



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK
Bundesamt für Energie BFE

Schlussbericht 25. November 2009

Energieverbrauchsminimierung von Kühlschränken durch thermische Optimierung

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Elektrizitätstechnologien & -anwendungen
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Kofinanzierung:

Forster Küchen- und Kühltechnik AG
CH-9320 Arbon

Auftragnehmer:

EMPA
Ueberlandstrasse 129
CH-8600 Dübendorf

Autoren:

Dr. Matthias M. Koebel, EMPA, Matthias.Koebel@empa.ch
Bruno Binder, EMPA, Bruno.Binder@empa.ch
Thomas Doerwaldt, Forster Küchen- und Kühltechnik AG, Thomas.Doerwaldt@afg.ch

BFE-Bereichsleiter: Dr. Michael Moser

BFE-Programmleiter: Roland Brüniger

BFE-Vertrags- und Projektnummer: 102855 / 153665

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Projektes haben Forster Küchen- & Kühltechnik AG in Arbon und die Empa Dübendorf in einer Zusammenarbeit eine Studie zur Energieverbrauchsminimierung an Kühlgeräten durchgeführt. Anbei wurden kalorimetrische Messungen an einem typischen Kühl / Gefrier Kombigerät und numerische Modellierung von Wärmeübergängen dazu verwendet, Schwachstellen aufzuzeigen. Vergleichsmessungen mit vier verschiedenen PU-Materialien geschäumten Schränken zeigen nur einen geringen Einfluss des Schaums auf den Gesamtenergieverbrauch. Dies ist darauf zurückzuführen, dass kommerzielle PU-Schäume weitgehend optimiert sind. Zudem wurde ein 3D Modell des Kühlgeräts erstellt und damit diverse Details untersucht. Es wurde unter anderem gezeigt, dass der Einsatz von Vakuuminisolation (VIP) besonders im Türbereich des Kühlraums sinnvoll ist. Als wirtschaftlich vielversprechendste Massnahme profilierte sich eindeutig der Einsatz einer doppelten Türdichtung im Tiefkühlbereich mit einem theoretischen Energiesparpotential von bis zu 10% des Gerätegesamtverbrauchs. Diese Arbeit zeigt auf, wie eine Kombination von Experiment und thermischer Modellierung die Schwachstellen des Geräts punkto Design und Materialien rasch aufzeigen kann und konkrete Verbesserungsvorschläge liefert.

Resumé

Au cours de ce projet, la Forster Küchen- & Kühltechnik SA situé à Arbon et la Empa Dübendorf ont effectué une étude sur la minimisation de la consommation énergétique de réfrigérateurs. Ci-joint est la description de mesurages calorimétriques effectués sur une combinaison frigo / congélateur typique et des simulations numériques du transport thermique qui on servi comme base pour une analyse de points faibles. La comparaison des résultats de quatre appareils remplis de diverses mousses isolantes n'a montré qu'une influence négligeable sur la consommation électrique. Ceci est dû au fait que les mousses isolantes de polyuréthane commerciales sont bien perfectionnées ces jours-ci. En plus, un modèle numérique 3D de l'appareil a été élaboré et utilisé pour l'analyse de détails critiques. Entre autres on a démontré que l'emploi d'isolation évacuée (VIP) est le plus judicieux dans les portières. L'utilisation d'un double bourrage dans le compartiment congélateur s'est révélée comme la mesure la plus efficace d'un point de vue économique avec une économie atteignant jusqu'à 10% de la consommation énergétique totale. Ce travail montre qu'une combinaison d'expériences pratiques et de modélisation numérique puissent révéler bien rapidement les défauts et les points faibles de l'appareil du point de vue de design et de matériaux tout en fournissant des propositions d'amélioration utiles.

Abstract

In a joint research project, Forster Küchen- & Kühltechnik AG in Arbon, Switzerland, have conducted a study on how to minimize the energy consumption in common household refrigerators. Calorimetric measurements were performed on a standard refrigerator/freezer combination. Complementary numerical modeling studies of relevant thermal transport processes were used to identify potential weak points in the design. In addition, thermal measurements of identical appliance models but isolated with four different polyurethane foam formulations were carried out in our laboratory. The foam type showed only a minor effect on the total energy consumption of the refrigerator because commercial PU foams are quite performance optimized and the differences are minimal. As part of a 3D numerical analysis, various construction details were investigated. The use of vacuum insulation (VIP) was shown to make the most sense in the refrigerator door. The use of a double gasket freezer compartment door seal stood out as the most economical measure with a predicted total energy savings potential of up to 10%. This study demonstrates nicely, how a combination of experiment and heat transport modeling can show weak points in both design and materials used and provide precise suggestions for improvement.

Ausgangslage

Mit zunehmender Energieverknappung [1] sowie der wachsenden Erkenntnis globaler Klimawandlungen gilt es, den Einsatz fossiler Brennstoffe zu reduzieren. Ein möglicher Ansatzpunkt zur Reduktion des Gesamtenergieverbrauchs ist die Effizienzsteigerung von elektrischen Kleinverbrauchern wie etwa Haushaltsgeräten. Dazu wurde ein gängiges Gerät auf das Potential zur Energieeffizienzsteigerung durch Verbesserung der thermischen Isolation untersucht.

Forster Küchen und Kühltechnik AG, der einzige Schweizer Kühlgeräteproduzent mit einem jährlichen Absatz von ca. 90'000 Geräten, widmeten sich dieser Aufgabe gemeinsam mit der Empa in Dübendorf. Als Testobjekt diente der Gerätetyp Duoplus EK1422, welcher heute in der Energieeffizienzklasse: A+ klassiert ist (Figur 1). Das Gerät ist eine gängige Kühl-Gefrier-Kombination mit zwei Türen und grosszügigem Platzangebot. Das Gefrierabteil hat drei Auszüge und eine Beerenschale. Im Kühlbereich gibt es fünf Höhenverstellbare Sicherheitsglastabläre und grossvolumige Einhängeschalen. Zudem verfügt es über eine Elektronische Steuerung mit Notlaufprogramm bei Fühlerdefekt. Der Nutzinhalt beträgt 303l, wovon 71l auf den Gefrierbereich abfallen.



Figur 1: Kombi Kühlgerät Duoplus EK1422 wie es im Rahmen dieses Projektes untersucht wurde.

Ziel der Arbeit

Seit mehreren Jahren ist im europäischen Raum die Klassifizierung von Haushaltsgeräten bezüglich Effizienz üblich. Im Rahmen eines F&E Projektes zwischen Forster AG und der Empa wurden Möglichkeiten zur Reduzierung des Energieverbrauchs von Kühlgeräten durch Optimierung der thermischen Isolation systematisch untersucht und bewertet. Derartige Verbesserungsmöglichkeiten wurden sowohl auf Seite des Designs (Wärmebrücken, Dichtheit etc.) sowie bei der Wahl der Isolation (PU-Ausschäumung, Zuschlagsstoffe, Hochleistungsisolation) gesucht. Durch systematisches Vorgehen sollen diverse Ansätze ausgewählt und nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten klassiert werden. Daraus ergeben sich konkrete Optimierungsvorschläge. Das primäre Ziel dieses Projekts ist es, die Haupteinsparungsmöglichkeiten von Kühlschränken durch Optimierung der thermischen Isolation ausfindig zu machen. Das Gesamtprojekt besteht aus den folgenden drei Teilaufgaben (Work packages, WP):

WP 1 Thermische 3D-Modell Optimierung

WP 1a: Aufgrund von 3D Zeichnungen wird ein thermisches Modell erstellt, welches die Gesamtwärmeverluste abschätzt, Schwachstellen aufzeigt, sowie den Einfluss der Variation von Design und Materialparametern aufzeigt. Aus den gewonnenen Erkenntnissen ergibt sich ein Optimierungspotential für das Design bzw. den Fließbandherstellungsprozess.

WP1 b: Zum Vergleich sollen die unter WP 2a sowie 2b gemessenen Daten dienen, was wiederum eine Validierung des Modells ermöglicht.

WP 2 PU-Isolationsausschäumung

WP 2a: Versuche am Gerät (Kühlschrank): Wärmeverluste messen für verschieden geschäumte Testobjekte. Es sollen zwischen 10 und 20 Kühlschränke an der Empa ausgemessen werden. Hier stellt sich einerseits die Frage nach der Reproduzierbarkeit sowie nach systematischen Unterschieden in den jeweils verwendeten Schaumrezepturen.

WP 2b: Messung der Wärmeleitfähigkeit von Schaumproben welche an verschiedenen Orten aus dem geschäumten Gerät ausgeschnitten wurden. Diese Messungen sollen die Isolationseigenschaften des Materials genauer charakterisieren.

WP 2c: Thermographie: Während dem Betrieb sollen Fehlstellen am Gerät mittels IR Kamera sichtbar gemacht werden.

WP 2d: Ausschäumungsversuche im Labormassstab an der Empa mit und ohne Zuschlagsstoffe. Dabei soll wie folgt vorgegangen werden: Ausschäumen von Kartonschachteln, Tranchen schneiden und zum Schluss Messung der Wärmeleitfähigkeit des so produzierten Schaums. Als erster Zuschlagsstoff soll Aktivkohle als „opacifier“ verwendet werden, Aerogelgranulat wird als technisch schwierig durchführbar eingestuft. Dennoch sollen auch Versuche mit Aerogelzuschlagsstoffen durchgeführt werden. Bringen derartige Zuschlagsstoffe eine Verminderung der λ -Werte und wenn ja mit welchen Mehrkosten (pro Gerät) ist diese verbunden?

WP 2e: Ein Teil der unter WP 2d hergestellten Proben soll an Luft bei Raumtemperatur bzw. bei 70°C gealtert werden, um den Einfluss der Alterung / Temperatur auf die Wärmeleitfähigkeit aufzuzeigen.

WP 3 VIP-Hochleistungsisolations

WP 3a: Hauptziel einer ersten Versuchsreihe ist die Herstellung eines low-cost VIP, wobei eine verminderte Lebensdauer von 15 Jahren in Kauf genommen wird. Existierende Kontakte (H. Simmler, T. Doerwaldt) zu allen drei deutschen Herstellern Va-Q-Tec, Porextherm und Variotec sollen zur Bemusterung mit Kernmaterialien / Folien dienen. Aus diesen Materialien sollen neue VIP Prototypen an der Empa hergestellt werden. Was die Kernmaterialien betrifft, gilt es, den Anteil an pyrogener Kieselsäure (teuer) so weit als möglich zu reduzieren und durch gefällte Kieselsäure oder andere kostengünstigere Materialien zu ersetzen. Die so hergestellten „low-cost“ VIP Paneele werden dann einzeln getestet (λ Wert Messung, Dichtigkeit, künstliche Alterung).

WP 3b: Eine Untersuchung von ausgewählten produktionstechnischen Aspekten bei der VIP-isolierten Kühlgeräteherstellung soll folgende Fragen beantworten:

- Mit welchem Fertigungsmehraufwand ist der VIP Einsatz verbunden ?
- Wo ist der Einbau sinnvoll (Tür, Seite, Rückwand) ? Hierfür werden verschiedene Szenarien mit dem unter WP 1 erstellten 3D Modell durchgespielt.
- Welcher zeitliche Verlust der „Isolierleistung“ bzw. Anstieg des elektrischen Verbrauchs ist durch die Alterung der VIP Panele (konventionell / „low cost“) zu erwarten ?

Methode

Strukturierung dieses Berichts

Bei den vorgenommenen Untersuchungen handelt es sich um diverse Messungen und komplementäre Modellierungen sowie Labor- und Fließbandversuche. Die untenstehende Tabelle 1 zeigt eine vereinfachte Ansicht der für die einzelnen Workpackages und Subtasks verwendeten Methoden.

Methode	Untersuchte Parameter bzw. Komponenten	Work-package	Ausführender
Kalorimetrische Messung am Gerät	Kühl – und Gefrierabteile, Einfluss des Schaumtyps,	1a, 2a,	Empa
Wärmeleitfähigkeit Schaumproben	Homogenität der Schaumverteilung, Einfluss der Dichte sowie Alterung	2b, 2e	Forster / Empa
3D-Modellierung	Detaillösungen Konstruktion, Einfluss diverser Parameter, Abschätzung von Schwachstellen, VIP Einsatz	1a, 1b, 3b	Empa
Verbesserung der Türdichtung im Gefrierabteil	Zwei Arten einer verbesserten Doppeldichtung, Kontrolle durch kalorimetrische Vergleichsmessung	-	Empa
Thermografie	Aufzeigen klar ersichtlicher Schwachstellen am Gerät	2c	Empa
PU-Schaum Verbesserung durch Zuschlagstoffe sowie low-cost VIP	Versuche aufgrund Vorrecherche frühzeitig abgebrochen, durch alternative Aktivitäten kompensiert	2d, 3a	Empa

Tabelle 1: Übersicht über die themenspezifische Anordnung der Workpackages in diesem Bericht

In der folgenden Methodenbeschreibung werden die verwendeten Techniken im Detail beschrieben. Die Versuche liefen grösstenteils nach Plan und konnten rechtzeitig abgeschlossen werden. Der Bericht ist nach logischen Gesichtspunkten gegliedert aufgebaut, welche nicht zwingend die Struktur der einzelnen Workpackages sondern vielmehr die obige Anordnung widerspiegelt.

Kalorimetrische Messungen am Gerät (k - A Werte, Isolationsleistung) nach Ausschäumversuchen in der Produktion

a) Beschreibung Schäumenanlage und der Versuche

Durch die Installation der neuen Schäumenanlage können neue moderne Schaumrezepte verarbeitet werden, welche einen leicht verbesserten Isolationswert gegenüber dem bisher verwendeten Schaum aufweist.

Anlage: Hochdruckanlage mit einer Pentanvormischstation

Maschinentyp: Hennecke, KGS-7, HK650

Mischkopf: MX 24 mm, Umlenkmischkopf mit automatischer Düseneinstellung.

Arbeitsdruck: 150 – 160 bar.



Figur 2: Drei Bilder der Hochdruckschäumenanlage Hennecke KGS-7 inklusive Einspritzmischkopf (unten rechts) in der Kühlgeräteproduktionshalle der Forster Küchen & Kühlgeräte AG in Arbon (CH)



Der Lieferant für die Schaumkomponenten hat hinsichtlich der neuen Anlage ein neues Rezept mit verbesserten Isolationswerten angeboten, gleichzeitig haben wir von der Konkurrenz ein Rezept für Versuche zur Verfügung gestellt bekommen. Beide Produkte sollten laut Hersteller bessere Eigenschaften bezüglich der Wärmedämmung haben als der bisherige Schaum. Die Produkte beider Lieferanten sind bei Normbedingungen in etwa gleichwertig.

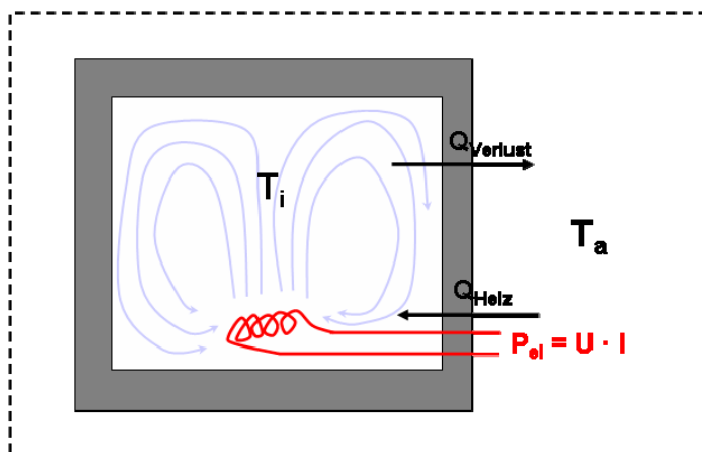
Die Schaumkomponenten wurden in Fässern angeliefert, welche an der neuen Schäumenanlage (Figur 2) angeschlossen wurden. Somit konnten die Geräte unter

Produktionsbedingungen geschäumt werden. Um Vermischungen vom derzeit in der Fertigung verwendeten Schaum und des entsprechenden Testschaums S2, S3 oder S4 zu vermeiden wurden die Leitungen der Anlage vorgängig gespült. Anschliessend mussten die Mischverhältnisse des Testschaums eingestellt werden. Hierzu wurde frei in einen Sack mit einer Einschusszeit von 2 Sekunden geschäumt. Von diesem Material wurde ebenfalls eine Probe ausgeschnitten und die Wärmeleitfähigkeit bestimmt.

Geschäumt wurden vier verschiedene Schaumtypen: Standardschaum S1, neue Mischungen S2, S3 und S4. Die notwendige Einschussmenge wurde anhand von Versuchen definiert. Bei den Versuchen muss eine Mindestrohddichte des Schaums erreicht werden. Die Einschussmengen wurden in den Anlagenparametern hinterlegt und waren für die Versuche nicht verändert worden. Somit wurde mit allen drei Testschäumen unter der Produktion gleichwertigen Bedingungen geschäumt. Von den Geräten des Typs EK1422 wurden jeweils etwa 6 Stück geschäumt (Mehrfachbestimmung) und davon jeweils drei Geräte zwecks Messung der $k \cdot A$ Werte an die Empa geliefert.

b) Vorversuche zur kalorimetrischen Messung

Die Messung der Isolationsleistung bzw. der bei einer bestimmten Temperaturdifferenz Innen/Aussen auftretenden Wärmeverluste [2] wurde durch Messung der Leistungsaufnahme ermittelt, wobei jeweils eines der entsprechenden Abteile im Kühlgerät als Kalorimeter fungierte. Die untenstehende Skizze in Figur 3 ist eine schematische Darstellung des dazu verwendeten Versuchsaufbaus:



Figur 3: Schematische Anordnung der kalorimetrischen Messung am Gerät. Durch eine elektrische Heizung wurde der Innenraum auf eine bestimmte Temperaturdifferenz Innen/Aussen geregelt und die dazu benötigte elektrische Heizleistung bestimmt.

Im jeweiligen, geschlossenen Kühl- bzw. Gefrierabteil wurde ein resistives Heizelement platziert. Vergleichsmessungen ($k \cdot A$ Werte) der verschiedenen geschäumten Geräte wurden im Kühlraum mit einem eingestellten ΔT von 20K durchgeführt. Das Gefrierfach wurde nicht beheizt und die Türe blieb während der Messung vollständig offen. Zudem wurde zum Vergleich auch der $k \cdot A$ Wert für ein einzelnes Gerät mit Standardschaum bei einem erhöhten ΔT von 40K ermittelt. Bei diesen Bedingungen wurden auch die Thermografieaufnahmen gemacht. Zum Schluss wurde zusätzlich der $k \cdot A$ Wert des Gefrierfaches für dasselbe Gerät bei $\Delta T = 40K$ ermittelt.

Das zu messende Gerät mitsamt Versuchsaufbau befand sich in einer klimatisierten Kammer deren Temperatur konstant auf $16.8^{\circ}\text{C} \pm 0.3^{\circ}\text{C}$ geregelt war. Die kalorimetrische Messung

im Innenraum bestand in der Aufzeichnung der elektrischen Heizleistung ($P_{el} = U \cdot I \sim 20-40$ W), welche zum Aufrechterhalten einer definierten Temperaturdifferenz $\Delta T = T_i - T_a$ benötigt wurde. Zu Beginn des Versuchs ist die benötigte Heizleistung Q_{Heiz} grösser als die Verlustleistung nach aussen, da ein Grossteil der Energie zum Aufwärmen des Inneren verwendet wird. Nach einer längeren Equilibrierphase wird schlussendlich ein Gleichgewichtszustand erreicht, wo sich Verluste ($Q_{Verlust}$) und Energieeintrag (Q_{Heiz}) die Waage halten. Um einen repräsentativen Wert für die Isolationsleistung $k \cdot A = P / \Delta T$ ermitteln zu können muss sich das System zwingend im thermischen Gleichgewicht befinden – dies wird durch eine entsprechend lange Messdauer und Selektion der ausgewerteten Daten gewährleistet.

Im Rahmen eines ersten Vorversuchs (Aufbau 1, siehe unten) wurde die Kühlkammer des Geräts mit einer Widerstandsheizung und einem Lüfter versehen. Die elektrischen Durchführungen wurden als dünnes Band aufgebracht, was Wärmeverluste bei den Türdichtungen minimierte. Im Inneren des Kühlschranks wurden an verschiedenen Orten Temperaturfühler angebracht um die Temperaturverteilung innerhalb des Geräts verfolgen zu können. Schliesslich sollen Oberflächentemperatur im Innenraum sowie die Lufttemperatur überall möglichst konstant sein. Im Laufe einer Vorversuchsreihe unter Verwendung von Aufbau 1 machte sich eine deutliche Temperaturverteilung / Luftschichtung innerhalb der Schränke bemerkbar. Die Temperaturschwankungen im oberen Bereich des Schrankes machten z.T. bis zu 2K aus; dem musste zwingend Abhilfe geschaffen werden.

c) Verbesserung des Versuchsaufbaus

Da der Kühlbereich einen relativ hohen Raum (ca. 1m) darstellt liegt die Schichtungsproblematik auf der Hand. Um die Homogenität der Temperaturverteilung und somit auch die Qualität der Messergebnisse zu optimieren wurden diverse Umbauten an einem Versuchsgerät unternommen. Es wurde dabei versucht, die Homogenität der Temperaturverteilung im Schrankinneren durch Erreichen einer zirkulierenden Luftsäule in der Raummitte zu verbessern. Dazu wurde erst ein stärkerer Ventilator mit grösserem Prallblech eingesetzt (Aufbau 2). Eine zusätzliche Verbesserung sollte der Einsatz eines weiteren Ventilators in Deckennähe bringen. Diese in Aufbau 3 verwendete Konstruktion erwies sich jedoch als ziemlich ungünstig, da nun grosse Abweichungen im Mittelbereich auftraten. Am Ende setzte sich eine Art Kaminkonstruktion durch, welche mit einem einzigen kleinen Ventilator versehen war. Durch den verbesserten Aufbau 4 war eine ziemlich gleichmässige Temperaturverteilung erreicht worden, wobei die örtlichen Temperaturunterschiede deutlich unter 1K fielen. Eine genauere Zusammenstellung der diversen Umbauten findet sich im Anhang.

Kalorimetrische Messungen im Gefrierbereich zeigten aufgrund der kleineren Raumverhältnisse eine bedeutend ausgeglichene Temperaturverteilung; in diesem Fall war keine

Kaminkonstruktion notwendig. Der optimierte Versuchsaufbau (Figur 4, ab 16.12.08) bedient sich eines einzigen Ventilators sowie eines Kamins. Die optimierte Versuchsanordnung ist im untenstehenden Kasten kurz zusammengestellt:



Optimierter Messaufbau (Aufbau 4)

Beschreibung: (von unten nach oben)

- Grundplatte
- 2x Alublech als Strahlungsschutz
- El. Widerstand 10ohm = 90W Heizleistung
- Kühlblech zur Wärmeverteilung
- Ventilator mit 83 m³/h Förderleistung
- 1x Alublech als Strahlungsschutz
- Kamin aus Halbkarton
- Kunststoffrohr mit 4 Thermoelementen ($T_{i1} - T_{i4}$)

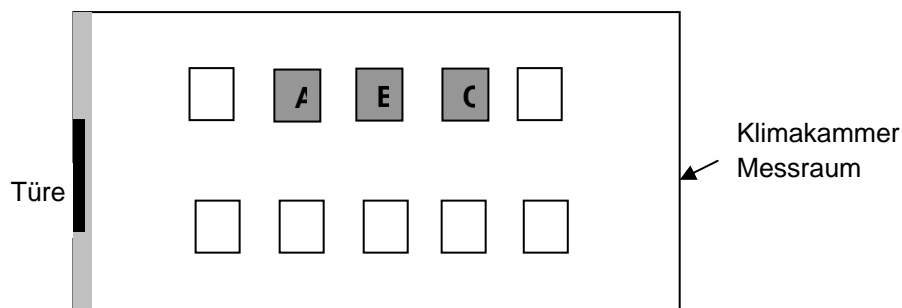
Bemerkungen:

Der Kamin saugt die Luft aus dem Deckenbereich. Die Luft wird dadurch im ganzen Schrank umgewälzt. Die Homogenität der Lufttemperatur verbessert sich nochmals deutlich.

Figur 4: Versuchsanordnung wie sie für die kalorimetrischen Messungen an den verschiedenen geschäumten Geräten verwendet wurde. Diese Konfiguration zeigt von allen untersuchten Aufbauten die homogenste Temperaturverteilung im Schrank.

Analog zu den Vorversuchen während der Aufbauphase (Messung 1) wurden je drei Schränke mit der optimierten Versuchsanordnung gemessen. Dabei wurde zudem auf eine immer gleiche, symmetrische örtliche Anordnung der jeweiligen, mit verschiedenen PU geschäumten Geräte geachtet. Zu diesem Zweck wurden immer dieselben drei, identischen Felder zur Platzierung der Schränke eines Typs gewählt.

Die untenstehende Figur 5 zeigt schematisch die Anordnung der Messplätze A, B und C (grau) im Raum bezogen. Die Positionen der übrigen Geräte welche nicht in der entsprechenden Messserie erfasst wurden, sind als weiße Kästchen dargestellt.



Figur 5: Schematische Anordnung der Messpositionen A, B, C zur Dreifachbestimmung eines Schranktyps.

Jede Messreihe wurde während mindestens 7 Tagen gemessen und die Resultate (nach der Einschwingphase) zeitlich gemittelt. Nach Abschluss einer Messserie wurde der

gemessene Gerätetyp durch den nächsten ausgetauscht. Die Resultate zu den Versuchen sind im folgenden Kapitel zusammengefasst.

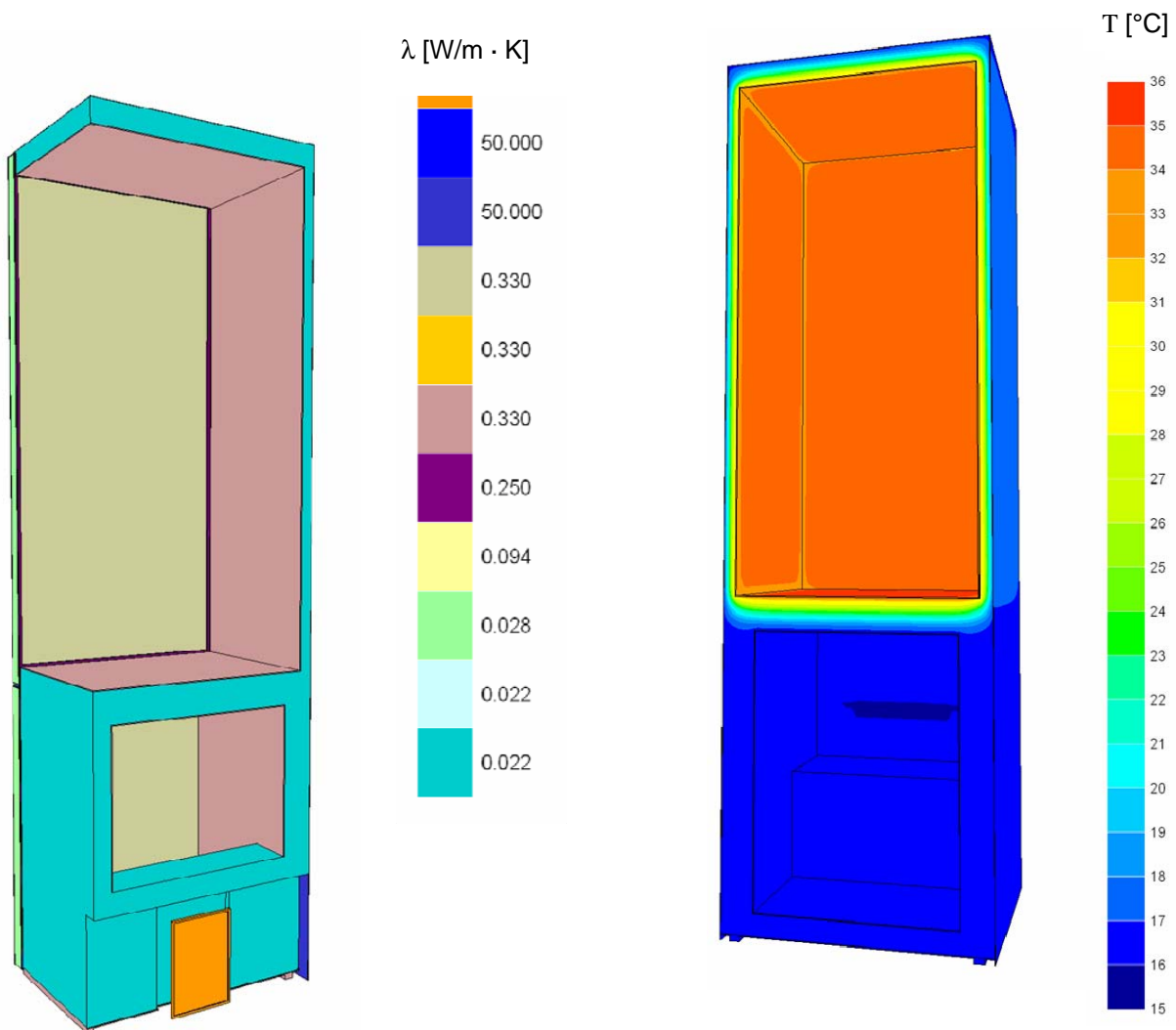
d) Charakterisierung der Schaumeigenschaften

Während der Ausschäumversuche wurden einzelne Geräte zerschnitten um die Schaumverteilung sowie die Haftung des Schaums an den Aussen- und Innenwänden zu prüfen. Zusätzlich konnte bei diesen Geräten die Rohdichte des PU-Schaums gemessen werden. Die aus unterschiedlichen Positionen ausgeschnittenen Schaumstücke wurden auf Drückfestigkeit, Dichte, Zugfestigkeit und Lambda-Wert geprüft. Für sämtliche Messungen sind in der Industrie vorgeschriebene Prüfverfahren vorhanden.

Numerische 2D und 3D Modellierung:

a) Gerätemodell

Für die Wärmedurchgangsberechnung wurde ein 3D-Modell des Kühlschranks erstellt. Das verwendete Softwareprogramm Trisco 11.0w (Physibel) arbeitet nur mit quaderförmigen Körpern. Aus diesem Grund musste der Kühlschrank idealisiert und auf rechteckige Teile reduziert werden [3]. Dieses vereinfachte Modell wurde dann als Basis für die thermischen Berechnungen verwendet. Alle im wirklichen Gerät verwendeten Komponenten wurden vereinfacht aber dennoch detailgetreu widerspiegelt, um eine möglichst realitätsnahe Repräsentation des Kühlgeräts zu erhalten. Das untenstehende Bild in Figur 6 links zeigt die Verwendung der einzelnen Schichten und Lagen unterschiedlicher Materialien, und der entsprechend stark unterschiedlichen thermischen Eigenschaften (Wärmeleitfähigkeiten).

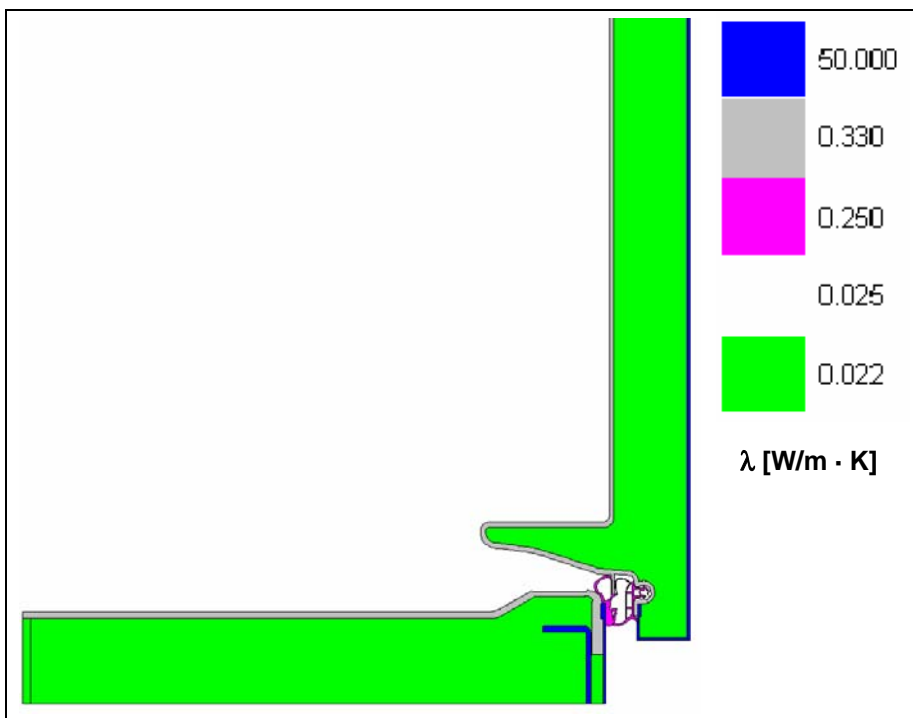


Figur 6: Eingabebitmap (links) sowie Temperaturverteilung aus 3D Modellierung für die Simulation der Messungen am Gerät (rechts) im Gleichgewichtszustand.

Der Wärmeverlust des gesamten Schrankes wurde durch Einsetzen der entsprechenden Randbedingungen (Innentemperatur = 36°C, Aussentemperatur im „virtuellen“ Raum = 16°C) ermittelt.

b) Allgemeines Vorgehen bei der numerischen Modellierung von Konstruktionsdetails, Anschlusselementen, Dichtungen etc.

Zur Bestimmung von Wärmeverlusten in komplexeren geometrischen Details wie etwa Dichtungen, Wänden mit VIP Einsatz, Kompressorraum etc. wurden 2D Modelle zur Berechnung verwendet. Diese wurde mittels der Bisco software (2D – code des bereits erwähnten Trisco - Packets) abgeschätzt. Die Resultate lieferten einen mittleren Wärmeverlust pro Längeneinheit (Laufmeter). Untenstehendes Beispiel (Figur 7) zeigt ein Eingabe-Bitmap eines Türanschlusssdetails im Kühlraum. Die unterschiedlichen thermischen Transporteigenschaften der verwendeten Materialien wurden analog dem obigen 3D Modell in der Eingabe definiert.



Figur 7: Beispiel (Türdichtung) eines Eingabebitmaps für zweidimensionale (2D) Modellierung von Wärmeübergängen bei komplexen Anschlussdetails. Die thermischen Eigenschaften der Materialien werden durch Farbcodierung in den Programmkernel eingespiessen.

c) Detail Strahlungseigenschaften KS-Rückwand

Während der Laufzeit der Kühlung wird auf der Rückseite des Kühlschranks das Rohr- und Rippensystem des Verflüssigers deutlich warm. Dies könnte wegen der entsprechend höheren Temperaturdifferenz wiederum einen messbaren Einfluss auf den Wärmefluss auf der Rückseite aufweisen. Dieser wird primär durch Strahlungsverlust bestimmt, da der Verflüssiger nicht in direktem mechanischem Kontakt mit der Kühlschranksrückwand ist. Mittels einer 3D-Modellrechnung wurde der Einfluss des Emissionsgrades der Rückwand auf den gesamten Energieverlust abgeschätzt. Modelliert wurde ein Wandausschnitt mit 3 Verflüssigerröhrchen und den Rippen. Im einen Fall wurde ein Emissionsgrad der Rückwand von 0.95 und im anderen ein Wert von 0.05 angenommen. Berücksichtigt werden die Temperaturen am Verflüssigereingang und –Ausgang, sowie Standzeit und Laufzeit des Kompressors.

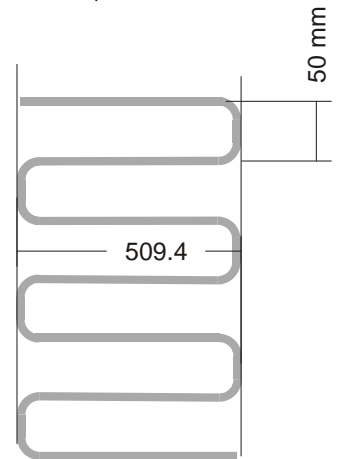
Betrachtet wird der Bereich KS-Teil, der vom Verflüssiger überdeckt wird; dies ist eine Fläche von ca. $0.5 \times 0.6 \text{ m} = 0.3 \text{ m}^2$.

2D-Aufbau Rückwand:

- 2 mm Polyethylen, $\lambda=0.33 \text{ W/(m.K)}$
- 38 mm Polyurethanschaum, $\lambda=0.022 \text{ W/(m.K)}$
- 0.4 mm Karton, $\lambda=0.82 \text{ W/(m.K)}$
- 21 mm Luft, 22°C , konvektiver Wärmeübergang betriebsartabhängig
- Verflüssigerrohr + Kühlrippen (1.1 mm, 3.8 mm 1.1 mm)
- 44 mm Luft, 22°C , konvektiver Wärmeübergang betriebsartabhängig
- Wand 22°C warm

Verflüssiger:

- 22 Horizontalröhrchen
- Achsabstand 50 mm
- Radius 25 mm
- Rohraussendurchmesser 4.8 mm
- auf beiden Seiten vertikal 56 Rundstäbe $\varnothing 1.1 \text{ mm}$ im Abstand /Achse) von 8.1 mm



d) Modellierung VIP-Einsatz

Ein zentraler Aspekt der numerischen Modellierungen ist zudem der Einsatz von Vakuumisolation. Heute werden in Kühlschränken mit Label A++ bereits VIP eingesetzt. Diese finden sich hauptsächlich in den Türen, da dort einerseits der thermische Vorteil überwiegt und andererseits die Platzierung und Montage einen vertretbaren Zusatzaufwand bedeutet. Zudem ist das Risiko der Verletzung der VIP-Hülle bei Türanwendungen relativ gering.

Verbesserung Türdichtung im Gefrierabteil

Da die Versuche zur Verbesserung der PU-Schäume sowie VIP Kernmaterialien aus praktischen Gründen fallengelassen wurden, wurden an dieser Stelle Aktivitäten zur Verbesserung der Türdichtung unternommen: Aufgrund der 3D-Modelle wurde diese nämlich als eine der zentralen Schwachstellen des Geräts identifiziert (siehe Resultate).

Das Gefrierabteil eines Geräts mit Standardschaum S1 wurde mit einer doppelten Türdichtung versehen. In einem ersten Versuch wurde auf der inneren Türseite mit einer Kittmasse ausgehend von den Wänden rundherum ein zweites Dichtungselement ausgebildet, wobei diese Massnahme nur mässigen Erfolg nach sich zog. Eine erweiterte Ausführung stellte schliesslich die Konstruktion mit doppelter Türdichtung dar, wobei die zweite, kleinere Dichtung ebenfalls auf der Innenseite der Tür befestigt wurde. Erstere kontaktierte bei geschlossener Tür einen passend eingesetzten Stahlrahmen, welcher nach innen versetzt im Gefrierfach eingeklebt war. Diese optimierte Doppeldichtung ist in den untenstehenden Bildern in Figur 8 aufgezeigt.



Figur 8: Verbesserung der Türdichtung im Gefrierabteil durch Einsatz einer zweiten, kleineren Dichtung auf der Türinnenseite. Diese dichtet gegen einen eingepassten Stahlrahmen ab.

Thermografie

Ein mit Standardschaum S1 isoliertes Gerät wurde mittels Thermografie auf offensichtliche thermische Schwachstellen hin untersucht. Zu diesem Zweck wurde das Gerät weiss mattiert gespritzt, um Reflektionen von Wärmestrahlung (IR) während der Thermografie zu minimieren. Im Kühlraum des Geräts wurde analog zur $k \cdot A$ Messung eine konstante Temperaturdifferenz eingestellt. Diese betrug in diesem Fall jedoch 40K anstelle von 20K (Schaumvergleich), um potentielle Schwachstellen besser sichtbar zu machen.

Versuche zur thermischen Verbesserung der PU-Schäume

Laut Angaben der Schaumlieferanten sind die kommerziellen PU-Schäume bezüglich Wärmeleitfähigkeit weitestgehend ausgereizt [5]. Verbesserungen des Lambda-Wertes sind höchsten noch im Bereich von 0.001-0.002 W/(m·K) möglich. Dies war zwar schon zu Beginn des Projekts bekannt. Neu ist jedoch die Erkenntnis, dass die Optimierung des Schaums in dieser Grössenordnung kaum eine messbare Energieeffizienzsteigerung des Geräts nach sich zieht (siehe Tabellen 2 und 3).

Die Beimengung von Zusatzstoffen beschränkt sich auf zwei Arten von Versuchen: der Einsatz von hochisolierenden Partikeln oder Granulaten (Aerogel [4], $\lambda = 0.014$ W/(m·K)) sowie die Verwendung von Infrarotabsorbern (Reduktion des Wärmetransports durch Strahlung). In beiden Fällen dominieren ganz klar die Probleme der Ungleichmässigen Verteilung / Durchmischung. Insbesondere bei grobkörnigen Granulaten (Aerogel, $d = 0.5 - 5$ mm) kann eine gleichmässige Verteilung im Gerät nicht erreicht werden. Hinzu kommen in beiden Fällen auch signifikante Abnutzungserscheinungen des Einspritz- / Mischkopfs in der Produktion zum tragen. Die Verbesserung des zu erwartenden Lambda-Wertes, welche sich in einer ähnlichen Grössenordnung wie das Potential zur Schaumverbesserung selbst bewegen, rechtfertigt den Mehraufwand in der Produktion und den Mehrpreis keineswegs.

Fertigung von alternativen low-cost Vakuumisulationspanelen (VIP)

Vor Beginn der an der Empa geplanten Aktivitäten zur Entwicklung alternativer Kernmaterialien [6] wurde der Kontakt zur Firma Va-Q-Tec aufgenommen. Im Rahmen eines Treffens vor Ort beim VIP Hersteller in Würzburg wurden die geplanten Aktivitäten, insbesondere bezüglich WP 3a diskutiert. Der Empa Vorschlag, als günstige Alternative Kieselgur oder Blähton sand einzusetzen brachte deckungsgleiche Aktivitäten der Va-Q-Tec Entwicklungsabteilung zu Tage. Dr. Caps, Direktor und Miteigentümer von Va-Q-Tec zeigte diverse Muster welche auch demnächst in Produktion gehen sollten. Dabei wurde Bilanz über die low-cost Produkte gezogen:

- Standard VIP (mit einem Hauptanteil an pyrogener Kieselsäure im Kern) weisen eine thermische Leitfähigkeit λ über 15 Jahre gemittelt von 0.004 – 0.005 W/m·K auf.
- Die λ -Werte von low-cost VIP auf Blähton sandbasis betragen ca. 0.008 – 0.010 W/m·K

Zusammenfassend ist zu sagen, dass anders als bisher angenommen, durch verbesserte Produktions- und Folientechnologie [7] das auf pyrogener Kieselsäure (also nicht mit alternativem Kernmaterial) aufgebaute Va-Q-Plus Panel das zurzeit kostengünstigste (bestes Preis / Leistung Verhältnis) System darstellt. Zwar kostet das Füllmaterial der low-cost Variante bedeutend weniger als die Pyrogene Kieselsäure, aber es wird auch deutlich (rund

doppelt so viel) mehr davon benötigt, um dieselbe Dämmleistung (U-Wert) zu erreichen. Zusammen mit der aufwendigeren Herstellung und dem erhöhten Anteil an Folie, welche ebenfalls einen bedeutenden Kostenanteil ausmacht, macht dies low-cost Produkte aus kostentechnischer Sicht aus nicht interessant. In diesem Sinne macht also das low-cost VIP seinem Namen keine Ehre, denn nur das Kernmaterial ist low-cost, das fertige Produkt bei gleicher Dämmleistung aber teurer.

Ersatz-Aktivitäten für Schaumadditive / low-cost VIP

Aus den oben genannten Gründen wurden die Aktivitäten zur Untersuchung der Schaumverbesserung durch Zuschlagsstoffe sowie von low-cost VIP Systemen frühzeitig eingestellt und gleichzeitig die frei werdenden Kapazitäten in eine Erweiterung der 3D Modellierung sowie entsprechende Verbesserungsversuche im Labor (doppelte Türdichtung) gesteckt.

Ergebnisse

Kalorimetrische Messungen am Gerät (k · A Werte, Isolationsleistung)

Analog zu den Vorversuchen und zur ersten Messreihe mit der optimierten Versuchsanordnung wurden je drei Schränke auf den Positionen A, B und C gemessen (drei identische Felder auf denen die Schränke platziert wurden). Jede Messreihe wurde während 7 Tagen gemessen und die Resultate (nach der Einschwingphase) zeitlich gemittelt.

Die Isolationsleistung kann anhand des (k · A) Wertes (Leistung / Differenztemperatur) quantifiziert werden. Die (k · A) Werte der drei mit dem Standardschaum S1 geschäumten Geräte wurden zu 1.625 W/K gemessen und die Resultate in Tabelle 2 zusammengefasst.

a) Resultate Standardschaum

	Pos.	LuTa [°C]		LuTi [°C]		Leistung [W]		P / ΔT = k-A Wert	
		MW	Stabw	MW	Stabw	MW	Stabw	MW	Stabw
Nr 1	A	16.25	0.210	36.59	0.165	34.20	0.051	1.656	0.003
Nr 2	B	16.21	0.269	37.02	0.152	33.17	0.043	1.627	0.002
Nr 3	C	16.32	0.376	36.83	0.197	32.09	0.037	1.595	0.002

Bemerkung: Die Standardabweichung bei der Luftinnen- (LuTi) und Luftaussen-temperatur (LuTa) ist Zeitlich [24h] und Räumlich [4 Fühler] bestimmt worden.

Tabelle 2: Übersicht der Resultate der kalorimetrischen Energieverlustmessung an drei mit Standardschaum S1 geschäumten Geräten.

b) Vergleich diverser Schäume aus Schäumversuchen :

Für die nachfolgenden Vergleich diverser Schäume von kommerziellen Lieferanten wurden je drei mit identischem Schaum gefüllte Geräte vermessen.

Schaumrezeptur:

Schrank 4-6: Schaum S2 (Schaumversuch 23.05.08)

Schrank 7-9: Schaum S3 (Schaumversuch 23.05.08)

Schrank 10-12: Schaum S4 (Schaumversuch 21.06.08)

Messposition:

A, B, C

A, B, C

A, B, C

Aus den Resultaten in Tabelle 3 ist klar zu erkennen, dass die vier verschiedenen Schaumrezepturen sich in der Isolationsleistung zwar unterscheiden, dennoch ist der Unterschied jedoch eher bescheiden. Waren in den Vorversuchen Unterschiede in der Grössenordnung von 5 bis 10% gemessen worden, sind diese nun durch Mehrfachmessungen auf unter 5% geschrumpft: Die Mittelwerte der (k · A) Werte für die Schränke 4-6 (S2), 7-9 (S3), 10-12 (S4) und 1-3 (S1 = Standardschaum) der drei Einzelmessungen sind 1.580, 1.546, 1.546 und 1.625 W/K. Bezüglich des Standardschaum betragen die Wärmeverlust mit den Isolations-

schäumen S2, S3 und S4 bei sonst gleich bleibenden Rahmenbedingungen (Schränk, Messung, etc.) 97.2%, 95.1% und 95.1%. Die Performanceverbesserung durch den Schaum alleine ist demnach als eher gering einzustufen.

	M Nr Pos.	LuTa [°C]		LuTi [°C]		Leistung [W]		P / ΔT = k-A Wert	
		MW	Stabw	MW	Stabw	MW	Stabw	MW	Stabw
Nr 4	A	16.18	0.238	36.63	0.163	32.83	0.064	1.587	0.003
Nr 5	B	16.25	0.210	36.99	0.165	31.73	0.041	1.575	0.002
Nr 6	C	16.21	0.269	36.90	0.203	32.17	0.024	1.578	0.001
Nr 7	B	16.18	0.238	36.97	0.163	31.56	0.030	1.554	0.001
Nr 8	C	16.25	0.210	36.93	0.218	30.93	0.026	1.531	0.001
Nr 9	A	16.32	0.376	36.63	0.163	31.93	0.038	1.554	0.002
Nr 10	C	16.18	0.238	36.83	0.222	31.05	0.022	1.533	0.001
Nr 11	A	16.21	0.269	36.63	0.152	32.17	0.043	1.553	0.002
Nr 12	B	16.32	0.376	36.99	0.163	31.35	0.041	1.551	0.002

Tabelle 3: Übersicht der Resultate der kalorimetrischen Energieverlustmessung an je drei mit Testschäumen S2, S3 and S4 geschäumten Geräten.

Was die Abweichungen der Einzelwerte eines Schaumtyps angeht sind diese sehr gering. Davon ausgehend dürfte man annehmen, dass die Schäumung gleichmässig und homogen ist, d.h. dass keine grösseren Fehlstellen bei der Ausschäumung entstanden sind. Nachdem alle Versuche abgeschlossen waren, wurden einzelne Schränke der verschiedenen Typen aufgeschnitten und die Homogenität der Ausschäumung nachkontrolliert und fotografisch dokumentiert. Interessant ist auch eine statistisch relevante Messabweichung der auf Position C gemessenen Schränke. Wie es scheint, werden an dieser Position systematisch tiefere ($k \cdot A$) Werte gemessen. Dies dürfte mit lokalen Unterschieden der Luftströmungsverhältnisse verbunden sein (z.B. höhere Anströmgeschwindigkeiten der temperierten Luft in der Nähe der Wand oder eines Lüftungsrohrs was wiederum den Wärmeübergang verändert). Dies sollte jedoch an einem direkten Vergleich wenig ändern, da pro Schaumtyp je ein Schrank an den Positionen A, B und C gemessen wurde.

Die ($k \cdot A$) Werte in den Tabellen 2 und 3 können jedoch nur relativ untereinander verglichen werden, da Effekte wie Strömungsunterschiede den Wärmeübergang beeinflussen. Zudem ist die absolute Messung von Innen- und Aussentemperaturen mit Fehlern behaftet (Aussen: Strömungseffekte, Strahlungseffekte, Innen: Schichtungseffekte, auch mit verbesserter Versuchsanordnung noch nicht komplett eliminiert). Was die Aussagekraft bezüglich der verschiedenen geschäumten Schränke untereinander angeht, fallen derartige Effekte bei vernünftiger Versuchsplanung und sorgfältiger Auswertung, wie an dieser Stelle implementiert, jedoch kaum ins Gewicht.

Zusammenfassend ist die Performance der verschiedenen Schäume als ähnlich zu bezeichnen. Aufgrund dieser Versuche und anschliessenden Verhandlungen mit den Lieferanten wurde beschlossen die Produktion auf den Schaumtyp S3 umzustellen, der von allen getesteten Schäumen besser abgeschnitten hatte und zudem kostengünstiger als der Standard Schaum eingekauft werden konnte.

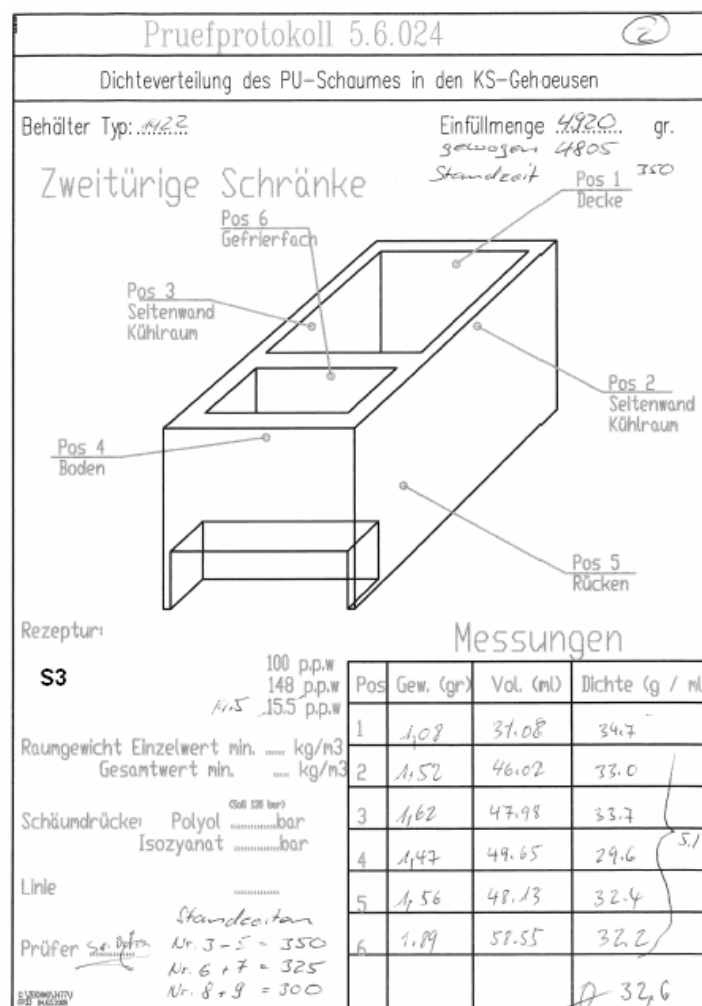
c) Beurteilung der Schaumqualität und -Verteilung

1. Optische Beurteilung:

Die Schaumstruktur nach dem Schäumen kann als sehr gut beurteilt werden. Ebenso die Haftung an den Aussen- und Innenwänden entsprach unseren Vorstellungen. Eine überdurchschnittliche Anzahl sowie Grösse an Lunkern konnten keine festgestellt werden.

2. Schaumverteilung im Gerät, gemessene Eigenschaften

Folgendes Bild in Figur 9 zeigt die Stellen, an denen Schaumproben aus dem Gehäuse ausgeschnitten worden waren um Gleichmässigkeit, Verteilung und physikalische Eigenschaften der Schäume zu beurteilen.



Figur 9: Beurteilung der Verteilung und Gleichmässigkeit der Schaumeigenschaften im Gerät. Proben aus den unterschiedlich geschäumten Geräten wurden an diversen, definierten Orten ausgeschnitten und analysiert.

Für alle Schaumtypen wurden Einspritzmenge und Anlageparameter so eingestellt, bis die Verteilung homogen war und sich die gemessenen Eigenschaften nicht mehr merklich unterschieden (Varianz < 4%). Eine gewisse systematische Abweichung wie etwa im Geräteboden ist nicht zu vermeiden. Tabelle 4 zeigt eine Auswahl der relevanten physikalischen Eigenschaften.

	S1	S2	S3	S4
Dichte [kg/m ³]	32.4	32.3	32.9	28.5
Druckfestigkeit [kPa]	140	130	144	120
Zugfestigkeit [kPa]	-	107	176	160
λ [W/(m·K)]	0.021	0.020	0.0193	0.0197

Tabelle 4: Übersicht der Eigenschaften der aus den Geräten ausgeschnittenen Schaumproben. Die Unterschiede in den Schaumeigenschaften sind eher gering.

Die Wärmeleitfähigkeit der getesteten Muster ist wie erwartet sehr ähnlich und entspricht dem Stand der Technik. In der Dichte (S4) sowie in den mechanischen Eigenschaften gibt es grössere Abweichungen, diese sind jedoch stark von den Produktionsparametern (Füllmenge, Design) abhängig und können durch Optimierung weiter angeglichen werden.

Zum Schluss wurde zudem der Energieverbrauch der mit S1 – S4 versehenen Schäumen Geräten gemessen. Trotz unterschiedlicher Isolationsleistung der verschiedenen geschäumten Geräte ($k \cdot A$ Werte) macht sich diese in der Energieverbrauchsmessung nur unwesentlich bemerkbar. Dies ist hauptsächlich auf die Komplexität des Systems und die Abweichungen in der Fertigungstoleranz des gesamten Kühlgeräts sowie der einzelnen Komponenten (z.B. Kompressor) zurückzuführen. Dabei widerspiegelten sich die gemessenen Isolationsleistungen im Energieverbrauch nur schwach, die Abweichungen von Gerät zu Gerät dominierten die gemessenen Einzelwerte eines Schaumtyps.

Interessant ist zudem, dass Schaumproben, welche unter Atmosphärendruck in einen Sack hinein geschäumt worden waren viel höhere λ -Werte zeigten. Messungen auf einem kleinen Zweiplattengerät an der Empa an 6.5cm x 6.5cm Proben zeigten 0.026 – 0.029 W/(m·K), was bedeutend höher ist als die im Schrank geschäumten Materialien. Dies ist vor allem auf die veränderte Porenstruktur (aus dem Schrank ausgeschnittene Proben zeigen eine deutlich feinere Porenstruktur) sowie der raschere Austausch des besser isolierenden Füllgases Pentan durch Luft zurückzuführen.

d) Weitere kalorimetrische Messungen

Ein mit dem standard Schaumtyp S1 geschäumter Schrank wurde ebenfalls zu Vergleichsmessungen herangezogen. Dabei ging es sowohl um den Vergleich der Isolationsleistung von Kühl- und Gefrierfach sowie die Versuche zur doppelt abgedichteten Tür. Tabelle 5 zeigt die Resultate der entsprechenden Versuche.

	ΔT	k · A Wert [W/K]	Kommentar
Kühlfach	20	1.625	Vergleichsmessungen
	40	1.668	Erhöhtes ΔT für Kalorimetrie
Gefrierfach	40	0.587	Dichtung 1fach, normal
	40	0.570	Zusätzlich mit Kitt abgedichtet
	40	0.535	Doppeldichtung installiert

Tabelle 5: Vergleichsmessungen am Gerät durch k · A Messungen im Kühlfach sowie Gefrierabteil. Zudem Messung der Einsparung durch Doppeldichtungsversuch.

Wird im Kühlbereich ein Temperaturunterschied von 40K anstelle der für die Vergleichsmessung verwendeten 20K eingestellt, steigt der Wärmeverlust ganz leicht (2.6%) an. Dies ist wohl in erster Linie auf mit steigender Temperatur überproportional ($\sim T^4$) zunehmende Strahlungsverluste zurückzuführen. Ansonsten ist die Übereinstimmung zufriedenstellend.

Im Gefrierfach wird ein rund dreimal niedrigerer k · A Wert von 0.587 W/K gemessen. Dies ist in keiner Weise erstaunlich, denn das Gefrierfach ist deutlich besser isoliert als der Kühlbereich. Schliesslich herrscht dort im Betrieb ja auch eine Temperaturdifferenz zwischen 35 und 40K; im Kühlbereich beträgt diese typischerweise 12 - 20K. Wird die Dichtung durch Kitt abgedichtet oder gar eine Zweitabdichtung eingebaut, sinken die Werte für das Gefrierabteil auf 97% beziehungsweise 91% des Originalwertes. Im besten Fall könnte eine ideal konstruierte Doppeldichtung im Gefrierfach dort die Energieverluste um mehr als 10% reduzieren. Die zusätzliche Dichtung im Gefrierbereich bringt zwar nicht die aus dem Modell prophezeiten 10% Ersparnis am gesamten Verbrauch des Geräts sondern nur etwa 4%, dennoch ist dies eine interessante und vor allem wirtschaftliche Einsparmöglichkeit.

Numerische 2D und 3D Modellierung:

Numerische Berechnungen wurden immer aufgrund derselben globalen Rahmenbedingungen angestellt, Ausnahmen sind im Text speziell vermerkt. Als Aussenraumtemperatur wurden 22°C, als Temperatur im Kühl- bzw. Tiefkühlraum 3°C bzw. -18°C eingesetzt.

a) Gerätemodell

Als erste Modellaufgabe wurde das Gerätemodell entwickelt. Die vereinfachte Konstruktion wurde dann in Form der unter „Methode“ erwähnten implementiert. Die untenstehende Tabelle gibt eine Übersicht über die verwendeten Dimensionen und Parameter, welche für die einzelnen Komponenten eingesetzt wurden.

Frb.	Typ	Name	tmin [°C]	X	Y	Z	tmax [°C]	X	Y	Z
1	MATERIAL	Polyethylen	16.00	11	71	6	35.25	57	53	94
2	MATERIAL	Blech	16.00	1	85	1	17.86	113	27	104
3	MATERIAL	Polyurethanscha	16.00	77	91	65	35.22	57	53	93
5	BC_SIMPL	Minus18	16.00	77	91	65	16.81	27	53	77
6	MATERIAL	Polyethylen-Sti	16.00	81	29	8	31.42	57	29	94
7	BC_SIMPL	Umgebungsluft	16.00	66	102	38	27.08	56	24	116
8	BC_SIMPL	3GradRaum	25.38	97	24	116	35.25	57	53	94
9	MATERIAL	Türe_Blech	16.00	74	24	16	17.65	57	24	86
10	MATERIAL	Türe_Schaum	16.00	35	38	28	34.24	56	19	104
11	MATERIAL	Türe_Polyethyle	16.00	33	39	28	34.32	56	24	104
12	EQUIMAT	Luftspalt_Türe	16.15	112	24	80	26.32	57	26	90
13	MATERIAL	Türdichtung	16.00	76	27	24	32.11	57	27	95
14	BC_SIMPL	Kompressor_inne	16.00	64	100	37	16.00	49	79	3
22	MATERIAL	KompressorMante	16.00	66	102	38	16.00	47	76	1
33	MATERIAL	Schaum+Alu(Epsi	16.00	77	102	65	17.72	60	101	100
77	BC_SIMPL	Alukarton hinte	16.00	77	102	65	17.26	53	102	108

Frb.	Typ	Name	ta [°C]	Str.ein [W]	Str. aus [W]
5	BC_SIMPL	Minus18		0.00	1.09
7	BC_SIMPL	Umgebungsluft		0.00	26.45
8	BC_SIMPL	3GradRaum		33.10	0.00
14	BC_SIMPL	Kompressor_inne		0.00	0.00
77	BC_SIMPL	Alukarton hinte		0.00	5.56

Tabelle 6: Ausgabe der 3D Modellrechnung: Simulation zur k · A Vergleichssessung

Die Ausgabe in Tabelle 6 (3GradRaum) ergibt eine Verlustleistung im geschlossenen Kühlraum von 33.1W bei einer Innen und Aussentemperatur von 36°C bzw. 16°C. Diese Berechnung beruht auf der Annahme eines geschlossenen Gefrierfachs, d.h. unter identischen Bedingungen wie auch die kalorimetrischen Experimente durchgeführt worden waren. Die gemessene Verlustleistung für den Standardschaum S1 war 33.4W was einer Abweichung zwischen Messung und Theorie von 1% entspricht.

Danach wurde dieselbe Rechnung auch für praktisch relevante Bedingungen durchgeführt. Dabei wurde eine Aussentemperatur von 22°C und eine Kühl- und Gefrierraumtemperatur von 4°C bzw. -18°C angenommen. Für diesen Fall sagte das 3D Modell eine Gesamtverlustleistung von 50W voraus. Die Variation der Wärmeleitfähigkeit des Schaums bei der Berechnung des Wärmeverlustes desselben 3D-Modelles gibt Anhaltspunkte bezüglich der Grössenordnung der Wärmebrücken. Wird die Wärmeleitfähigkeit des Polyurethanschaums von 0.022 W/(m·K) auf 0.020 W/(m·K) erniedrigt, so reduziert sich der totale Wärmeverlust nur um 6.6 %, nämlich von 50.0 W auf 46.7 W. Dies ist wie gesagt auf Wärmeverlust durch Sekundäreffekte wie Wärmebrücken, Abstrahlung etc. zurückzuführen.

Modellierung von Detailproblemen

1. Rückwand

Die Aufwärmung der Rückwand durch Abstrahlung kann durch eine lokal höhere Temperatur auf der Rückseite auch den Gesamtwärmeverlust beeinflussen. In der folgenden Tabelle sind die berechneten Wärmeverluste für eine Abstrahlfläche auf der Rückseite von 0.3 m^2 für zwei Extremwerte für die Emissionsgrade 0.95 und 0.05. Dabei wird der Wärmeverlust während des Betriebs als Mittelwert der Verluste bei schwankenden Werten der Verflüssigertemperatur zwischen 65.6°C und 44.6°C berechnet.

Emissionsgrad 0.95	3.62	W
Emissionsgrad 0.05	2.90	W
Differenz	0.73	W

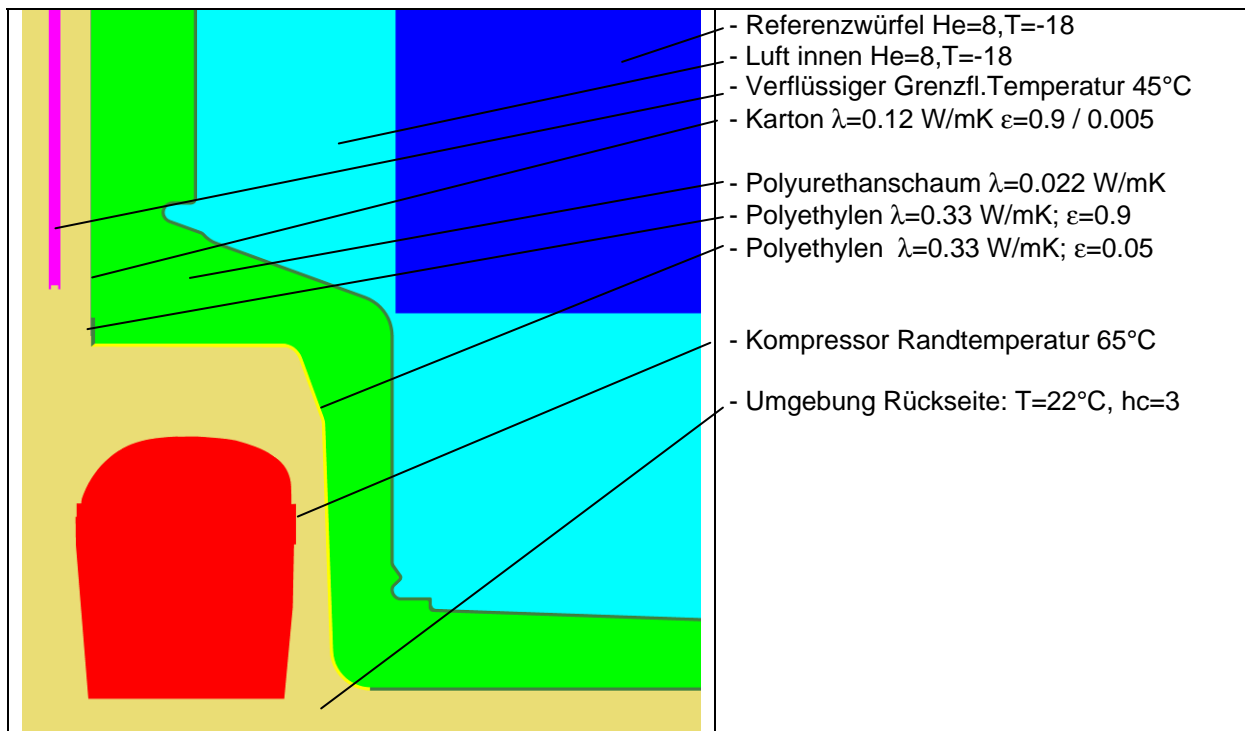
Tabelle 7: Energieverlust durch Abstrahlung von der Rückwand für hohen und niedere Emissivität der Oberfläche.

Wie man in Tabelle 7 sieht ist der Wärmeverlust der KS-Rückwand abhängig vom Emissionsgrad. Aufgrund der Modellberechnungen bringt eine niedrig infrarotemittierende Schicht (z.B. Metallfolie) auf der Schrankrückseite eine Einsparung von 0.73W . Dies sind etwa 1.5% der Gesamtverbrauchs. Der Effekt und damit das Potential zur Verbesserung sind als gering einzustufen.

2. Kompressor und Rückwand

Kompressor und Verflüssiger auf der Rückseite des Kühlschranks sind während des Betriebs beide ziemlich warm. Im obigen Abschnitt wurde der Abstrahlungseffekt des Verdampfers auf die Rückwand abgeschätzt.

Hier wird die Frage diskutiert, ob der Kompressor durch Leitung / Wärmebrücken merkbar Energie an das Gefrierfach abgibt, das sich in unmittelbarer Nähe befindet und hauptsächlich durch eine PU Isolationsschicht getrennt ist. Figur 10 zeigt die zur Modellierung verwendete 2D Abstraktion. Merke, dass die Temperaturdifferenz zwischen Kompressor und Kühlfach örtlich den grössten Gradienten im Gerät darstellt (ΔT von ungefähr 80K über eine Distanz von einigen Zentimetern). Für die Berechnung wurde eine mittlere Kompressortemperatur von 63K angenommen. Im Standardbetrieb hat der Kompressor hat im während der Laufzeit ca. 65°C und während der Standzeit ca. 60°C (Laufzeit 32 Min/ Standzeit 18 Min)



Figur 10: Vertikal 2D-Schnittzeichnung vom Kompressor und Tiefkühlbereich. Die dunkelblaue Fläche ist das Referenzmass welches für die BISCO-Berechnung benötigt wurde und hat dieselben thermischen Eigenschaften wie die hellblaue Fläche.

Temperatur Kompressor (°C)	Gesamtwärmeverlust Kühlschränk (W)
22°C	51.24
63°C	51.96

Tabelle 8: Energieverlust des Geräts in Abhängigkeit der Kompressortemperatur.

Aus der obigen Berechnung geht hervor, dass der Gesamtverlust bei einer realistischen Kompressortemperatur von 63°C um ca. 0.7 W höher ist als wenn sich dieser auf Raumtemperaturniveau befände (Tabelle 8). Damit ergibt sich in etwa ein Verlustanteil von 1.4% der Gesamtwärmeverluste. Dies ist wiederum ein relativ geringer Verlust mit wenig Optimierungspotential.

Modellierung VIP Einsatz

Vakuum-Isolations-Paneele (VIP) wurden bereits vor einiger Zeit für den Einsatz in Geräten, z.B. in Kühlschränken und Tiefkühltruhen, entwickelt. Ihre Dämmleistung in Plattenmitte liegt um einen Faktor acht bis zehn über derjenigen von konventionellen Dämmstoffen. Die Anwendungsmöglichkeiten im Baubereich bergen ein enormes Energiesparpotential. Die Einführung eines derart neuartigen Materials in der Bauwirtschaft ist aber auch mit vielen offenen Fragen und Risiken verbunden.

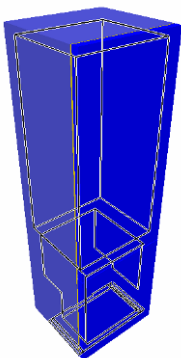
Im Auftrag des Bundesamtes für Energie wird deshalb in einem umfassenden Projekt die Entwicklung praxistauglicher Vakuum-Dämmsysteme für den Baubereich gefördert. Die Schwerpunkte der Aktivitäten liegen zurzeit im Bereich Forschung, wo die VIP auf ihre Tauglichkeit in Bauanwendungen untersucht resp. fit gemacht werden. Andererseits in der Zusammenarbeit mit interessierten Firmen, mit dem Ziel, VIP in Bauteile zu integrieren.

Der VIP Markt weltweit wurde 2009 auf ein Gesamtvolumen von ca. 1 Mio. m² geschätzt. Dies entspricht einem Marktwert von rund 90 Mio Franken [J. Fricke, Schlussvotum IVIS London 2009]. Japan ist in diesen Zahlen mit enthalten und hat weltweit den grössten Anteil an VIP, wobei dort bedeutend günstigere Produkte als beispielsweise in Europa üblich, eingesetzt werden. In Japan und im asiatischen Raum macht die Anwendung von VIP in Kühlgeräten den Löwenanteil aus. In Europa ist dieser Einsatz von VIP aus Kostengründen zur Zeit noch wenig verbreitet.

Würde ein Kühlgerät auf der Basis eines vollumfänglichen VIP-Körpers aufgebaut, sähen sich die zuständigen Organisationen dazu gezwungen, neuere, bedeutend strengere Energieverbrauchsklassifizierungen herauszugeben bzw. die derzeit gültigen Labels entsprechend anzupassen. Dies ist dadurch zu erklären, dass die Isolationsleistung eines „all-VIP“ Kühlgeräts deutliche Verbesserungen gegenüber konventioneller Technologie aufweist, dieser jedoch auch kostenmässig (noch) deutlich unterlegen wäre.

1. Energieeffizienzsteigerung durch VIP im Kühlbereich und Tiefkühlbereich

Das bereits etablierte 3D Modell (Figur 11) wurde nun auch zur Berechnung von weiteren Detaillösungen bezüglich VIP-Dämmung angepasst. So wurde in diversen Wandflächen die entsprechende Dicke des PU Schaum reduziert und der gewonnene Platz durch ein VIP einer gewünschten Dicke ersetzt. Somit stieg der Dämmwert der Wandkonstruktion: in der Folge nahmen die Wärmeverluste ab und die Energieeffizienz zu. Die untenstehende Skizze zeigt eine grobe Übersicht über die VIP Modellierung zur Energieeffizienzsteigerung durch VIP-Einsatz.



Für den Einfluss des Einsatzes von VIP-Paneele wurde das obige Modell verwendet und die Randbedingungen des Normalbetriebes gewählt, d.h. $T_{\text{Kühlschrank}}=3^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{Tiefkühler}} = -18^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{Umgebung}}=22^{\circ}\text{C}$ und die Wärmeübergänge wurden global zu $8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ eingesetzt .

Folgende Modellrechnungen wurden durchgeführt:

- Kühlschrank Istzustand
- VIP Rückwand (d=10 mm, 20 mm von der Seite hinten bündig)
- VIP Rückwand und VIP in Türen bis 40 mm an den Türtrand(d=10 mm)
- VIP Rückwand und VIP in Türen bis an den Rand (d=10 mm)
- VIP in Türen bis 40 mm an den Türtrand(d=10 mm)
- VIP in Türen bis an den Rand (d=10 mm)

KS-Modell

Figur 11: 3D-Schnittzeichnung des gesamten Kühlgerätes. Mittels des numerischen 3D-Modells konnte der Wärmeverlust des Gerätes oder einzelner Kammern (Kühl- und Gefrierfach einzeln) in Abhängigkeit von diversen Parametern berechnet werden. Hier wird das Modell zur Abschätzung der Effizienz von VIP verwendet.

Die untenstehende Tabelle 9 zeigt den Gesamtenergieverlust des Gerätes unter Standardbetriebsbedingungen für diverse VIP Szenarien.

Modell	Q (W)	Reduzierung %
Kühlschrank Istzustand	51.0	0
VIP Rückwand	47.8	6.3
VIP Rückwand + Türen (PU-Rand)	43.3	15.1
VIP Rückwand + Türen	42.9	15.9
VIP Türen (PU-Rand)	46.3	9.2
VIP Türen	46.0	9.8

Tabelle 9: Zusammenstellung der Einsparungsmöglichkeiten durch VIP-Einsatz, Resultate der 3D Modellierung

Ein 10mm VIP in der Rückwand bringt in etwa 3W Ersparnis, VIP in den Türen um die 5W, d.h. bis zu 10% Verminderung des Gesamtenergieverbrauchs. In den Türen bringt ein einzelnes Vakuumisulationspanel also deutlich mehr als in der Seiten- oder Rückwand. Dies deckt sich mit dem Einsatz der Kühlgerätehersteller, welche bis anhin VIP nur in den Türen einsetzen. Dies ist auch aus produktionstechnischer Sicht der einfachste Ort für deren Anwendung.

2. Raumvergrößerung Tiefkühlfach durch VIP

Aufgrund der hohen Kosten der VIP Isolations wurde zudem in betracht gezogen, VIP-Dämmung im Gefrierbereich zu verwenden und den resultierenden Isolationsgewinn teilweise zur Energieeffizienzsteigerung und teilweise zur Volumenvergrößerung des Tiefkühlbereichs zu verwenden. Diese sind bei Kombigeräten wegen der dicken PU-Isolation traditionell eher klein. VIP wurde im Modell mit einer Dicke von 10mm eingesetzt um das Kühlvolumen zu vergrößern. Die Wände bestehen aus 10 mm VIP und 20 mm PU-Schaum. In dem in Tabelle 10 zusammengefassten Modell wurde die 2 mm dicke Polyethylen-Schicht vernachlässigt. In der Realität ist somit der Wärmeverlust ein wenig geringer. Aufgrund einer 1-dimensionalen-Abschätzung macht dies jedoch einen Fehler von weniger als 0.1% aus. Die untenstehende Tabelle zeigt eine Gegenüberstellung der Wandstärken im Tiefkühlabteil (TK) mit und ohne VIP. Aus den neuen Dimensionen errechnet sich eine Vergrößerung des TK-Volumens von 11%.

Wandtyp	TK Wände heute			TK Wände mit VIP			Gewinn (mm)
	Dicke	Dicke PU (mm)	Dicke Polyethylen innen (mm)	Dicke	VIP (mm)	PU (mm)	
Rückwand	38	36	2	30	10	20	8
Seitenwände	63.65	61.65	2	30	10	20	33.3
Boden	47.5	45.5	2	30	10	20	17.5
Rückwand Kompressorbereich	58.8	56.8	2	30	10	20	26.8

Tabelle 10: Möglichkeiten zur Platzvergrößerung des Gefrierabteils durch VIP Einsatz bei in etwa gleich bleibendem Energieverbrauch. Übersicht über Platzverhältnisse und den Wandaufbau.

Werden die Wände im Tiefkühlerbereich durch eine dünnere Wand bestehend, aus 10 mm VIP und 20 mm PU-Schaum ersetzt, so ergibt sich ein Wärmeverlust von 51.6 W, die Modellrechnung des bestehenden Kühlschranks ergibt 51.0 W. Dies heisst, dass das Gerät in etwa gleich viel Energie verbraucht, während gleichzeitig ein um 11 % grösseres Tiefkühlervolumen erreicht wird. Durch das Anbringen von VIP an der Kühlschrankrückwand

und den beiden Türen ergäbe sich zusätzlich eine Verringerung des Wärmeverlustes. Die Verwendung einer dickeren VIP Komponente (e.g. 20mm) wäre zwar theoretisch denkbar, würde aber in einer zu dünnen PU Schicht resultieren, was Probleme bei der Fertigung bezüglich Schaumverteilung und Homogenität nach sich zöge.

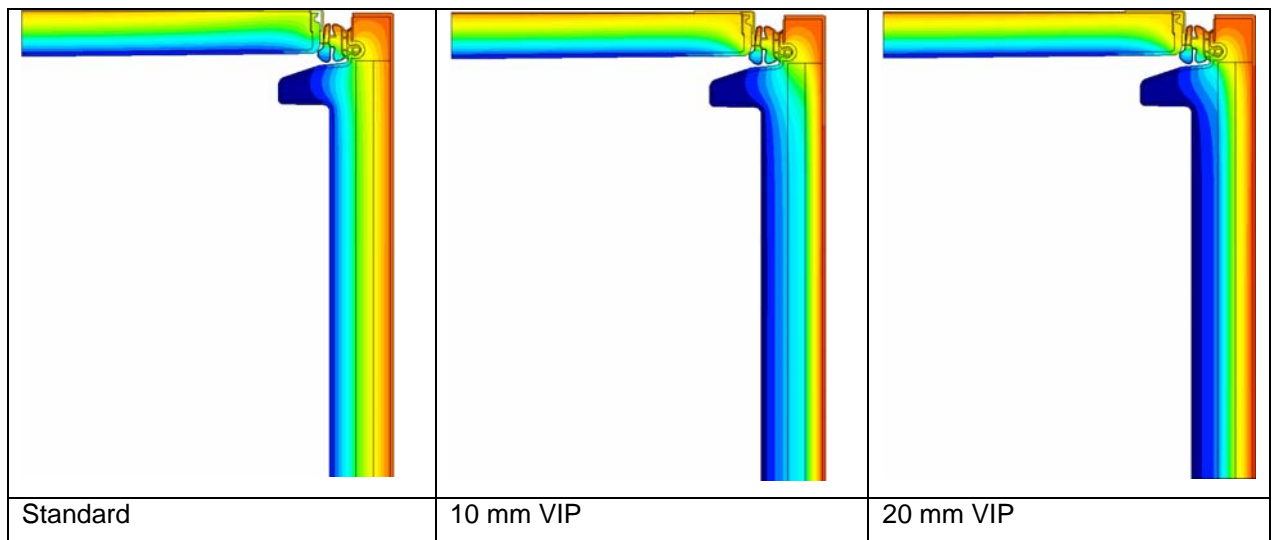
Fazit: Will man tatsächlich das Gefrierfach durch VIP Einsatz vergrößern, ist die obere Grenze beim EK1422 auf ca. 11% beschränkt, dabei bleibt der Energieverbrauch in etwa gleich wie beim jetzigen Serienmodell. Eine zusätzliche Reduzierung des Energieverbrauchs könnte dann durch zusätzliche VIPs in den Türen erreicht werden.

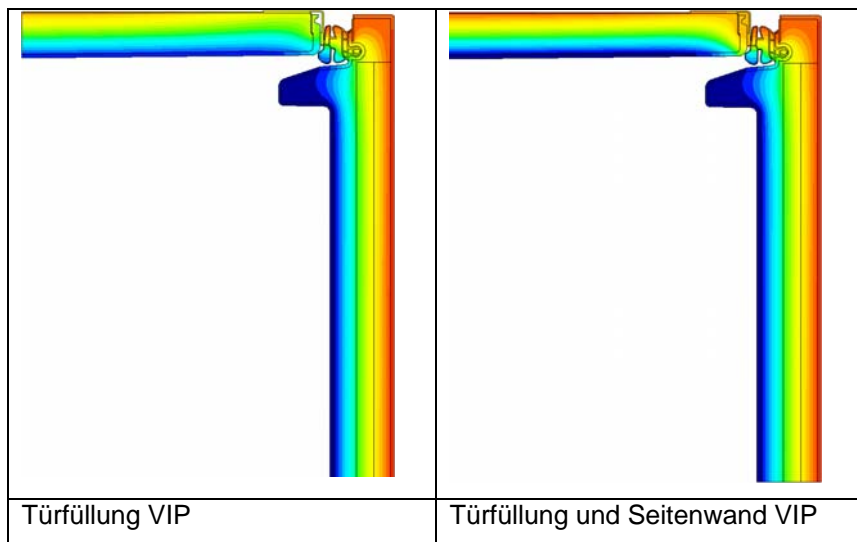
3. Verluste im Tür- und Randzonenbereich

Des weiteren wurde die Kombination von Tür und Wandisolation durch VIP im Kühlfach (KF) und Tiefkühlfach (TKF) genauer untersucht. Zu diesem Zweck wurde ein Exaktes 2D Modell ausgehend von Konstruktionszeichnungen erstellt. Diverse Vakuumpanele wurden dann auf der inneren Seite der Aussenwand als PU-Schaum Ersatz in den Stärken 10, 20, 30mm sowie als Vollersatz (Türfüllung) für PU-Schaum ins Modell eingesetzt. Untenstehende Tabelle 11 und Figur 12 zeigen die Wärmeverluste pro Laufmeter in Watt für die verschiedenen Fälle im Kühlfach bzw. die entsprechenden Isothermenverläufe.

Isolierung	Q-2D [W/m]
Standard	11.888
VIP 10 mm	7.474
VIP 20 mm	7.051
VIP-Türfüllung	6.678
VIP Türfüllung + Seitenwand	5.014

Tabelle 11: Resultateübersicht der 2D Modellberechnungen zur Abschätzung des Einsparpotentials von VIP-Dämmung im Tür- und Wand- Bereich des Kühlfachs





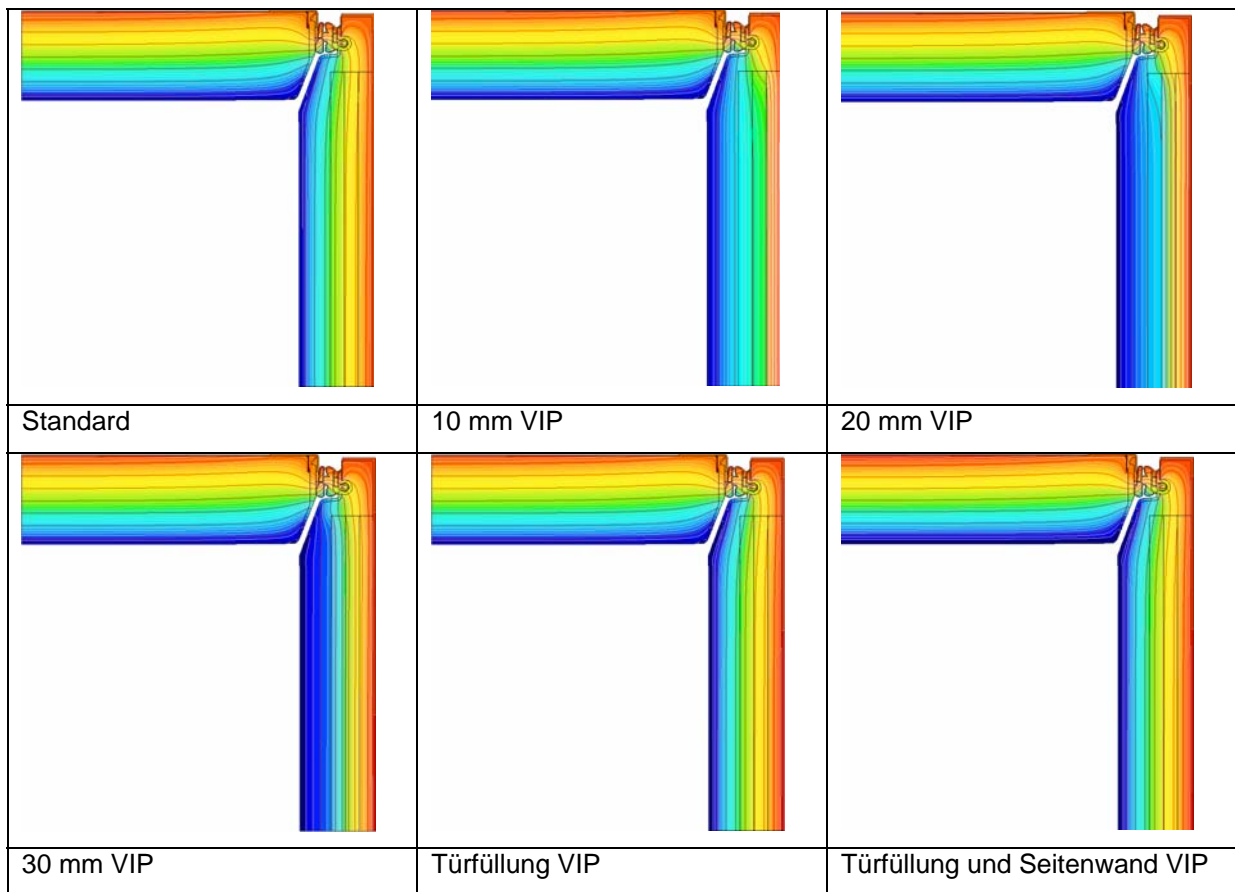
Figur 12: Isothermenbilder der 2D-Berechnungen mit VIP Panelen in Türe und Seitenwand des Kühlfachs.

Die KF Türe hat einen geschätzten Umfang von etwa 3m, wobei die Verluste im unteren Bereich des Schrank eher geringer ausfallen. Zudem wird an den Ecken mit einer auf 2D Berechnungen beruhenden Abschätzung der Gesamtverlust stark überbewertet. Eine realistische Grösse für den Umfang abzüglich solcher Effekte wäre wohl eher 2m. Multipliziert man nun die Differenz der 2D Resultate $11.88 - 7.47 = 4.41 \text{ W/m}$ mit einem effektiven Umfang von 2m ergäbe sich durch 10mm VIP Einsatz in der KF Türe ein Einsparpotential von ca. 8.8W. Diese Zahl ist deutlich höher als die Resultate des 3D Modells wo durch 10mm VIP in beiden Türen nur gerade um die 5W einzusparen waren. Dies ist jedoch nicht verwunderlich, wird nämlich die Isolation Türseitig verbessert, fließt einfach mehr Wärme über andere Schwachstellen ab, ähnlich wie bei einer Parallelschaltung elektrischer Widerstände. Dennoch liefert das 2D Modell wertvolle Anhaltspunkte zu relativen Beiträgen und erlaubt es, Trends aufzuzeigen. Durch Einsatz eines nur 10mmdicken VIP ergibt sich im Kühlbereich die grösste Änderung. Dickere VIP Panele oder VIP Einsatz in der Seitenwand sind aus wirtschaftlicher Sicht deutlich weniger effizient.

Im Gefrierfach ist die Situation um einiges weniger eindeutig. Der Einsatz von VIP in der Türe bringt hier drastisch weniger. Die geht eindeutig aus den folgenden Resultaten hervor.

Isolierung	Q-2D (W)
Standard	12.714
VIP 10 mm	11.312
VIP 20 mm	10.663
VIP 30 mm	10.347
VIP-Türfüllung	9.72
VIP Türfüllung + Seitenwand	7.715

Tabelle 12: Resultateübersicht der 2D Modellberechnungen zur Abschätzung des Einsparpotentials von VIP-Dämmung im Tür- und Wand- Bereich des Tiefgefrierfachs.



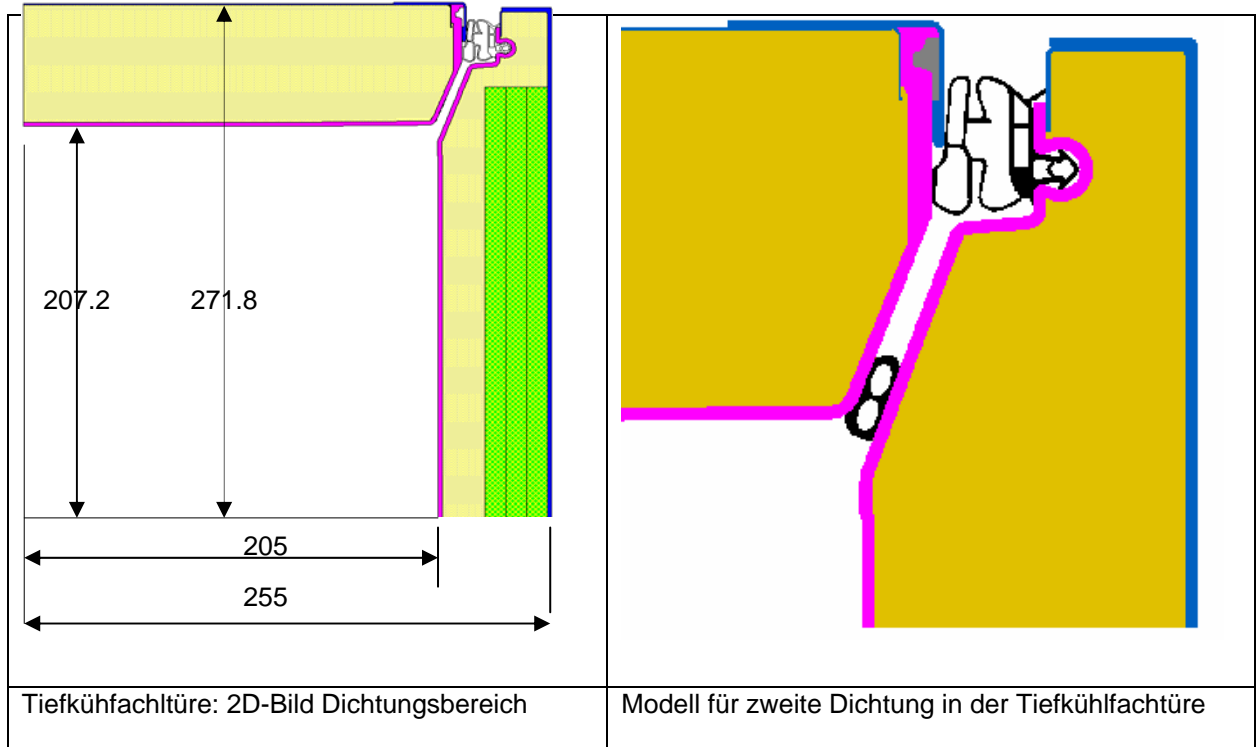
Figur 13: Isothermenbilder der 2D-Berechnungen mit VIP Panelen in Türe und Seitenwand des Tiefgefrierbereichs.

Der Umfang der KF Türe ist in etwa 2m. Werden in analoger Weise zum obigen Beispiel Eckverluste kompensiert kann man mit einem effektiven Umfang von 1.5m rechnen. Wird nun ein Standardgerät (nur PU-Schaum) mit einem 10mm VIP in der TKF Türe versehen, resultierte ein Gewinn von nur gerade 2.1W (Tabelle 12). Dies ist im Vergleich mit der Türe im Kühlfach relativ wenig. Bedeutende Verringerungen werden nur mit wesentlich dickeren VIP-Schichten erreicht. Dafür gibt es zweierlei Erklärungen. Einerseits fällt die zusätzliche Dämmleistung von 10mm VIP im Gefrierfach deutlich weniger stark ins Gewicht als im Kühlfach, da im Gefrierbereich bereits eine deutlich dickere PU-Dämmung eingesetzt und die relative Veränderung somit kleiner ist. Andererseits scheint es zudem wahrscheinlich, dass vor allem im Gefrierfach die Türdichtung die primäre Schwachstelle ausmacht (Figur 13), was wiederum den Gewinn durch zusätzliche Türdämmung durch ein Ansteigen der Verluste durch ebendiese Dichtung teilweise kompensieren kann. Dem soll im nachfolgenden Abschnitt nachgegangen werden.

4. Abschätzen der Verluste Türdichtungen

Wie bereits erwähnt scheint ein überaus hoher Wärmeverlust im Bereich der Türdichtung sehr wahrscheinlich. Dies kann man sowohl durch die erhöhte Temperaturdifferenz zwischen Aussenluft und Gefrierfach als auch die erhöhte eingesetzte PU-Dämmleistung erklären. Wird die Dämmung überall im Raum besser, konzentrieren sich Wärmeverluste mehr und mehr auf die Schwachstelle Türdichtung. Die folgende Berechnung modelliert die Konstruktion mit einer zweiten Dichtung auf der Innenseite der Tiefkühlertüre und vergleicht die Resultate mit der heute in der Produktion üblichen Standardsituation mit nur einer Dichtung.

Zur 2D-Modellierung wurden folgende zwei Eingabebitmaps (Figur 14) generiert. Darunter findet sich ebenfalls Tabelle 13, welche die zur Berechnung verwendeten Materialdaten zeigt.

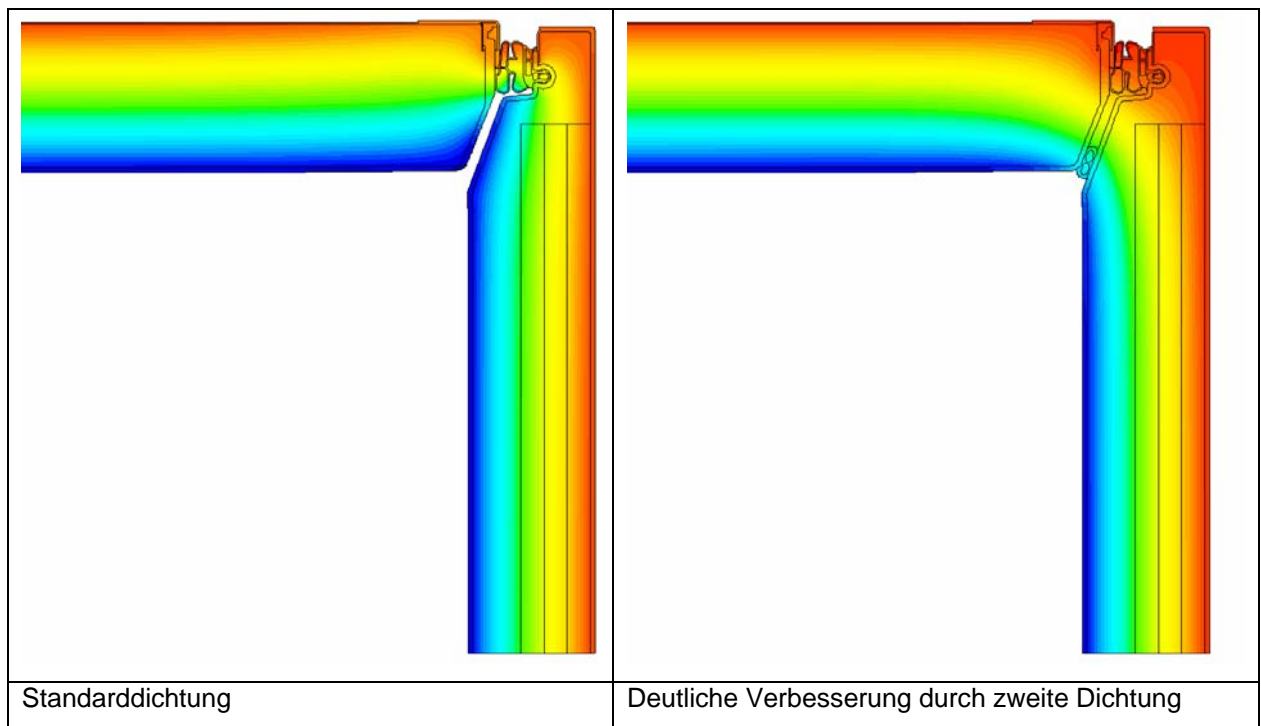


Figur 14: 2D-Eingabebitmaps zum Vergleich der Energieverluste mit einfacher und Doppeldichtung im Gefrierbereich

Material	Dicke mm	λ [W/(m·K)]		Material	dicke	λ
Blech	0.5	50		Blech	1.9	50
Schaum	62.1	0.022		Schaum	50.1	0.022
Polyethylen	2	0.33		Polyethylen	2	0.33

Tabelle 13: Materialwahl zu den obigen Eingabebitmaps (einfach- und doppel –Dichtung)

Um die Wirksamkeit der Doppeldichtung zu demonstrieren berufen wir uns einerseits auf die numerischen Resultate aber auch die Isothermenbilder der Modellergebnisse: letztere zeigen im Vergleich eine deutliche Verbesserung durch die zweite Dichtung (Figur 15). Hier bleibt die kalte Zone auch im Dichtungsbereich nahe der Innenoberfläche, wie es sich für eine gut isolierende Türdichtung gehört.



Figur 15: Isothermenbilder der 2D-Berechnungen von einfach (links) und doppelter Gefrierfachdichtung (rechts) unter typischen Betriebsbedingungen. Deutlich wird die Aufhebung der Schwachstelle durch eine zweite Dichtung.

In Tabelle 14 wird die aus den Isothermenbildern so klar werdende Erkenntnis nochmals untermalt. Durch Einsatz der Doppeldichtung wird pro Laufmeter mehr Energie gespart als wenn der gesamte PU-Schaum in der Tür und in der Seitenwand (!!!!) durch VIP ersetzt würde. Rechnet man erneut mit einem effektiven Umfang von 1.5m für die TKF-Türe, ergäbe sich durch eine zweite Türdichtung allein Ansatzweise wie Einsparpotential von ca. 8.5W.

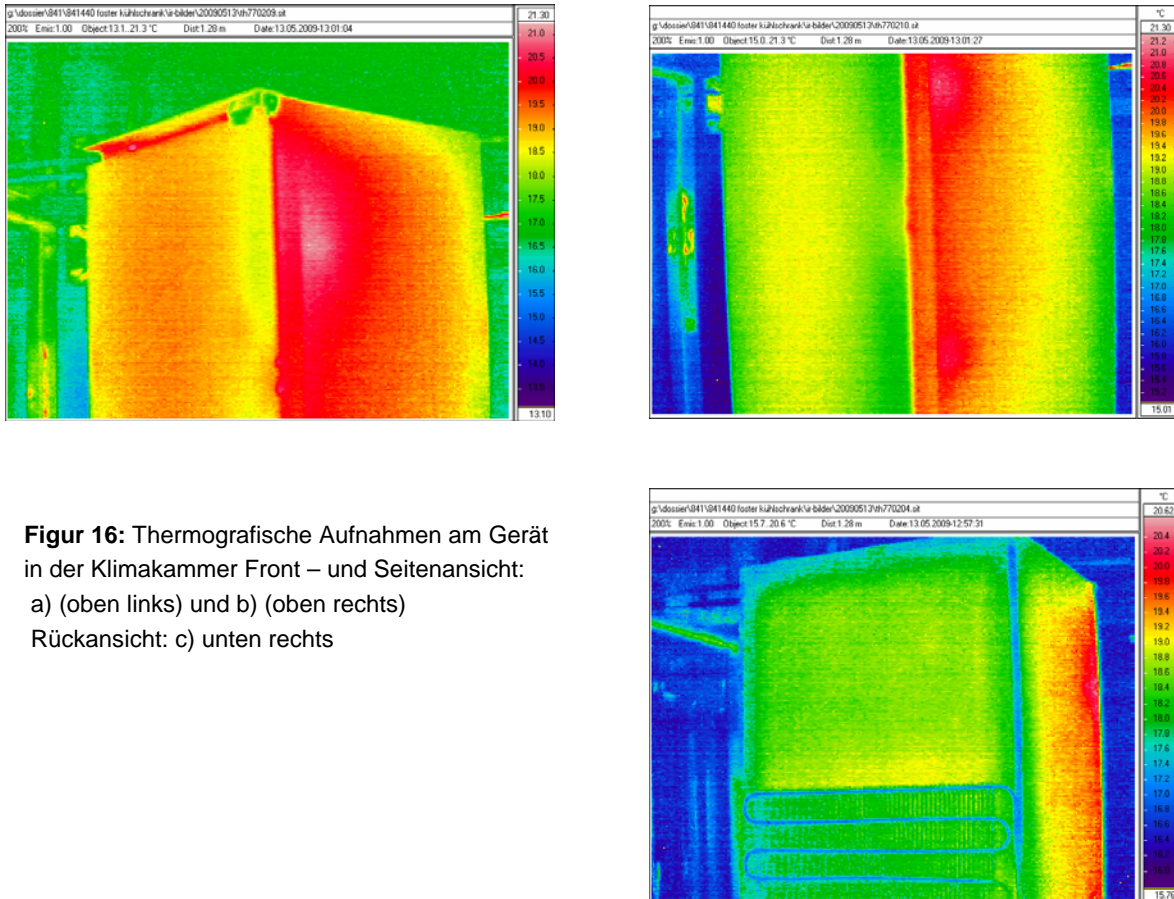
	Standard Q-2D [W/m]	Doppeldichtung Q-2D [W/m]
Standard	12.714	7.06
10 mm VIP	11.312	5.738
20 mm VIP	10.663	5.199
30 mm VIP	10.347	4.869
Tür VIP	9.72	4.431
alles VIP	7.715	2.466

Tabelle 14: Vergleich des Einsparpotentials durch Anbringen einer zweiten Dichtung im Gefrierbereich gegenüber / zusammen mit VIP Einsatz im 2D Modell.

Wie auch schon im Beispiel des VIP Einsatzes in der KF-Tür klar geworden sind 2D Daten allein mit einer gewissen Vorsicht zu genießen. Alleine gesehen sind die 8.5W bezogen auf den Gesamtverbrauch zwar viel, ein Teil dieses Gewinns wird jedoch durch Abfließen in der Realität wieder verloren gehen. Dennoch ist ganz klar zu bestätigen, dass eine zweite Türdichtung die Energieverluste des Geräts etwa in ähnlichem Ausmass reduzieren könnte, wie wenn ein VIP in der Tür des Kühlfachs eingesetzt würde. Dort war nämlich eine Bruttoeinsparung von 8.8W vorausgesagt worden. Damit scheint die Türdichtung im Gefrierbereich die wohl vielversprechendste Methode mit minimalem Kostenaufwand einen maximalen Effekt = Energieverbrauchsminimierung zu erzielen.

Thermografieaufnahmen am Gerät:

Ein mit Standardschaum S1 isoliertes Gerät wurde mittels Thermografie auf offensichtliche thermische Schwachstellen hin untersucht. Zu diesem Zweck wurde das Gerät weiss mattiert gespritzt, um Reflektionen von Wärmestrahlung (IR) während der Thermografie zu minimieren. Im Kühlraum des Geräts wurde analog zur k-A Messung eine konstante Temperaturdifferenz eingestellt. Diese betrug in diesem Fall jedoch 40K anstelle von 20K, um potentielle Schwachstellen besser sichtbar zu machen. Die Bilder in Figur 16 wurden nach einer Equilibrierphase von 10 Tagen mit einer NEC 7200 Wärmebildkamera (320 x 240 pixel Auflösung) aufgenommen.



Figur 16: Thermografische Aufnahmen am Gerät in der Klimakammer Front – und Seitenansicht:
a) (oben links) und b) (oben rechts)
Rückansicht: c) unten rechts

Aus den Bildern wird klar ersichtlich, dass:

- Ecken und Kanten etwas stärker auskühlen (geometrische Effekte)
- Die Dichtungen einen klaren Schwachpunkt darstellen
- die Aussparungen für die LED Beleuchtung im Innenraum durch lokal verminderte Wand- und somit Isolationsstärke klare Schwachstellen ($\Delta T \sim 2K$) sind.
- Die Temperaturverteilung innerhalb der Wandflächen ansonsten homogen ist, was auf eine gleichmässige Ausschäumung hindeutet
- Sowohl Tür- als auch Rückseite keine deutlich erkennbaren lokalen Schwachstellen aufweisen

Diskussion & Schlussfolgerungen

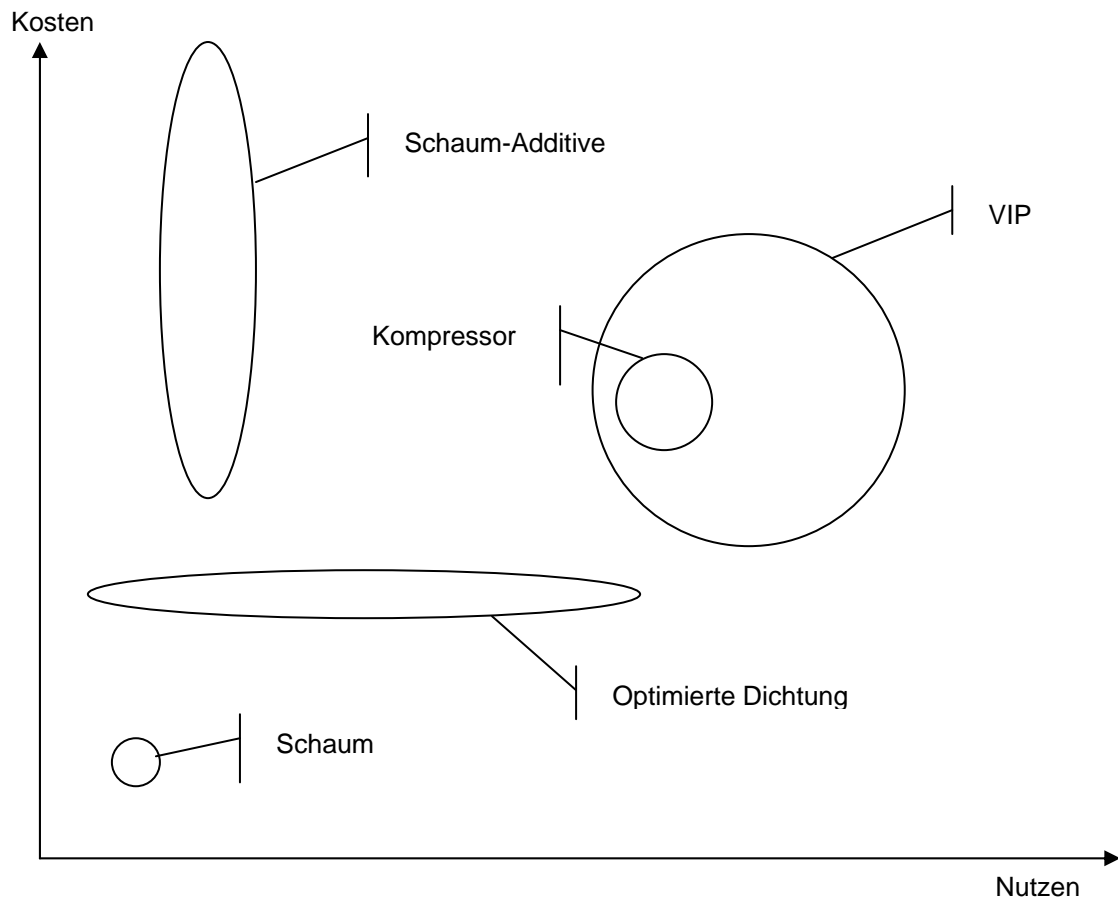
Aufgrund des vorliegenden, durch das BFE unterstützten Projektes wurden diverse Massnahmen zu Verminderung des Energieverbrauchs von Kühlgeräten untersucht. Dazu wurde der Gerätetyp EK1422 als Testobjekt verwendet, wie er derzeit in Arbon produziert wird. Zudem wurden mittels thermischer Modellierung diverse Konstruktionsdetails genauer untersucht und Verbesserungsmöglichkeiten aufgezeigt. Ein vereinfachtes dreidimensionales Modell des Geräts widerspiegelte exakt die gemessenen Resultate der kalorimetrischen Messungen im Kühl und Gefrierbereich. Aus den durchgeführten Versuchen und Messungen geht hervor, dass ein Sprung in ein besseres Energielabel mehrere Massnahmen gleichzeitig bedingt. Nur eine Komponente zu optimieren bringt den gewünschten Erfolg nicht und ist vielfach wirtschaftlich nicht tragbar. Der Markt ist nur bedingt bereit, einen Mehrpreis für effizientere Geräte zu bezahlen, auch wenn der Energieverbrauch um eine Effizienzstufe besser ist.

Das Potential zur Optimierung des PU-Schaums ist minimal, die dadurch zu erwartenden Verbesserungen beim Gerät sind dementsprechend gering. Eine bedeutend einfachere Möglichkeit die Isolationsleistung zu verbessern liegt auf der Konstruktionsseite und zwar bei dickeren Schaumschichten. Dadurch wird bei festgelegter Einbaugrösse der Innenraum reduziert, was einen Kompromiss darstellt. Aufgrund der durchgeführten Ausschäumversuche am Gerät wurde von der Geschäftsleitung der Forster Küchen und Kühlen AG beschlossen, die Produktion aufgrund von Kosten/Nutzen sowie produktionstechnischen Gesichtspunkten auf den Schaumtyp S3 umzustellen. Dies ist ein klarer Erfolg der durchgeführten Studie.

Die Verwendung von Vakuumisolation birgt vielschichtige Herausforderungen. Einerseits ist auf der Nutzenseite ein klarer Vorteil gegeben. Andererseits ist die Montage in nach heutigen Methoden produzierten Geräten mit einem bedeutenden Zusatzaufwand verbunden. Zudem schlagen die hohen Materialkosten bei der VIP Isolation überproportional zu Buche. VIP können prinzipiell vielseitig in den Geräten eingesetzt werden. Die Technologie ist ganz klar als zukunftssträchtig zu bezeichnen und wird vermutlich mittelfristig vermehrt in Kühl- und Gefriergeräten zum Einsatz kommen. Damit ist eindeutig auch eine konzeptuelle Adaption von Nöten, welche auf unterster Stufe nämlich beim Gerätedesign beginnen muss.

Wie es vielleicht zu erwarten wäre, hat sich die Dichtung als zentraler Schwachpunkt herausgestellt. Im Gefrierbereich kommen diese Verluste deutlich stärker zum tragen da dort die mittlere Temperaturdifferenz um einiges grösser ist als im Kühlraum. Dadurch ergibt sich das Potential zum Einsatz von Doppeldichtungen im Gefrierbereich, welche bei der Neuentwicklung von Geräten zukünftiger Generationen bereits auf Designlevel mit einfließen werden.

Die schematische Darstellung in Figur 17 zeigt eine Visualisierung der einzelnen Punkte bezüglich Kosten und Nutzen.



Figur 17: Darstellung der verschiedenen untersuchten Massnahmen zur Energieverbrauchsminimierung (ausser Kompressor) und deren Einordnung auf der Kosten – Nutzen Ebene. Als vielversprechendste Methode sticht die Doppeldichtung im Gefrierbereich heraus.

Unter den möglichen Kandidaten zur Verbesserung der Energieeffizienz weisen VIP und Kompressor die höchsten Kosten aber auch den höchsten Nutzen auf. Auf der Seite der Schäume selbst ist nur noch wenig Handlungsspielraum gegeben. Zuschlagsstoffe sind klar eine wirtschaftlich uninteressante Methode zu Verbesserung der Effizienz. Als deutlicher Gewinner sticht die Türdichtung im Gefrierbereich hervor. Wenn man den 2D Modellen glauben schenkt bergen diese sogar noch das grössere Einsparpotential als VIP und Kompressor.

Aufgrund der gefundenen Erkenntnisse ergeben sich folgende Aktivitäten welche Forster Küchen- und Kühltechnik AG intern weiterführen wird:

- Umstellung Schaumtyp
- Weiterführende Versuche und Messungen zur Optimierung der Dichtung
- Einsatz von flexiblen VIP Elementen
- Eliminierung bekannter Schwachstellen bei der Entwicklung zukünftiger Gerätetypen

Symbolverzeichnis

Folgende Symbole und Abkürzungen wurden innerhalb des Berichts verwendet:

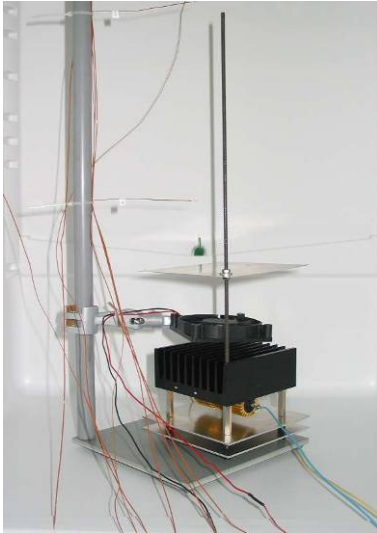
Bezeichnung	Symbol	Einheit
Temperatur	T	°C
Temperaturdifferenz	ΔT	K
Wärmeverlust /Isolationsleistung	$k \cdot A$	W/K
Leistung	P	W
Elektrische Leistung	P_{el}	W
Emissivität	α	-
Wärmeleitfähigkeit	λ	W/(m · K)
Wärmemenge	Q	W
Spezifischer 2D - Wärme- verlust	Q-2D	W/m
Dichte	ρ	kg / m ³

Referenzen

- [1] W. P. Nel, G. van Zyl, „Defining limits: Energy constrained economic growth “, *Applied Energy*, 87 (1), **2010**, 168-177
- [2] S. Domen, „Heat loss compensated calorimeter“, *Nature*, 222, **1969**, 1061
- [3] O. Laguerre, D. Flick, „Temperature prediction in domestic refrigerators: deterministic and stochastic approaches“, *International Journal of Refrigeration*, **2009**, in press
- [4] J. Fricke, A. Emmerling, „Aerogels - Recent Progress in Production Techniques and Novel Applications“, *J. Sol-Gel Sci. Technol.*, 13(1-3), **1999**, 299-303
- [5] G. Harikrishnan, C. W. MacOsco, J. H. Choi, J. C. Bischof S. N. Singh, „A simple transient method for measurement of thermal conductivity of rigid polyurethane foams“, *J. Cell. Plastics*, 44(6), **2008**, 481-491
- [6] J.-S. Kwon, C. H. Jang, H. Jung, T.-H. Song, „Effective thermal conductivity of various filling materials for vacuum insulation panels“, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 52(23-24), **2009**, 5525-5532
- [7] J. Fricke, U. Heinemann, H. P. Ebert, „Vacuum insulation panels – from research to market“, *Vacuum*, 82, **2008**, 680-690

Anhang

Optimierung Versuchsaufbau: Verbesserung der Wärmeverteilung im Kühlbereich:



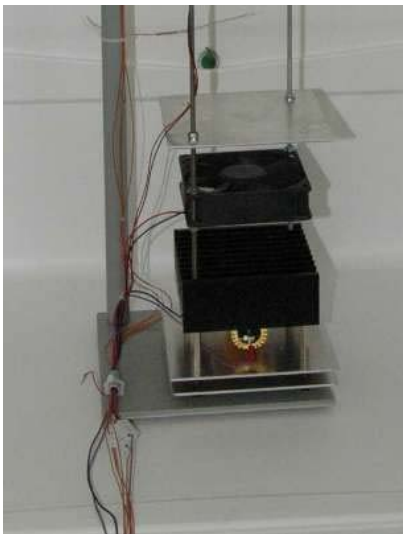
Aufbau 1

Beschreibung: (von unten nach oben)

Grundplatte
2x Alublech als Strahlungsschutz
El. Widerstand 15ohm = 60W Heizleistung
Kühlblech zur Wärmeverteilung
Ventilator mit 36 m³/h Förderleistung
1x Alublech als Strahlungsschutz
Kunststoffrohr mit 4 Thermoelementen

Bemerkungen:

Der Luftumsatz war zu klein und die Temperaturschichtung im Schrank war ungenügend



Aufbau 2

Beschreibung: (von unten nach oben)

Grundplatte
2x Alublech als Strahlungsschutz
El. Widerstand 10ohm = 90W Heizleistung
Kühlblech zur Wärmeverteilung
Ventilator mit 83 m³/h Förderleistung
1x Alublech als Strahlungsschutz
Kunststoffrohr mit 4 Thermoelementen

Bemerkungen:

Die Temperaturschichtung im Schrank wurde besser. Der Dachbereich blieb aber noch ungenügend.



Aufbau 3

Beschreibung: (von unten nach oben)

Grundplatte
 2x Alublech als Strahlungsschutz
 El. Widerstand 10ohm = 90W Heizleistung
 Kühlblech zur Wärmeverteilung
 Ventilator mit 83 m³/h Förderleistung
 1x Alublech als Strahlungsschutz
 1x Alublech als Strahlungsschutz Dachbereich
 Ventilator mit 36m³/h nach oben Blasend
 Kunststoffrohr mit 4 Thermoelementen

Bemerkungen:

Der zweite Ventilator verbesserte die Situation im Dachbereich. Es bildeten sich aber zwei warme Zonen im Boden und im Deckenbereich.



Aufbau 4

Beschreibung: (von unten nach oben)

Grundplatte
 2x Alublech als Strahlungsschutz
 El. Widerstand 10ohm = 90W Heizleistung
 Kühlblech zur Wärmeverteilung
 Ventilator mit 83 m³/h Förderleistung
 1x Alublech als Strahlungsschutz
 Kamin aus Halbkarton
 Kunststoffrohr mit 4 Thermoelementen

Bemerkungen:

Der Kamin saugt die Luft aus dem Deckenbereich. Die Luft wird dadurch im ganzen Schrank umgewälzt. Die Homogenität der Lufttemperatur verbessert sich noch mal.

Ausschäumversuche Testschäume S2, S3, S4

Schaumtyp	S3	S2	S4
Mischungsverh. (GT)			
Polyol	100	100	100
Isocyanate	148	144	141
Cyclo-Pentan	15,5	14,0	14,0
Dichte (25°C)			
Polyol	1,08	1,07	1,08
Isocyanate	1,23	1,23	1,23
Viskositäten (mPas)			
Polyol	5100	3700	3750
Isocyanate	220	220	220
Handverschäumung	<i>Gemäss Technischem Datenblatt</i>		
Startzeit (sek.)	~9	~8	~10
Fadenzeit (sek.)	~58	~63	~67
Freies Raumgew.(kg/m ³)	~24	~23	~22
Anlageverschäumung	<i>Sackschuss (2 Sekunden)</i>		
Fadenzeit (sek.)	36	34	36
Freies Raumgew. (kg/m ³)	20,8	22,4	21,7
Arbeitsdruck MK (bar)			
Polyol	~130	~130	~130
Isocyanate	~130	~130	~130
Temperatur MK (°C)			
Polyol	~29	~29	~29
Isocyanate	~29	~29	~29
Temperatur TB (°C)			
Polyol	~22	~22	~22
Isocyanate	~21	~21	~21
Austragsleist. (gr./sek) gesamt	800	800	700
Vorheizung			
Ofen			
Temperierung (°C)	50	50	50
Verweilzeit (sek.)	100	100	100
Formen			
Temperierung (°C)	~45	~45	~45
Entformzeiten			
Original (min.)	6	6	6
Reduziert bis auf	4 (= -33%)	4 (= -33%)	4 (= -33%)
Einschussmengen			
Original (gr.)	4920 gr.	4920 gr.	4920 gr.
Reduziert bis auf	4820 (= -2%)	4720 (= -4%)	4720 (= -4%)