltens verstanden werden kann. Die Betrachtung eines thermischen Speichers und die Einführung eines thermischen Verbrauchsprofils wären daher eine sinnvolle Ergänzung dieser Arbeit.

Eine sehr kalte, windstille und klare Winternacht ist für das PVT-basierte CO_2-Wärmepumpensystem der ungünstigste Anwendungsfall. In diesen Zeiten wird allgemein eine hohe Heizleistung benötigt. Um diese durch die CO_2-Wärmepumpe bereitstellen zu können, muss die Verdampfungstemperatur sehr stark abgesenkt werden, was wiederum zu niedrigen Leistungszahlen führt. Bei der Simulation einer sehr kalten Winternacht mit Umgebungstemperaturen von bis zu -10 °C und geringen Windgeschwindigkeit von maximal 3 m/s wird deutlich, dass hohe Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur von 10-15 K nötig sind, um eine thermische Verdampferleistung von 120 W je Quadratmeter installierter Modulfläche für die Wärmepumpe bereitstellen zu können (siehe Abbildung 8.5). Vor Sonnenaufgang respektive nach Sonnenuntergang resultiert die thermische Leistung des PVT-Moduls vollständig aus dem Wärmeübergang mit der Umgebung. Die geringe Verdampfungstemperatur und die relativ hohe konstante Gaskühleraustrittstemperatur von $t_{GA} = 35°C$ führen zu einer geringen Leistungszahl, die durchschnittlich $COP = 2{,}0$ beträgt. Ein genereller Betrieb der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe ist jedoch trotz geringer Leistungszahl auch unter diesen sehr ungünstigen Klima- beziehungsweise Betriebsbedingungen möglich. Diesen Betriebsfall gilt es bei einer zukünftigen Systemauslegung zu berücksichtigen. Jedoch besteht hierbei die

Möglichkeit, die PVT-basierte CO_2-Wärmepumpe mit einem großen thermischen Speicher zu kombinieren, der diese sehr schlechten klimatischen Bedingungen überbrücken kann. Diesem müsste dann an milden, möglichst sonnigen und windreichen Tagen thermische Energie zugeführt werden, um eine ungünstige klimatische Periode überbrücken zu können.

An warmen, sonnigen und windreichen Tagen können höhere Verdampfungstemperaturen erzielt werden, was hohe Leistungszahlen der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe erwarten lässt. Unter Berücksichtigung von höheren Umgebungstemperaturen und Globalstrahlungswerten können deutlich höhere thermische Verdampferleistungen von über 700 W je Quadratmeter installierter Modulfläche durch das PVT-Modul bereitgestellt werden. Die unveränderlich hohe Verdampfungstemperatur führt zu einem konstanten Verlauf der Leistungszahl, die bei der gewählten konstanten Gaskühleraustrittstemperatur von $t_{GA} = 35°C$ und dem optimalen Hochdruck von $p_{d,Opt} = 87{,}5$ bar ein Maximum von $COP = 4{,}6$ hat (siehe Abbildung 8.7).

Die CO_2-Gaskühleraustrittstemperatur ist grundsätzlich von der Rücklauftemperatur des Heizungssystems beziehungsweise des Brauchwarmwassers abhängig. Je tiefer die Gaskühleraustrittstemperatur, desto mehr Wärme kann vom Kältemittelmassenstrom über den Gaskühler an den Wasserkreislauf des Heizungssystems beziehungsweise an den thermischen Speicher übertragen werden. Bei gleicher Verdichterleistung führt dies nach Kosowski et al. [74] zu einer maßgeblichen Verbesserung der Leistungszahl. In der Praxis ist es durchaus möglich, dass niedrigere Rücklauftemperaturen als 35 °C zu erwarten sind. Dadurch würden sich im realen Betrieb des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems die Leistungszahlen und somit auch die Jahresarbeitszahl deutlich steigern lassen. Aus diesem Grund sollte zukünftig das Simulationsmodell des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems um eine variable Gaskühleraustrittstemperatur in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur des Heizungssystems beziehungsweise des Brauchwarmwassers erweitert werden.

Auch das Modell des PVT-Moduls unterliegt einer Vielzahl von Vereinfachungen. Zur Bestimmung der thermischen Leistung des PVT-Moduls werden der vom Modul aufgenommene Wärmestrom durch die Solarstrahlung, der Wärmeübergang zwischen dem PVT-Modul und der Umgebung durch freie und erzwungene Konvektion und der Wärmeübergang durch den Strahlungsaustausch mit dem Himmel, Boden und Dach berücksichtigt. Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten der erzwungenen Konvektion wird der in der Literatur weit verbreitete Ansatz nach Gnielinski [59][59] verwendet. Die Auswahl dieses Ansatzes nach Gnielinski muss jedoch rückblickend als kritisch betrachtet werden, da die Ergebnisse für die erzwungene Konvektion bei turbulenter Strömung mit laminarem Anlauf von Gnielinski [59][59] geringere konvektive Wärmeströme ergeben als bislang bei Feldversuchen ermittelt wurden. Abbildung 7.22 in Kapitel 7.3.3 zeigt in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit die jeweiligen ermittelten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten durch die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen am PVT-direkt Modul (siehe Kapitel 7.3.1) und der CFD-Simulation (siehe Kapitel 7.3.2) im Vergleich zu den literarischen Ansätzen nach Gnielinski [59][59], Palyvos [60][60] und Test et al. [61][61] (siehe Grundlagenkapitel 2.2.3 und Literaturrecherche in Kapitel 5). Durch diese Gegenüberstellung wird bestätigt, dass sich durch die Anwendung des Ansatzes von Gnielinski im numerischen Modell dieser Arbeit zu geringe konvektive Wärmeströme und somit zu geringe thermische Leistungen des PVT-Moduls ergeben. Aus diesem Grund sollte zukünftig das numerische Modell zur Simulation des konvektiven

Wärmeübergangs zwischen PVT-Modul und Umgebung dahingehend optimiert werden, dass die Erkenntnisse dieser Arbeit miteinfließen. Unter gleichbleibenden Randbedingungen kann davon ausgegangen werden, dass sich durch die Integration der experimentell ermittelten Wärmübergangskoeffizienten in das bestehende numerische Modell – im Vergleich zu den in Kapitel 8.3.2 präsentierten Erbnissen mit dem Ansatz nach Gnielinski – deutlich höhere konvektive Wärmeströme zwischen PVT-Modul und Umgebung ergeben. Folglich kann der zu verdampfende Kältemittel-Massenstrom angehoben werden. Dadurch können höhere thermische Leistungen des PVT-Moduls und somit auch höhere thermische Leistungen der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe erzielt werden. Alternativ kann auch die Verdampfungstemperatur angehoben werden. Dies führt zu höheren Leistungszahlen der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe.

In einer weiteren Revision wäre es sinnvoll die realen Absorptions- und Transmissionsverluste des PVT-Moduls zu bestimmen, um eine detailliertere Aussage über die absorbierte Solarstrahlung treffen zu können. Des Weiteren könnte ein genaueres Modell zur Bestimmung der Modultemperatur den Wärmeübergang zwischen Umgebung und Modul exakter quantifizieren. Dies würde die Betrachtung von An- und Abfahrprozessen der Wärmepumpe sowie das Stillstandverhalten des PVT-Moduls ermöglichen. Des Weiteren sollte in zukünftigen Simulationen der Einfluss der PVT-Modulkühlung auf den PV-seitigen elektrischen Mehrertrag des PVT-Systems untersucht werden. Da die Modultemperatur in der kalten Jahreszeit vermehrt unterhalb von 0 °C liegt, ist zudem mit einer Vereisung der Verdampferfläche zu rechnen. Es sollten daher Verfahren eruiert werden, um dieser Problematik zu begegnen. Die Vereisung des Verdampfers, der bei gängigen Luft-Wärmepumpen durch elektrisches Abtauen begegnet wird, spielt beim PVT-direkt Modul nur eine untergeordnete Rolle. Die Frostbildung auf dem Modul ist hier aufgrund der großen Wärmeübertragungsflächen unkritisch. Eine sich in der Nacht aufbauende Eisschicht schmilzt dank der großen, der Sonne zugewendeten Fläche im Tageslauf bei zeitweise abgeschalteter Wärmepumpe wieder ab. Somit ist aktives Abtauen seltener notwendig und kann durch Rückwärtsbestromung der Solarzellen erfolgen. Die generelle Problematik der Verdampfer-Vereisung wird unter anderem in den Veröffentlichungen von Huang et al. [157] und Kosowski [158] untersucht.

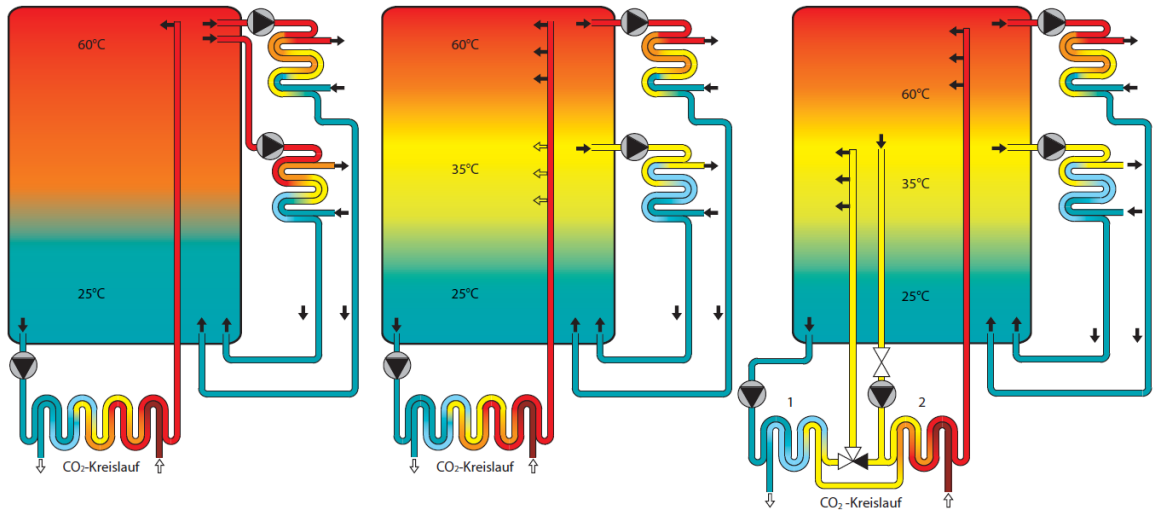
Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die aufgezeigte Regelungsstrategie erst im realen Betriebsverhalten des Systems verifiziert werden kann. Bis dahin kann das numerische Modell durch Fortführung der theoretischen Arbeiten anhand der gemachten Vorschläge verbessert und erweitert werden, sodass in Zukunft eine Systemauslegung anhand der Simulationsergebnisse möglich ist. Die Simulationsergebnisse geben Aufschluss über das Systemverhalten der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe unter Einfluss von Wetter und Jahreszeiten. Darüber hinaus kann das Simulationstool genutzt werden, um verschiedene Kältemittel-Verdichter auf ihre Tauglichkeit zu prüfen und zu vergleichen und die Witterungseinflüsse verschiedener Jahre und Orte auf das Systemverhalten zu untersuchen. Das numerische Modell weist aufgrund von getroffenen Annahmen und Vereinfachungen noch Verbesserungspotenziale auf. Die Praxistauglichkeit der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe muss in der Folge erprobt werden, um sowohl hinsichtlich des Betriebsverhaltens als auch hinsichtlich der Kostensituation belastbare Ergebnisse zu erzielen. Gleichwohl bieten die Ergebnisse der beschriebenen Regelungsstrategie fundamentale Erkenntnisse für weitere fortführende Untersuchungen.

8.4.2 Ausblick zur Wärmeauskopplung des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems

Eine entscheidende Voraussetzung zur Erzielung einer hohen Leistungszahl der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe ist aufgrund des flacheren Anstiegs der Isobaren im CO_2-T-h-Diagramm eine möglichst tiefe Rücklauftemperatur des Heizungssystems für den Wassereintritt in den Gaskühler (siehe Grundlagenkapitel 2.3.3). Dies wird durch die Ergebnisse der Untersuchungen zur Leistungszahl und zum optimalen Hochdruck in Abhängigkeit der Gaskühleraustrittstemperatur im Zuge des Abschlussberichts des Forschungsprojekts PVT-direkt deutlich (siehe Rullof [58] S.55 – Abbildung 30). Es zeigt sich dabei eine Steigerung der Leistungszahl bei Verringerung der kältemittelseitigen Gaskühleraustrittstemperatur respektive der Rücklauftemperatur des Heizungssystems. Diese erforderliche niedrige Rücklauftemperatur kann mit einem Schichtenladespeicher bewerkstelligt werden, der als Wärmesenke an die Wärmepumpe angekoppelt wird. Konventionelle Wärmepumpen haben einen hohen sekundärseitigen Kondensator-Volumenstrom mit vergleichsweise geringer Temperatur-Spreizung, welches die Temperatur-Schichtung des Schichtenspeichers zerstören würde. Hingegen können CO_2-Wärmepumpen mit einem relativ geringen sekundärseitigen Volumenstrom und einer entsprechend großen Temperatur-Spreizung betrieben werden, sodass bei einer entsprechenden Einschichtungsvorrichtung die Schichtung erhalten bleibt [74]. Unterschiedliche Modell-Ansätze zur Simulation von Vielschichtspeichern werden unter anderem präsentiert in den Veröffentlichungen von Cao et al. [159], Dragsted et al. [160], Drück [161], Fan et al. [162], Haller et al. [163], Kosowski et al. [164], Njoku et al. [165], Paradis et al. [45], Rahman et al. [166], Stene [167] und Wang et al. [168].

Die Erarbeitung eines mathematischen Modells einer CO_2-Wärmepumpe in Kombination mit einem Vielschichtspeicher, welches die auftretenden thermohydraulischen Effekte innerhalb des Speichers und die Wärmeauskopplung der CO_2-Wärmepumpe beschreibt, ist sehr komplex. Aus diesem Grund wird in diesem Kapitel nur ein kurzer Ausblick zur Wärmeauskopplung eines CO_2-Wärmepumpensystems gegeben. Kosowski et al. [74] untersuchen in einem Forschungsprojekt ein Wärmeversorgungssystem mit einer CO_2-Wärmepumpe für ein Niedrigstenergie-Wohngebäude. Dabei erarbeiten sie unterschiedliche Konzepte der Wärmeauskopplung in Kombination mit einer Fußbodenheizung, welche auszugsweise in dieser Arbeit zitiert werden.

Bei der Kombination mit einer Fußbodenheizung ist ein Wassertemperaturniveau von 60 °C lediglich zur Bedarfsdeckung des Trinkwarmwassers erforderlich. Für die Bedarfsdeckung des Heizwassers reichen hingegen Vorlauftemperaturen von 35 °C vollkommen aus. Die von Kosowski et al. ersten drei erarbeiteten Schaltungskonzepte (siehe Abbildung 8.10 a) – c)) sind allesamt indirekte Wärmeauskopplungs-Konzepte in einen thermischen Schichtenladespeicher. Sie unterscheiden sich lediglich in Bezug auf die Wärmeübertragung zwischen Gaskühler und Schichtenladespeicher.



a) b) c)

Abbildung 8.10: Konzepte der indirekten Wärmeauskopplung einer CO_2-Wärmepumpe sowohl für das Heizungssystem als auch für die Trinkwassererwärmung, Kosowski et al. [74]

Bei Konzept 1 der indirekten Wärmeauskopplung einer CO_2-Wärmepumpe sowohl für das Heizungssystem als auch für die Trinkwassererwärmung in Abbildung 8.10a) bezieht der Beladekreislauf Wasser mit einer Temperatur von 25 °C aus dem unteren Speicherbereich. Die Wärmepumpe stellt hierbei die gesamte benötigte Nutzwärme zur Deckung des Warm- und Heizungswasserbedarfs auf einem Temperaturniveau von 60 °C bereit. Zur Erreichung zweier Temperaturniveaus (25 °C/60 °C) wird in den Schichtenladespeicher ein Beladerohr zur Einspeisung des Wassers integriert [74].

Bei Konzept 2 in Abbildung 8.10b) kann zwischen zeitlich getrennten Betriebsmodi zur Deckung des Warmwasserbedarfs mit einem Temperaturniveau von 60 °C und des Heizwärmebedarfs mit einem Temperaturniveau von 35 °C geregelt werden. Im Schichtenladespeicher stellen sich idealerweise drei verschiedene Temperaturniveaus ein (25 °C/35 °C/60 °C). Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Dichte des Wassers geschieht die Beladung selbstregulierend. Je nach Betriebsmodus wird das erwärmte Wasser entweder im oberen oder mittleren Drittel horizontal eingeschichtet [74].

Bei Konzept 3 in Abbildung 8.10c) kann gleichzeitig 60 °C warmes Speicherwasser zur Deckung des Warmwasserbedarfs sowie 35 °C warmes Wasser zur Deckung des Heizwasserbedarfs bereitgestellt werden. Dafür wird der Gaskühler der Wärmepumpe wasserseitig geteilt ausgeführt. Durch eine Kopplung der beiden Gaskühlerabschnitte in einen Ein-Gaskühler-Betrieb kann die Wasseraustrittstemperatur entweder 35 °C oder 60 °C betragen. Dies kann vor allem dann hilfreich sein, wenn der einseitige Bedarf an Warmwasser- beziehungsweise Heizungsenergie gedeckt ist. Für dieses Konzept werden zwei Speisewasserpumpen und zwei Beladerohre benötigt [74].

Des Weiteren werden in der Arbeit von Kosowski et al. [74] zwei Konzepte der direkten Wärmeauskopplung für das Heizsystem mit unterschiedlichen Schaltungsvarianten des Gaskühlers in Kombination mit einer Fußbodenheizung betrachtet. Zur Abdeckung von Lastspitzen erfolgt die Bereitstellung von Trinkwarmwasser weiterhin indirekt über einen Warmwasserpufferspeicher. Laut Kosowski et al. kann zur Effizienzsteigerung der Wärmepumpe der Gaskühler des CO_2-Kreislaufs wasserseitig seriell zwei- beziehungsweise dreitei-

lig unterteilt werden (siehe Abbildung 8.11 a) und b)). Voraussetzung hierfür ist ein Betrieb der Fußbodenheizung bei niedrigen Temperaturen.

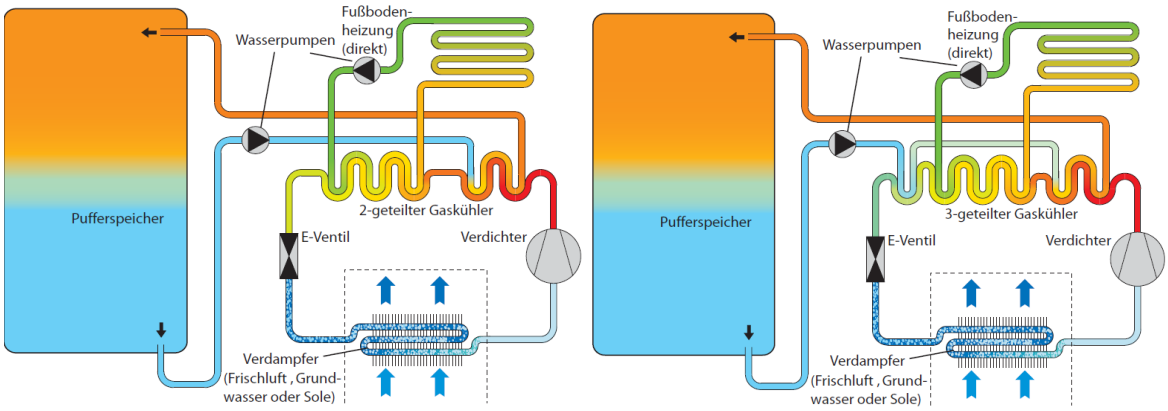


Abbildung 8.11: Konzepte der direkten Wärmeauskopplung einer CO_2-Wärmepumpe für das Heizsystem über eine Fußbodenheizung mit a) indirekter Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher für die Trinkwarmwassererwärmung und b) indirekte Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher mit Vorerwärmung zur Absenkung der CO_2-Austrittstemperatur, Kosowski et al. [74]

Abbildung 8.11a) zeigt schematisch das Konzept der seriellen Teilung des Gaskühlers in zwei Teilbereiche. In diesem Konzept wird die Gaskühlerwärmeübertragungsfläche bezüglich der Fußbodenheizung und des Trinkwarmwassers in einem Verhältnis von 3:2 geteilt. Das für die Bereitstellung von Trinkwarmwasser benötigte Wasser wird mit einem niedrigen Temperaturniveau und einem geringen Volumenstrom aus der untersten Schicht des Pufferspeichers entnommen. Im kältemittelseitig ersten Abschnitt des Gaskühlers wird dann das Wasser zur Bereitstellung von Trinkwarmwasser auf ein hohes Temperaturniveau von etwa 60 °C erwärmt und in die oberste Schicht des Pufferspeichers zurückgeführt. Aufgrund der relativ hohen kältemittelseitigen Gaskühlereintrittstemperaturen und des geringen wasserseitigen Volumenstroms können hierbei trotz der geringeren Wärmeübertragungsfläche hohe wasserseitige Temperaturen für die Trinkwarmwasserbereitstellung erzielt werden. Bei der Fußbodenheizung stellt sich durch die anteilig größere Wärmeübertragungsfläche des Gaskühlers und einen erheblich größeren Wasservolumenstrom ein wesentlich geringerer Temperaturhub von lediglich etwa 28-35 °C ein. Diese niederwertige Wärme kann durch den zweiten Abschnitt des Gaskühlers an das Heizungssystem übertragen werden.

Ein weiteres Potenzial der Effizienzsteigerung der Wärmepumpe besteht durch eine weitere Absenkung der CO_2-Gaskühleraustrittstemperatur. Dies kann mit Hilfe eines wasserseitig dreigeteilten Gaskühlers erzielt werden (siehe Abbildung 8.11b)) [74]. Im Vergleich zum vorherigen Konzept wird das Kältemittel hierbei nach Austritt aus dem Niedertemperaturabschnitt des Gaskühlers für die Fußbodenheizung noch weiter mit Hilfe des kalten Wassers aus dem unteren Teil des Pufferspeichers abgekühlt. Das Potenzial der Effizienzsteigerung ist umso größer, je größer die Differenz zwischen der Rücklauftemperatur der Fußbodenheizung und der Temperatur im unteren Speicherdrittel ist.

In Abbildung 8.12a) ist exemplarisch der Temperaturverlauf des wasserseitig in der Länge geteilten Gaskühlers (Simulation, Hochdruck 80 bar, Teilung 3:2) dargestellt [74]. Durch

die unterschiedlichen Steigungen der Wassergeraden passt sich der Temperaturverlauf des Wassers im T-h-Diagramm an die Temperaturkurve des Kohlendioxids an. Begrenzt wird die CO_2-Temperatur allerdings am Gaskühleraustritt durch die Rücklauftemperatur der Fußbodenheizung, die für eine bessere Effizienz des CO_2-Kreislaufs niedrig zu halten ist.

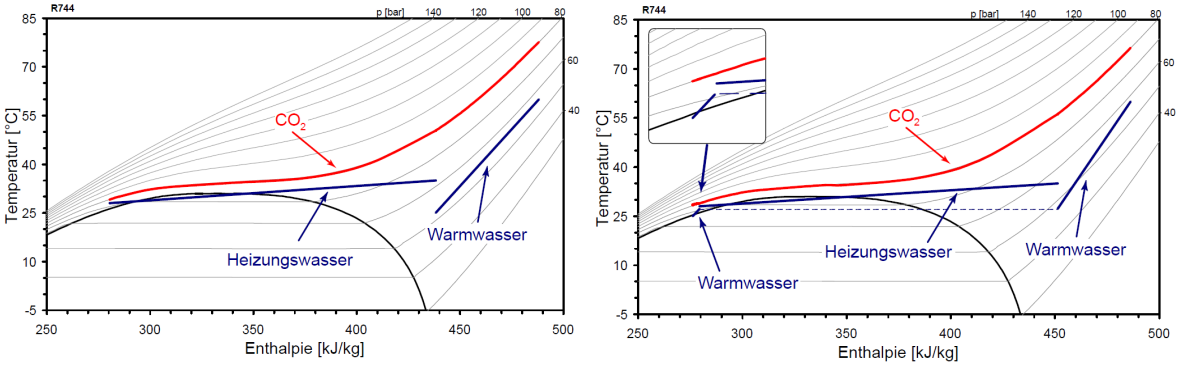


Abbildung 8.12: Temperaturverläufe im Gaskühler im T-h-Diagramm für die beiden Konzepte aus Abbildung 8.11 a) Teilung 3:2 und b) Teilung 5:8:2 (Simulation, Hochdruck 80 bar). Spezifische Enthalpie des Wassers ist zum Einzeichnen in das CO_2-T-h-Diagramm linear skaliert, Kosowski et al. [74]

In Abbildung 8.12b) ist exemplarisch der Temperaturverlauf des wasserseitig in der Länge geteilten Gaskühlers (Simulation, Hochdruck 80 bar, Teilung 5:8:2) zur weiteren Effizienzsteigerung der Wärmepumpe dargestellt [74]. Wie bereits erläutert, wird das Kältemittel nach Austritt aus dem Niedertemperaturabschnitt des Gaskühlers für die Fußbodenheizung noch weiter mit Hilfe des kalten Wassers aus dem unteren Teil des Pufferspeichers abgekühlt. In Abbildung 8.12b) wird der kältemittelseitige Gaskühlereintritt und der wasserseitige Gaskühleraustritt als erster Abschnitt bezeichnet, der mittlere Abschnitt für das Heizungswasser wird als zweiter Gaskühlerabschnitt und der kältemittelseitige Gaskühleraustritt und der wasserseitige Gaskühlereintritt als dritter Abschnitt bezeichnet. Das Wasser aus dem Schichtenladespeicher durchströmt den dritten und ersten Abschnitt des Gaskühlers. Bei einer Erwärmung von 25 °C auf 60 °C erfährt das Wasser bereits eine Temperaturänderung im dritten Abschnitt um wenige Grad, anschließend durchströmt es den ersten Abschnitt, in dem es schließlich vollständig auf 60 °C aufgeheizt wird. Der Wassermassenstrom sowie der Wärmekapazitätsstrom sind in beiden Abschnitten identisch, wodurch die beiden Temperaturverläufe die gleiche Steigung haben. Die Wärmekapazität des CO_2 ändert sich bei dieser quasiisobaren Zustandsänderung allerdings deutlich und erreicht beim Wendepunkt des S-förmigen Kurvenverlaufs das Maximum. Im dritten Abschnitt ist der Wärmekapazitätsstrom des Wassers aus dem Speicher deutlich kleiner als der des Kältemittels. Das Wasser ist somit einer stärkeren Temperaturänderung unterworfen als das CO_2. Die Temperatur des Kältemittels am Austritt des Gaskühlers kann somit, und auch aufgrund der endlichen Übertragungsfläche des dritten wasserseitigen Gaskühlerabschnitts, nicht bis auf die wasserseitige Gaskühlereintrittstemperatur abgekühlt werden (siehe kleines Bild in Abbildung 8.12b)) [74].

Dass im unteren Bereich des Speichers eine niedrigere Temperatur als im Rücklauf der Fußbodenheizung überhaupt gewährleistet werden kann, erfordert eine gezielte Abstimmung des Gaskühlers zur Trinkwarmwassererwärmung, dies sowohl bei direkter als auch bei indirekter Wärmeauskopplung. Hinsichtlich der komplexen Verschaltung des Systems

mit drei wasserseitigen Gaskühlerabschnitten und dessen Regelbarkeit stellt sich die Frage, ob der Aufwand den relativ geringen Nutzen rechtfertigt. Bei gleichem angenommenen Material für den Gaskühler bedeutet ein zusätzlicher dritter Abschnitt eine Reduzierung der Übertragungsfläche für die anderen beiden Abschnitte. Der gewünschte Zuwachs an Enthalpiedifferenz ist aufgrund der obengenannten thermodynamischen Effekte laut Kosowski et al. nur mäßig [74].

Zusammenfassend stellen Kosowski et al. fest, dass die Leistungszahl der CO_2-Wärmepumpe im Gegensatz zu Wärmepumpen mit konventionellen Arbeitsmitteln bei einem hohen Temperaturniveau von 60 °C zwar deutlich höher ist, grundsätzlich lässt sich die Leistungszahl einer Wärmepumpe bei Absenkung dieses Temperaturniveaus vergleichsweise noch weiter steigern. Zur Bereitstellung einer Temperatur von 35 °C kann der Hochdruck des Wärmepumpenprozesses deutlich abgesenkt werden, wodurch sich bei gleichen Verdampfungsbedingungen deutlich höhere Leistungszahlen ergeben. Die Jahresarbeitszahl stellt letztlich die Energieeffizienz einer Wärmepumpe dar und bildet sowohl aus energetischer, ökologischer und über die Betriebskosten auch aus wirtschaftlicher Sicht das Hauptkriterium beim Vergleich verschiedener Wärmepumpenkonzepte. Kosowski et al. stellen fest, dass CO_2-Wärmepumpen energetisch und ökologisch eine echte Alternative zu konventionellen Feuerungsheizungen und zu Wärmepumpen mit konventionellen Arbeitsmitteln darstellen.

Aufgrund der solaren Einstrahlung auf das PVT-direkt Modul und der damit verbundenen Möglichkeit von höheren Verdampfungstemperaturen können bei der in dieser Arbeit entwickelten PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe höhere Leistungszahlen und eine höhere Jahresarbeitszahl sowohl im Vergleich zu der von Kosowski et al. entwickelten CO_2-Wärmepumpe als auch im Vergleich zu einer Luft-Wärmepumpe mit konventionellen Kältemitteln erwartet werden. Die energetische Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems kann somit als positiv bewertet werden.

9 Fazit und Ausblick

Die Kombination aus thermischem Absorber, basierend auf freier Konvektion und Strahlung, und Photovoltaik (PV) in einem Modul (PVT-Modul) kann aufgrund der Reduzierung des Heizwärmebedarfs von Gebäuden und des verstärkten Betriebs von Wärmepumpen während der Niedrigstrompreiszeiten am Tage und dem damit verbundenen höheren Strahlungsanteil der Umweltwärme zukünftig eine Alternative zu zwangskonvektionsbasierten Luft-Wärmepumpen sein. Die Nutzung der Solarenergie als Wärmequelle der Wärmepumpe lässt durch eine Erzielung höherer Verdampfungstemperaturen höhere Leistungszahlen als bei konventionellen zwangskonvektionsbasierten Luft-Wärmepumpen erwarten.

Zahlreiche Veröffentlichungen beschreiben das Marktpotenzial von Solar-Hybridmodulen mit Kältemittel-Direktverdampfung. Mehrere theoretische Studien beschreiben konstruktive Ansätze und zugehörige Berechnungen. Jedoch gibt es bis zum heutigen Zeitpunkt noch keine praktische Umsetzung eines PVT-Hybridmoduls in Kombination mit einer modulintegrierten direkten Verdampfung des natürlichen Kältemittels CO_2 in Mikrokanälen. Bisher wurden somit keine experimentellen Untersuchungen zum Thema CO_2-PVT-Wärmepumpensysteme mit Direktverdampfung durch andere Forschungseinrichtungen und Institutionen durchgeführt. Somit steht der Beweis sowohl der konstruktiven und funktionalen Umsetzbarkeit eines CO_2-basierten PVT-Moduls, als auch der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpengesamtsystems noch aus.

Im Rahmen dieser Arbeit wird weltweit erstmals ein Prototyp eines PVT-basierten Wärmepumpensystems auf der Basis von CO_2-Direktverdampfung in Mikrokanälen realisiert und sowohl hinsichtlich der konstruktiven und funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-Moduls, als auch hinsichtlich der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems analysiert.

Konstruktive Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls
Im Zuge der Entwicklung und Herstellung des PVT-direkt Moduls zur Analyse der konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls – (siehe Kapitel 4) wird deutlich, dass im Bereich der CO_2-Mikrokanalverdampfer bezüglich prozessbedingter Auslegungspunkte eines Mikrokanalverdampfers hinsichtlich druckverlustbedingtem Temperaturabfall, Ölrückführung und Kältemittelverteilung (siehe Kapitel 3 Literarische Exzerption zur Auslegung des PVT-basierten CO_2-Mikrokanalverdampfers) noch Forschungs- und Entwicklungsbedarf besteht. Die Ermittlung eines konkreten druckverlustbedingten Temperaturabfalls zur Gewährleistung der Rückführung des Kältemaschinenöls aus dem PVT-Verdampfer stellte sich als schwierig heraus. Anhand veröffentlichter Literaturdaten vergleichbarer Verdampfer-Prototypen lässt sich schließlich ein zweckmäßiger Wert von zwei Kelvin ausmachen. Diese Annahme stellt einen Kompromiss zwischen einer betriebssicheren Betriebsweise und einer Effizienzsteigerung der Anlage in Form eines optimierten Druckabfalls dar. Grundsätzlich ist die Ölrückführung ohnehin durch betriebstechnische Maßnahmen anderweitig zu garantieren, wie recherchierte Beispiele zeigen.

Die Kältemittelverteilung im Mikrokanalverdampfer beschreibt eine große Herausforderung bei der weiteren Entwicklung des PVT-Moduls. Die schwerkraftbedingte Strömungsrichtung in Mikrokanalverdampfern bei horizontal angeordneten Headersegmenten spielt hierbei jedoch eine zu vernachlässigende Rolle in Hinblick auf die Kältemittelverteilung,

die in beiden Fällen ein ungünstiges Verhalten aufweist. Auch im Zuge dieser Arbeit konnte dies bestätigt werden. Da die Stromrichtung keinen signifikanten Einfluss auf die Verteilungsproblematik hat, ist auch die Anschlussbelegung beim Hybridmodul diesbezüglich nicht von Relevanz. Hinsichtlich eines sicherzustellenden Ölflusses bietet sich jedoch eine abwärts gerichtete Durchströmung durch das Modul an.

Bei der vollmaßstäblichen hartlöttechnischen Herstellung eines Hybridmodul-Verdampfers auf Basis von Mikrokanälen kann von einer hervorragenden fügetechnischen Verbindung gesprochen werden. Eine mit den untersuchten Werkstofflegierungen umzusetzende Headeranlötung stellt technisch keine Herausforderung dar. Insgesamt kann festgehalten werden, dass im Zuge dieser Arbeit keine Faktoren identifiziert werden können, welche eine Serienproduktion des PVT-direkt Verdampfers einschränken.

Im Zuge dieser Arbeit wird erfolgreich ein elektrisches Design des PVT-direkt Moduls entwickelt. Dieses berücksichtigt bei der Verschaltung und Anordnung der Solarzellen und der Anschlussdose den rückseitigen Mikrokanalverdampfer. Sowohl bei allen Abständen der aktiven Teile zu den Modulrändern als auch in allen Bereichen des Ausschnitts der Aluminiumplatte und in allen Bereichen im Inneren der Anschlussdose werden die von der Norm DIN EN 61730-1 geforderten Mindestwerte für Luft- und Kriechstrecken erfüllt. Ein durchgeführter DTI-Test zeigt, dass die für das PVT-Modul verwendete Isolationsfolie der genannten normativen Anforderung entspricht.

Die Ergebnisse der simulativen und experimentellen Untersuchungen zur parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls werden als eine Funktion in Abhängigkeit der PV-Systemfläche, der PV-Systemleistung und der Grenzkapazitäten von drei verschiedenen transformatorlosen Wechselrichtern präsentiert. Hierbei wird deutlich, dass eine Systemauslegung eines elektrischen PVT-direkt Systemleistungsbereichs von 4-6 kW mit den berücksichtigten Wechselrichtertypen Sunny Tripower (SMA), Sunny Boy TL (SMA) und IG TL (Fronius) realisiert werden kann. Die Steigerung der photovoltaischen Effizienz aufgrund von niedrigeren PVT-Modultemperaturen, die durch die Modulkühlung durch den Aluminium-Wärmeübertrager verursacht wird, wirkt sich positiv auf die elektrische Systemleistung bei konstanter Systemfläche aus.

Die Langzeitstabilität des PVT-direkt Moduls beziehungsweise des Materialverbunds wird durch verschiedene Bewitterungs- und Korrosionstests untersucht. Die Ergebnisse der Damp-Heat-Tests und der Humidity-Freeze-Tests sind durchweg positiv. Des Weiteren werden Haftungs- und Peel-Tests mit Peel-Winkeln von 90° und 180° für die Kombination Isolationsfolie, Klebefolie und Aluminiumplatte durchgeführt. Bei chemisch entfetteten Aluminiumplatten werden hierbei sehr gute Haftungswerte erzielt. Eine SWAAT- Korrosionsprüfung liefert Erkenntnisse über die korrosive Beständigkeit der kombinierten Muster der Hartlötverbindungen des Aluminium-Verdampfers bestehend aus Aluminiumplatte, MPE und Header. Die Kernwerkstofflegierung HA 3903-R, welche die Blechbasis aller SWAAT-Proben bildet, erfährt keinen Materialabtrag. Die Ergebnisse bestätigen die korrosive Beständigkeit der korrosionsoptimierten Legierung HA 3903-R beim Fügen mit konventionellen MPE-Legierungen und somit auch die Langzeitstabilität bezüglich der korrosiven Beständigkeit des PVT-Moduls.

Zur Herstellung des PVT-direkt Moduls wird ein speziell für das PVT-direkt Modul angepasster Laminationsprozess entwickelt. Bei der Prototyp-Herstellung des PVT-direkt Moduls in Standardmaß (längste Kante 1.634 mm) mit Glasfront zeigt sich nach der Lamina-

tion eine signifikante Verwerfung. Um die Verwerfung des PVT-direkt Moduls aufgrund unterschiedlicher thermischer Ausdehnungskoeffizienten der Materialkomponenten Glas und Aluminiumplatte eliminieren zu können, wird bei der Herstellung des finalen Prototyps anstatt Glas ein HelioX PV® transluX EC Frontsheet verwendet. Das Problem bezüglich des thermischen Ausdehnungskoeffizienten im Vergleich zu Glas ist bei diesem Frontsheet vernachlässigbar klein, sodass nach der Lamination des PVT-direkt Moduls mit diesem Frontsheet keine Verwerfung erkennbar ist. Die Vernetzung von EVA und Klebeschicht erreicht gemäß DSC-Methode zufriedenstellende Ergebnisse. Die Lamination der Aluminiumplatte mit der Klebeschicht erreicht eine gute mechanische Stabilität. Durch Elektrolumineszenz-Aufnahmen wird bestätigt, dass die Solarzellen durch den Laminationsprozess nicht beschädigt werden. Der Test bestätigt somit, dass das Design des PVT-direkt Moduls während des Laminationsprozesses nicht zu Defekten oder Rissen in den Solarzellen führt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine konstruktive Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls mit rückseitigem Aluminium-Mikrokanalverdampfer nachgewiesen werden kann. Es können keine Faktoren identifiziert werden, welche eine Serienproduktion des PVT-direkt Moduls einschränken.

Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich thermischer Funktionalität
Um eine Aussage über die thermische Leistungsfähigkeit des PVT-direkt Moduls treffen zu können, muss die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur möglichst klein sein. Im Zuge der experimentellen Untersuchung des PVT-direkt Moduls und Analyse zur funktionalen Umsetzbarkeit (siehe Kapitel 7) wird deutlich, dass selbst bei einem sehr ungünstigen Anwendungsfall – respektive freie Konvektion, keine Solarstrahlung und kleine Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur (9,17 °C) und Umgebungstemperatur (22 °C) von 12,83 K beziehungsweise bei einer Temperaturdifferenz zwischen gemittelter Verdampferoberflächentemperatur (15,4 °C) und Umgebungstemperatur von 6,6 K – eine thermische Leistung des PVT-direkt Moduls von 157,1 W bereitgestellt werden kann.

Unter Berücksichtigung eines erhöhten Wärmeübergangs durch erzwungene Konvektion durch die Integration eines Ventilators (Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 2,5 m/s auf der Moduloberfläche), kann die thermische Leistung des PVT-Moduls bei einer Verdampfungstemperatur von 11,26 °C und einem Massenstrom von 5,03 kg/h auf 276,7 W erhöht werden (ohne Solarstrahlung).

Eine möglichst große thermische Leistung des PVT-direkt Moduls wird bei einer möglichst großen Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur in Kombination mit einem hohen Massenstrom erreicht. Unter Berücksichtigung der rein freien Konvektion (ohne Ventilator) und ohne Solarstrahlung kann die thermische Leistung des PVT-Moduls signifikant auf 593,8 W erhöht werden. Die Verdampfungstemperatur wird hierbei auf -10,39 °C herabgesetzt und der Massenstrom auf 9,74 kg/h erhöht.

An einem sehr warmen, sonnigen und windreichen Sommertag können deutlich höhere Verdampfungstemperaturen erzielt werden als unter den in dieser Arbeit untersuchten ungünstigen Randbedingungen. Dies führt zu hohen thermischen Leistungen des PVT-direkt Moduls, was hohe Leistungszahlen der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe erwarten lässt.

Der druckverlustbedingte Temperaturabfall im Mikrokanalverdampfer bestimmt maßgeblich die thermische Leistungsfähigkeit des PVT-direkt Moduls, welcher bei der Verdampfer-Auslegung auf 2 Kelvin festgelegt wird. Der Praxistest der Versuchsanlage des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems bestätigt, dass mit diesem in die Simulation zur Verdampfer-Auslegung eingegangenen Wert ein zufriedenstellender Betrieb der Anlage möglich ist.

Der Wärmeübergangskoeffizient am PVT-direkt Modul wird mit Hilfe der thermischen Leistung des PVT-direkt Moduls, der PVT-direkt Modulfläche und der Temperaturdifferenz zwischen der gemittelten Verdampferoberflächentemperatur und der Umgebungstemperatur bestimmt. Der experimentell ermittelte Wärmeübergangskoeffizient am PVT-direkt Modul bei freier Konvektion ist mit 7,5 W/m²K nahezu identisch zum Ansatz von Palyvos [60] mit 7,4 W/m²K. Der durch Test et al. [61] ermittelte Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten bei freier Konvektion liegt mit 8,55 W/m²K in einer ähnlichen Größenordnung. Bei der erzwungenen Konvektion ergibt sich für den experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-direkt Modul ein Wert von 15 W/m²K, bei einer Strömungsgeschwindigkeit auf der Moduloberfläche von 2,5 m/s. Dieser Wert ist doppelt so groß wie bei einem rein freien, konvektiven Wärmeübergang mit 7,5 W/m²K. Hierbei wird der Einfluss der Luftströmungsgeschwindigkeit auf der Moduloberfläche besonders deutlich. Trotz ähnlich großer gemittelter Verdampferoberflächentemperatur und Temperaturdifferenz zwischen Verdampferoberfläche und der Umgebung im Vergleich zu den Betriebspunkten bei rein freier Konvektion, kann aufgrund der erzwungenen Konvektion eine deutlich höhere thermische Leistung durch das PVT-direkt Modul bereitgestellt werden. Im Vergleich hierzu beträgt der Wärmeübergangskoeffizient nach dem Ansatz von Palyvos 17,4 W/m²K und nach dem Ansatz von Test et al. 14,95 W/m²K. Der experimentelle Wert und der Wert der CFD-Simulation sind hierbei nahezu identisch. Es ergeben sich somit im Vergleich zur Literatur plausible Werte für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-direkt Modul.

Generell gilt für den in dieser Arbeit entwickelten PVT-Mikrokanalverdampfer, dass je nach vorherrschender Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur, eingestelltem Massenstrom und unabhängig von einer abwärts/aufwärts gerichteten Durchströmung des Mikrokanalverdampfers rund ein Drittel der Verdampferfläche aufgrund der Kältemittelfehlverteilung nicht nutzbringend den Verdampfungsvorgang unterstützen. Eine zu große MPE-Fläche wird hierbei ausschließlich zur Überhitzung des gasförmigen Kältemittels in Anspruch genommen. Letztlich spielt die Strömungsrichtung in Mikrokanalverdampfern bei horizontal angeordneten Headersegmenten dementsprechend eine zu vernachlässigende Rolle im Hinblick auf die Kältemittelverteilung, die in beiden Fällen ein ungünstiges Verhalten aufweist.

Der Gesichtspunkt einer zu erzielenden, homogenen Kältemittelverteilung ist eine nicht zu vernachlässigende Herausforderung bei der Entwicklung von Mikrokanalverdampfern. Die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen zur thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls und die durchgeführte literarische Exzerption zur Auslegung des PVT-basierten CO_2-Mikrokanalverdampfers liefern Anhaltspunkte, welche die Problematik in den Grundzügen beschreiben und in einer zukünftigen optimierten Verdampfer-Konstruktion einfließen können. Als Optimierungsmaßnahme wird eine Reduzierung der Headerlänge in Betracht gezogen, die sich positiv auf die Verteilung auswirkt, jedoch erhebliche Anpassungen der gesamten Verdampfergeometrie erfordert. Durch wei-

tere experimentelle Untersuchungen bezüglich eines optimierten Headerdurchmessers könnte die Kältemittelverteilung weiter verbessert werden. Eine weitere Möglichkeit, die Verteilung zu optimieren, ist die Minimierung der parallel verlaufenden MPE-Kanäle. Durch eine zukünftige Optimierung des PVT-Mikrokanalverdampfers hinsichtlich der Kältemittelverteilung könnten höhere Massenströme erreicht und somit auch höhere thermische Leistungen des PVT-Moduls erzielt werden.

Um den Einfluss des Kältemaschinenöls auf die Verteilungssituation beurteilen zu können, sind weitere fundierte Untersuchungen mit dem Kältemittel CO_2 erforderlich, weshalb dieser Effekt in der Konstruktion unberücksichtigt bleibt. In keiner der recherchierten Studien ist allerdings von einem Verstopfen der Mikrokanäle aufgrund von Ölablagerungen oder einer nicht vertretbaren Fehlfunktion – gar einem Systemausfall – die Rede. Vielmehr überwiegen die Thematiken eines erhöhten Druckverlustes und eines reduzierten Wärmeübergangs durch das Kältemaschinenöl.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine generelle Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich der thermischen Funktionalität nachgewiesen werden kann. Es kann davon ausgegangen werden, dass auch unter ungünstigen klimatischen Bedingungen (sehr kalte, windstille und klare Winternacht) eine ausreichende thermische Verdampferleistung durch das PVT-Modul für das PVT-basierte CO_2-Wärmepumpensystem bereitgestellt werden kann.

Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich elektrischer Funktionalität
Die Ergebnisse der Analyse zur elektrischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls zeigen, dass durch das PVT-direkt Modul unter Laborbedingungen, bei einer Einstrahlung von 417 W/m² und einer Modultemperatur von 25 °C, eine elektrische Leistung von 107,6°W bereitgestellt werden kann.

Bei Untersuchungen zur Abhängigkeit der PVT-direkt-Modultemperatur auf die elektrische Modulleistung wird deutlich, dass sich mit sinkender Modultemperatur der Punkt maximaler Leistung wie erwartet erhöht. Durch die rückseitige Modulkühlung aufgrund des PVT-direkt-Verdampfers können somit, im Vergleich zu einem Standart-PV-Modul ohne Kühlung und mit gleichem Solarzellen-Typ, höhere elektrische Leistungen erzielt werden.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine generelle Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich der elektrischen Funktionalität nachgewiesen werden kann. Aufgrund der guten Übereinstimmung der Leistungsdaten des Referenz-PV-Moduls (Gintech GIN P6-60) und des PVT-direkt Moduls kann davon ausgegangen werden, dass das PVT-direkt Modul auch unter Standard-Testbedingungen (STC – Modultemperatur 25 °C und Einstrahlung 1000 W/m²) ähnlich gute elektrische Leistungswerte wie das Referenz-PV-Modul aufweist.

Energetische Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems
Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird eine Regelungsstrategie für eine PVT-basierte CO_2-Wärmepumpe anhand eines numerischen Modells in der Simulationsumgebung MATLAB entwickelt und in verschiedenen Veröffentlichungen von Rullof et al. präsentiert [49, 52, 53, 57, 58].

Eine sehr kalte, windstille und klare Winternacht ist für das PVT-basierte CO_2-Wärmepumpensystem der ungünstigste Anwendungsfall. Hierbei sind hohe Temperaturdifferenzen

zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur von 10-15 K nötig, um eine thermische Verdampferleistung von 120 W je Quadratmeter installierter Modulfläche für die Wärmepumpe bereitstellen zu können. Die geringe Verdampfungstemperatur und die relativ hohe als konstant angenommene Gaskühleraustrittstemperatur von $t_{GA} = 35°C$ führen zu einer geringen Leistungszahl von $COP = 2{,}0$. Ein genereller Betrieb der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe ist jedoch trotz geringer Leistungszahl auch unter diesen sehr ungünstigen Klima- beziehungsweise Betriebsbedingungen möglich. Diesen Betriebsfall gilt es bei einer zukünftigen Systemauslegung zu berücksichtigen. Jedoch besteht hierbei die Möglichkeit, die PVT-basierte CO_2-Wärmepumpe mit einem großen thermischen Speicher zu kombinieren, der diese sehr schlechten klimatischen Bedingungen überbrücken kann. Diesem müsste dann an milden, möglichst sonnigen und windreichen Tagen thermische Energie zugeführt werden, um eine ungünstige klimatische Periode überbrücken zu können.

An warmen, sonnigen und windreichen Tagen können höhere Verdampfungstemperaturen erzielt werden, was hohe Leistungszahlen der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe erwarten lässt. Unter Berücksichtigung von höheren Umgebungstemperaturen und Globalstrahlungswerten können deutlich höhere thermische Verdampferleistungen von über 700 W je Quadratmeter installierter Modulfläche bei einer Leistungszahl von $COP = 4{,}6$ durch das PVT-Modul bereitgestellt werden.

Bei dem entwickelten numerischen Modell wird nur der innere Kreisprozess des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems dargestellt. Die Wärmeübertragung an ein Heizungssystem sowie die Speicherung in einem thermischen Speicher mit einer beschränkten Speicherkapazität wird nicht berücksichtig. Durch die vereinfachte Betrachtungsweise wird die Heizleistung vereinfacht aus dem Kältemittelmassenstrom und der Enthalpiedifferenz zwischen Gaskühlereintritt und -austritt bestimmt. Diese Betrachtung setzt einen idealen Wärmeübertrager und einen unendlich großen Heizbedarf voraus, was nicht der Realität entspricht. Die reale Heizleistung wäre deutlich geringer, weshalb auch die eingeführte Leistungszahl nicht der tatsächlichen entspricht und nur als Maß zur Bewertung des Systemverhaltens verstanden werden kann. Die Betrachtung eines thermischen Speichers und die Einführung eines thermischen Verbrauchsprofils wären daher eine sinnvolle Ergänzung dieser Arbeit.

Aus diesem Grund wird in Kapitel 8.4.2 ein ergänzender Ausblick zur Wärmeauskopplung des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems in Kombination mit einem Heizungssystem und einem thermischen Speicher gegeben. Es werden unterschiedliche Konzepte der Wärmeauskopplung für das Brauchwarmwasser und für das Heizsystem mit unterschiedlichen Schaltungsvarianten des Gaskühlers in Kombination mit einer Fußbodenheizung betrachtet. Zur Abdeckung von Lastspitzen erfolgt die Bereitstellung von Trinkwarmwasser indirekt über einen Warmwasserpufferspeicher. Laut Kosowski et al. [74] kann zur Effizienzsteigerung der Wärmepumpe der Gaskühler des CO_2-Kreislaufs wasserseitig seriell zweibeziehungsweise dreiteilig unterteilt werden. Voraussetzung hierfür ist ein Betrieb der Fußbodenheizung bei niedrigen Temperaturen. Bei der Wärmeauskopplung ist die CO_2-Gaskühleraustrittstemperatur grundsätzlich von der Rücklauftemperatur des Heizungssystems beziehungsweise des Brauchwarmwassers abhängig. In der Praxis ist es durchaus möglich, dass niedrigere Rücklauftemperaturen als die in dieser Arbeit konstant angenommenen 35 °C zu erwarten sind. Dadurch würden sich im realen Betrieb des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems die Leistungszahlen und somit auch die Jahresar-

beitszahl deutlich steigern lassen. Aus diesem Grund sollte zukünftig das Simulationsmodell des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems um eine variable Gaskühleraustrittstemperatur in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur des Heizungssystems beziehungsweise des Brauchwarmwassers erweitert werden. In Kapitel 8.4.1 werden eine Vielzahl an Vorschlägen zur Optimierung des numerischen Modells genannt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die aufgezeigte Regelungsstrategie erst im realen Betriebsverhalten des Systems verifiziert werden kann. Bis dahin kann das numerische Modell durch Fortführung der theoretischen Arbeiten anhand der gemachten Vorschläge verbessert und erweitert werden, sodass in Zukunft eine Systemauslegung anhand der Simulationsergebnisse möglich ist. Die Simulationsergebnisse geben Aufschluss über das Systemverhalten der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe unter Einfluss von Wetter und Jahreszeiten. Durch diese Arbeit konnte gezeigt werden, dass ein genereller Betrieb der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe auch unter sehr ungünstigen Klima- beziehungsweise Betriebsbedingungen möglich ist. Darüber hinaus kann das Simulationstool genutzt werden, um verschiedene Kältemittel-Verdichter auf ihre Tauglichkeit zu prüfen und zu vergleichen und die Witterungseinflüsse verschiedener Jahre und Orte auf das Systemverhalten zu untersuchen. Das numerische Modell weist aufgrund von getroffenen Annahmen und Vereinfachungen noch Verbesserungspotenziale auf. Die Praxistauglichkeit der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe muss in der Folge erprobt werden, um sowohl hinsichtlich des Betriebsverhaltens als auch hinsichtlich der Kostensituation belastbare Ergebnisse zu erzielen. Gleichwohl bieten die Ergebnisse der beschriebenen Regelungsstrategie fundamentale Erkenntnisse für weitere fortführende Untersuchungen.

Aufgrund der solaren Einstrahlung auf das PVT-direkt Modul und der damit verbundenen Möglichkeit von höheren Verdampfungstemperaturen können bei der in dieser Arbeit entwickelten PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe höhere Leistungszahlen und eine höhere Jahresarbeitszahl sowohl im Vergleich zu der von Kosowski et al. entwickelten CO_2-Wärmepumpe als auch im Vergleich zu einer Luft-Wärmepumpe mit konventionellen Kältemitteln erwartet werden. Die generelle energetische Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems kann somit als positiv bewertet werden.

Fazit: Durch diese Arbeit wird die konstruktive Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls mit rückseitigem Mikrokanalverdampfer, die Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich der thermischen und elektrischen Funktionalität und die energetische Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems nachgewiesen. PVT-basierte CO_2-Wärmepumpensysteme besitzen somit das Potenzial, in der von der Politik angestrebten Sektorkopplung ein wichtiger Baustein zu werden, wodurch sie einen wertvollen Beitrag zu einer nachhaltigen Energieversorgung leisten könnten.

Zusammenfassung

Bereits Ende der 1970er Jahre wurden Wärmepumpen in Kombination mit glykolbasierten großflächigen kombinierten Strahlungs-Umweltwärme-Absorber als Verdampfer entwickelt, welche sich im Vergleich zu zwangskonvektionsbasierten Luft-Wärmepumpen nicht nur die Umgebungsenergie, sondern auch die Solarenergie als Energiequelle zu Nutze machten. Aufgrund der nach der Ölkrise fallenden Ölpreise, der meist noch nicht wirtschaftlichen Anlagentechnik und der benötigten großen Absorberflächen konnten sich diese Anlagen nicht durchsetzen. Durch die starke Reduzierung des Heizwärmebedarfs eines Neubaus reichen heutzutage deutlich kleinere Absorberflächen in Kombination mit einer Wärmepumpe aus, was die Systemkombination aus Wärmepumpe und Absorber aktuell wieder interessant werden lässt. Vor allem die Kombination aus thermischem Absorber, basierend auf freier Konvektion und Strahlung, und Photovoltaik (PV) in einem Modul (PVT-Modul) kann aufgrund der Reduzierung des Heizwärmebedarfs von Gebäuden und des verstärkten Betriebs von Wärmepumpen während der solarstrombedingten Niedrigstrompreiszeiten am Tage und dem damit verbundenen höheren Strahlungsanteil der Umweltwärme zukünftig eine Alternative zu zwangskonvektionsbasierten Luft-Wärmepumpen sein. Die Nutzung der Solarenergie als Wärmequelle der Wärmepumpe lässt durch eine Erzielung höherer Verdampfungstemperaturen höhere Leistungszahlen als bei konventionellen zwangskonvektionsbasierten Luft-Wärmepumpen erwarten.

Zahlreiche Veröffentlichungen beschreiben das Marktpotenzial von Solar-Hybridmodulen mit Kältemittel-Direktverdampfung (PVT-direkt Modul). Mehrere theoretische Studien beschreiben konstruktive Ansätze und zugehörige Berechnungen. Jedoch gibt es bis zum heutigen Zeitpunkt noch keine praktische Umsetzung eines PVT-Hybridmoduls in Kombination mit einer modulintegrierten direkten Verdampfung des natürlichen Kältemittels CO_2 in Mikrokanälen. Bisher wurden somit keine experimentellen Untersuchungen zum Thema CO_2-PVT-Wärmepumpensysteme mit Direktverdampfung durch Forschungseinrichtungen und Institutionen durchgeführt. Somit steht der Beweis sowohl der konstruktiven und funktionalen Umsetzbarkeit eines CO_2-basierten PVT-direkt Moduls, als auch der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems noch aus.

Die drei Ziele dieser Arbeit lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1. Entwicklung und Herstellung des PVT-direkt Moduls zur Analyse der konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls
2. Experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls zur Analyse sowohl der thermischen als auch der elektrischen funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls
3. Analyse der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems

Entwicklung und Herstellung des PVT-direkt Moduls zur Analyse der konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls

Zur Verfolgung des ersten Ziels – Entwicklung und Herstellung des PVT-direkt Moduls zur Analyse der konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls – wird zu Beginn ein Verdampfer-Design für einen mikrokanalbasierten Verdampfer entwickelt. Anhand einer einschlägigen Literaturrecherche zu den Themen Kältemaschinenöl und Rückführproblematik, Druckabfall- sowie Temperaturabfallwerte im Verdampfer, Kältemittelvertei-

lung und Modulkonstruktion wird ein druckverlustbedingter Temperaturabfall in Mikrokanalverdampfern von 2 Kelvin ausgemacht. Im weiteren Verlauf der Modul-Entwicklung wird der Hartlötprozess zur Herstellung des mikrokanalbasierten PVT-Aluminium-Verdampfers erläutert. Bei der Konstruktion und der vollmaßstäblichen hartlöttechnischen Herstellung des Hybridmodul-Aluminiumverdampfers auf Basis von Mikrokanälen können keine Faktoren identifiziert werden, welche eine Serienproduktion des PVT-direkt Verdampfers einschränken.

Des Weiteren wird das elektrische Design des PVT-direkt Moduls entwickelt. Im Zuge der Design-Entwicklung wird ein Konzept für die Anordnung und Verschaltung der Solarzellen erarbeitet. Die normativen Anforderungen für die Luft- und Kriechstrecken sowie die Durchschlagfestigkeit der Isolationsfolie werden dabei geprüft und erfüllt. Im Folgenden wird die elektrische Funktionsfähigkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich parasitärer Kapazitäten sowohl simulativ als auch experimentell bestimmt. Die Ergebnisse zur parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls zeigen, dass eine Systemauslegung eines elektrischen PVT-direkt Systemleistungsbereichs von 4-6 kW mit den berücksichtigten Wechselrichtertypen Sunny Tripower (SMA), Sunny Boy TL (SMA) und IG TL (Fronius) realisiert werden kann.

Untersuchungen zur Langzeitstabilität des PVT-direkt Moduls beziehungsweise des Materialverbunds werden mit Modulen im Modellmaßstab durch verschiedene Bewitterungs- und Korrosionstests durchgeführt. Die Ergebnisse der Damp-Heat-Tests und der Humidity-Freeze-Tests sind durchweg positiv. Des Weiteren werden Haftungs- und Peel-Tests für die Material-Kombination Isolationsfolie, Klebefolie und Aluminiumplatte durchgeführt. Bei chemisch entfetteten Aluminiumplatten werden hierbei sehr gute Haftungswerte erzielt. Eine SWAAT- Korrosionsprüfung bestätigt die korrosive Beständigkeit der korrosionsoptimierten Legierung HA 3903-R beim Fügen mit konventionellen MPE-Legierungen und somit auch die Langzeitstabilität bezüglich der korrosiven Beständigkeit des PVT-Moduls.

Zur Herstellung des PVT-direkt Moduls wird ein speziell für das PVT-direkt Modul angepasster Laminationsprozess entwickelt. Zur Untersuchung der Laminationsfähigkeit des PVT-direkt Moduls werden Laminationstests mit verschiedenen Modulgrößen sowie –aufbauten durchgeführt und schlussendlich ein Prototyp des PVT-direkt Moduls hergestellt. Bei der Prototyp-Herstellung des PVT-direkt Moduls im Standardmaß (1634 mm x 985 mm) wird ein HelioX PV® transluX EC Frontsheet verwendet. Die untersuchte Problematik der Modulverwerfung bei der Werkstoffpaarung Solarglas/Aluminiumplatte aufgrund unterschiedlicher thermischen Ausdehnungskoeffizienten ist bei der Werkstoffpaarung Frontsheet/Aluminiumplatte vernachlässigbar klein. Daher ist nach der Lamination des PVT-direkt Moduls mit einem Frontsheet keine Verwerfung erkennbar. Die Vernetzung von EVA und Klebeschicht erreicht gemäß DSC-Methode zufriedenstellende Ergebnisse. Die Lamination der Aluminiumplatte mit der Klebeschicht erreicht eine gute mechanische Stabilität. Durch Elektrolumineszenz-Aufnahmen wird bestätigt, dass die Solarzellen aufgrund des rückseitigen Mikrokanalverdampfers nicht durch den Laminationsprozess beschädigt werden. Dadurch ist eine generelle elektrische Funktionsfähigkeit des PVT-direkt Moduls gewährleistet.

Abschließend wird eine zusammenfassende Analyse zur konstruktiven Umsetzbarkeit des PVT-Moduls durchgeführt. Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine konstruktive Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls mit rückseitigem Aluminium-

Mikrokanalverdampfer nachgewiesen werden kann. Es können keine Faktoren identifiziert werden, welche eine Serienproduktion des PVT-direkt Moduls einschränken.

Experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls zur Analyse sowohl der thermischen als auch der elektrischen funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls

Zur Verfolgung des zweiten Ziels – Experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls zur Analyse sowohl der thermischen als auch der elektrischen funktionalen Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls – wird im Zuge dieser Arbeit für die experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls eine Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe entwickelt und aufgebaut, die Messungen über ein großes Leistungsspektrum des PVT-direkt Moduls ermöglicht.

Die experimentelle Untersuchung zur **thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls** beinhaltet die folgenden drei Schwerpunkte: 1) Ausrichtungsbedingter Schwerkrafteinfluss auf die Kältemittelverteilung im mikrokanalbasierten Aluminiumverdampfer; 2) Bestimmung der thermischen Leistung des PVT-Moduls unter variierenden Randbedingungen; 3) Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-Modul.

Generell gilt für den in dieser Arbeit entwickelten PVT-Mikrokanalverdampfer, dass je nach vorherrschender Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur, eingestelltem Massenstrom und unabhängig von einer abwärts/aufwärts gerichteten Durchströmung des Mikrokanalverdampfers rund ein Drittel der Verdampferfläche aufgrund der Kältemittelfehlverteilung nicht nutzbringend den Verdampfungsvorgang unterstützen. Die Kältemittelverteilung im Mikrokanalverdampfer stellt dadurch eine große Herausforderung bei der weiteren Entwicklung des PVT-Moduls dar. Die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen zur thermischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls und die durchgeführte literarische Exzerption zur Auslegung des PVT-basierten CO_2-Mikrokanalverdampfers liefern Anhaltspunkte, welche die Problematik der Kältemittelfehlverteilung in den Grundzügen beschreiben und in einer zukünftigen optimierten Verdampfer-Konstruktion einfließen können.

Im Zuge der experimentellen Untersuchung des PVT-direkt Moduls und Analyse zur funktionalen Umsetzbarkeit wird deutlich, dass selbst bei einem sehr ungünstigen Anwendungsfall – respektive freie Konvektion, keine Solarstrahlung und kleine Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur – eine thermische Leistung des PVT-direkt Moduls von etwa 160 W bereitgestellt werden kann. Wird die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur erhöht, kann die thermische Leistung des PVT-direkt Moduls auch unter Berücksichtigung der untersuchten ungünstigen Randbedingungen auf etwa 590 W angehoben werden. Untersuchungen unter Berücksichtigung der erzwungenen Konvektion zeigen bei einer Strömungsgeschwindigkeit der Luft von 2,5 m/s eine deutliche Leistungssteigerung im Vergleich zur rein freien Konvektion. An sehr warmen, sonnigen und windreichen Tagen können deutlich höhere Verdampfungstemperaturen erzielt werden als unter den in dieser Arbeit untersuchten Randbedingungen. Dies führt zu hohen thermischen Leistungen des PVT-direkt Moduls, was hohe Leistungszahlen der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe erwarten lassen.

Die Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten ist sowohl für die experimentelle Untersuchung des PVT-direkt Moduls als auch für die Simulation des PVT-

direkt Moduls von großer Bedeutung. Um einen Überblick über die unterschiedlichen Ansätze zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten, wird in dieser Arbeit eine übergeordnete Literaturrecherche zur Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangs an einem PVT-Modul durchgeführt. Der experimentell ermittelte Wärmeübergangskoeffizient am PVT-direkt Modul liegt sowohl bei freier Konvektion (7,5 W/m^2K) als auch bei erzwungener Konvektion (15 W/m^2K – Strömungsgeschwindigkeit der Luft: 2,5 m/s) in einer ähnlichen Größenordnung wie bei den Veröffentlichungen von Palyvos (2008) beziehungsweise Test et al. (1981). Es ergeben sich somit im Vergleich zur Literatur und einer im Zuge dieser Arbeit durchgeführten CFD-Simulation plausible Werte für den experimentell ermittelten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am PVT-direkt Modul.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine generelle Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich der thermischen Funktionalität nachgewiesen werden kann. Es kann davon ausgegangen werden, dass durch das PVT-Modul auch unter ungünstigen klimatischen Bedingungen (sehr kalte, windstille und klare Winternacht) eine ausreichende thermische Verdampferleistung für das PVT-basierte CO_2-Wärmepumpensystem bereitgestellt werden kann.

Zur experimentellen Untersuchung der **elektrischen Funktionalität des PVT-direkt Moduls** wird zur Erfassung der elektrischen Leistung des Moduls eine I-U- und P-U-Kennlinienmessung durchgeführt. Die Ergebnisse der Analyse zur elektrischen Funktionalität zeigen unter Laborbedingungen eine gute Übereinstimmung der elektrischen Leistungsdaten des PVT-direkt Moduls und des Referenz-PV-Moduls (Gintech GIN P6-60). Bei Untersuchungen zur Auswirkung der PVT-direkt Modultemperatur auf die elektrische Modulleistung wird deutlich, dass sich mit sinkender Modultemperatur der Punkt maximaler Leistung wie erwartet erhöht. Durch die rückseitige Modulkühlung aufgrund des PVT-direkt Verdampfers kann somit eine elektrische Leistungssteigerung des PVT-direkt Moduls im Vergleich zu einem Modul ohne aktive Wärmeabfuhr nachgewiesen werden.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch diese Arbeit eine generelle Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich der elektrischen Funktionalität nachgewiesen werden kann. Aufgrund der guten Übereinstimmung der Leistungsdaten des PVT-direkt Moduls und des Referenz-PV-Moduls kann davon ausgegangen werden, dass das PVT-direkt Modul auch unter Standard-Testbedingungen ähnlich gute elektrische Leistungswerte wie das Referenz-PV-Modul aufweist.

Analyse der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems

Zur Verfolgung des dritten Ziels – Analyse der energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems – wird ein numerisches Modell zur Betriebssimulation und Regelung der PVT-basierten transkritischen CO_2-Wärmepumpe in der Simulationsumgebung MATLAB entwickelt und in verschiedenen Veröffentlichungen von Rullof et al. präsentiert. In dieser Arbeit werden Auszüge aus diesen Veröffentlichungen dargeboten und anschließend anhand einer zusammenfassenden Analyse zur energetischen Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems diskutiert.

Die entwickelte Regelungsstrategie basiert auf der Anpassung der Verdampfungstemperatur mit Hilfe eines leistungsgeregelten Verdichters. Es wird in zwei Betriebsmodi (Heizbetrieb/Effizienzbetrieb) in Abhängigkeit von dem Solarstrahlungsangebot sowie der Umgebungstemperatur unterschieden. Im Heizbetrieb wird die Deckung des Heizbedarfs in der

Heizperiode angestrebt, was mit niedrigen Leistungszahlen einhergeht. In Zeiten hoher Umgebungstemperaturen und hoher Einstrahlungswerte wird die Wärmepumpe im Effizienzbetrieb geführt, wodurch eine maximale Leistungszahl in Abhängigkeit der Gaskühleraustrittstemperatur und des optimalen Hochdrucks erreicht werden kann. Außerhalb der Heizperiode wird bei sehr geringer Einstrahlung eine Sonderregelung eingeführt, die den Betrieb der Wärmepumpe sicherstellt und zu höheren Leistungszahlen als der Betriebsmodus Heizbetrieb führt.

Bei der Simulation des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems wird nur der innere Kreisprozess dargestellt. Die Wärmeübertragung an ein Heizungssystem sowie die Speicherung der thermischen Energie in einem thermischen Speicher mit einer beschränkten Speicherkapazität werden nicht berücksichtigt. Aus diesem Grund wird ein ergänzender Ausblick zur Wärmeauskopplung des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems in Kombination mit einem Heizungssystem und einem thermischen Speicher gegeben und analysiert. Hierzu werden unterschiedliche Konzepte der Wärmeauskopplung für das Brauchwarmwasser und für das Heizungssystem mit verschiedenen Schaltungsvarianten des Gaskühlers in Kombination mit einer Fußbodenheizung betrachtet. Zur Effizienzsteigerung der Wärmepumpe kann der Gaskühler des CO_2-Kreislaufs wasserseitig seriell zwei- beziehungsweise dreiteilig unterteilt werden. Durch geringe Rücklauftemperaturen des Heizungssystems beziehungsweise des Brauchwarmwassers würden sich die Leistungszahlen und somit auch die Jahresarbeitszahl des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems steigern lassen. Aus diesem Grund sollte zukünftig das Simulationsmodell des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems um eine variable Gaskühleraustrittstemperatur in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur des Heizungssystems beziehungsweise des Brauchwarmwassers und um einen thermischen Speicher erweitert werden.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die aufgezeigte Regelungsstrategie erst im realen Betriebsverhalten des Systems verifiziert werden kann. Das numerische Modell kann durch Fortführung der theoretischen Arbeiten anhand der in dieser Arbeit dargelegten Vorschläge verbessert und erweitert werden, sodass in Zukunft eine Systemauslegung anhand der Simulationsergebnisse möglich ist. Die Simulationsergebnisse geben Aufschluss über das Systemverhalten der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe unter Einfluss von Wetter und Jahreszeiten. Durch diese Arbeit wird nachgewiesen, dass ein genereller Betrieb der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe auch unter sehr ungünstigen Klima- beziehungsweise Betriebsbedingungen (sehr kalte, windstille und klare Winternacht) möglich ist. Aufgrund der solaren Einstrahlung auf das PVT-direkt Modul und der damit verbundenen Möglichkeit von höheren Verdampfungstemperaturen können bei der in dieser Arbeit entwickelten PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe höhere Leistungszahlen und eine höhere Jahresarbeitszahl im Vergleich zu einer Luft-Wärmepumpe mit konventionellen Kältemitteln erwartet werden. Die generelle energetische Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems kann somit als positiv bewertet werden.

Fazit: Durch diese Arbeit wird die konstruktive Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls mit rückseitigem Mikrokanalverdampfer, die Umsetzbarkeit des PVT-direkt Moduls hinsichtlich der thermischen und elektrischen Funktionalität und die energetische Umsetzbarkeit des PVT-basierten CO_2-Wärmepumpensystems nachgewiesen. PVT-basierte CO_2-Wärmepumpensysteme besitzen somit das Potenzial, in der von der Politik angestrebten Sektorkopplung ein wichtiger Baustein zu werden, wodurch sie einen wertvollen Beitrag zu einer nachhaltigen Energieversorgung leisten könnten.

Summary

As early as the end of the 1970s, heat pumps in combination with glycol-based large-area combined radiation environmental heat absorbers were developed as evaporators which, in comparison to forced convection-based air heat pumps, not only used ambient energy but also solar energy as an energy source. However, due to the falling oil prices after the oil crisis, this technology, which was for the most part not yet economical and moreover required large absorber surfaces, could not prevail. Due to the significant reduction in the heating requirement of new buildings, nowadays much smaller absorber surfaces are needed in combination with a heat pump, which leads to a renewed interest in the combination of heat pumps and absorbers. Above all, the combination of thermal absorber, based on free convection and radiation, and photovoltaic (PV) in one module (PVT module), may be an alternative to forced convection-based air heat pumps. The use of solar energy as the heat source of the heat pump leads one to expect higher coefficients of performance by achieving higher evaporation temperatures than conventional forced convection-based air heat pumps.

Numerous publications describe the market potential of solar hybrid modules with direct evaporation (PVT-direct module), and several theoretical studies describe constructive approaches and related calculations. However, to date, there is still no practical implementation of a PVT hybrid module in combination with a module-integrated direct evaporation of the natural refrigerant CO_2 in microchannels. So far, no experimental studies on CO_2-PVT-based heat pump systems with direct evaporation have been carried out by research institutions. Thus, the proof of the constructive and functional feasibility of a CO_2-based PVT-direct module as well as the energetic feasibility of the PVT-based CO_2 heat pump system is still a desideratum.

The three objectives of this work can be summarized as follows:

1. Development and production of the PVT-direct module for the analysis of the constructional feasibility of the PVT-direct module
2. Experimental investigation of the PVT-direct module for the analysis of both the thermal and electrical functional feasibility of the PVT-direct module
3. Analysis of the energetic feasibility of the PVT-based CO_2 heat pump system

Development and production of the PVT-direct module for the analysis of the constructional feasibility of the PVT-direct module

To pursue the first objective – development and production of the PVT-direct module for the analysis of the constructional feasibility of the PVT-direct module – a microchannel-based evaporator design was initially developed. On the basis of a literature review on refrigeration oil and oil returning problems, pressure drop and temperature drop values in the evaporator, refrigerant distribution and module construction, a pressure drop-related temperature drop in microchannel evaporators of 2 Kelvin was identified. Due to the design and full-scale fabrication of the hybrid module aluminum evaporator based on microchannels, no factors can be identified that limit the mass production of the PVT direct evaporator.

As the module is further developed, the brazing process for manufacturing the microchannel-based PVT aluminum evaporator will be explained, and the electrical design of the PVT-direct module completed. In the course of the design development, a concept for the

arrangement and interconnection of the solar cells will be developed. The normative requirements for clearance and creepage distances as well as the dielectric strength of the insulation layer are fulfilled. Furthermore, the electrical functionality of the PVT-direct module with regard to parasitic capacitances was determined both simulatively and experimentally. The results on the parasitic capacitance of the PVT-direct module show that a system design of a PVT direct electrical system power range of 4-6 kW can be realized with the considered inverter types Sunny Tripower (SMA), Sunny Boy TL (SMA) and IG TL (Fronius).

Investigations of the long-term stability of the PVT-direct module or the composite of materials were carried out with modules on a model scale through various weathering and corrosion tests. The results of the Damp-Heat tests and the Humidity-Freeze tests were consistently positive. Furthermore, adhesion and peel tests were carried out for the material combination insulation layer, adhesive layer and aluminum plate. Very good adhesion values were achieved for the chemically degreased aluminum plates. A SWAAT corrosion test confirms the corrosive resistance of the corrosion-optimized alloy HA 3903-R when joined with conventional MPE alloys and thus also the long-term stability with regard to the corrosive resistance of the PVT module.

To produce the PVT-direct module, a lamination process specially adapted for the PVT-direct module was developed. To investigate the lamination ability of the PVT-direct module, lamination tests with different module sizes and structures were carried out and finally a prototype of the PVT-direct module was produced. In the prototype production of the PVT-direct module in standard size (1634 mm x 985 mm), a front sheet HelioX PV® transluX EC was used. The problem with respect to different coefficients of thermal expansion of the front sheet/aluminum plate was negligibly small compared to solar glass cover/aluminum plate. Therefore, after lamination of the PVT-direct module with a front sheet, no warpage was detectable. The cross-linking of EVA and adhesive layer achieved satisfactory results according to the DSC method. The lamination of the aluminum plate with the adhesive layer achieved good mechanical stability. Electroluminescence images confirm that the solar cells were not damaged by the lamination process. Thus, the developed design of the PVT-direct module does not lead to defects or cracks in the solar cells during the lamination process.

Finally, a summary analysis of the constructive feasibility of the PVT module was carried out. In summary, it can be stated that this work demonstrates the constructive feasibility of the PVT-direct module with a rear aluminum microchannel evaporator. No factors can be identified that limit the serial production of the PVT-direct module.

Experimental investigation of the PVT-direct module for the analysis of both the thermal and electrical functional feasibility of the PVT-direct module

To pursue the second objective – experimental investigation of the PVT-direct module for the analysis of both the thermal and the electrical functional feasibility of the PVT-direct module – a test facility of the PVT-based CO_2 heat pump was developed and constructed for the experimental investigation of the PVT-direct module to enable measurements over a large power spectrum of the PVT-direct module.

The experimental investigation of the **thermal functionality of the PVT-direct module** included the following three topics: 1) Alignment-induced gravitational influence on the refrigerant distribution in the microchannel-based aluminum evaporator; 2) Deter-

mination of the thermal performance of the PVT module under varying boundary conditions; 3) Determination of the heat transfer coefficient at the PVT module.

In general, for the PVT microchannel evaporator developed in this work, depending on the prevailing temperature difference between evaporating temperature and ambient temperature, adjusted mass flow rate and independent of a downward/upward flow through the microchannel evaporator, ca. one third of the evaporator surface did not beneficially support the evaporation process due to refrigerant maldistribution. The refrigerant distribution in the microchannel evaporator represents a major challenge in the further development of the PVT module. The experimental investigations in this work on the thermal functionality of the PVT-direct module and the literary excerption for the design of the PVT-based CO_2 microchannel evaporator provide clues that describe the problem of refrigerant maldistribution in its basic features and can be incorporated into an optimized evaporator design in the future.

During the experimental investigation of the PVT-direct module and analysis of the functional feasibility, it became clear that even in very unfavorable applications – respectively free convection, no solar radiation and small temperature difference between evaporation temperature and ambient temperature – a thermal performance of the PVT-direct module of ca. 160 W can be provided. If the temperature difference between evaporation temperature and ambient temperature is increased, the thermal performance of the PVT-direct module can be increased to ca. 590 W, taking the unfavorable boundary conditions that were investigated into account. Investigations of forced convection show a significant increase in performance at a flow velocity of 2.5 m/s compared to only free convection. Significantly higher evaporation temperatures can be achieved on very warm, sunny and windy days than under the boundary conditions investigated in this work. This leads to high thermal performance of the PVT-direct module, which leads one to expect high performance figures of the PVT-based CO_2 heat pump.

The determination of the convective heat transfer coefficient is of great importance for the experimental investigation of the PVT-direct module as well as for the simulation of the PVT-direct module. In order to obtain an overview of the different approaches for the determination of the heat transfer coefficient, a general literature review for the determination of the convective heat transfer on a PVT module was carried out in this work.

The experimentally determined heat transfer coefficient at the PVT-direct module is of a similar order of magnitude for free convection (7.5 W/m^2K) and forced convection (15 W/m^2K - air flow velocity: 2.5 m/s) as in the publications by Palyvos (2008) and Test et al. (1981). Plausible values for the experimentally determined convective heat transfer coefficient on the PVT-direct module were thus obtained as compared to values in the literature and a CFD simulation carried out in the course of this work.

In summary, it can be stated that this work demonstrates a general feasibility of the PVT-direct module in terms of thermal functionality. It can be assumed that even under unfavorable climatic conditions (very cold, calm and clear winter nights) a sufficient thermal evaporator performance for the PVT-based CO_2 heat pump system can be provided by the PVT module.

For the experimental investigation of the **electrical functionality of the PVT-direct module**, an I-U and P-U characteristic line measurement was carried out to record the electrical power of the module. The results of the electrical functionality analysis show a

good agreement of the electrical performance data of the PVT-direct module and the reference PV module (Gintech GIN P6-60) under laboratory conditions, with a radiation of 417 W/m² and a module temperature of 25 °C. Investigations into the effect of the PVT-direct module temperature on the electrical module performance clearly show that the point of maximum power increases with decreasing module temperature, as expected. As a result of the backside module cooling due to the PVT-direct evaporator, an electrical performance increase of the PVT-direct module compared to a module without active heat dissipation can be detected.

In summary, it can be stated that this work demonstrates a general feasibility of the PVT-direct module in terms of electrical functionality. Due to the good agreement of the performance data of the PVT direct module and the reference PV module, it can be assumed that the PVT direct module has similarly good electrical performance values as the reference PV module under standard test conditions.

Analysis of the energetic feasibility of the PVT-based CO_2 heat pump system

To pursue the third objective – analysis of the energetic feasibility of the PVT-based CO_2 heat pump system – a numerical model for operation simulation and control of the PVT-based transcritical CO_2 heat pump in the simulation environment MATLAB was developed and published in various publications by Rullof et al. (2018). Extracts from these publications are presented in this work, followed by a summary analysis of the energetic feasibility of the PVT-based CO_2 heat pump system.

The developed control strategy was based on the adaptation of the evaporation temperature with the aid of a capacity controlled compressor. It was differentiated into two modes of operation depending on the solar radiation as well as the ambient temperature. In heating operation, the coverage of the heating demand in the heating period is sought, which is associated with low coefficient of performance. In times of high ambient temperatures and high irradiation values, the heat pump is operated in efficiency mode, whereby a maximum coefficient of performance as a function of the gas cooler outlet temperature and the optimum high pressure can be achieved.

When simulating the PVT-based CO_2 heat pump system, only the inner cycle is shown. Heat transfer to a heating system and storage of thermal energy in a thermal storage with limited storage capacity were not taken into account. For this reason, a complementary outlook on the heat extraction of the PVT-based CO_2 heat pump system in combination with a heating system and a thermal storage is given and analyzed. For this purpose, different concepts of heat extraction for domestic hot water and for heating systems with different circuit variants of the gas cooler were considered in combination with a floor heating system. To increase the efficiency of the heat pump, the gas cooler of the CO_2 cycle can be serially subdivided in two or three parts on the water side. For this reason, in the future, the simulation model of the PVT-based CO_2 heat pump system should be extended by a thermal storage and a variable gas cooler outlet temperature depending on the return temperature of the heating system or the domestic hot water.

In summary, it should be noted that the presented control strategy can only be verified in the real operating behavior of the system. Until then, the numerical model can be improved and extended by continuing the theoretical work on the basis of the suggestions made, so that in the future, a system design based on the simulation results is possible. The simulation results provide information about the system behavior of the PVT-based

CO_2 heat pump under the influence of weather and seasons. This work demonstrates that a general operation of the PVT-based CO_2 heat pump is possible even under very unfavorable climatic or operating conditions (very cold, calm and clear winter night). Due to the solar irradiation on the PVT-direct module and the associated possibility of higher evaporation temperatures, the PVT-based CO_2 heat pump developed in this thesis can expect a higher coefficient of performance and a higher annual performance factor compared to an air heat pump with conventional refrigerants. The general energetic feasibility of the PVT-based CO_2 heat pump system can thus be assessed as positive.

Conclusion: This work demonstrates the constructive feasibility of the PVT-direct module with backside microchannel evaporator, the feasibility of the PVT-direct module with regard to the thermal and electrical functionality and the energetic feasibility of the PVT-based CO_2 heat pump system. PVT-based CO_2 heat pump systems thus have the potential to become important elements in policy-driven sector coupling, thereby making a valuable contribution to a sustainable energy supply.

Literaturverzeichnis

[1] Cube, H.L. und Steimle, F.: Wärmepumpen. Grundlagen u. Praxis. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984

[2] Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e.V.: Baugenehmigungen 2018: Wärmepumpe erneut auf Platz eins. Pressemitteilung. Berlin 2019

[3] Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e.V.: BWP Marktzahlen 2018: Nachhaltiges Wachstum mit Luft nach oben, deutliches Signal für die Politik. Pressemitteilung. Berlin 2019

[4] Tripanagnostopoulos, Y., Nousia, T., Souliotis, M. und Yianoulis, P.: Hybrid Photovoltaic/Thermal Solar Systems. Solar Energy, Nr. 72, S. 217–234, 2002

[5] Tiwari, A. und Sodha, M.S.: Performance evaluation of solar PV/T system. An experimental validation. Solar Energy, Nr. 80, S. 751–759, 2006

[6] Erdil, E., Ilkan, M. und Egelioglu, F.: An experimental study on energy generation with a photovoltaic (PV)–solar thermal hybrid system. Energy, Vol. 33, Nr. 8, S. 1241–1245, 2008

[7] Sathe, T.M. und Dhoble, A.S.: A review on recent advancements in photovoltaic thermal techniques. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 76, S. 645–672, 2017

[8] Charalambous, P.G., Maidment, G.G., Kalogirou, S.A. und Yiakoumetti, K.: Photovoltaic thermal (PV/T) collectors. A review. Applied Thermal Engineering, Nr. 27, S. 275–286, 2007

[9] Zondag, H.A.: Flat-plate PV-Thermal collectors and systems. A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, Nr. 4, S. 891–959, 2008

[10] Chow, T.T.: A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. Applied Energy, Nr. 87, S. 365–379, 2010

[11] Hasan, M.A. und Sumathy, K.: Photovoltaic thermal module concepts and their performance analysis. A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Nr. 14, S. 1845–1859, 2010

[12] Daghigh, R., Ruslan, M.H. und Sopian, K.: Advances in liquid based photovoltaic/thermal (PV/T) collectors. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Nr. 15, S. 4156–4170, 2011

[13] Ibrahim, A., Othman, M.Y., Ruslan, M.H., Mat, S. und Sopian, K.: Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Nr. 15, S. 352–365, 2011

[14] Tyagi, V.V., Kaushik, S.C. und Tyagi, S.K.: Advancement in solar photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid collector technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Nr. 16, S. 1383–1398, 2012

[15] Abdul Hamid, S., Yusof Othman, M., Sopian, K. und Zaidi, S.H.: An overview of photovoltaic thermal combination (PV/T combi) technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 38, S. 212–222, 2014

[16] Elbreki, A.M. und Alghoul, M.A., et al.: The role of climatic-design-operational parameters on combined PV/T collector performance. A critical review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 57, S. 602–647, 2016

[17] Mohanraj, M., Belyayev, Y., Jayaraj, S. und Kaltayev, A.: Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part A. Modeling and modifications). Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 83, S. 90–123, 2018

[18] Mohanraj, M., Belyayev, Y., Jayaraj, S. und Kaltayev, A.: Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part-B. Applications). Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 83, S. 124–155, 2018

[19] Çağlar, A. und Yamalı, C.: Performance analysis of a solar-assisted heat pump with an evacuated tubular collector for domestic heating. Energy and Buildings, Vol. 54, S. 22–28, 2012

[20] Zhang, X., Zhao, X., Shen, J., Xu, J. und Yu, X.: Dynamic performance of a novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system. Applied Energy, Vol. 114, S. 335–352, 2014

[21] Huang, B.J., Lin, T.H., Hung, W.C. und Sun, F.S.: Performance Evaluation of Solar Photovoltaic/Thermal Systems. Solar Energy, 70 (5), S. 443–448, 2001

[22] Omojaro, P. und Breitkopf, C.: Direct expansion solar assisted heat pumps. A review of applications and recent research. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 22, S. 33–45, 2013

[23] Chaturvedi, S.K., Gagrani, V.D. und Abdel-Salam, T.M.: Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications. Energy Conversion and Management, Vol. 77, S. 550–557, 2014

[24] Chaturvedi, S.K., Abdel-Salam, T.M., Sreedharan, S.S. und Gorozabel, F.B.: Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications. Applied Thermal Engineering, Vol. 29, Nr. 10, S. 2093–2099, 2009

[25] Zhao, X., Zhang, X., Riffat, S.B. und Su, Y.: Theoretical study of the performance of a novel PV/e roof module for heat pump operation. Energy Conversion and Management, Vol. 52, Nr. 1, S. 603–614, 2011

[26] Chen, H., Riffat, S.B. und Fu, Y.: Experimental study on a hybrid photovoltaic/heat pump system. Applied Thermal Engineering, Nr. 31, S. 4132–4138, 2011

[27] Chow, T.T., Fong, K.F., Pei, G., Ji, J. und He, M.: Potential use of photovoltaic-integrated solar heat pump system in Hong Kong. Applied Thermal Engineering, Nr. 30, S. 1066–1072, 2010

[28] Chow, T.T., Pei, G., Fong, K.F., Lin, Z., Chan, A.L.S. und He, M.: Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong. Applied Energy, Vol. 87, Nr. 2, S. 643–649, 2010

[29] Tsai, H.-L.: Modeling and validation of refrigerant-based PVT-assisted heat pump water heating (PVTA–HPWH) system. Solar Energy, Vol. 122, S. 36–47, 2015

[30] Fu, H.D., Pei, G., Ji, J., Long, H., Zhang, T. und Chow, T.T.: Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system. Applied Thermal Engineering, Vol. 40, S. 343–350, 2012

[31] Ji, J., He, H., Chow, T., Pei, G., He, W. und Liu, K.: Distributed dynamic modeling and experimental study of PV evaporator in a PV/T solar-assisted heat pump. International Journal of Heat and Mass Transfer, Nr. 52, S. 1365–1373, 2009

[32] Ji, J., Liu, K., Chow, T.-T., Pei, G., He, W. und He, H.: Performance analysis of a photovoltaic heat pump. Applied Energy, Vol. 85, Nr. 8, S. 680–693, 2008

[33] Ji, J., Liu, K., Chow, T.-T., Pei, G. und He, H.: Thermal analysis of PV/T evaporator of a solar-assisted heat pump. International Journal of Energy Research, Nr. 31, S. 525–545, 2007

[34] Ji, J., He, H., He, W., Pei, G. und Liu, K.: Distributed and steady modelling of the pv evaporator in a PVT solar assisted heat pump, 2007

[35] Mastrullo, R. und Renno, C.: A thermoeconomic model of a photovoltaic heat pump. Applied Thermal Engineering, Nr. 30, S. 1959–1966, 2010

[36] Xu, G., Deng, S., Zhang, X., Yang, L. und Zhang, Y.: Simulation of a photovoltaic/thermal heat pump system having a modified collector/evaporator. Solar Energy, Nr. 83, S. 1967–1976, 2009

[37] Xu, G., Xu, X. und Zhang, X.: Development and Performance analysis on a Photovoltaic-Thermal integrated Heat Pump Water Heating System. Proceedings of ISES Solar World Congress, Vol. 2007, S. 2023–2026, 2007

[38] Xu, G., Zhang, X. und Deng, S.: A simulation study on the operating performance of a solar–air source heat pump water heater. Applied Thermal Engineering, Nr. 26, S. 1257–1265, 2006

[39] Molinaroli, L., Joppolo, C.M. und Antonellis, S. de: Numerical Analysis of the Use of R-407C in Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump. Energy Procedia, Vol. 48, S. 938–945, 2014

[40] Kong, X.Q., Li, Y., Lin, L. und Yang, Y.G.: Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A. International Journal of Refrigeration, Vol. 76, S. 136–146, 2017

[41] Mertz, G.: Die neue F-Gase-Verordnung – Ziele, Inhalte, Konsequenzen. Synthetische Kältemittel werden künftig knapper und teurer. Technische Trends und Normung. BTGA – Bundesindustrieverband Technische Gebäudeausrüstung e.V., 2015

[42] Raisul Islam, M., Sumathy, K., Gong, J. und Kahn, S.: Performance study on solar assisted heat pump water heater using CO_2 in a transcritical cycle. International Conference on Renewable Energies and Power Quality, Santiago de Compostela, 2012

[43] Raisul Islam, M. und Sumathy, K.: Carbon Dioxide driven Solar-assisted Heat Pump Water Heating System: A Theoretical Analysis. International Research Journal of Environment Sciences, 2(10), S. 77–92, 2013

[44] Paradis, P.-L., Rousse, D.R., Lamarche, L. und Nesreddine, H.: A hybrid PV/T solar evaporator using CO2. Numerical heat transfer model and simulation results. Solar Energy, Vol. 170, S. 1118–1129, 2018

[45] Paradis, P.-L., Rousse, D.R., Lamarche, L., Nesreddine, H. und Talbot, M.-H.: One-dimensional model of a stratified thermal storage tank with supercritical coiled heat exchanger. Applied Thermal Engineering, Vol. 134, S. 379–395, 2018

[46] Dvorak, T., Mazitzis, N., Cousin, R. und Rullof, J.: Evaluation of a CFD-Simulation approach for modelling CO_2 evaporation in microchannels in Ansys Fluent using a mixture-model. Proc. 5th International Energy and Sustainability Conference (IESC). Köln, Germany. 2016

[47] Hilger, L., Roßbach, N., Wirth, F. und Rullof, J.: Experimental studies of the technical feasibility of a lamination process for PVT-direct modules. Proc. 5th International Energy and Sustainability Conference (IESC). Köln, Germany. 2016

[48] Schneider, L.M. und Rullof, J.: Constructive design of an aluminum microchannel evaporator for a solar hybrid module. Proc. 5th International Energy and Sustainability Conference (IESC). Köln, Germany. 2016

[49] Rullof, J., Lambers, K.J., Hadji-Minaglou, J.-R., Scholzen, F. und Blieske, U.: Entwicklung eines PVT-basierten Wärmepumpensystems auf der Basis von CO_2 Direktverdampfung. Proc. Deutsche Kälte- und Klimatagung (DKV). Kassel, Germany. 2016

[50] Rullof, J., Lambers, K.J., Dick, C., Blieske, U., Hadji-Minaglou, J.-R. und Scholzen, F.: Experimental studies on the development of a solar hybrid module with an aluminum microchannel evaporator. Proc. 5th International Energy and Sustainability Conference (IESC). Köln, Germany. 2016

[51] Rullof, J., Lambers, K.J., Blieske, U., Hadji-Minaglou, J.-R. und Scholzen, F.: Entwicklung eines PVT-basierten CO_2 -Wärmepumpensystems. KI - Kälte- Luft- Klimatechnik, 8-9, S. 44–48, 2017

[52] Rullof, J., Lambers, K.J., Blieske, U., Hadji-Minaglou, J.-R. und Scholzen, F.: Thermal Model of a Solar Hybrid Module as the Heat Source for a CO_2 Heat Pump. Proc. 6th International Energy and Sustainability Conference (IESC). New York, USA. 2017, S. 17–22

[53] Rullof, J., Lambers, K.J., Blieske, U., Arndt, T., Hadji-Minaglou, J.-R. und Scholzen, F.: Entwicklung einer Regelungsstrategie eines PVT-basierten Wärmepumpensystems auf der

Basis von CO_2 Direktverdampfung. Proc. Deutsche Kälte- und Klimatagung (DKV). Bremen, Germany. 2017

[54] Rullof, J., Lambers, K.J., Blieske, U., Hadji-Minaglou, J.-R. und Scholzen, F.: Entwicklung eines PV/Thermie-basierten Wärmepumpensystems auf der Basis von CO_2 Direktverdampfung. Proc. 33. Photovoltaik-Symposium. Bad Staffelstein, Germany. 2018, S. 109–110

[55] Rullof, J., Lambers, K.J., Blieske, U., Hadji-Minaglou, J.-R. und Scholzen, F.: Development of a Control Strategy for a PVT-based CO_2 Heat Pump. Proc. 7th International Energy and Sustainability Conference (IESC). Köln, Germany. 2018

[56] Rullof, J., Lambers, K.J., Blieske, U., Arndt, T., Hadji-Minaglou, J.-R. und Scholzen, F.: Entwicklung einer Regelungsstrategie für eine PVT--basierte CO_2--Wärmepumpe. KI - Kälte-Luft- Klimatechnik, 1-2, S. 48–54, 2018

[57] Rullof, J., Lambers, K.J., Blieske, U., Künkel, F., Hadji-Minaglou, J.-R. und Scholzen, F.: Modellierung eines PVT-basierten Wärmepumpensystems auf der Basis von CO_2 Direktverdampfung. Proc. Deutsche Kälte- und Klimatagung (DKV). Aachen, Germany. 2018

[58] Rullof, J.: Hybrid-Solarmodulkollektor auf der Basis von CO_2 Direktverdampfung in Mikrokanälen. PVT-direkt, TH Köln BMBF-Abschlussbericht. Köln 2018

[59] Gnielinski, V.: Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung. Forschung im Ingenieurwesen, Vol. 41, Nr. 5, S. 145–153, 1975

[60] Palyvos, J.A.: A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems modeling. Applied Thermal Engineering, Vol. 28, 8-9, S. 801–808, 2008

[61] Test, F.L., Lessmann, R.C. und Johary, A.: Heat Transfer During Wind Flow over Rectangular Bodies in the Natural Environment. Journal of Heat Transfer, Vol. 103, Nr. 2, S. 262, 1981

[62] Fujii, T. und Imura, H.: Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, Nr. 4, S. 755–767, 1972

[63] VDI e.V. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2013

[64] Merker, G.P.: Konvektive Wärmeübertragung. Wärme- und Stoffübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 1987

[65] Pohlhausen, E.: Der Wärmeaustausch zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten mit kleiner Reibung und kleiner Wärmeleitung. ZAMM - Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, Vol. 1, Nr. 2, S. 115–121, 1921

[66] Armstrong, S. und Hurley, W.G.: A thermal model for photovoltaic panels under varying atmospheric conditions. Applied Thermal Engineering, Vol. 30, 11-12, S. 1488–1495, 2010

[67] Baehr, H.D. und Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2013

[68] Quaschning, V.: Simulation der Abschattungsverluste bei solarelektrischen Systemen, Technische Universität Berlin Dissertation. Berlin 1996

[69] Baehr, H.D. und Kabelac, S.: Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. SpringerLink Bücher. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2012

[70] Hering, E., Martin, R. und Stohrer, M. (Hrsg.): Physik für Ingenieure. Springer-Lehrbuch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2012

[71] Swinbank, W.C.: Long-wave radiation from clear skies. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, Vol. 89, Nr. 381, S. 339–348, 1963

[72] Mertens, K.: Photovoltaik. Lehrbuch zu Grundlagen, Technologien und Praxis. München: Carl Hanser Verlag 2015

[73] Duffie, J.A. und Beckman, W.A.: Solar engineering of thermal processes. Hoboken, NJ: Wiley 2013

[74] Kosowski, K., Tegethoff, W. und Köhler, J.: Wärmeversorgungssystem mit CO_2-Wärmepumpe. Entwicklung & Untersuchung eines neuartigen primärenergieoptimierten Wärmeversorgungssystems für Niedrigstenergie-Wohngebäude, Technische Universität Braunschweig DBU-Abschlussbericht. Braunschweig 2006

[75] Lambers, K.J., Süss, J. und Köhler, J.: Der Verdichtungsprozess von Verdrängungsverdichtern. Teil III/III: Kennzahlen von Verdrängungsverdichtern. KI - Kälte- Luft- Klimatechnik, Vol. 12, S. 19–23, 2007

[76] Austin, B.T. und Sumathy, K.: Transcritical carbon dioxide heat pump systems. A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, Nr. 8, S. 4013–4029, 2011

[77] Poling, B.E., Prausnitz, J.M. und O'Connell, J.P.: The properties of gases and liquids. New Yrok: McGraw-Hill 2010

[78] Köster, S.: Auslegung, Konstruktion und experimentelle Untersuchung einer Hochtemperatur-Heizungswärmepumpenanlage mit dem natürlichen Kältemittel Kohlendioxid, Universität Duisburg-Essen Dissertation. Düsseldorf 2005

[79] Pohlmann, W. (Hrsg.): Pohlmann, Taschenbuch der Kältetechnik. Grundlagen, Anwendungen, Arbeitstabellen und Vorschriften. Berlin: VDE-Verl. 2013

[80] Deutscher Wetterdienst: Meteorologisches Observatorium Lindenberg – Richard-Aßmann-Observatorium; Deutscher Wetterdienst vor Ort

[81] SMA Solar Technology AG: Capacitive Leakage Currents. Technical Information. Information on the design of transformerless inverters of type Sunny Boy, Sunny Mini Central, Sunny Tripower, 2011

[82] Ostermann, F.: Anwendungstechnologie Aluminium. Berlin/Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2014

[83] Altenpohl, D.G.: Aluminium von innen - das Profil eines modernen Metalles. Düsseldorf: Aluminium-Verl. 1994

[84] Kammer, C.: Aluminium-Taschenbuch. Berlin: Beuth 2012

[85] Roos, E. und Maile, K.: Werkstoffkunde für Ingenieure. Grundlagen, Anwendung, Prüfung. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer Vieweg 2015

[86] DVS Media GmbH: Aluminium heat exchanger technologies for HVAC&R. Lectures of the 4th international congress. DVS-Berichte, Bd. 312. Düsseldorf: DVS Media 2015

[87] *ASTM G85 Annex 3 - Standard Practice for Modified Salt Spray Testing (SWAAT)*

[88] Youbi-Idrissi, M. und Bonjour, J.: The effect of oil in refrigeration. Current research issues and critical review of thermodynamic aspects. International Journal of Refrigeration, Vol. 31, Nr. 2, S. 165–179, 2008

[89] Lee, S. und Kang, B.H.: An Experimental Study on Oil Return of PAG and POE from an Evaporator Model for a CO_2 Refrigeration System, School of Mechanical and Automotive Engineering Report. Korea 2008

[90] Kim, M.: Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems. Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 30, Nr. 2, S. 119–174, 2004

[91] Hwang, Y., Lee, J.-P. und Radermacher, R.: Oil distribution in a transcritical CO2 air-conditioning system. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, 14-15, S. 2618–2625, 2007

[92] Peuker, S. und Hrnjak, P.S.: Experimental and Modeling Investigation of Two Evaporator Automotive Air Conditioning Systems. Air Conditioning and Refrigeration Center, 2006

[93] Wujek, S.S. und Hrnjak, P.S.: Effects of Oil on a Transcritical Carbon Dioxide Air Conditioning Systems - some experiences -. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2006

[94] Beaver, A.C., Yin, J.M., Bullard, C.W. und Hrnjak, P.S.: An Experimental Investigation of Transcritical Carbon Dioxide Systems for Residential Air Conditioning. ACRC, 1999

[95] Minetto, S., Brignoli, R., Banasiak, K., Hafner, A. und Zilio, C.: Performance assessment of an off-the-shelf R744 heat pump equipped with an ejector. Applied Thermal Engineering, Vol. 59, 1-2, S. 568–575, 2013

[96] Han, Y., Liu, Y., Li, M. und Huang, J.: A review of development of micro-channel heat exchanger applied in air-conditioning system. Energy Procedia, Vol. 14, S. 148–153, 2012

[97] Roland Handschuh: Design Criteria for CO2 Evaporators. GTZ Proklima, 2008

[98] Uribe, T., Bullard, C.W. und Hrnjak, P.S.: Designing and Optimizing Systems for Compressor Rapid Cycling. Air Conditioning and Refrigeration Center, 2003

[99] Girotto, S., Minetto, S. und Neksa, P.: Commercial refrigeration system using CO2 as the refrigerant. International Journal of Refrigeration, Vol. 27, Nr. 7, S. 717–723, 2004

[100] Kulkarni, T., Bullard, C.W. und Cho, K.: Header design tradeoffs in microchannel evaporators. Applied Thermal Engineering, Vol. 24, 5-6, S. 759–776, 2004

[101] Bowers, C.D., Mai, H., Elbel, S. und Hrnjak, P.S.: Refrigerant Distribution Effects on the Performance of Microchannel Evaporators. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012

[102] Kulkarni, T. und Bullard, C.W.: Design Tradeoffs in Microchannel Heat Exchangers. Air Conditioning and Refrigeration Center, 2003

[103] Li, H. und Hrnjak, P.: An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect. International Journal of Refrigeration, Vol. 59, S. 259–268, 2015

[104] Rossi, C., De-Rosa, M., Bianco, V., Scarpa, F. und Tagliafico, L.A.: Comparison between different photovoltaic solar-assisted heat pumps (PVT-SAHP) configurations with retrofitted photovoltaic panels. WSEAS transactions on environment and developement, Vol. 10, 2014

[105] Ma, Y., Liu, Z. und Tian, H.: A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. Energy, Vol. 55, S. 156–172, 2013

[106] Tuo, H.: Flash gas bypass - a way to improve distribution of adiabatic two-phase refrigerant flow in headers of microchannel evaporators, University of Illinois at Urbana-Champaign Dissertation. Illinois 2013

[107] DIN EN IEC 61730-1: Photovoltaik (PV)-Module - Sicherheitsqualifikation - Teil 1: Anforderungen an den Aufbau (IEC 61730-1:2016); Deutsche Fassung EN IEC 61730-1:2018 + AC:2018. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2018

[108] DIN IEC/TS 62788-2: Messverfahren für Werkstoffe, die in Photovoltaik-Modulen verwendet werden - Teil 2: Polymerwerkstoffe – Frontsheets und Backsheets. VDE 0126-37-2:2019-02. VDE Verlag 2019

[109] DIN EN 61215-1: Terrestrische Photovoltaik-(PV-)Module – Bauarteignung und Bauartzulassung - Teil 1: Prüfanforderungen. VDE 0126-31-1:2017-05. VDE Verlag 2017

[110] Menges, G., Haberstroh, E., Michaeli, W. und Schmachtenberg, E.: Menges Werkstoffkunde Kunststoffe. s.l.: Carl Hanser Fachbuchverlag 2014

[111] Sapa Heat Transfer (Hrsg.): The benefits of Aluminium in HVAC&R Heat Exchangers. Produktblatt. Tonder, Dänemark: Sapa Precision Tubing Tønder 2014

[112] Schael, A.-E. und Kind, M.: Wärmeübergang und Druckverlust beim Strömungsverdampfen von CO2 im horizontalen Glattrohr. Chemie Ingenieur Technik, Vol. 76, Nr. 12, S. 90–94, 2004

[113] Kind, M.: VDI-Wärmeatlas. H3.2 Druckverlust in durchströmten Verdampferrohren. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2013

[114] Multi-Contact: Produktkatalog Solarline. Anschlusssysteme und Zubehör für die Photovoltaik - Steckverbinder, Anschlussdosen & Kabel, 2016

[115] Staudacher, D.: Fronius - Technische Information zu kapazitiven Ableitströmen

[116] Rullof, J.: Laminationsparameter. Interview mit Bridgestone Industrial Limited. Interview mit Weißgärber, A., Köln 2016

[117] Mertens, K., Kösters, H. und Diehl, M.: Low-Cost-Outdoor-EL:. Cost-efficient extensive On-Site Quality Analysis of Solar Modules. Proc. European Photovoltaic Solar Energy Conference and Exhibition. Hamburg. 2015

[118] Rauschnabel, K.: Thermische Ausdehnung, Hochschule Heilbronn Vorlesungsskript. Heilbronn 2006

[119] Glas Trösch Holding AG: Glas und Praxis. Kompetentes Bauen und Konstruieren mit Glas. Langenthal: Merkur Druck AG 2012

[120] Cole, R.J. und Sturrock, N.S.: The convective heat exchange at the external surface of buildings. Building and Environment, Vol. 12, Nr. 4, S. 207–214, 1977

[121] Nusselt, W. und Jürges, W.: Die Kühlung einer ebenen Wand durch einen Luftstrom (The cooling of a plane wall by an air flow). Gesundheits Ingenieur, Vol. 45, Nr. 52, S. 641–642, 1922

[122] McAdams, W.H.: Heat Transmission. Tokyo, Japan: McGraw-Hill Kogakusha 1954

[123] Watmuff J. H., Charters W. W. S. and Proctor D.: Solar and wind induced external coefficients solar collectors. Int. Revue d'Hellio-technique 2, Nr. 56, 1977

[124] Onur, N. und Hewitt, J.C.: A study of wind effects on collector performance. in: Proceedings of the ASME Solar Energy Division, Century 2 Solar Energy Conference, 1980

[125] Sogin, H.H.: A Summary of Experiments on Local Heat Transfer From the Rear of Bluff Obstacles to a Low Speed Airstream. Journal of Heat Transfer, Nr. 86, S. 200–202, 1964

[126] Goverde, H. und Goossens, D., et al.: Spatial and temporal analysis of wind effects on PV module temperature and performance. Sustainable Energy Technologies and Assessments, Vol. 11, S. 36–41, 2015

[127] Onur, N.: Forced convection heat transfer from a flat-plate model collector on roof of a model house. Wärme- und Stoffübertragung, Vol. 28, Nr. 3, S. 141–145, 1993

[128] Turgut, O. und Onur, N.: Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface. International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 36, Nr. 3, S. 274–279, 2009

[129] Sparrow, E.M. und Tien, K.K.: Forced Convection Heat Transfer at an Inclined and Yawed Square Plate—Application to Solar Collectors, 1977

[130] Sparrow, E.M., Ramsey, J.W. und Mass, E.A.: Effect of finite width on heat transfer and fluid flow about an inclined rectangular plate. Trans. ASME J. Heat Transfer, Nr. 101, S. 199–204, 1979

[131] Tien, K.K. und Sparrow, E.M.: Local heat transfer and fluid flow characteristics for airflow oblique or normal to a square plate. International Journal of Heat and Mass Transfer, Nr. 22, S. 349–360, 1979

[132] Sparrow, E.M. und Lau, C.: Effect of adiabatic co-planar extension surfaces on wind-related solar-collector heat transfer coefficients. Trans. ASME J. Heat Transfer, Nr. 103, S. 268–271, 1981

[133] Wu, S.-Y., Zhang, H., Xiao, L. und Qiu, Y.: Experimental investigation on convection heat transfer characteristics of flat plate under environmental wind condition. International Journal of Green Energy, Vol. 14, Nr. 3, S. 317–329, 2017

[134] Sparrow E. M. und Tien K. K.: Forced Convection Heat Transfer at an Inclined and Yawed Square Plate—Application to Solar Collectors

[135] Furushima, K., Nawata, Y. und Sadatomi, M.: Prediction of photovoltaic (PV) power output considering weather effects. in: Proceedings of the SOLAR 2006 – Renewable Energy, Key to Climate Recovery, 2006

[136] Jayamaha, S.E.G., Wijeysundera, N.E. und Chou, S.K.: Measurement of the heat transfer coefficient for walls. Building and Environment, Vol. 31, Nr. 5, S. 399–407, 1996

[137] Kumar, S., Sharma, V.B., Kandpal, T.C., Mullick, S.C.: Wind induced heat losses from outer cover of solar collectors Energy 10, 613–616. Renewable Energy, Nr. 10, S. 613–616, 1997

[138] Liu, Y. und Harris, D.J.: Full-scale measurements of convective coefficient on external surface of a low-rise building in sheltered conditions. Building and Environment, Vol. 42, Nr. 7, S. 2718–2736, 2007

[139] Sharples, S. und Charlesworth, P.S.: Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector. Solar Energy, Vol. 62, Nr. 2, S. 69–77, 1998

[140] Loveday, D.L. und Taki, A.H.: Convective heat transfer coefficients at a plane surface on a full-scale building facade. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, Nr. 8, S. 1729–1742, 1996

[141] Taki, A.H. und Loveday, D.L.: External convection coefficients for framed rectangular elements on building facades. Fuel and Energy Abstracts, Vol. 37, Nr. 6, S. 456, 1996

[142] Yazdanian, H. und Klems, J.H.: Measurement of the exterior convective film coeficient for windows in low-rise buildings, Vol. 1993

[143] Kaplani, E. und Kaplanis, S.: Thermal modelling and experimental assessment of the dependence of PV module temperature on wind velocity and direction, module orientation and inclination. Solar Energy, Vol. 107, S. 443–460, 2014

[144] Kendoush, A.A.: Theoretical analysis of heat and mass transfer to fluids flowing across a flat plate. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 48, Nr. 1, S. 188–194, 2009

[145] Sartori, E.: Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces. Solar Energy, Vol. 80, Nr. 9, S. 1063–1071, 2006

[146] Mahboub, C., Moummi, N., Moummi, A. und Youcef-Ali, S.: Effect of the angle of attack on the wind convection coefficient. Solar Energy, Vol. 85, Nr. 5, S. 776–780, 2011

[147] Wu, Y.-Y., Wu, S.-Y. und Xiao, L.: Numerical study on convection heat transfer from inclined PV panel under windy environment. Solar Energy, Vol. 149, S. 1–12, 2017

[148] Blocken, B., Defraeye, T., Derome, D. und Carmeliet, J.: High-resolution CFD simulations for forced convective heat transfer coefficients at the facade of a low-rise building. Building and Environment, Vol. 44, Nr. 12, S. 2396–2412, 2009

[149] Defraeye, T. und Carmeliet, J.: A methodology to assess the influence of local wind conditions and building orientation on the convective heat transfer at building surfaces. Environmental Modelling & Software, Vol. 25, Nr. 12, S. 1813–1824, 2010

[150] Defraeye, T., Blocken, B. und Carmeliet, J.: Convective heat transfer coefficients for exterior building surfaces. Existing correlations and CFD modelling. Energy Conversion and Management, Vol. 52, Nr. 1, S. 512–522, 2011

[151] Defraeye, T., Blocken, B. und Carmeliet, J.: CFD analysis of convective heat transfer at the surfaces of a cube immersed in a turbulent boundary layer. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, 1-3, S. 297–308, 2010

[152] Vasan, N. und Stathopoulos, T.: Experimental study of wind effects on unglazed transpired collectors. Solar Energy, Vol. 101, S. 138–149, 2014

[153] Dorin S.p.A.: Datenblatt: CD Series 2014 - CO2 Semi-hermetic compressors, Dorin S.p.A., Florenz 2014

[154] Schlichting, H. und Gersten, K.: Grenzschicht-Theorie. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2006

[155] GIN P6-60 - Datasheet. Polycrystaline module, Gintech Energy Corporation, 2015

[156] Wosnitza, F. und Hilgers, H.G.: Energieeffizienz und Energiemanagement. Ein Überblick heutiger Möglichkeiten und Notwendigkeiten. Praxis. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag 2012

[157] Huang, W., Ji, J., Xu, N. und Li, G.: Frosting characteristics and heating performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump for space heating under frosting conditions. Applied Energy, 2016

[158] Kosowski, K.: Energieeffiziente Naturumlaufabtauung einer CO_2-Wärmepumpe, Technische Universität Braunschweig Dissertation. Braunschweig 2010

[159] Cao, S., Siren, K., Heinz, A. und Bonk, S.: Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 3. Part E: Storage models, Universität Stuttgart Technical Report. Stuttgart 2013

[160] Dragsted, J., Furbo, S., Dannemand, M. und Bava, F.: Thermal stratification built up in hot water tank with different inlet stratifiers. Solar Energy, Vol. 147, S. 414–425, 2017

[161] Drück, H.: MULTIPORT Store - Model for TRNSYS. Type 340 - Version 1.99F, Universität Stuttgart TRNSYS Description. Stuttgart 2006

[162] Fan, J. und Furbo, S.: Thermal stratification in a hot water tank established by heat loss from the tank. Solar Energy, Vol. 86, Nr. 11, S. 3460–3469, 2012

[163] Haller, M.Y., Yazdanshenas, E., Andersen, E., Bales, C., Streicher, W. und Furbo, S.: A method to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes independently from storage heat losses. Solar Energy, Vol. 84, Nr. 6, S. 997–1007, 2010

[164] Kosowski, K., Tegethoff, W. und Köhler, J.: Carbon Dioxid Heat Pump Combined with a Solar Stratified Storage Tank. Proc. 9th International IEA Heat Pump Conference. Zürich. 2008

[165] Njoku, H.O., Ekechukwu, O.V. und Onyegegbu, S.O.: Analysis of stratified thermal storage systems. An overview. Heat and Mass Transfer, Vol. 50, Nr. 7, S. 1017–1030, 2014

[166] Rahman, A., Smith, A.D. und Fumo, N.: Performance modeling and parametric study of a stratified water thermal storage tank. Applied Thermal Engineering, Vol. 100, S. 668–679, 2016

[167] Stene, J.: Residential CO2 Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating, NTNU - Norwegian University of Science and Technology Dissertation. Trondheim 2004

[168] Wang, Z., Zhang, H., Dou, B., Huang, H., Wu, W. und Wang, Z.: Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank. Renewable Energy, Vol. 111, S. 353–371, 2017

Abkürzungsverzeichnis

AC	Wechselstrom
CAB	Controlled Atmosphere Brazing
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO_2	Kohlendioxid
COP	Coefficient of Performance - Leistungszahl
CTI	Comparative Tracking Index
DC	Gleichstrom
DSC	Differential Scanning Calorimetry
DTI	Distance Through Insulation
EB	Effizienzbetrieb
ECP	elektrochemisches Korrosionspotenzial
EVA	Ethylen-Vinyl-Acetat
FGB	Flash Gas Bypass
GHI	Global Horizontal Irradiation
GWP	Global Warming Potential
HB	Heizbetrieb
HD	Hochdruck
HVAC&R	Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigeration
MCHX	Microchannel Heat Exchanger
MPE	Multi-Port Extrusion (Mikrokanal)
MPP	Maximum Power Point
MPP	Maximum Power Point
ND	Niederdruck
NI	National Instruments
ODP	Ozone Depletion Potential
PAG	Polyalkylenglykole
PID	potenzielle induzierte Degradation
POE	Polyolester
PV	Photovoltaik
PVT-Modul	Photovoltaik/Thermisches Solarhybridmodul
R744	Kohlendioxid
RCD	Fehlerstromschutzschalter
RCMS	Differenzstrom-Überwachungssystem
STC	Standard-Test-Bedingungen
SWAAT	Sea-Water-Acetic-Acid-Testing
TRY	Testreferenzjahr
VI	Viskositätsindex
WP	Wärmepumpe
WÜK	Wärmeübergangskoeffizient

Symbolverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	m^2
C	parasitäre Kapazität	nF
C	Strahlungsaustauschkoeffizient	$W/m^2\ K^4$
C	Wärmekapazität	J/K
c	spez. Wärmekapazität	J/kgK
C_{12}	Strahlungsaustauschkoeffizient	W/m^2K^4
COP	Leistungszahl der Wärmepumpe	-
E	Fehler	%
$\dot{E}_{Zelle}$	absorbierte Strahlungsenergie	W
G	Leistungsdichte Solarstrahlung	W/m^2
GHI	Leistungsdichte Globalstrahlung	W/m^2
Gr	Grashof-Zahl	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
h	spezifische Enthalpie	J/kg
I	Strom	A
I_C	kapazitiver Ableitstrom	A
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2 K
l	Länge	m
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
Nu	Nusselt-Zahl	-
p	Druck	bar
Pr	Prandtl-Zahl	-
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{Verlust}$	Verlustwärmeströme	W
$\dot{Q}_{Verdampfung}$	Nutzwärmestrom	W
Re	Reynolds-Zahl	-
s	spezifische Entropie	J/kg K
t, T	Temperatur	°C, K
U	Spannung	V
v	Geschwindigkeit	m/s
$\dot{W}_{el}$	Elektrische Antriebsleistung	W
z	Maximaler Nullpunktfehler	kg/h

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m² K
α_{abs}	Absorptionskoeffizient	-
α_T	Temperaturleitfähigkeit	m²/s
β	Neigungswinkel	°
β_{th}	Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K
γ	Orientierungswinkel	°
$\Delta t, \Delta T$	Temperaturdifferenz	°C,K
ε	Leistungszahl der Wärmepumpe, Emissionszahl	-
ε_0	Permittivität, physikalische Konstante	As/Vm
ε_r	vom Material abhängige Permittivitätszahl	-
η	Wirkungsgrad	-
η_i	Gütegrad	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/m K
Π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m³
ν	kinematischen Viskosität	m²/s
σ	Stephan-Boltzmann-Konstante	W/m² K⁴
τ	Transmissionskoeffizient	-
Φ_{em}	Verlustemissionsstrom	W
Φ_{sol}	Solarenergiestrom	W
φ	Einstrahlzahl	-

Indizes

0	Verdampfereingang
b	beam (Solarstrahlung)
B	Boden
c	charakteristisch, kritisch
CO_2	Kohlendioxid (Kältemittel)
crit	kritisch
d	diffus (Solarstrahlung), discharge (Hochdruck)
D	Dach
e	erzwungen
eff	effektiv
evap	Verdampfung
f	frei
F	(Modul-) Frontseite
g	global (Solarstrahlung)
G	Solarstrahlung
GA	Gaskühlerausgang
GE	Gaskühlereingang
Glas	Glas
H	Heiz(-leistung)
H	Himmel
HG	Heizgrenze
i	isentrop/Anzahl
K	Konvektion
lam	laminar
max	maximal
min	minimal
MPE	Mikrokanalprofil
MPP	Punkt maximaler Leistung
Opt	optimal
PV	Photovoltaik, Solarzelle
PVT	PVT-Modul
R	(Modul-) Rückseite
s	Saug(-druck)
S	Wärmestrahlung
sys	System
turb	turbulent
u	Umgebung
ÜH	Überhitzung
v	Verdampfung
w	Wind
WP	Wärmepumpe

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Schichtaufbau des PVT-direkt Moduls 7

Abbildung 2.2: Vereinfachte Darstellung der Energieströme für ein PVT-direkt Modul 8

Abbildung 2.3: Thermisches Ersatzschaltbild des PVT-direkt Moduls 10

Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des Energieflusses einer Wärmepumpe zur Beheizung eines Raumes nach Baehr und Kabelac [69] 15

Abbildung 2.5: Schematische Darstellung des rechtsläufigen Kreisprozesses der Wärmepumpe nach Baehr und Kabelac [69] 16

Abbildung 2.6: a) Schematische Darstellung eines transkritischen CO_2-Wärmepumpenprozesses b) Darstellung der Zustandsänderung im p-h-Diagramm nach Kosowski und Tegethoff [74] 18

Abbildung 2.7: Illustration einer Dachanordnung eines PVT-direkt Moduls und schematische Darstellung der parasitären Kapazität 21

Abbildung 2.8: Schematischer Aufbau der Oxidschicht des Aluminiums [82] 23

Abbildung 2.9: Vergleich des elektrochemischen Korrosionspotenzials der Legierung HA 3903-R mit Standard Header- und MPE-Legierungen (basiert auf Altenpohl [83]) 24

Abbildung 2.10: Innenraumausschnitt eines SWAAT-Wechselklimagerätes (Fa. Liebisch) 25

Abbildung 3.1: Zurückgehaltene Ölmenge in Gaskühler, Saugleitung und Verdampfer in Abhängigkeit der Ölkonzentration und des Massenstromes nach Hwang et al. [91] 35

Abbildung 3.2: Niederdrucksammler (LPR) mit kombinierter Ölabscheidung und Wärmepumpenkreislauf mit Ejektor nach Minetto et al. [95] 36

Abbildung 3.3: Thermische Leistung in Abhängigkeit der Kältemittelgeschwindigkeit nach Handschuh [97] (links) und Temperaturabfall in Abhängigkeit der Zykluszeit nach Uribe et al. [98] (rechts) 37

Abbildung 3.4: Kältemittelverteilung in einem MPE-Verdampfer und dem jeweiligem Headersegment bei Durchströmung mit (links) und entgegen (rechts) der Schwerkraft nach Bowers et al. [101] 39

Abbildung 3.5: Rohr-Verschaltungen eines R410A Kälteanlagen-Verdampfers (links) und die für CO_2-Anwendungen umgerüstete Version (rechts) nach Girotto et al. [99] 41

Abbildung 3.6: Linke Abbildung: Thermografie-Aufnahmen: konventionelles PV-Modul (links) vs. Hybridmodul (rechts), rechte Abbildung: Aufbau des Hybridmoduls mit Rohrschlangenkonstruktion nach Rossi et al. [104] 42

Abbildung 4.1: Dreiphasiger Ablaufplan zum Verdampfer-Design mit Darstellung der Ergebnisse eines jeden Unterpunktes 48

Abbildung 4.2: Technische Zeichnungen des a) MPE-Profils und b) Headers 49

Abbildung 4.3: Technische Zeichnungen des Harfen-Konzepts (① Aluminiumplatte, ② MPE-Profil, ③ Header) 50

Abbildung 4.4: Technische Zeichnungen des Mäanderkonzepts (① Aluminiumplatte, ② Header, ③ und ④ MPE-Profile) 50

Abbildung 4.5: 3D-Modell des Harfenverdampfers mit Darstellung der Headeranbindung 51

Abbildung 4.6: 3D-Modell des Mäanderverdampfers mit Darstellung der Headeranbindung 51

Abbildung 4.7: Temperaturverteilung des Harfenverdampfers in Abhängigkeit der Wärmestromdichte....52

Abbildung 4.8: Temperaturverteilung des Mäanderverdampfers in Abhängigkeit der Wärmestromdichte....52

Abbildung 4.9: Darstellung des vollständigen Untersuchungsplans zur fügetechnischen Charakterisierung von Hartlötverbindungen....54

Abbildung 4.10: Drei Kernresultate der neun verschiedenen Musterkombinationen mit Auswahl der finalen Kombination durch Probenselektion....56

Abbildung 4.11: Vorversuche Mikrokanalverdampfer – Lötung a) Spannvorrichtung, b) ohne Header-Überstand, c) mit Header-Überstand....57

Abbildung 4.12: Anbindungsqualität im Lötnaht- und Lotkehlenbereich der Probenvarianten von MPE und Header (c-f)....58

Abbildung 4.13: Anbindungsqualität im Lötnaht- und Lotkehlenbereich der Probenvarianten von Header und Platte (a-b), Header und Endkappe (c-d) und MPE und Platte (e-f)....59

Abbildung 4.14: Technische Zeichnung des Harfenkonzepts des PVT-Mikrokanalverdampfers inklusive Verstärkungsrohre....60

Abbildung 4.15: Lötgestell für den industriellen Hartlötprozess (CAB-Prozess)....61

Abbildung 4.16: PVT-Mikrokanalverdampfer in Spannvorrichtung vor dem industriellen Hartlötprozess (CAB-Prozess)....61

Abbildung 4.17: PVT-Mikrokanalverdampfer nach industrieller CAB-Lötung....62

Abbildung 4.18: Darstellung von einzelnen Lötverbindungen von MPE, Header, Platte, Header-Endkappe und Header-Adapter....62

Abbildung 4.19: Reihenschaltung der 60 Solarzellen ($D_{Ph}1$ – $D_{Ph}60$) des PVT-direkt Moduls. Drei Bypass-Dioden ($D_{BP}1$ – $D_{BP}3$) unterteilen die Solarzellen in drei Cluster (Cluster 1 – Cluster 3)....64

Abbildung 4.20: Kriechstrecken und Abstand durch Isolierung (①Aluminiumplatte, ② Leiterbahnen, ③ Solarzellen)....65

Abbildung 4.21: Technische Zeichnung der verwendeten Anschlussdose mit Ansicht zur Darstellung der Abstände zwischen den Lötfahnen [114]....66

Abbildung 4.22: Schaltplan der einstufigen Greinacher-Schaltung zur Erzeugung der hohen DC-Prüfspannung....67

Abbildung 4.23: Aufbau der einstufigen Greinacher-Schaltung im MWB-Baukastenfeld des Hochspannungslabors an der TH Köln zur Erzeugung der benötigten Prüfgleichspannung....67

Abbildung 4.24: Ölbehälter mit Elektroden und fixiertem Prüfling....68

Abbildung 4.25: Testmodul mit einer Solarzelle um (a) trockene und (b) nasse Bedingungen zu simulieren und Testmodul mit neun Solarzellen um (c) trockene und (d) nasse Bedingungen zu simulieren....71

Abbildung 4.26: Simulative und experimentelle Ergebnisse zur parasitären Kapazität des PVT-direkt Moduls als Funktion in Abhängigkeit der PVT-Systemfläche, der elektrischen PVT-Systemleistung und der Grenzkapazitäten von drei verschiedenen transformatorlosen Wechselrichtern....72

Abbildung 4.27: a) Thermal-Cycling-Test; b) Humidity-Freeze-Test [109]....73

Abbildung 4.28: Haftungstest/Peel-Test – 180°-Peel-Geometrie 73

Abbildung 4.29: Korrosiver Abtrag am Blechwerkstoff HA 3903-R und der Lotkehle (ungeätzter Schliff/ Hellfeld/ 200-fach) 75

Abbildung 4.30: Vergleich des korrosiven Abtrags an der MPE-Oberfläche nach 7, 14, 19 Tagen SWAAT von Probe 2 (links) mit Probe 3 (rechts) (ungeätzter Schliff) 76

Abbildung 4.31: Querschnitt durch einen Laminator 78

Abbildung 4.32: Diagramm des Laminationsprozesses für das PVT-direkt Modul 78

Abbildung 4.33: Vergleich zwischen den DSC-Messungen von vernetzten und unvernetzten EVA-Folien 80

Abbildung 4.34: Elektrolumineszenzaufnahmen einer Solarzelle a) vor Lamination; b) nach Lamination mit rückseitig angebrachter Aluminiumplatte, MPE und Header; c) Zelle mit Mikroriss 81

Abbildung 4.35: a) Laminator; b) Vorderseite PVT-Modul bestehend aus 9 Solarzellen (500x500mm); c) Rückseite PVT-Modul mit Aluminiumplatte, MPE und Header (500x500mm); d) Rückseite 1-Zeller mit aufgeklebtem Header und MPE (150x150mm) 82

Abbildung 4.36: Querschnitt durch den Laminator – Darstellung der Ursache der Blasenbildung 83

Abbildung 4.37: PVT-direkt Modul Prototyp mit Glasfront - Verwerfung nach der Lamination 84

Abbildung 4.38: PVT-direkt Modul Prototyp mit Glasfront: a) Vorderansicht PVT-direkt Modul, b) Elektrolumineszenz-Aufnahme, c) Rückansicht PVT-direkt Modul ohne MPE-Profile und Header, d) el. Anschlüsse für Anschlussdose, e) angeschlossene „Multi-Contact“ Anschlussdose mit drei Bypass-Dioden 84

Abbildung 4.39: PVT-direkt Modul Prototyp mit Frontsheet Féron HelioX PV® sheet transluX E*PE 25/250/200 – a) 1-Zeller; b) Vorderansicht PVT-direkt Modul 85

Abbildung 4.40: Lötung der Solarzellen - a) Leiterbahnen und Leiterbahnverlängerung, b) Isolierung der Leiterbahnverlängerung mit Interlayer-Isolationsfolie, c) Lötung der Solarzellen, d) Frontsheet, EVA und Solarzellenanordnung 86

Abbildung 4.41: Finaler Prototyp des PVT-direkt Moduls inklusive Rahmen und Untergestell a) Vorderseite, b) Rückseite 87

Abbildung 5.1: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Windtunnel-Untersuchungen mit linearem Ansatz im Vergleich zu den Ansätzen von Palyvos [60] und Gnielinski [59] 103

Abbildung 5.2: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Windtunnel-Untersuchungen nach dem Ansatz des Potenzgesetzes im Vergleich zu den Ansätzen von Palyvos [60] und Gnielinski [59] 104

Abbildung 5.3: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Feldexperimenten im Vergleich zu den Ansätzen von Palyvos [60] und Gnielinski [59] 105

Abbildung 5.4: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei numerischen Untersuchungen im Vergleich zu den Ansätzen von Palyvos [60] und Gnielinski [59] 106

Abbildung 6.1: Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der PVT-direkt-Versuchsanlage 109

Abbildung 6.2: Versuchsanlage der PVT-basierten CO_2-Wärmepumpe 110

Abbildung 6.3: Datenerfassung in LabView - Verschaltungsplan mit integrierten Messwerten 112

Abbildung 6.4: Datenerfassung in LabView – Messreihendarstellung 113

Abbildung 6.5: Solarsimulator – Anordnung der Strahler (oben) und die Bestrahlungsstärke in W/m² jeder einzelnen Zelle des PVT-Moduls (unten) 116

Abbildung 7.1: Messung 1 – Messwertdarstellung aus vier Teilbereichen einer Einzelmessung; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft 119

Abbildung 7.2: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Teilbereich 1 von Messung 1; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft 120

Abbildung 7.3: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Teilbereich 3 von Messung 1; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft 121

Abbildung 7.4: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Teilbereich 4 von Messung 1; Kältemittel-Strömungsrichtung entgegen der Schwerkraft 121

Abbildung 7.5: Messung 2 – Messwertdarstellung bei großem Δt zwischen Verdampfungs- und Umgebungstemperatur und großem Massenstrom; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft 122

Abbildung 7.6: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 bis zum stationären Zustand ②; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft ... 123

Abbildung 7.7: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 ab dem stationären Zustand ② bis zum stationären Zustand ③; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft 123

Abbildung 7.8: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 ab dem stationären Zustand ③; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft ... 124

Abbildung 7.9: Messung 3 – Messwertdarstellung bei großem Δt zwischen Verdampfungs- und Umgebungstemperatur und kleinem Massenstrom; ab ④ mit erzwungener Konvektion; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft 125

Abbildung 7.10: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 3 bis zum stationären Zustand ④; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft ... 125

Abbildung 7.11: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 3 zwischen den stationären Zuständen ④ und ⑤ unter Berücksichtigung der erzwungenen Konvektion; Kältemittel-Strömungsrichtung mit der Schwerkraft .. 126

Abbildung 7.12: Verlauf der Kältemittel- und Temperaturverteilung von Messung 2 bis zum stationären Zustand ③; Gegenüberstellung des teilweise vereisten mikrokanalbasierten Verdampfer mit Thermografie-Aufnahmen 127

Abbildung 7.13: Ungleichförmige Reifbildung auf der PVT-Moduloberfläche aufgrund der Kältemittelverteilung 127

Abbildung 7.14: Thermische Verdampferleistungen des PVT-direkt Moduls in den stationären Betriebszuständen ①-⑤ 128

Abbildung 7.15: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ① unter Berücksichtigung freier Konvektion 130

Abbildung 7.16: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ② unter Berücksichtigung freier Konvektion 131

Abbildung 7.17: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ③ unter Berücksichtigung freier Konvektion 131

Abbildung 7.18: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ④ unter Berücksichtigung freier Konvektion 131

Abbildung 7.19: Temperaturverteilung der Verdampferoberfläche des stationären Zustands ⑤ unter Berücksichtigung freier und erzwungener Konvektion 132

Abbildung 7.20: Darstellung des dreidimensional modellierten Simulationsraumes (links) und seitliche Ansicht des Berechnungsgitters mit Schnitt im oberen Bereich mit Detaildarstellung der Prismenschicht (rechts) 135

Abbildung 7.21: Einfluss variierender Windrichtungen (Azimutwinkel) auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten. Für das PVT-Modul wird eine Südausrichtung (Azimutwinkel = 180°) und ein Modulneigungswinkel (Anströmwinkel) von 30° angenommen 137

Abbildung 7.22: Vergleich der ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit durch experimentelle Untersuchungen, CFD-Simulation und den Ansätzen nach Gnielinski [59], Palyvos [60] und Test et al. [61] 138

Abbildung 7.23: Kurzschlussstrom in Abhängigkeit der Bestrahlungsstärke (links) und I-U-Kennlinie (rechts) des Referenz-PV-Moduls vom Typ GIN P6-60 (Gintech [155]) 139

Abbildung 7.24: I-U- und P-U-Kennlinie des PVT-direkt Moduls in Abhängigkeit der Modultemperatur 140

Abbildung 7.25: Kurzschlussstrom und Leerlaufspannung bei variierenden PVT-Modultemperaturen von 15-60°C 140

Abbildung 8.1: Leistungszahl der Wärmepumpe (COP) und Heizleistung in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur bei konstanter Globalstrahlung und Gaskühleraustrittstemperatur. Der Hochdruck ist als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur optimiert. Konvektion und Wärmestrahlung sind nicht berücksichtigt 151

Abbildung 8.2: Bestimmung der Verdampfungstemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur für die zwei Fahrweisen Heizbetrieb (HB) und Effizienzbetrieb (EB). Die Heizgrenze (HG) ist mit 12°C festgelegt 153

Abbildung 8.3: Schema der Routine zur Bestimmung der Verdampfungs- und Modultemperatur 154

Abbildung 8.4: Simulationstag: 23.01. - Diagramm a) Globale Bestrahlungsstärke auf die horizontale Fläche (GHI). Diagramm b) Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit 156

Abbildung 8.5: Simulationstag: 23.01. - Diagramm a) Thermische Leistung des PVT-Moduls und COP. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Verdampfungstemperatur 156

Abbildung 8.6: Simulationstag: 12.08. - Diagramm a) Globale Bestrahlungsstärke auf die horizontale Fläche GHI. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit 157

Abbildung 8.7: Simulationstag: 12.08. Diagramm a) Thermische Leistung des PVT-Moduls und COP. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Verdampfungstemperatur 158

Abbildung 8.8: Simulationstag: 01.04. - Diagramm a) Globale Bestrahlungsstärke auf die horizontale Fläche GHI. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit 159

Abbildung 8.9: Simulationstag: 01.04. - Diagramm a) Thermische Leistung des PVT-Moduls und COP. Diagramm b) Umgebungstemperatur und Verdampfungstemperatur 159

Abbildung 8.10: Konzepte der indirekten Wärmeauskopplung einer CO_2-Wärmepumpe sowohl für das Heizungssystem als auch für die Trinkwassererwärmung, Kosowski et al. [74] 165

Abbildung 8.11: Konzepte der direkten Wärmeauskopplung einer CO_2-Wärmepumpe für das Heizsystem über eine Fußbodenheizung mit a) indirekter Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher für die Trinkwarmwassererwärmung und b) indirekte Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher mit Vorerwärmung zur Absenkung der CO_2-Austrittstemperatur, Kosowski et al. [74] 166

Abbildung 8.12: Temperaturverläufe im Gaskühler im T-h-Diagramm für die beiden Konzepte aus Abbildung 8.11 a) Teilung 3:2 und b) Teilung 5:8:2 (Simulation, Hochdruck 80 bar). Spezifische Enthalpie des Wassers ist zum Einzeichnen in das CO_2-T-h-Diagramm linear skaliert, Kosowski et al. [74] 167

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Eigenschaften der PVT-direkt Modulschichten 7

Tabelle 2.2: Informationen zum genutzten Wetterdatensatz des meteorologischen Observatoriums Lindenberg 20

Tabelle 2.3: Randbedingungen der SWAAT-Prüfnorm ASTM G85 Annex 3 [87] 25

Tabelle 3.1: Literaturübersicht mit Kernerkenntnissen und Übersichtsmatrix des Exzerptionshintergrundes 33

Tabelle 4.1: Abschätzung der parasitären Kapazität C_{PE} mit unterschiedlichen Modultypen unter der Annahme eines kontinuierlichen Wasserfilms auf der Glasoberfläche 70

Tabelle 4.2: Messergebnisse der parasitären Kapazität verschiedener PVT-direkt Testmodule 71

Tabelle 4.3: Vergleich des Vernetzungsgrades für verschiedene Laminationstemperaturen 80

Tabelle 5.1: Gleichungen nach Palyvos für die Wind zugewandte Seite (Luv) und die Wind abgewandte Seite (Lee) 94

Tabelle 5.2: Überblick der Veröffentlichungen zu Windtunnel-Untersuchungen 96

Tabelle 5.3: Überblick der Veröffentlichungen zu Feldexperimenten 99

Tabelle 5.4: Überblick der Veröffentlichungen zu numerischen Untersuchungen 101

Tabelle 6.1: Parameterübersicht des halbhermetischen CO_2-Hubkolbenverdichters Dorin CD180H [153] 111

Tabelle 6.2: Parameterübersicht Massenstrom-Messaufnehmer 115

Tabelle 7.1: Ergebnisse zum Wärmeübergangskoeffizient durch experimentelle Untersuchungen 130

Tabelle 7.2: Vergleich des Wärmeübergangskoeffizienten der erzwungenen Konvektion einer ebenen Platte ($1m^2$) nach Gnielinski [59] und CFD-Simulation 134

Anhang

Anhang 1: Literaturübersicht mit Kernerkenntnissen und Übersichtsmatrix des Exzerptions-hintergrundes

Literaturübersicht
- nicht im Text erwähnte Quellen, die einen informativen Charakter haben und deren Erkenntnisse gewissermaßen in die Arbeit mit eingeflossen sind -

Veröffentlichung (Autor/Jahr)	Kernerkenntnis/ Kernaussage	Art der Veröffentlichung	Randbedingungen: Kältemittel CO_2	Randbedingungen: PAG ÖL	Randbedingungen: MPE-Verdampfer	Randbedingungen: Öleinfluss	Themengebiete: KM-Verteilung	Themengebiete: Druck-/ Temperaturabfall	Themengebiete: Design (geometrisch)	Themengebiete: Auslegung (thermisch)
Ölproblematik										
(Ma et al. 2013)	Bewertung von geeigneten Kältemaschinenölen: PAG besser als POE und POA	Review	X	X	X	X		X		X
(Ngo et al. 2007)	komplexer Ölabscheider wirkungsvoll eingesetzt; mit MHCE ist hier ein Plattenwärmetauscher und kein MPE-Verdampfer gemeint	Exp. Studie	X	X		X		X	X	
(Feja und Hanzelmann 2015)	Daniel Plot für PAG/CO2	Exp. Studie	X	X		X				
(Shrieve Products International Ltd 2005)	Referenzdaten für die verwendete Kältemaschinenölgruppe	Datenblatt	X	X		X				X
(Christopher J. Seeton and Predrag Hrnjak 2006)	Eigenschaften CO2-Ölgemisch entscheidend für Verdampferauslegung ; Eigenschaften nicht von konventionellen KM-Öl-Gemischen übertragebar	Datenblatt	X		X	X				X
Druckverlust										
(Air COnditioning and Refrigeration Center (ACRC) 2002)	Kältemittelverteiler eingesetzt; keine verwendbaren Erkenntnisse bei den Druckverlustmessungen, da lediglich Druckabfallangabe	Exp. Studie	X	X	X			X		X
(D. C. Adams, P. S. Hrnjak, and T. A. Newel 2003)	Druckverlust abhängig von hydraulischen Durchmesser, Massenstrom, Dampfanteil und Dampfdichte (allgemein)	Exp. Studie	X		X			X	X	
(Maina und Huan 2015)	Drosselverluste höher als in konventionellen subkritsichen Zyklus, hoher Forschungsaufwand in Richtung Drosselorgan/ Sicherheitsaspekte aufgezeigt	Review	X					X		X
(J. Pettersen, R. Rieberer, S.T. Munkejord 2000)	Druckverlust nimmt in Mikrokanälen mit steigendem Sattdampfgehalt zu und ist mit gängigen Berechnungsverfahren konform; aber keine relevante Erkenntnis	Exp. Studie	X		X			X	X	X
(M. Raisul Islam and K. Sumathy 2013)	Druckverlust wird in Simulation angenommen (Erfahrungswert/ exakter Wert nicht dokumentiert)	Simulation	X					X		X
(Huize Li 2013)	keine neuen Erkenntnisse aus der eigentlichen Arbeit die nicht allgemein bekannt sind	Exp. Studie	X	X	X	X	X	X	X	
Kältemittelverteilung/ Hybridmodulfertigung										
(Hanfei Tuo 2013)	Flashgas - Bypass: T-junctions ; Alternative zur Lösung der Verteilungsproblematik	Exp. Studie					X			
(Austin und Sumathy 2011)	Zusammenfassung zur CO2-Wärmepumpe (Außer Ölproblematik)	Review	X		X		X	X		X
(Long Huang et al. 2014)	anschauliche Zusammenfassung der Fehlverteilungsproblemtaik (4 Fälle)	Simulation	X		X		X		X	
(Jianmin Yin, Clark Bullard and Pega Hrnjak 2001)	Untersuchungsgrundlage (Idee): lange MPE/kurze kleine Header gut für KM Verteilung	Exp. Studie	X		X		X	X	X	X