

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

28/10/2020

Projekttitle: Eco Simulation

Projektnummer: 865103

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	4. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/02/2018
Projektende	31/07/2020
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	30 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	Liebherr Hausgeräte Lienz GmbH
AnsprechpartnerIn	Bernhard Vierbauch, MSc ETH
Postadresse	Dr.-Hans-Liebherr-Strasse 1
Telefon	+43 50809 21269
Fax	+43 50809 21139
E-mail	Bernhard.vierbauch@liebherr.com
Website	Home.liebherr.com

Eco Simulation

Entwicklung energieeffizienter kältetechnischer Kreislaufsysteme durch neuartige Simulationsmethodik

AutorInnen:

Almbauer, Raimund

Wimmer, Kevin

Schlemmer, Stephan

Hopfgartner, Johann

Vierbauch, Bernhard

Perz, Erhard

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	6
3	Inhaltliche Darstellung	7
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	20
5	Ausblick und Empfehlungen	26
6	Literaturverzeichnis	27
7	Anhang	28
8	Kontaktdaten	28

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ein publizierbarer Endbericht sollte folgende Struktur (Index) besitzen und besteht aus **mindestens 25 Seiten**. Die unten angeführte **Darstellung ist eine Mindestanforderung** und kann bei Bedarf erweitert werden.

Vorrangiges Ziel der publizierbaren Berichte ist die Darstellung der wesentlichen Projektergebnisse.

Textformat

- Papierformat: A4 Hochformat
- Linker und rechter Rand: 2,5 cm
- Schriftformatierung: Arial, 11 Punkt, Zeilenabstand 1,3-fach
- Schriftformatierung für Tabellen: Arial, 10 Punkt
- Fußzeile: Seitennummerierung
- Definition der Überschriften bis zur 3. Ebene
 - Überschrift 1:
Schriftformat: Arial, 16 Punkt und Fett
Absatzformat: Abstand vor: 24 Punkt, Abstand nach: 12 Punkt
 - Überschrift 2:
Schriftformat: Arial, 14 Punkt und Fett
Absatzformat: Abstand vor: 24 Punkt, Abstand nach: 12 Punkt
 - Überschrift 3:
Schriftformat: Arial, 11 Punkt und Fett
Absatzformat: Abstand vor: 12 Punkt, Abstand nach: 6 Punkt

2 Einleitung

Ziel des Projektes Eco-Simulation, als Teil des Ausschreibungsschwerpunktes „Energiesysteme und Netze“ in der Kategorie Industrielle Forschung, war die Entwicklung eines Simulationswerkzeuges, das erstmals eine gesamthafte dynamische Simulation der Kältekreislaufkomponenten von Kühlgeräten sowie deren komplexes Zusammenspiel untereinander in Einbeziehung aller wesentlichen Rahmenbedingungen ermöglicht. Dieses trägt dazu bei, dass eine optimale Auslegung der Kältetechnik und Energieeinsparungen bei Kühl- und Gefriergeräten von weiteren 5-10% möglich werden. Darüber hinaus führt das Instrument dazu, dass in einem hohen Maße auf Prototypenbauten verzichtet werden kann und damit der Entwicklungsprozess deutlich beschleunigt und kostengünstiger gestalten werden kann.

Die Arbeit war, neben dem Projektmanagement, in 5 weitere Arbeitspakete (AP) gegliedert.

In AP2 Kopplung 3D-1D wurden 3D-CFD Simulationen des Gerätesockels sowie des Geräteinnenraums durchgeführt, die Methode der 1D-3D Kopplung wurde untersucht und zeigte gute Übereinstimmungen mit der 3D Simulation.

In AP3 wurden alle für die Regelung eines Haushaltskühlgeräts relevanten Regelungsalgorithmen und -komponenten abgebildet.

Bei der Parameterabstimmung in AP4 konnten alle notwendigen Eingabeparameter für eine Gefrierschranksimulation ermittelt und abgestimmt werden und in der Modellbibliothek wurden sinnvolle Startwerte gesetzt.

Die Anwendbarkeit der Simulation (AP5) wurde aufgrund von Konvergenzproblemen erschwert, durch Überarbeiten der Modellbibliothek und einer neu erstellten Vorgehensweise für die Simulation konnte die Anwendbarkeit deutlich verbessert werden.

In Folge von AP6, mit Fokus auf simulations-unterstützte Geräte-Entwicklung, wurde ein neuer Gefrierschrank bei Liebherr vermessen und die Simulation darauf abgestimmt. Dabei zeigten sich gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen. Anhand einer Analyse der Kapillare wurden Verbesserungen der Effizienz simulativ und messtechnisch untersucht.

Die Entwicklungsschwerpunkte in der Projektlaufzeit lagen in folgenden Bereichen:

- Parametrisieren mit Hilfe von Messdaten
- Weiterentwickeln der Methode zur Abstimmung der Simulation
- Intensive Analyse von Konvergenzproblemen in der Simulation
- Aufbau einer Modellbibliothek für erste Komponenten
- Verbesserung der Stabilität und Anwendbarkeit des verwendeten Simulationsprogramms IPSEpro
- Simulation und Vergleich mit der Messung eines Gefrierschranks

Im Berichtszeitraum konnten einige wesentliche Entwicklungsergebnisse und Meilensteine erzielt werden. Als Highlights sind insbesondere folgende Entwicklungsergebnisse anzuführen:

- Eine Kopplungsmethode in der 1d-Software IPSEpro wurde eigens entwickelt, um die Genauigkeit von 3d-CFD Simulationen zu erhöhen
- Dreidimensionale Abbildung der Wärmeleitung des Verflüssigers wurde erreicht
- Mit Hilfe der „Moving Reference Frame (MRF) Methode“ konnten rotierende Flügel in einem Ventilator in einer stationären Strömungssimulation erstmals abgebildet werden
- Durch eine neuartige Interpolationsmethode (Methode der Einflussfaktoren) können CFD-Simulationen drastisch reduziert werden und benötigen weniger Iterationsschritte
- Erstellung einer professionellen Kältemittelbibliothek für die Simulation und Entwicklung einer stabileren Vorgehensweise für die Simulation
- Ermittlung des Verbesserungspotentials, durch Simulation und Messung, für einen Gefrierschrank durch Verwendung eines optimierten Kapillardurchmessers

3 Inhaltliche Darstellung

Die Entwicklungsschwerpunkte in der Projektlaufzeit lagen in den Bereichen Kopplung 3D-1D, Abbilden von Regelalgorithmen, sowie simulations-gestützte Geräte-Entwicklung. Hier werden diese Schwerpunkte inhaltlich vertieft.

3.1 Kopplung 3d-1d

Ziel war es den Genauigkeitsgrad der Modellierung der Kreislaufkomponenten durch 3d-CFD Simulationen zu erhöhen und die Ergebnisse mit der 1d-Kreislaufsimulation zu koppeln. Dazu wurde eine eigens entwickelte Kopplungsmethode in der 1d-Software IPSEpro implementiert. Mit Hilfe von 3d-CFD Simulationen wurden zwei Teilbereiche eines Gefriergeräts untersucht. Im ersten CFD-Simulationsmodell wurde die Luftströmung durch den mit einem Ventilator belüfteten Sockel eines Gefrierschranks simuliert. Dabei sind vor allem der Wärmeübergang an der Verflüssiger- und Kompressor-Oberfläche, das Strömungsfeld und die sich daraus ergebende Rezirkulation warmer Abluft in die Ansaugluft von Interesse. In einer weiteren CFD-Simulation wurde der Innenraum des Gefriergeräts abgebildet. Es wurden der Innenraum mit Einbauten, der zwangsbelüftete Verdampfer, der Ventilator und Luftführungen strömungstechnisch abgebildet. Weiters wurden die Wärmeleitung über die Gehäusewände und über die Wand des Verflüssigers dreidimensional abgebildet.

3.1.1 Sockelsimulation

Um den Strömungszustand im Sockel korrekt darzustellen ist es notwendig auch die zu- und abströmenden Luftmassenströme abzubilden. Deshalb wurde nicht nur die Luftströmung im Sockel selbst, sondern auch die direkte Umgebung des Geräts modelliert. Dabei wurde vor und hinter dem Gerät ein rund 300mm breiter Bereich und an den Seiten ein 200mm breiter Bereich modelliert. Wie die Simulationsergebnisse zeigen, ist dieser Bereich groß genug um die Zu- und Abströmung abzubilden.

Damit ergibt sich ein quaderförmiger Umriss des Simulationsgebiets (siehe Abbildung 1 und Abbildung 2).

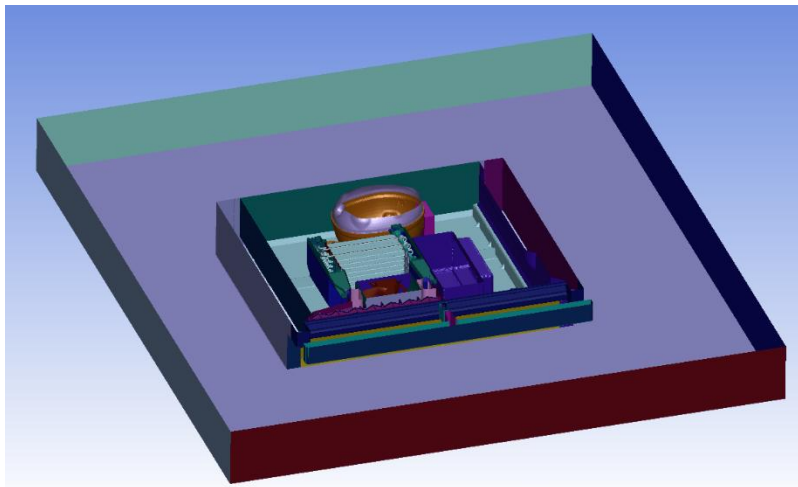


Abbildung 1: Rechengitter der Sockelsimulation (horizontaler Schnitt, Mitte Ventilator)



Abbildung 2: Rechengitter der Sockelsimulation (vertikaler Schnitt, Mitte Ventilator)

Die Rechengitter wurden aus Tetraeder- bzw. Polyederzellen aufgebaut. Die Zellenanzahl betrug rund 25 Millionen Zellen wobei vor allem die Bereiche um den Verflüssiger und Ventilator feiner aufgelöst wurden (siehe Abbildung 3).

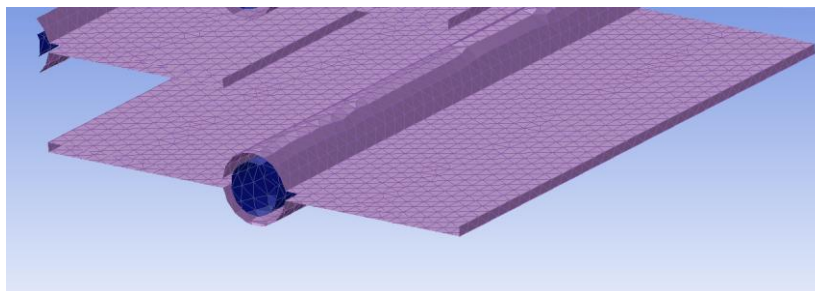


Abbildung 3: Rechengitter am Verflüssiger

Der Ventilator wurde mit Hilfe der Moving Reference Frame (MRF) Methode modelliert. Mit dieser Methode ist es möglich, die rotierenden Flügel in einer stationären Strömungssimulation abzubilden.

Dabei wird das Rechengitter nicht verändert, das heißt die Ventilator Flügel sind immer in der gleichen Position. An der Oberfläche der Flügel wird die Rotationsgeschwindigkeit angenommen. Die Simulationen wurden mit einer Drehzahl von 1500 U/min durchgeführt.

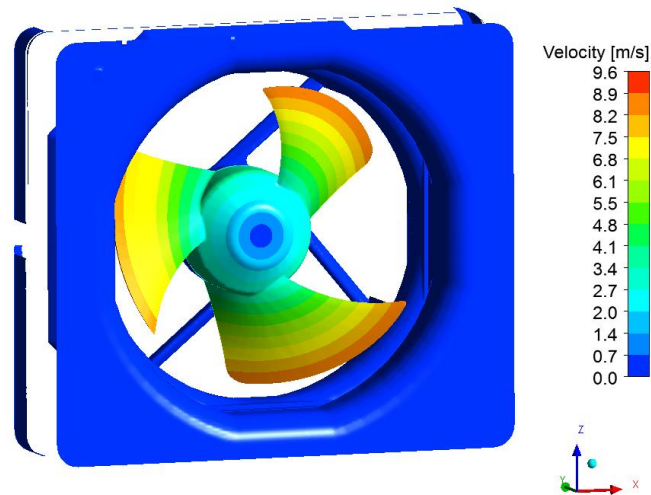


Abbildung 4: Geschwindigkeit des Ventilator Flügels im MRF-Modell

Zusätzlich zur Luftströmung wurde auch die Wärmeleitung durch die Rohrwand des Verflüssigers und die Verflüssigerfinnen modelliert. Die Oberflächentemperatur des Kompressors wurde dabei konstant angenommen. Wärmeleitung über andere Gehäusebauteile wurde vernachlässigt, da diese aufgrund der niedrigen Wärmeleitung des verbauten Kunststoffes und der Annahme eines stationären Zustands vernachlässigbar gering ist.

Die Temperatur ist nicht über den gesamten Kondensator konstant. Temperaturunterschiede können durch Überhitzung am Eintritt des Kondensators, Unterkühlung am Austritt oder auch durch den instationären Betrieb des Kreislaufs auftreten. Um diese unterschiedlichen Temperaturen auch in der Strömungssimulation zu berücksichtigen, wurde die Innenwand des Verflüssigerrohrs den hintereinanderliegenden Rohrreihen entsprechend in 5 Zonen unterteilt (Abbildung 5).

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

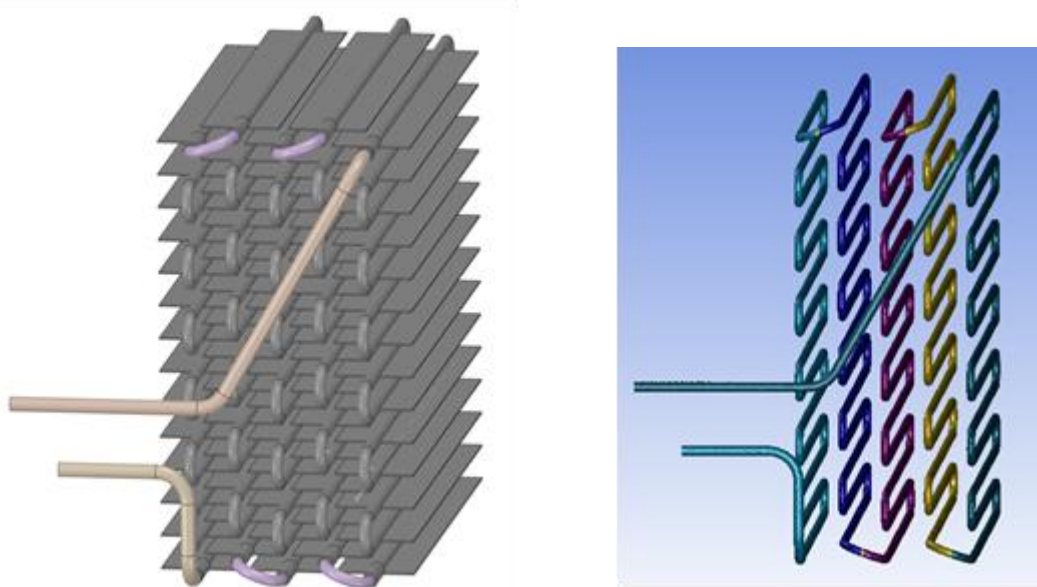


Abbildung 5: Verflüssiger Geometrie und 5 Zonen der Innenwand

Daraufhin wurden ausgehend von einer Simulation mit konstanter Kältemitteltemperatur weitere Simulationen mit variierten Oberflächentemperaturen durchgeführt. Dabei wurde jeweils die Temperatur einer Zone um 5°C erhöht und die Wärmeübergänge berechnet. In Abbildung 6 ist der Wärmestrom für die Zonen für zwei Fälle dargestellt. Für den Fall mit gleichmäßigen Temperaturen und für den Fall, dass die Temperatur der ersten Zone erhöht wurde. Durch die Änderung der Temperatur ändert sich die übertragene Wärme an der ersten Zone, aber auch die anderen Zonen werden beeinflusst. Um diesen Einfluss auch in der 1d Simulation abzubilden wird die weiter unten erläuterte Kopplungsmethode verwendet.

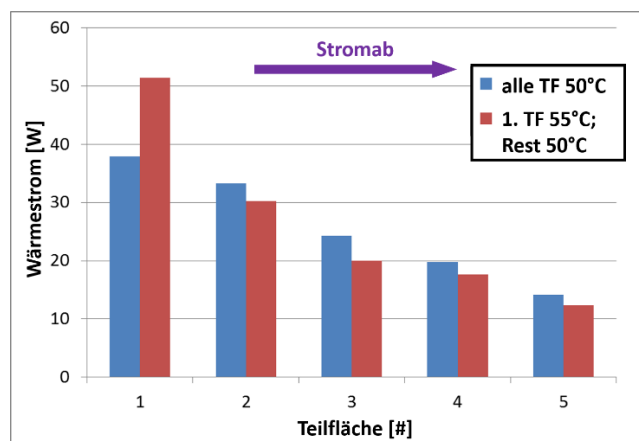


Abbildung 6: Wärmestrom für zwei unterschiedliche Temperaturprofile

Der Lufteinlass und der Luftauslass liegen aufgrund der beschränkten Breite der Vorderseite des Geräts direkt nebeneinander. Ein Teil der Luft strömt zwar über Öffnungen an der Rückseite des Geräts aus, jedoch tritt ein Großteil der erwärmten Luft (ca. 85%) wieder an der Vorderseite aus. Dies führt dazu, dass die austretende warme Luft wieder vom Ventilator angesaugt wird. Dadurch entsteht eine

sogenannte Kurzschlussströmung vor dem Gerät die wiederum einen negativen Einfluss auf die Effizienz des Gerätes hat. Aufgrund der höheren Temperatur der eingesaugten Luft steigt auch die Verflüssigungstemperatur des Kältemittels. Um diese Kurzschlussströmung zu bewerten, wurde das Strömungsfeld vor dem Sockel analysiert und die Massenströme über die Mittelebene zwischen Ein- und Auslass analysiert. Dazu wurde der Mittelschnitt in mehrere Zonen unterteilt, um den Einfluss einzelner Spalte und Zonen besser bewerten zu können. In Abbildung 7 sind die Schnittenebene und die sieben definierten Zonen dargestellt.

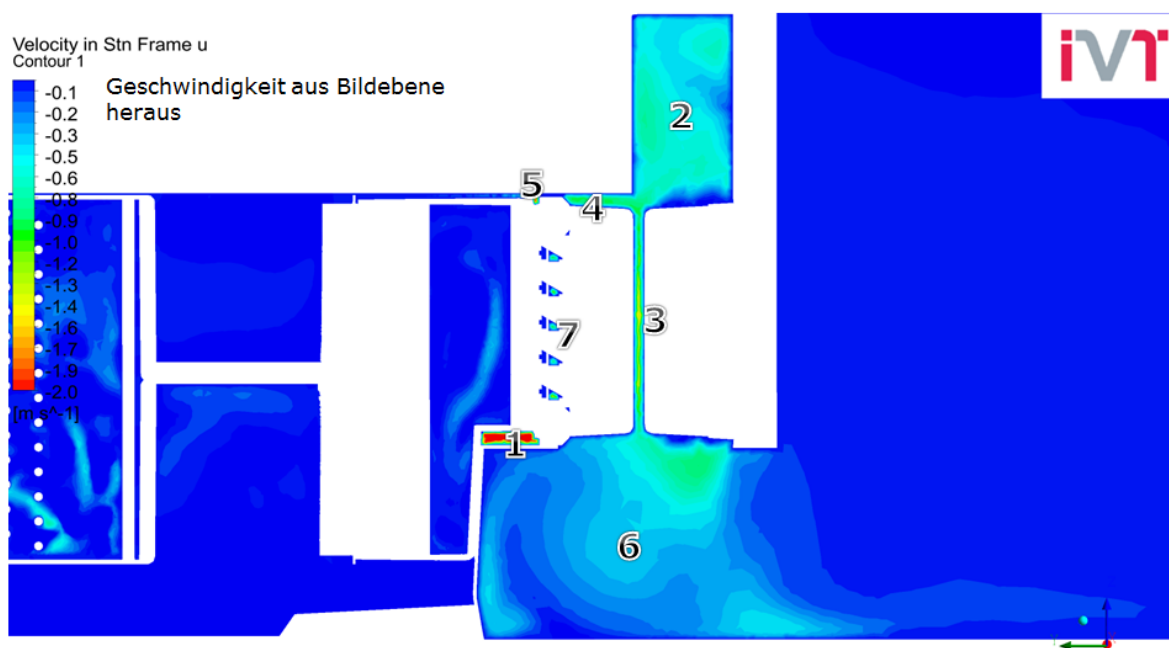


Abbildung 7: Analyse der Kurzschlussströmung

Die Auswertung der Simulation zeigt, dass die mittlere Lufttemperatur am Ventilatoreintritt um mehr als 10K höher ist als die Umgebungstemperatur. Es werden rund 50% der austretenden Luft wieder am Eintritt angesaugt. Durch diesen hohen Anteil wird die Effizienz des Gesamtgeräts stark beeinflusst. Deshalb wurde auch die Geometrie des Geräts angepasst, indem vor allem die Zonen 1 und 2 geschlossen wurden.

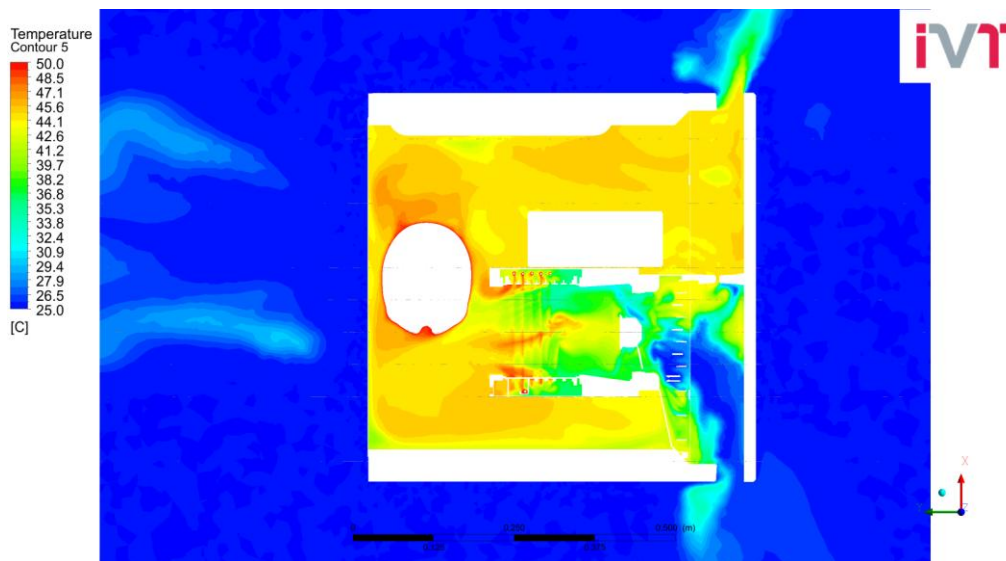


Abbildung 8: Temperaturverteilung im Sockel (horizontaler Schnitt, Mitte Ventilator)

In Abbildung 8 ist die Temperaturverteilung in einem horizontalen Schnitt auf Höhe der Ventilatorachse dargestellt. Mit Hilfe der CFD-Simulation des Sockels ist es möglich die Strömung durch den Sockel qualitativ besser zu verstehen und es wurde vor allem das Problem der Kurzschlussströmung aufgezeigt. Mit Hilfe der 1d-3d Kopplungsmethode können die Ergebnisse der CFD-Simulation in der 1d-Simulation verwendet werden.

3.1.2 Innenraumsimulation

Im untersuchten Gefrierschrank ist ein zentraler zwangsbelüfteter Lamellenverdampfer verbaut, welcher über dem Innenraum verbaut ist. Die Luft wird im vorderen Bereich des Geräts angesaugt und über den Verdampfer geführt. Der Radialventilator ist hinter dem Verdampfer verbaut. Nach dem Ventilator wird die Luft durch Kanäle an der Rückseite geführt und gleichmäßig über die Höhe des Geräts verteilt. Neben dem Innenraum und den Luftkanälen wurde auch die Wärmeleitung in allen Festkörpern im System modelliert. Dazu zählt der Verflüssiger, das Gehäuse, Fächer, Laden und Einbauten für die Luftleitung. Dabei ist vor allem die Wärmeleitung an den Verflüssigerlamellen und über die Gehäusewände von Interesse. Das Rechengitter besteht aus 40 Millionen Zellen, wobei, wie bei der Sockel-Simulation, das Gebiet um den Wärmetauscher besonders genau aufgelöst wurden. Der Radialventilator (Abbildung 9) wurde auch mit der Moving Reference Frame Methode modelliert. Die äußere Geometrie des Gehäuses wurde stark vereinfacht. So wurde zum Beispiel auch die Blechummantelung, welche für den Wärmewiderstand nur eine untergeordnete Rolle spielt nicht modelliert. Die in den Wänden verbauten Vakuum-Panele wurden modelliert, um deren hohen Wärmewiderstandswert abzubilden.

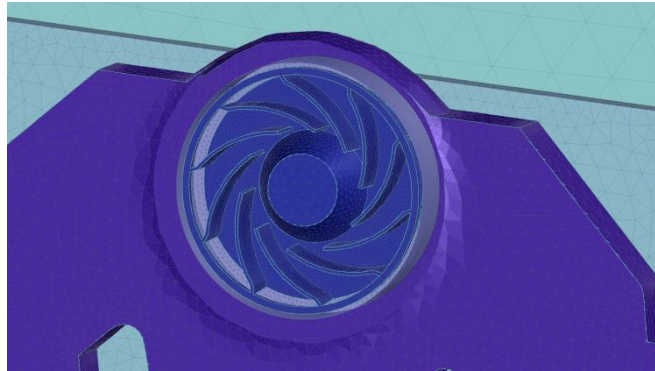


Abbildung 9: Rechengitter Gehäuseventilator

Die Ergebnisse der Simulation werden wie im Falle der Simulation des Sockels für die Abstimmung der 1d-Simulation verwendet. Weiters gibt die Simulation einen guten Aufschluss über die Temperaturverteilung im Innenraum. Dabei ist eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung in allen Fächern das Ziel. In Abbildung 10 ist das Rechengitter und die Temperaturverteilung jeweils in einem vertikalen Schnitt durch die Mitte des Geräts dargestellt.

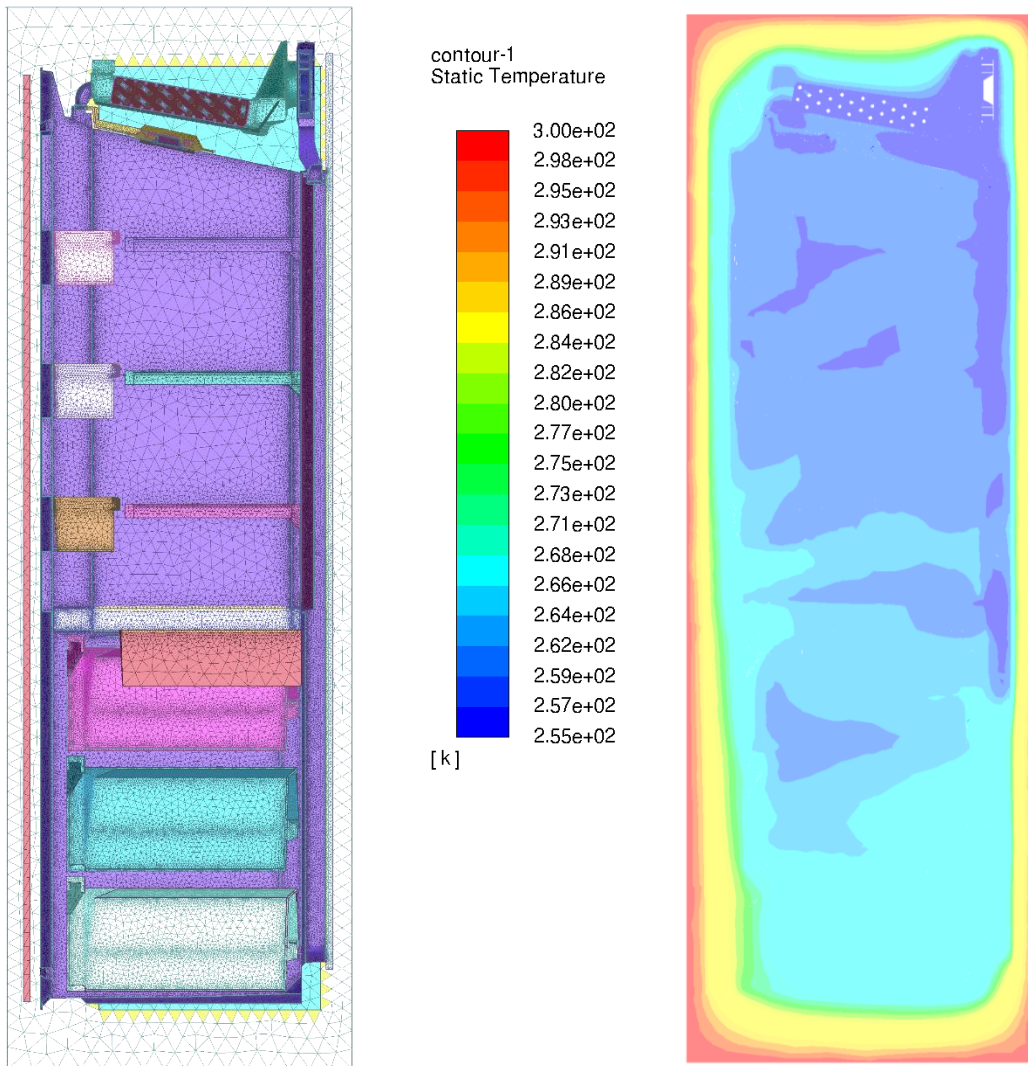


Abbildung 10: Rechengitter und Simulationsergebnis Innenraum und Gehäuse

3.1.3 1d-3d Kopplung (Methode der Einflussfaktoren)

Zur Kopplung der 3d-Simulation mit der 1d-Kreislaufsimulation wurde eine eigene Methode entwickelt. Als Basis dieser Methode wurden die Wärmeübergänge bei konstanter Temperatur über den gesamten Verflüssiger berechnet. Dieser Fall wird in weiterer Folge als isotherm bezeichnet. Zur Bestimmung der Abhängigkeit von der Temperatur wurden Simulationen bei mehreren Verflüssigertemperaturen durchgeführt. Damit kann der spezifische Wärmestrom für den isothermen Fall $q_{iso_i}(T)$ für jede Temperatur aus den Stützstellen linear interpoliert werden.

$$q_{iso_i}(T) = q_{iso_i}(T_{sim_u}) + \frac{q_{iso_i}(T_{sim_o}) - q_{iso_i}(T_{sim_u})}{T_{sim_o} - T_{sim_u}} T$$

Diese Interpolation ist schon bei wenigen Stützstellen ausreichend genau. Für die Temperaturstützstellen wurde ein Abstand von 10K gewählt. Somit sind nur rund sechs CFD-Simulationen notwendig, um den relevanten Temperaturbereich abzudecken. Um den Einfluss der

Abweichung einer Temperatur vom isothermen Fall zu beschreiben, wurden sogenannte Einflussfaktoren f_{ij} (EF) eingeführt. Die Definition dieser Faktoren ist das Verhältnis der Änderung des Wärmestroms am i-ten Rohr durch die Änderung des Wärmestroms am j-ten Rohr. Diese Änderungen sind auf den isothermen Fall mit der Temperatur des i-ten Rohres bezogen. Damit können die Einflussfaktoren aus wenigen CFD-Simulationen bestimmt werden. Neben den 5 bis 10 Simulationen mit einer veränderten Temperatur sind ungefähr sechs Simulationen bei isothermer Kondensatoroberfläche notwendig. Somit sind insgesamt nur 30 CFD-Simulationen notwendig. Die CFD-Simulationen müssen auch nicht jedes Mal neu initialisiert werden, sondern können mit dem Ergebnis der vorhergehenden Simulation gestartet werden. Dadurch sinkt die Anzahl der benötigten Iterationsschritte, da sich das Strömungsfeld nur leicht verändert. Damit ist der Rechenaufwand dieser Methode überschaubar und die Simulation kann mit einem feiner aufgelösten Rechengitter durchgeführt werden.

3.1.4 Validierung der Methode

Zur Überprüfung der Genauigkeit des Berechnungsverfahrens wurden einige Fluent Simulationen mit unterschiedlichen Temperaturverteilungen durchgeführt und die Simulationsergebnisse mit den errechneten Wärmeströmen verglichen. Für diesen Vergleich wurde nicht die aktuelle Verflüssigergeometrie verwendet, sondern eine ähnliche mit 12 Rohrreihen. Dies ist jedoch für die Validierung der Methode nicht von Relevanz, da die Methode allgemein definiert und nicht nur für eine Geometrie gültig ist.

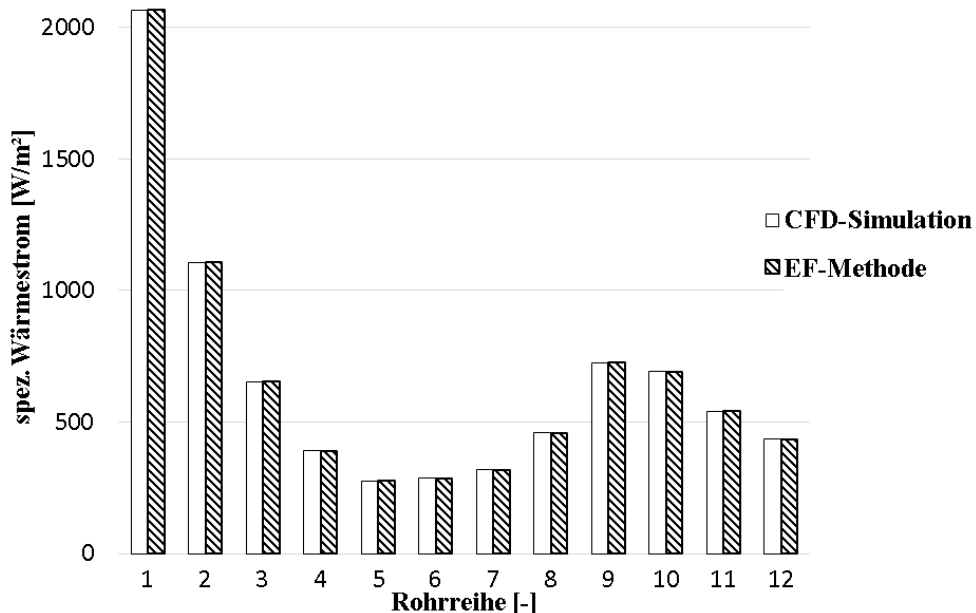


Abbildung 11: Wärmeströme der Validierungs-Simulation 1

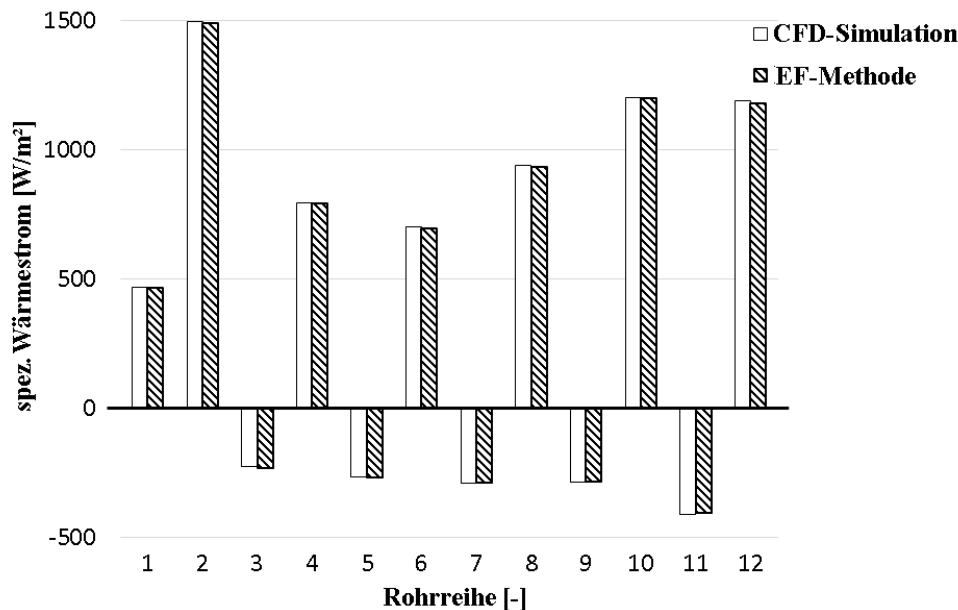


Abbildung 12: Wärmeströme der Validierungs-Simulation 2

In der Simulation 1 (Abbildung 11) wurde das Temperaturprofil in dem Bereich gewählt, in dem auch die Strömungssimulationen zur Bestimmung der Einflussfaktoren durchgeführt wurden. In diesem Fall ergab sich eine mittlere Abweichung von nur 0.1% gegenüber der CFD Simulation. Um das Verhalten der Methode bei einem sehr stark schwankenden Temperaturprofil zu testen, wurde in Simulation 2 die Temperatur der Bereiche abwechselnd auf 35°C und 60°C festgelegt. In diesem Fall kommt es an einigen Zellen sogar zu negativen Wärmeströmen, das heißt, der Verflüssiger würde Wärme von der erwärmten Luft aufnehmen. Aber wie in Abbildung 12 zu sehen ist, werden auch in diesem Fall die Wärmeströme genau berechnet. Zwar liegt in diesem Fall der mittlere Fehler mit rund 1% höher als in den anderen Berechnungen aber diese extremen Temperaturschwankungen treten in der tatsächlichen Kreislaufsimulation nicht auf. Abschließend kann gesagt werden, dass die Methode der Einflussfaktoren die Ergebnisse der CFD-Simulation sehr exakt nachbildet. Somit kann die Methode in der Kreislaufsimulation verwendet werden.

3.2 Abbilden von Regelalgorithmen

Im Zuge des Vorläufer-Projekts Eco-Cool wurde ein Regelalgorithmus für eine Ein/Aus-Schaltung eines Kompressors mit konstanter Drehzahl umgesetzt. Da in Kühlgeräten vermehrt drehzahlgesteuerte Kompressoren eingesetzt werden, war es notwendig diese Regelung zu erweitern. Dabei wurde die in heutigen Geräten übliche Drehzahlstufenregelung über die Einschalt- und Ausschaltzeiten umgesetzt. Bei dieser Regelung werden zwei Zeitparameter t_{up} und t_{down} definiert. Wobei t_{up} sinnvollerweise größer als t_{down} sein muss. Wenn der Kompressor durchgehend in einer Drehzahlstufe läuft und die Dauer t_{up} überschreitet schaltet er in die nächsthöhere Drehzahlstufe. Im gegengesetzten Fall, wenn der letzte Einschaltzyklus kürzer als t_{down} dauerte wird der Kompressor beim nächsten Einschalten in einer

Drehzahlstufe niedriger gestartet. Damit pendelt sich die Kompressorlaufzeit im gewünschten Bereich zwischen t_{down} und t_{up} ein. Diese Regelung wird vor allem auch deshalb umgesetzt, da die Drehzahlsteuerung unabhängig von der Gerätesteuerung funktioniert und somit einfach einzubinden ist. Nachteil dieser Regelungsmethode ist, dass sie nur sehr träge auf Änderungen im System reagiert, wie zum Beispiel für den Fall einer Beladung mit ungekühlten Waren.

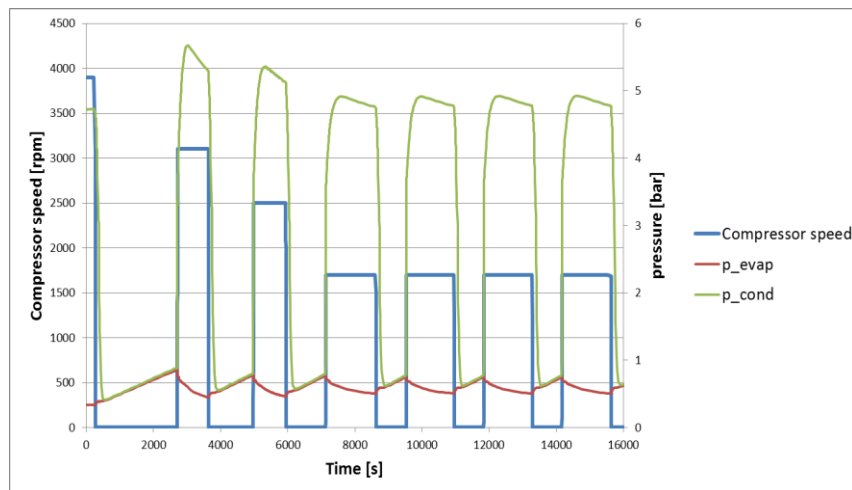


Abbildung 13: Drehzahl und Druckverlauf für Kompressor mit Drehzahlsteuerung

Die korrekte Abbildung eines Magnetventils welches einen Kältemittelstrang vollständig vom System trennt, ist aus numerischen Gründen nicht möglich. Um die Regelung trotzdem abbilden zu können, werden am Eintritt in die zwei Stränge nach dem Magnetventil zusätzliche Druckverlustbeiwerte eingeführt. Wenn ein Strang geschlossen wird, wird der zugehörige Beiwert sehr stark erhöht, sodass nur mehr ein geringer Restmassenstrom über diesen Strang fließt. Der Beiwert des offenen Strangs wird hingegen auf null gesetzt. Dieses Regelkonzept konnte mit dem vorhandenen Regelalgorithmus für Ein/Ausschaltung umgesetzt werden. Die Regelung wurde bis jetzt aber nur grundsätzlich getestet, da der aktuelle Entwicklungsfokus auf Geräten mit nur einem Kältemittelkreis liegt.

Die Modellierung der Temperatursensoren ist essenziell für die Abbildung der Regelung. Vor allem dann, wenn mit der Simulation auch Betriebszustände berechnet werden sollen, für die es keine Vergleichsmessungen gibt. Temperatursensoren sind meist an der Wand des Innenraums angebracht. Dadurch wird Wärme nicht nur mit der Innenluft, sondern auch mit der Gehäusewand ausgetauscht. Daher ist es schwierig das Verhalten des Temperatursensors vorzuberechnen und es ist auf jeden Fall notwendig für jeden neuen Einbaufall das Modell mit Messdaten zu parametrieren.

Es konnten alle für die Regelung eines Haushaltskühlgeräts relevanten Regelalgorithmen und -komponenten abgebildet werden. Damit wurde auch der Meilenstein „Regelungsstrategien können abgebildet werden“ erreicht.

3.3 Geräteentwicklung

Der Fokus hierbei lag im Abgleich der Messdaten mit den Simulationsergebnissen, sowie der Optimierung von Kältekreisläufen mithilfe der Simulation. Ein weiteres Ziel war die weitere Verwendung in der Kühlschranksentwicklung bei Liebherr.

Ein sich in Entwicklung befindender Gefrierschrank wurde von Liebherr stationär vermessen. Bei einer konstanten Kompressordrehzahl wurde die mittlere Gefrierschranktemperatur (Mittelwert aus 7 räumlich verteilten Temperaturmessungen) durch eine Zuheizung auf $-19,6^{\circ}\text{C}$ gehalten. Mithilfe der mitgemessenen Drücke (Verdampfungs- und Verflüssigungsdruck) und Temperaturen (Luftseitig: Verdampferein- und austritt, Verflüssigerein- und austritt, Umgebung; Kältemittelseitig: Verdampferein- und austritt, Verflüssigerein- und austritt, Kompressoreintritt, Rahmenheizungein- und austritt) konnten die Komponenten Verdampfer, Verflüssiger, Rahmenheizung und Kompressorshell für die Simulation abgestimmt werden.

Die Abbildung des Gefrierschranks in IPSEpro ist in Abbildung 14 ersichtlich. Der Kältekreislauf mit den Komponenten Verdampfer, Kompressor, Verflüssiger, Rahmenheizung und Kapillare befindet sich in der Mitte des Bildes und ist in hellgrün dargestellt. Der Luftstrom aus der Umgebung befindet sich im oberen Teil des Bildes, der Luftstrom des Compartments mit dem Wandaufbau im unteren Teil des Bildes. Die Luftströme sind jeweils in dunkelgrün dargestellt. Weiters ersichtlich sind an den Ein- und Austritten der Komponenten die Massenströme, Enthalpien, Drücke und Temperaturen.

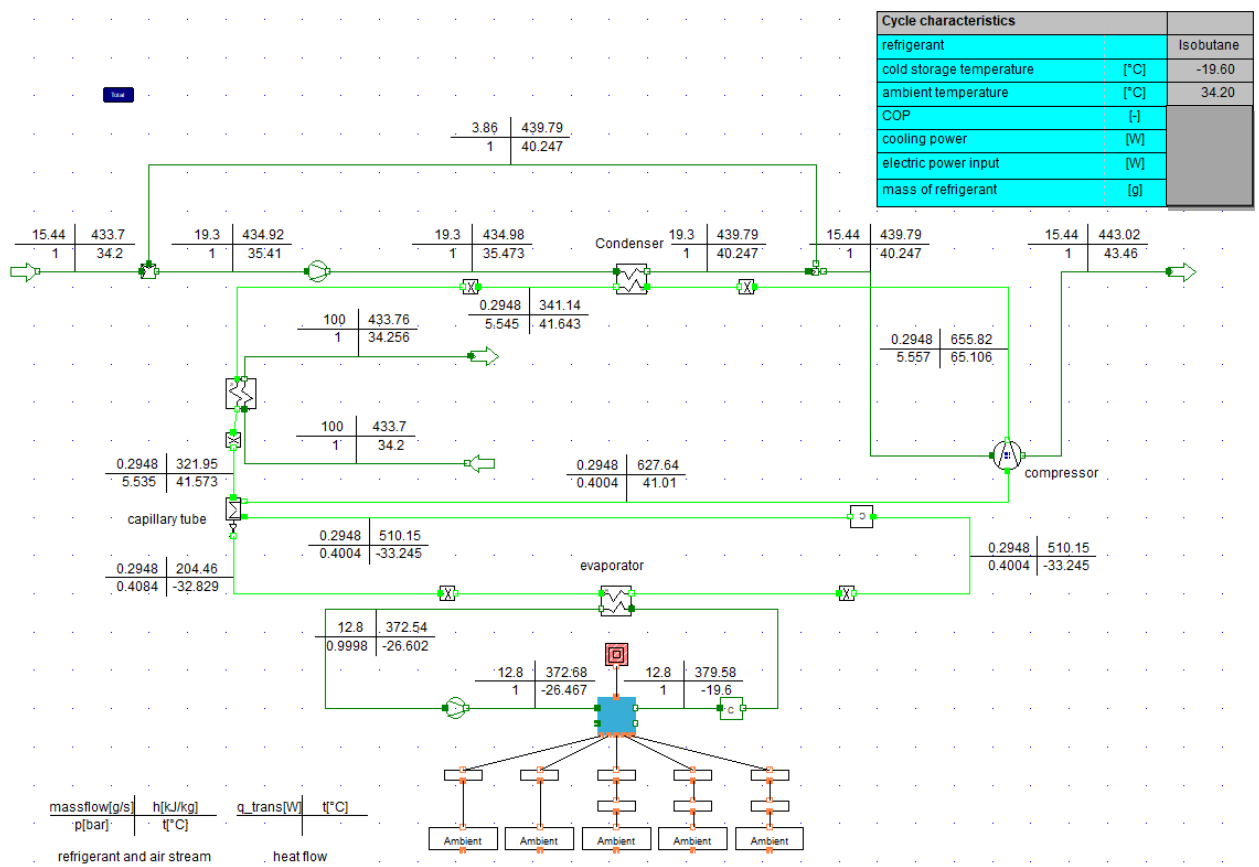


Abbildung 14 Aufbau des Gefrierschranks in IPSEpro

Abbildung 15 zeigt das simulierte Temperatur-Entropie Diagramm des Gefrierschranks bei der

verwendeten konstanten Kompressor Drehzahl. Durch dieses Diagramm können schnelle Aussagen getroffen werden, ob sich der Kältekreis in der Nähe von optimalen Betriebszuständen befindet.

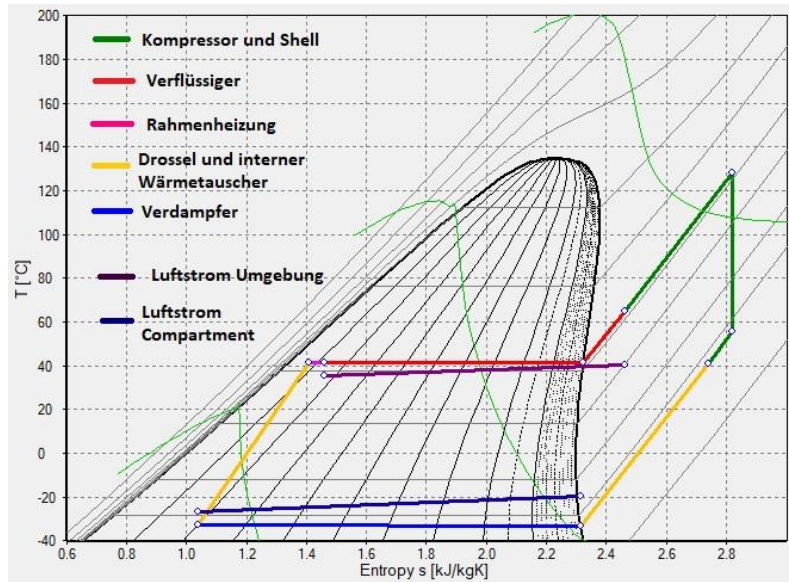


Abbildung 15 Temperatur-Entropie Diagramm des Gefrierschranks

Um die Simulationsergebnisse besser bewerten zu können, wurde ein Vergleich mit den Messdaten durchgeführt. Der Verdampfer sowie der Verflüssigungsdruck stimmen gut überein. Auch die mittlere Temperaturdifferenz im Verdampfer und im Verflüssiger sowie die Kompressoraustrittstemperatur (t_{dis}) und die beiden Lüfterleistungen weichen nur gering ab (bei den Lüfterleistungen wurden die Daten aus den Datenblättern herangezogen, da hier nur die Drehzahl gemessen wurde). Die Kompressoreintrittstemperatur (t_{suc}) wird in der Simulation überschätzt, hier dürfte das ANN (artificial neural network) Kapillarenmodell den internen Wärmetauscher der Kapillare überschätzen. Die Kompressorleistung wird um rund 6% unterschätzt und liegt somit in einem vertretbaren Bereich von rund 10-15%.

Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.

Mithilfe der Simulation wurde nun versucht den Gefrierschrank im Hinblick auf den Energieverbrauch zu verbessern. Ein Potential wurde darin gesehen, den Kapillardurchmesser zu optimieren und damit den Punkt am Austritt der Rahmenheizung näher an die Sattdampfkurve zu bringen. Der Kapillardurchmesser wurde deshalb verkleinert. In der Simulation zeigte sich, dass der COP (coefficient of performance) durch den geringeren Durchmesser deutlich erhöht werden konnte.

Für die Verifizierung wurde der Gefrierschrank mit beiden, original und optimiert, Kapillardurchmessern vermessen. Die Messungen wurden bei 16°C und 32°C Umgebungstemperatur durchgeführt. Für den originalen Durchmesser wurden zwei Messungen zu rund 13 Stunden (16°C) und zwei Messungen zu rund 17 Stunden (32°C) durchgeführt. Für den optimierten Durchmesser wurden ebenfalls je zwei Messungen mit einer Dauer von rund 13 Stunden (16°C) und 19 Stunden (32°C) durchgeführt. Aus diesen Messungen konnte dann ein Energieverbrauch in Kilowattstunden pro Tag ermittelt werden. Für 16°C Umgebungstemperatur nimmt der Energieverbrauch der optimalen Kapillare im Vergleich zur originalen Kapillare um 1,6% ab. Für 32°C ist die Abnahme deutlich höher mit 5,7%. Somit wurde der

Trend aus der Simulation bestätigt, dass mit einem geringeren Kapillardurchmesser im Dauerbetrieb Energieeinsparungen möglich sind.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Im Projekt Eco-Simulation wurden die simulationsbasierte Untersuchung von Haushaltskühlgeräten verbessert und Verbesserungspotenziale mithilfe dieser Simulation ermittelt. Im Folgenden wird zuerst auf die erzielten Verbesserungen in der Simulation und später auf durchgeführte Untersuchungen (mittels Simulation und Experiment) an Haushaltskühlgeräten eingegangen.

In Abbildung 6 ist das Ergebnis der CFD-Berechnung (Computational Fluid Dynamics) eines Kondensators für den Wärmestrom von fünf hintereinander liegenden Teilflächen (die erste Teilfläche wird zuerst von der Luft angeströmt, die nächsten liegen in äquidistanten Abständen weiter stromab) ersichtlich. Die blauen Säulen stellen den übergehenden Wärmestrom an die Luft bei einer gleichmäßigen Oberflächentemperatur der Wärmetauscher-Teilflächen (TF) von 50°C dar. Die roten Säulen zeigen die Veränderung der Wärmestromverteilung, wenn die Oberflächentemperatur der ersten Teilfläche auf 55°C steigt und die der restlichen Teilflächen bei 50°C bleibt. Der Wärmestrom einer stromab liegenden Teilfläche hängt also von der Erwärmung der Luft an der stromauf liegenden Teilfläche ab. Diese gegenseitige Beeinflussung ergibt sich durch die kompakte Bauweise des Rippenrohr-Wärmetauschers (siehe Abbildung 16) und stellt einen entscheidenden Einfluss auf die Effizienz des Wärmetauschers dar.

Der Effekt der luftseitigen Temperaturverteilung zeigt sich auch in der CFD-Untersuchung eines Verflüssigers in Abbildung 16. Im Zuge des Projekts wurde die Methode der Einflussfaktoren entwickelt und in Zuber et al. (2018) veröffentlicht. Mit dieser Methode kann der Einfluss der Temperaturverteilung im Wärmetauscher in das 1D-Kältekreislaufmodell übertragen werden und dort mit einfachen, schnell rechnenden Zusammenhängen berücksichtigt werden.

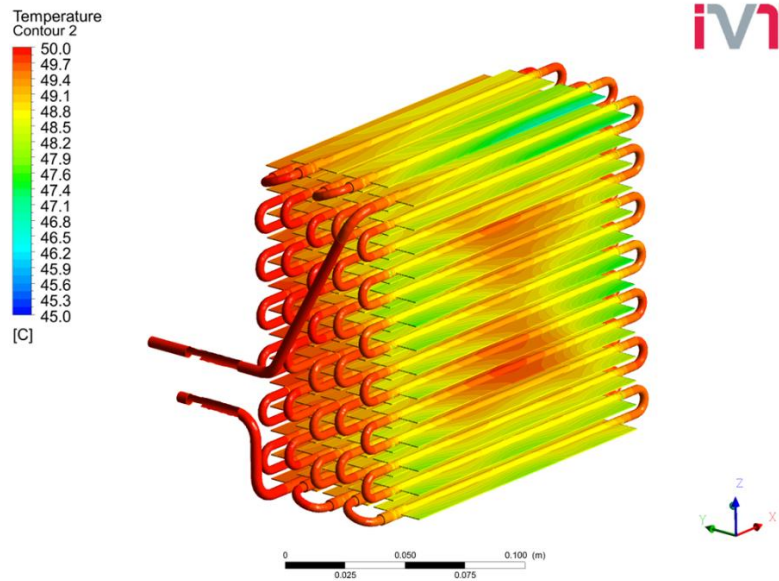


Abbildung 16: Temperaturverteilung an der Oberfläche eines Kondensators

Die Methode baut auf der Idee auf, dass die Simulation des Wärmeübergangs vom Kältemittel zur Luft (bzw. umgekehrt) für zuerst eine Temperatur des Kältemittels im gesamten Wärmetauscher erfolgt. Danach werden die Temperaturen für einzelne Teilabschnitte des Wärmetauschers erhöht, wobei die Temperaturen im Rest auf dem niedrigeren Niveau gehalten werden. Aus der Auswertung der sich damit ergebenden Wärmeströme wird eine Matrix an Einflussfaktoren ermittelt, die im 1D-Simulationsmodell über eine einfache mathematische Operation mit den aktuellen Temperaturen im Kältemittelpfad verknüpft werden.

Zur Überprüfung der Genauigkeit des Berechnungsverfahrens wurden einige CFD Simulationen mit unterschiedlichen Temperaturverteilungen durchgeführt und die Simulationsergebnisse mit den errechneten Wärmeströmen verglichen. Für diesen Vergleich wurde eine Verflüssigergeometrie mit 12 Rohrreihen verwendet.

In der Simulation 1 (Abbildung 11) wurde das Temperaturprofil in dem Bereich gewählt, in dem auch die Strömungssimulationen zur Bestimmung der Einflussfaktoren durchgeführt wurden. In diesem Fall ergab sich eine mittlere Abweichung von nur 0.1% gegenüber der CFD Simulation. Um das Verhalten der Methode bei einem sehr stark schwankenden Temperaturprofil zu testen, wurde in Simulation 2 die Temperatur der Bereiche abwechselnd auf 35°C und 60°C festgelegt. In diesem Fall kommt es an einigen Zellen sogar zu negativen Wärmeströmen, das heißt, der Verflüssiger würde Wärme von der erwärmten Luft aufnehmen. Aber wie in Abbildung 12 zu sehen ist, werden auch in diesem Fall die Wärmeströme genau berechnet. Zwar liegt in diesem Fall der mittlere Fehler mit rund 1% höher als in den anderen Berechnungen, aber diese extremen Temperaturschwankungen treten in der tatsächlichen Kreislaufsimulation nicht auf. Abschließend kann gesagt werden, dass die Methode der Einflussfaktoren die Ergebnisse der CFD-Simulation sehr exakt nachbildet. Somit kann die Methode in der Kreislaufsimulation verwendet werden.

Als Regelalgorithmus wurde die in heutigen Geräten übliche Drehzahlstufenregelung über die Einschalt- und Ausschaltzeiten umgesetzt (siehe Abbildung 13). Bei dieser Regelung werden zwei Zeitparameter

t_{up} und t_{down} definiert. Wobei t_{up} sinnvollerweise größer als t_{down} sein muss. Wenn der Kompressor durchgehend in einer Drehzahlstufe läuft und die Dauer t_{up} überschreitet schaltet er in die nächsthöhere Drehzahlstufe. Im gegengesetzten Fall, wenn der letzte Einschaltzyklus kürzer als t_{down} dauert wird der Kompressor beim nächsten Einschalten in einer Drehzahlstufe niedriger gestartet. Damit pendelt sich die Kompressorlaufzeit im gewünschten Bereich zwischen t_{down} und t_{up} ein. Diese Regelung wird vor allem auch deshalb umgesetzt, da die Drehzahlsteuerung unabhängig von der Gerätesteuerung funktioniert und somit einfach einzubinden ist. Nachteil dieser Regelungsmethode ist, dass sie nur sehr träge auf Änderungen im System reagiert, wie zum Beispiel für den Fall einer Beladung mit ungekühlten Waren.

Im Zuge des Projekts wurde eine Modellbibliothek für Kältekreisläufe in IPSEpro erstellt (EC_Lib), mit der die Bedienbarkeit und das Konvergenzverhalten verbessert werden konnten. Die Bibliothek enthält dabei Komponenten des Kältekreislaufs (u.a. Kompressor, Kapillare, Verflüssiger und Verdampfer), der luftseitigen Strömungen (u.a. Ventilator, Compartment, Wärmequelle, Wärmesenke) und Verbindungen zur Umgebung über Wandmodelle. Für die Wärmetauscher wurden einfache und detaillierte Modelle je nach gewünschtem Detaillierungsgrad der Simulation entwickelt, sowie parametrisierte Beispielmole hinterlegt. Die Variablen der Modelle wurden mit sinnvollen Default-Werten versehen und auch Beispielfälle für jedes Modell wurden hinterlegt, wodurch die Stabilität der Simulation und die Erzeugung neuer Kreislaufvarianten verbessert wurden. Weiters wurden mehrere Demobeispiele entwickelt, in denen ein bestehender Kühlschrank in unterschiedlichen Detaillierungsgraden aufgebaut wurde.

Um die Konvergenz der Simulationen zu verbessern, wurde eine eigene Vorgangsweise für Kältekreislaufsimulationen in IPSEpro erarbeitet (siehe Abbildung 17). Mit einer vereinfachten Simulation werden zuerst gute Startwerte berechnet, die für den Löser (Newton-Verfahren) hilfreich sind. Danach werden in vier Schritten Schritt für Schritt detailliertere Modelle eingebaut. Die ersten beiden Schritte werden dazu benötigt das ANN (Artificial neural network) Modell der Kapillare einzubauen. Im dritten Schritt werden die realen Wärmetauscher sowie der reale Kompressor eingestellt. Durch Eingabe der realen Drossellänge sowie der realen Kompressordrehzahl in Schritt vier erhält man das detaillierte Kühlschrankmodell mit realen Komponenten und Geometrien.

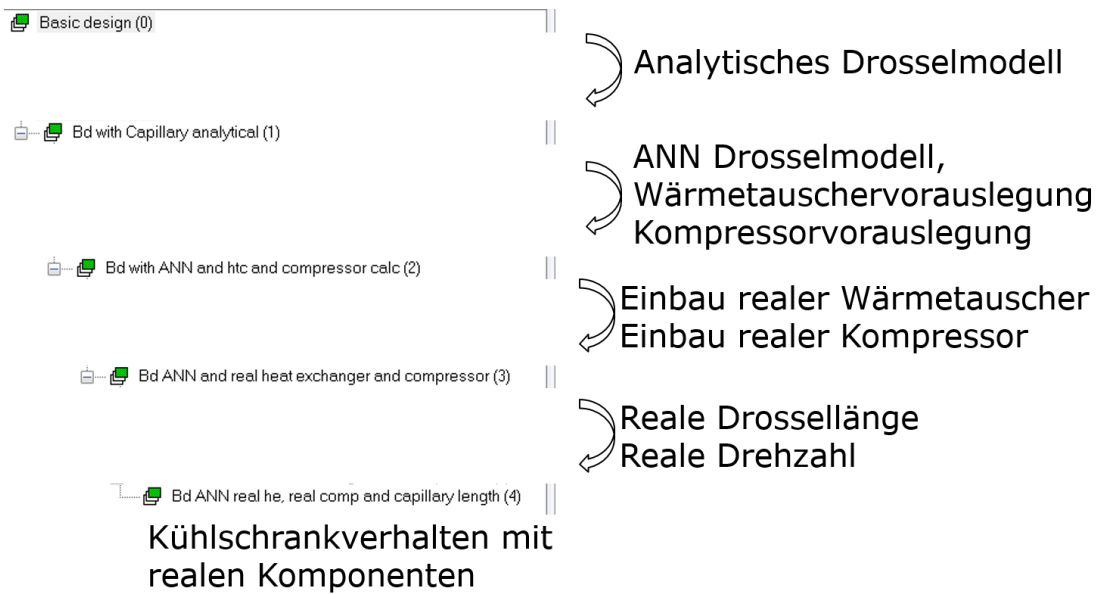


Abbildung 17: Vorgehensweise für besseres Konvergenzverhalten in IPSEpro

Ein Gefrierschrank wurde mit dieser Bibliothek in IPSEpro nachgebildet und simuliert. Die Simulation dieses Gefrierschrankmodells benötigt 84 Eingabeparameter. Diese Parameter erhält man aus Datenblättern, Zeichnungen, Messungen oder Berechnungen, weitere Parameter können mithilfe der Messdaten abgestimmt werden und für einige Parameter müssen Annahmen gemacht werden.

Wie erwähnt, müssen einige Parameter der Modelle abgestimmt werden. In Egger et al. (2018) wurde ein halbautomatisches Verfahren zur Modellkalibrierung entwickelt.

Tabelle 1 zeigt die Ergebnisse einer stationären Simulation im Vergleich zu Messdaten. Obwohl die Simulationsergebnisse mit nicht optimierten Parametern weit von den Zielwerten entfernt waren, konvergierte die automatische Kalibrierung schnell. Die Temperatur am Einlass des Kondensators weicht signifikant von den Messergebnissen ab. Dies ist auf die Diskretisierung des Kondensatorrohrs zurückzuführen. In der Simulation wird die Temperatur für die erste Kondensatorzelle, die etwa 0,5 m lang ist, gemittelt. Am Anfang des Kondensators ist der Temperaturgradient entlang der Länge des Rohrs aufgrund der einphasigen Strömung relativ hoch. Dieser hohe Temperaturgradient kann durch die grobe Diskretisierung nicht sehr genau erfasst werden. Alle anderen Simulationsergebnisse stimmen gut mit den Messdaten nach der Kalibrierung überein.

Gemessene Daten	Einheit	Simulation vor Opt.	Simulation nach Opt.	Messung
P_{Comp}	W	142.10	58.78	57.87
t_{Comp_surf}	°C	104.37	63.99	62.25
t_{Comp_out}	°C	156.02	66.94	67.28
t_{Cond_in}	°C	150.54	52.90	58.36
t_{Cond_25}	°C	123.68	35.78	37.42
t_{Cond_50}	°C	106.03	36.61	36.57
t_{Cond_75}	°C	102.6	36.56	35.99
t_{Cond_out}	°C	102.5	36.54	35.59

t _{Cap_out}	°C	-10.8	-35.18	-35.73
t _{Evap_out}	°C	-13.08	-40.59	-40.78
t _{Comp_in}	°C	64.03	26.31	27.31
p _{Comp_in}	bar	0.961	0.278	0.238
p _{Comp_out}	bar	20.989	4.894	4.879
t _{Sensor}	°C	-7.74	-34.26	-34.85

Tabelle 1: Simulierte und gemessene Werte im stationären Zustand bei 25°C Umgebungstemperatur

Weiters wurde in Egger et al. (2018) eine transiente Simulation durchgeführt. Die Simulationsergebnisse im Vergleich zu den Messdaten sind in Abbildung 18 zu sehen. Das Simulationsergebnis der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors (Abbildung 18a) stimmt sehr gut mit den gemessenen Werten überein. Ebenso konnte die Dauer des Ein- und Ausschaltzyklus sehr gut abgebildet werden. Während des Betriebs des Verdichters ist die Übereinstimmung des Enddrucks sehr gut (Abbildung 18b). Der Saugdruck zeigt einen ähnlichen Trend, aber die Simulationsergebnisse liegen etwa 0,05 bar höher als die Messwerte (Abbildung 18c). Wenn der Kompressor abgeschaltet ist, gleichen sich Saug- und Enddruck an, was aus den Messdaten ersichtlich ist. In der Simulation wurde die Verdichterdrehzahl während eines Abschaltzyklus auf 20 U/min eingestellt, da der Massenstrom in der Simulation aus numerischen Gründen nicht auf null gesetzt werden kann. Daher gibt es keinen vollständigen Druckabgleich zwischen Verdampfer und Verflüssiger. Auch die Rohrtemperatur des Verflüssigers weicht während des Abschaltvorgangs ab (Abbildung 18f). Einer der Gründe dafür ist die Temperaturabhängigkeit der natürlichen Konvektion, die im Modell bisher nicht berücksichtigt wurde. Die gemessene Temperatur des Sensors sinkt nach Abschalten des Kompressors (Abbildung 18e), was in der Simulation weniger intensiv ist. Innerhalb der für die Simulation wichtigen Schwelle (-20 °C und -20,5 °C) stimmen Messung und Simulation jedoch gut überein.

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

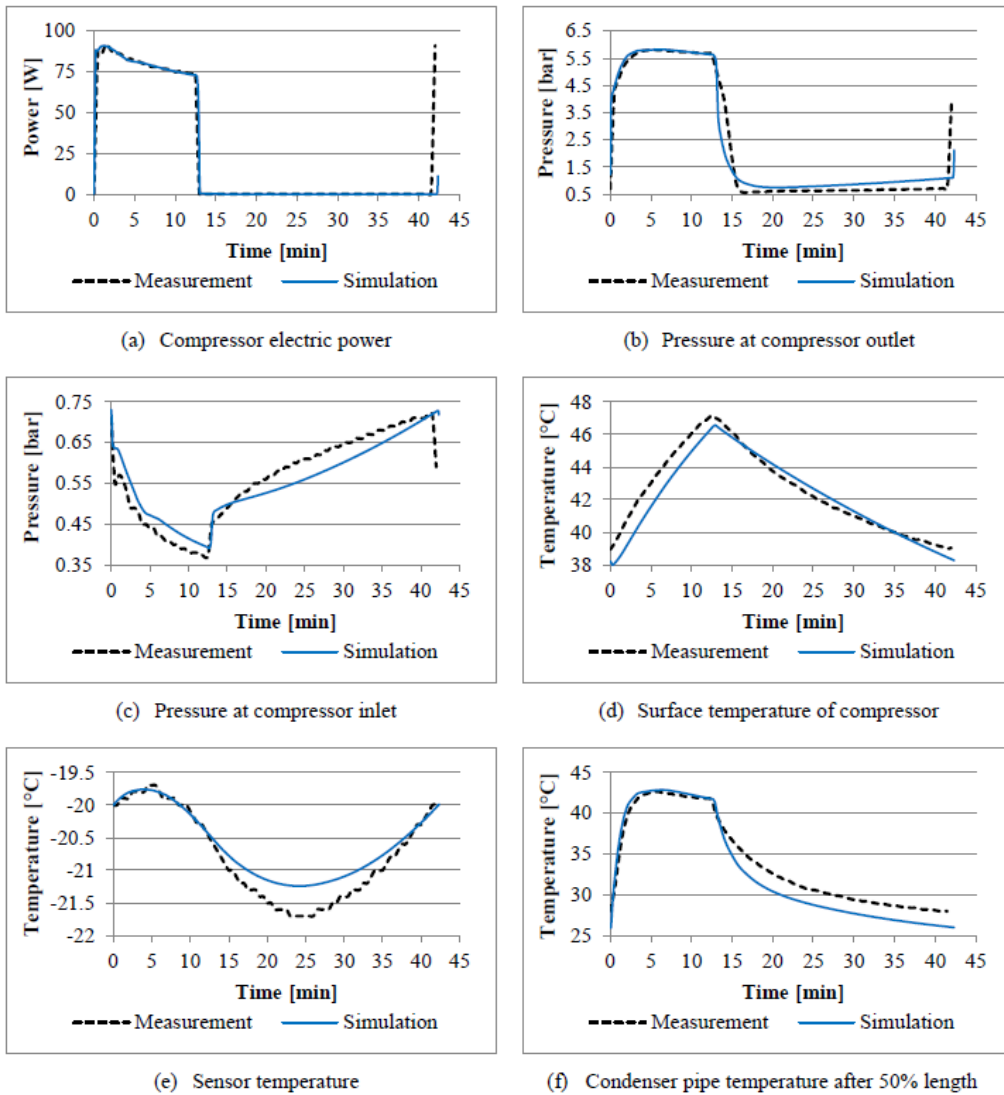


Abbildung 18: Transiente Simulationsergebnisse im Vergleich zu Messdaten eines periodischen Zyklus

Außerdem wurde in Egger et al. (2018) auch noch eine Parameterstudie durchgeführt, bei der die Drehzahl des Kompressors variiert wurde. Zu diesem Zweck wurden dreizehn Simulationen mit Verdichterdrehzahlen zwischen 800 U/min und 3000 U/min gemacht. Während einer Simulation blieb die Verdichterdrehzahl konstant. Es ist zu beachten, dass die Modellparameter des Verdichters bei der höchsten Drehzahl von 3000 U/min ermittelt wurden. Es kann davon ausgegangen werden, dass das Verdichtermodell für die niedrigeren Drehzahlstufen nicht mehr genau ist. Es ist jedoch ausreichend, um einen Trend abzuschätzen.

Alle Simulationen wurden so lange durchgeführt, bis ein periodisch konstanter Zyklus erreicht war. Abbildung 19 zeigt die Ergebnisse der Parameterstudie. Die Reduzierung der Verdichterdrehzahl von 3000 U/min auf 1500 U/min reduziert den elektrischen Energieverbrauch um ca. 10,6 %. Abbildung 19c zeigt die Dauer des Ein- und Ausschaltzyklus eines periodisch konstanten Zyklus bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen. Wie erwartet, nimmt die Einschaltdauer des Verdichters mit zunehmender Verdichterdrehzahl ab, aber die Gesamtzyklusdauer ist für Verdichterdrehzahlen zwischen 1500 U/min und 3000 U/min nahezu konstant. Der Grund liegt in der thermischen Trägheit des Temperatursensors. Aufgrund der verzögerten Reaktion des Temperatursensors ist die gemittelte Raumlufttemperatur bei

höheren Verdichterdrehzahlen niedriger. Infolgedessen dauert es länger, bis die Einschalttemperatur des Verdichters wieder erreicht wird. Wenn die Verdichterdrehzahl unter 1500 U/min sinkt, steigt die Einschaltdauer sehr stark an. Dies führt zu einer höheren Gesamtzyklusdauer. Bei etwa 900 Umdrehungen pro Minute darf der Kompressor nicht abschalten, um die Lufttemperatur im Compartment innerhalb der Schwelle zu halten. Bei diesen niedrigen Drehzahlen wird das System sehr ineffizient.

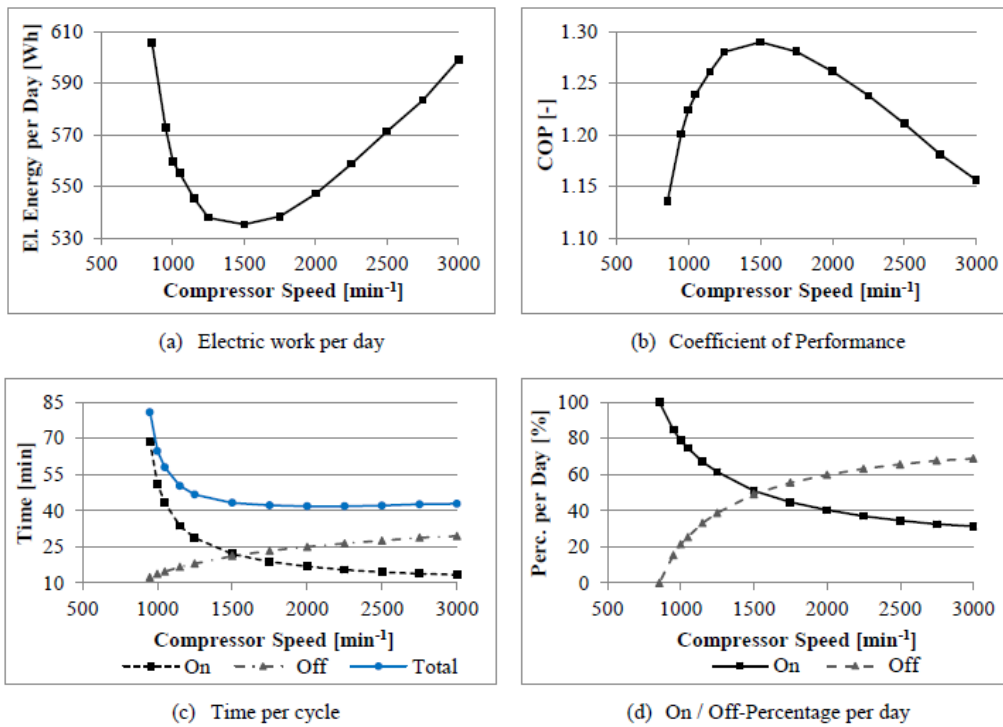


Abbildung 19: Simulationsergebnisse bei verschiedenen Verdichtergeschwindigkeiten

Die Ergebnisse aus diesem Projekt sind auch in die, aufgrund der Corona-Pandemie noch nicht veröffentlichen, Publikationen Einberger et al. (2020) und Kollik et al. (2020) eingeflossen.

5 Ausblick und Empfehlungen

Nach dem bisherigen Wissenstand der Projektpartner über den Kälteprozess und insbesondere über dessen Modellierung stellen die Wärmetauscher die Komponenten dar, die noch die größte Unsicherheit und damit auch das größte Potenzial bergen. Die wichtigsten physikalischen Vorgänge umfassen dabei:

- Die auf der Kältemittelseite stark unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten zwischen einphasiger und zweiphasiger Strömung, deren Grenzen sich bei starken Änderungen bewegen. Dazu kommen Effekte unterschiedlicher Strömungsgeschwindigkeiten von flüssiger und gasförmiger Phase.
- Die Wärmeleitung in den Rohren mit den applizierten Finnen oder Drähten, die je nach Design nur geklemmt und nicht geschweißt sind. Dadurch ergeben sich nicht eindeutig definierte Kontaktverhältnisse, die simulationstechnisch auch nur schwierig abbildbar sind.

- Die Wärmeübertragung an die Luft, die durch die von der Strömungsgeschwindigkeit bzw. Turbulenz abhängigen Wärmeübergangskoeffizienten sowie durch die Temperaturverteilungen im Luftstrom bestimmt wird.

Aktuell sind von den Wärmetauschern nur grobe kältetechnische Daten bekannt, da Messungen aufwändig sind. Somit sind keine Werte zu luftseitigen Widerstandsbeiwerten, zu thermischen Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Teilflächen und vor allem keine exakten Wärmeübergangskoeffizienten der Wärmetauscher bei relevanten Randbedingungen bekannt. Deshalb basiert die Auslegung der Wärmetauscher für ein Haushaltskühlgerät aktuell zu einem großen Teil auf einer Schätzung durch die Erfahrung des Kältetechnikers. Die Entwicklung neuer Geräte erfolgt daher hauptsächlich experimentell, wobei die Anzahl der Versuche eingeschränkt ist. Eine Herausforderung besteht darin, die höchstmögliche Energieeffizienz zu möglichst geringen Kosten zu erreichen. Dazu müssen die vorgegebenen kältetechnischen Werte des Geräts mit möglichst kostengünstigen Bauteilen erreicht werden. Meist sind weitere teurere Alternativen z. B. durch Verwendung größerer Wärmetauscher, besserer Kompressoren oder aufwändigere Isolierung vorhanden, die eventuell durch bessere Ausnutzung der günstigeren Bauteile vermieden werden können.

Es lässt sich somit zusammenfassen, dass derzeit keine Methode existiert, um zufriedenstellende kältetechnische Daten über die verwendeten Wärmetauscher in der realen Einbausituation mit vertretbarem Aufwand zu erlangen. Da diese kältetechnischen Daten aber Voraussetzung für die Erstellung von realitätsnahen Wärmetauschermodellen sind, sind aussagekräftige Simulationen für die Identifikation der optimalen Kältekreis Komponenten und -parameter derzeit nicht möglich. Daher sehen wir großen Bedarf für die Entwicklung genau dieser fehlenden Modelle und Methoden.

6 Literaturverzeichnis

Zuber, Bernhard; Hopfgartner, Johann; Egger, Andreas; Almbauer, Raimund (2018). Numerical investigation of a forced-air cooled condenser using 1D-3D-coupling. in 17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue

Egger, Andreas; Zuber, Bernhard; Rohrhofer, Mario; Hopfgartner, Johann; Almbauer, Raimund; Perz, Erhard (2018). Dynamically Calibrated Simulation of a Refrigeration Cycle for Household Freezers. in 17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue

Einberger, Bernhard; Zainer, Christoph; Ennemoser, Andreas; Möller, Sebastian; Egger, Andreas; Lang, Michael (2020). Efficient Simulation Method for Parallel Tube Evaporators for Vehicle Battery Cooling. Paper auf Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2020 (angenommen; noch nicht publiziert aufgrund der Corona-Pandemie)

Kollik, Christian; Ennemoser, Andreas; Lang, Michael; Almbauer, Raimund; Zainer, Christoph; Egger, Andreas (2020). Experimental Investigation of Liquid and Vapor Mass Flows in a Parallel Tube Evaporator. Paper auf Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2020 (angenommen; noch nicht publiziert aufgrund der Corona-Pandemie)

7 Anhang

8 Kontaktdaten

Projektleiter: Thomas Kandolf, MA

Liebherr Hausgeräte Lienz GmbH

Dr.-Hans-Liebherr-Straße 1

A-9900 Lienz

Tel: +43 50809 21230

E-Mail: thomas.kandolf@liebherr.com

Internet: home.liebherr.com

Ao.Univ.-Prof. DI Dr. Raimund Almbauer

IVT – Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Infeldgasse 25B/II

A-8010 Graz

Tel.: +43 (316) 873 - 30230

Fax: +43 (316) 873 - 1030230

E-Mail: almbauer@ivt.tugraz.at

Internet: www.ivt.tugraz.at

Erhard Perz

SimTech Simulation Technology

Riesstr. 120

A-8010 Graz

Tel: +43(0)316 386 278 50

Fax: +43(0)316 386 278 15

E-Mail: E.Perz@SimTechnology.com

Internet: <http://www.SimTechnology.com>