

Schaufler-Professur für Kälte-, Kryo- und Kompressorentchnik
Technische Universität Dresden

**CO₂ als Kältemittel
für Klimakammer-Anwendungen bis -50 °C
(CO₂TPK)
Phase 1 -Konzeption einer energieeffizienten
Anlagenkonfiguration**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 38889/01 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Prof. Christiane Thomas
Dipl.-Ing. Melanie Cop

Juli 2024

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
2. R-744 als Tieftemperaturkältemittel.....	1
2.1. <i>Beschreibung einer subkritischen Kälteanlage</i>	<i>1</i>
2.2. <i>Beschreibung einer transkritischen Kälteanlage</i>	<i>2</i>
2.3. <i>Einsatz von Ejektoren</i>	<i>5</i>
3. Lastenheft	7
3.1. <i>Anwendungsparameter und Einsatzbereich</i>	<i>7</i>
3.2. <i>Prüfszenarien</i>	<i>8</i>
4. Entwurf der Kreislaufarchitektur	10
4.1. <i>Vergleich der stationären Vorgänge.....</i>	<i>10</i>
4.2. <i>Kühlaufgabe</i>	<i>17</i>
4.3. <i>Simulationsmodell.....</i>	<i>19</i>
5. Pflichtenheft und Komponentenauswahl.....	21
5.1. <i>Komponentenauslegung.....</i>	<i>21</i>
5.1.1. <i>Verdichter</i>	<i>22</i>
5.1.3. <i>Plattenwärmeübertrager</i>	<i>25</i>
5.2. <i>Regelkonzept</i>	<i>27</i>
5.3. <i>Messtechnik</i>	<i>28</i>
5.4. <i>Sicherheitskonzept.....</i>	<i>30</i>
6. Fazit der Phase 1	31
Literaturverzeichnis.....	32
Anhang.....	34

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Beispiel p-h-Diagramm subkritischer Prozess, mit Markierung kritischer Punkt (CP) . 1	
Abbildung 2: Fließschema einer kaskadierten Kälteanlage, untere Stufe (grün) und obere Stufe (blau)..... 1	1
Abbildung 3: Beispiel p-h-Diagramm transkritischer Prozess 3	3
Abbildung 4: Fließschema einer R-744 Kälteanlage mit Hochdruckregler und Mitteldruckabscheider (Booster-Schaltung) 3	3
Abbildung 5: Vereinfachtes Fließschema des Prototyps im Projekt CoolCERN [11]..... 4	4
Abbildung 6: Transkritisches R-744 Low-Lift Ejektor-System (a) und p-h- Diagramm (b) nach [17].. 6	6
Abbildung 7: schematische Abkühlkurve mit den Lastfällen Anfahren (I), Vollast (II) und Einschwingen mit reduzierter Leistung (III)..... 11	11
Abbildung 8: Kaskade R-717/ R-744 (V1)..... 12	12
Abbildung 9: Kaskade R-290/ R-744 (V2)..... 12	12
Abbildung 10: 2-stufige Verdichtung (V3) 13	13
Abbildung 11: 2-stufige Verdichtung mit Abscheider(V4)..... 13	13
Abbildung 12: 2-stufige Verdichtung mit Mitteldruckabscheider und IWÜ (V5) 13	13
Abbildung 13: 2-stufige Verdichtung mit UKG (V6) 13	13
Abbildung 14: 2-stufige Verdichtung mit Abscheider und UKG (V7)..... 14	14
Abbildung 15: Leistungszahl und Verdichtungsendtemperatur bei einer Verdampfungstemperatur von -50 °C und einer Kondensationstemperatur von 25 °C der Schaltungsvarianten V1 bis V7 15	15
Abbildung 16: Betriebsbereich des Bitzer-Verdichters 2HSL-3K, in Rot der zuvor berechnete Betriebspunkt der Variante V4 mit $p_m = 27 \text{ bar}$ ($T_{\text{sat}} = -9,3 \text{ °C}$)..... 16	16
Abbildung 17: Modelloberfläche in Dymola mit Luftstrom (orange), Wärmestrom (rot) und Signalen (blau)..... 17	17
Abbildung 18: Simulierte Abkühlung trockener Luft der untersuchten TPK 18	18
Abbildung 19: Abgeführte thermische Leistung der Luft(Kammerinnenraum) für Abkühlung mit 15 K/min..... 18	18
Abbildung 20: Grafische Oberfläche des Simulationsmodells in Dymola..... 19	19
Abbildung 22: R&I-Fließbild der Versuchsanlage mit Instrumentierung und Sensorik (grün) für Druck, Temperatur und Durchfluss 21	21
Abbildung 23 Einsatzgrenzen Hubkolbenverdichters für die obere Verdichtungsstufe M-K1 und des für die untere Verdichtungsstufe M-K2 und dem Auslegungspunkt (A)..... 23	23
Abbildung 24: Mischungsgrenzen für R744: Grenztemperaturen in Abhängigkeit vom Ölanteil (Masseanteil Öl in % im Öl-Kältemittelgemisch)..... 24	24
Abbildung 25: Modell einfacher Regelkreis 27	27

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Bedingungen zur Bestimmung der Änderungsgeschwindigkeit gem. DIN EN 60068 8	8
Tabelle 2: Sollwerte der Temperaturabweichung entsprechend DIN EN 60068-3-5, 3.9 8	8
Tabelle 3: Ermittlung des Leistungsvermögens entsprechend DIN EN 60068-3-7, 5 sowie DIN EN 60068-2-2 9	9
Tabelle 4: Lufttemperaturgrenzen für Lastfälle der TPK 11	11

Tabelle 5: Vorauswahl Verdichter zur Ermittlung des Verdichtergütegrads bei 50 Hz	11
Tabelle 6: Leistungszahl bei steigender Verdampfungstemperatur	16
Tabelle 7: Übersicht Anforderungen und Kennwerte recherchierter Verdichter	22
Tabelle 8: Ergebnis Verdampferauslegung	24
Tabelle 9: Korrelationen des Verdampfer-Modells	25
Tabelle 10: Auslegungsparameter und -ergebnis Plattenwärmeübertrager	26
Tabelle 11: Regelgrößen und Stellglieder der Versuchsanlage	28
Tabelle 12: Optionen Druckmessung	29
Tabelle 13: Anforderungen Durchflussmessung	29

Begriffe und Definitionen

COP	Coefficient of Performance, dt. Leistungszahl
GWP ₁₀₀	Treibhauspotential (Global Warming Potential)
IWÜ	Innerer Wärmeübertrager
KPK	Klimaprüfkammer
TPK	Temperaturprüfkammer
UKG	Unterkühlungs-Gegenstrom-Wärmeübertrager
Kältemittelbezeichnungen (Reinstoffe)	
R-744	Kohlenstoffdioxid
R-717	Ammoniak
R-290	Propan
R-1270	Propylen bzw. Propen
R-23	Trifluormethan
R-152a	1,1-Difluorethan

Zusammenfassung

Das Vorhaben hat zum Ziel, eine Umweltsimulationskammer mit dem natürlichen Kältemittel R-744 (CO₂) zu realisieren. Die bisher in den Anlagen eingesetzten fluorierten Kältemittel weisen ein tausendfach größeres Treibhauspotential als CO₂ auf und sind demnach im Rahmen der EU-F-Gase-Verordnung 2024/573 vom Phase-Out betroffen. Die Leistung einer Prüfkammer ist durch die nominelle Abkühlgeschwindigkeit von maximaler auf minimale Kammerinnentemperatur definiert, muss aber auch in der Lage sein alle Temperaturen innerhalb des Betriebsbereichs durch Kühlen oder Heizen bereitzustellen. Die angestrebte minimale Lufttemperatur innerhalb des Prüfraums liegt mit -50 °C nahe am Tripelpunkt von R-744 mit -56,6 °C, was ein Risiko für die Umsetzung des Kältemittelkreislaufs mit reinem R-744 darstellt. Im Rahmen des Forschungs- und Entwicklungsprojekt CO2TPK (DBU Az: 38889/01) gilt es, eine möglichst effiziente Anlagenarchitektur zu ermitteln, die zugehörigen Komponenten auszulegen und die Versuchsanlage inklusive des Regel- und Sicherheitskonzepts aufzubauen und zu untersuchen. Das Projekt gliedert sich in 2 Phasen: Phase 1: Konzept und Versuchsaufbau; Phase 2: experimentelle Untersuchungen. Im Rahmen der ersten Projektphase wurden folgende Parameter der Prüfkammer definiert:

- Kühlbetrieb: Temperaturbereich von -50 °C bis 180 °C des Prüfraums
- Prüfraumvolumen von mind. 200 l
- Abkühlgeschwindigkeit von 15 K/min gemäß DIN EN 60068-3-5, $T_{\max} = 180 \text{ °C}$, $T_{\min} = -50 \text{ °C}$
- Wasserkühlung der Kälteanlage

Darauf aufbauend ergab der Vergleich der Berechnung des stationären Betriebszustandes von sieben Schaltungsvarianten mit natürlichen Kältemitteln, dass eine zweistufige Verdichtung von R-744 mit Druckgaskühler und Mitteldruckabscheider den besten Kompromiss zwischen Energieeffizienz, Sicherheit und Bauraumbeschränkungen darstellt. Alle Varianten berücksichtigten dabei die auf Herstellerdaten basierenden Verdichtergütegrade. Der Einsatz eines Ejektors ist bei der geforderten minimalen Lufttemperatur nicht möglich, da es zur Bildung von Trockeneis innerhalb des Ejektors kommen kann. Mit zunehmender Verdampfungstemperatur von -50 °C bis -20 °C nimmt die Systemeffizienz zu und übertrifft zum Großteil die berechnete Effizienz des Stands der Technik.

Der Betriebspunkt für die Auslegung der Kreislaufkomponenten und die maximale Kälteleistung wurden mithilfe einer transienten Simulation in Dymola und der Abkühlung der Luft in der Prüfkammer unter Einhaltung der geforderten Abkühlgeschwindigkeit ermittelt:

- maximale Kälteleistung von 9,15 kW bei -38,5 °C Kammerinnentemperatur

Die weitere Modellierung des Kältemittelkreisprozesses unterstützt die Komponentenauslegung und wird zur Abbildung der Versuchsanlage in der Simulationsumgebung im Rahmen der zweiten Projektphase (Az 39551/01) genutzt. Das Regelungskonzept bedient sich der Leistungsregelung mittels elektronischer Expansionsventile und regelbaren Verdichtern (mit Frequenzumrichter), sowie einer Kältemittleinspritzung in die Saugleitung im Falle hoher Sauggastemperaturen sowie einem Heißgas-Bypass der ersten Verdichtungsstufe für extreme Teillast.

Ein großer Vorteil besteht darin, dass handelsübliche Verdichter eingesetzt werden können. Die Konzeption der Wärmeübertrager erfolgte in enger Abstimmung mit dem jeweiligen Hersteller. Die Auslegung der Hauptkomponenten und das Fließschema sind im finalen Bericht aufgeführt. Das Sicherheitskonzept basiert auf der Annahme eines maximalen Stillstandsdrucks von 100 bar. Dieses Kriterium ist bei der Festlegung der Füllmenge im Zuge der Projektphase 2 (Az 39551/01) einzuhalten. Standardmäßig kommen Druckschalter und Sicherheitsventile zum Einhalten der geforderten minimalen und maximalen Betriebsgrenzen zum Einsatz.

1. Einleitung

Die Bereitstellung von Temperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur wird primär durch Kompressionskältemaschinen realisiert. In diesen wird ein Kältemittel bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur verdampft. Umweltsimulations- bzw. Klimaprüfkammern (KPK) sind ein Anwendungsgebiet der Kältetechnik. Die Konditionierung der Luft über einen Temperaturbereich von -80° bis zu 180°C mit häufigen Lastwechseln, Be- und Entfeuchtung, beschränkter Bauraum und hohe Anforderungen an die Regelgüte sind charakteristisch für diese Anlagen. Die Kammern dienen unter anderem der Materialprüfung in der Baustofftechnik oder Qualitätsprüfungen in der Automobiltechnik. Innerhalb der Prüfkammern haben sich zwei untere Temperaturgrenzen etabliert: -80°C und -40°C minimale Lufttemperatur. Die Werte sind ein Resultat der technischen Umsetzung der Kälteanlage und der bisher eingesetzten fluorierten Kältemittel, die nicht entflammbar sind, aber ein hohes Treibhauspotential (GWP_{100}) aufweisen. Gemäß dem Stand der Technik, wird die Temperatur von -40°C mittels einer einstufigen Kälteanlage mit dem Kältemittel R-452A ($\text{GWP}_{100} = 1.945^1$) oder R-449A ($\text{GWP}_{100} = 1.282^2$) bereitgestellt. Das spart Kosten, die Anlage ist kompakt und erfüllt die gängigen Sicherheitsanforderungen. Die Kälteleistung dieser Anlagen sinkt jedoch deutlich unterhalb von Temperaturen von -40°C . Bei -42°C liegt der Satttdampfdruck von z.B. R-452A bei 1,07 bar, die Dichte ist mit $6,03\text{ kg/m}^3$ vergleichsweise klein, der geförderte Massestrom des Verdichters sinkt und damit auch die Kälteleistung. Bei der Forderung nach einer hohen Kälteleistung im Bereich von -40°C Lufttemperatur, wird die zweite Geräteklasse mit einer minimalen Lufttemperatur von -80°C eingesetzt. Hierbei handelt es sich um eine kaskadierte Kälteanlage mit z.B. R-452A in der oberen und R-23 ($\text{GWP}_{100} = 14.590^3$) in der unteren Stufe. Der Verdampfungsdruck von R-23 bei -50°C (obere Einsatzgrenze von R-23 Verdichtern) beträgt 4,79 bar und die Gasdichte liegt bei $20,43\text{ kg/m}^3$, damit ist bei gleichem Fördervolumen ein größerer Massestrom und damit eine größere Kälteleistung realisierbar. Diese fluorierten Kältemittel sind jedoch nicht zukunftsfähig und unterliegen dem Phase-Out gemäß der EU F-Gase Verordnung [1]. Ein Umbruch in der Branche ist daher erforderlich, möglichst ohne Kompromisse hinsichtlich der Temperatur-, Leistungs- und Sicherheitsanforderungen.

Technisch werden aktuell vermehrt auch brennbare Kältemittel mit geringem Treibhauspotential wie Propan eingesetzt. Die Studie von Saeed et al. [2] thematisiert den Stand der Technik der gewerblichen Kälteanlagen zur Bereitstellung von Temperaturen zwischen -100°C und -30°C mit dem Fokus auf natürliche Kältemittel. Bei Nutzraumtemperaturen unterhalb von -50°C erreichen Kaskaden-Kälteanlagen mit Kohlenwasserstoffen Effizienzen zwischen 0,3 und 1,3. Der Kaltgasprozess mit Luft als Kältemittel kann im gesamten Temperaturbereich die Kälte bereitstellen, aber die Effizienz liegt mit max. 0,6 deutlich unterhalb der erreichten Werte der Kaltdampfprozesse.

Nichtbrennbare Kältemittel bieten weiterhin sicherheitstechnische Vorteile. Hierbei ergibt sich das Problem, dass die Anzahl möglicher Kältemittel mit sinkender Anwendungstemperatur ebenfalls abnimmt. Untersuchungen renommierter Wissenschaftler wie bspw. McLinden et al. [3] zeigen, dass aufgrund der beschränkten Möglichkeiten an Kohlenwasserstoffverbindungen, keine neuen nicht-brennbaren Reinstoffkältemittel mit einer Normsiedetemperatur unter -50°C zu erwarten sind.

¹ gemäß Hersteller, basierend auf IPCC AR5, <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/product/solstice-452a/>

² gemäß Hersteller, <https://www.opteon.com/en/Products/Refrigerants/xp40>

³ IPCC AR6

Der Temperaturbereich von -50 bis -80 °C (Kammerinnentemperatur einer Umweltsimulationskammer) wird bisher technisch primär mit R-23 realisiert, daneben gibt es nur ein Fluid für Temperaturen bis etwa -55 °C (Verdampfungstemperatur), was nicht brennbar ist und gleichzeitig einen niedrigen GWP aufweist: Kohlenstoffdioxid (R-744) mit einem GWP_{100} von 1. Eine Besonderheit von R-744 ist dessen vergleichsweise hoher Tripelpunkt ($5,2$ bar und $-56,6$ °C) und niedriger kritischer Punkt (ca. 31 °C, $73,8$ bar). Liegen die Rückkühlbedingungen oberhalb der kritischen Temperatur, spricht man von einem transkritischen Betrieb der Anlage, was einen großen Einfluss auf die Auslegung, Auswahl der Komponenten und die Regelstrategie des Systems sowie dessen Effizienz hat.

Aus dem Stand der Technik der Gewerbekälteanlagen (z.B. für Supermarktkühlung) ist die Eignung von R-744 für die Tiefkälte bei einer Verdampfungstemperatur von etwa -35 °C hinreichend bekannt. Es ist als positiv zu bewerten, dass die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten an R-744-Komponenten im Kontext der Gewerbekälte, in der jüngeren Vergangenheit zu einer guten Komponentenverfügbarkeit geführt haben. Die Herausforderung dieser Branche liegt in der Auswahl effizienzsteigernder Maßnahmen [4] und in einer intelligenten Regelstrategie und einem entsprechenden Lastmanagement bei teilweise überkritischen Rückkühlbedingungen im Jahresverlauf. Dagegen ist für die Umweltsimulation die Teillastfähigkeit des Systems bei unterschiedlichen Luftraumtemperaturen von Relevanz. Hier bedarf es einer angepassten Anlagenschaltung und einer neuartigen Regelstrategie. Zurzeit sind keine käuflich erwerbbar Prüfkammern verfügbar, die ausschließlich mit R-744 für den Lufttemperaturbereich -50 °C bis 180 °C betrieben wird.

Zielsetzung der ersten Phase des Projektes CO2TPK ist das Erstellen eines Konzeptes für eine Versuchsanlage einer Temperaturprüfkammer (TPK) mit dem natürlichen Kältemittel R-744. Diese ist im Gegensatz zu einer Klimaprüfkammer (KPK) nicht in der Lage die Feuchte im Kammerinneren zu regeln. Die beteiligten Projektpartner, die Schaufler-Professur der TU Dresden und die Feutron Klimasimulation GmbH, stimmten im gemeinsamen Arbeitspaketplan die Aufgaben ab. Die Hochschule widmete sich der theoretischen Untersuchung geeigneter Anlagenschaltungen für eine Temperaturprüfkammer vornehmlich im stationären Betrieb. Die dynamischen Zustandsänderungen der Luft in der Prüfkammer wurden mithilfe einer Simulation in Dymola und der TIL-Bibliothek abgebildet. Kernaufgabe des Industriepartners war das Erstellen eines Lasten- und Pflichtenhefts, sowie die Auslegung der ersten Kreislauf- und Kammerkomponenten. Mit Abschluss der Projektphase 1 liegt ein Anlagenfließbild einer Versuchsanlage mit Instrumentierung und einem Sicherheitskonzept vor. Die Aufgabenstellung und der darin enthaltene Arbeitsplan des Vorhabens lauteten wie folgt:

- Definition der Anwendungsparameter und Festlegung des Einsatzbereichs
- energetischer Vergleich von mind. fünf Anlagenschaltungen für einen stationären Betriebspunkt
- energetische Untersuchung von mind. zwei Kreislaufschaltungen über einen definierten Betriebsbereich
- Erstellung eines Lastenheftes für den Klimaprüfkammerprototyp
- Komponentenauswahl für den Kältemittelkreislauf
- transiente Darstellung des dynamischen Lastbereichs von Temperaurprüfkammern

Die erreichten Ergebnisse werden detailliert in den Abschnitten 2 bis 5 dargestellt.

Der Aufbau und die experimentelle Untersuchung der Versuchsanlage erfolgen anschließend in der zweiten Projektphase (Az 39951/01). Zudem ist die transiente Abbildung der Gesamtabbildung in einem Simulationsmodell geplant.

2. R-744 als Tieftemperaturkältemittel

Kältetechnische Anlagen stellen Temperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur (im Fall der Umweltsimulationskammern bis hin zu -80 °C oder sogar -100 °C) bereit. Man unterscheidet innerhalb des breiten Temperaturbereichs zwischen Klimatisierung, Normalkühlung, Tiefkühlung und Tiefstkühlung (engl. Ultra-Low Temperatur Cooling, kurz ULT). Die Auswahl des Kältemittels basiert auf der geforderten Temperatur und der jeweiligen Dampfdruckkurve. R-744 ist bislang im kommerziellen Bereich auf den Einsatz im Kaltdampfprozess oberhalb des Tripelpunktes ($-56,6\text{ °C}$, $5,2\text{ bar}$) beschränkt. Werden die Tripelbedingungen des CO_2 unterschritten, liegt der Arbeitsstoff nur noch fest und/oder gasförmig vor [5]. Die Beherrschung des Sublimationsprozesses ist technisch noch nicht zufriedenstellend realisiert worden, sondern weiterhin Forschungsgebiet [6]. Ein kontinuierlicher Betrieb einer Kaskadenanlage mit einem Sublimationsprozess von R-744 in der unteren Stufe wurde gezeigt, aber die erreichte Lufttemperatur liegt noch weit über dem Sollwert von -70 °C . Untersuchungen zur Zuverlässigkeit im Dauerbetrieb und zur Skalierbarkeit stehen noch aus und auch die Grundlagen der Strömungs- und Wärmeübergangsverhältnisse sowie des Komponentendesigns werden weiter erforscht.

Der kritische Punkt von R-744 liegt bei $T_{\text{krit}} = 31\text{ °C}$ und $p_{\text{krit}} = 73,8\text{ bar}$. Das hat zur Folge, dass die Betriebsdrücke im Vergleich zu konventionellen Fluor-Kohlenwasserstoffen hoch sind und zwischen sub- und transkritischem Betrieb der Kälteanlage unterschieden wird.

2.1. Beschreibung einer subkritischen Kälteanlage

Der subkritische Betrieb einer Anlage mit R-744 ist der konventionellen Prozessführung einer Kaltdampfkompressionskälteanlagen mit den gängigen Kältemitteln gleichgesetzt, da die Wärmeaufnahme und Wärmeabfuhr im Nassdampfgebiet erfolgen, vgl. Abbildung 1. Unterkritische Rückkühlbedingungen für die Kondensation (Wärmeabgabe unterhalb des kritischen Punktes des Arbeitsfluids) sind zumeist in kaskadierten (Abbildung 2) oder wassergekühlten Anlagen realisierbar.

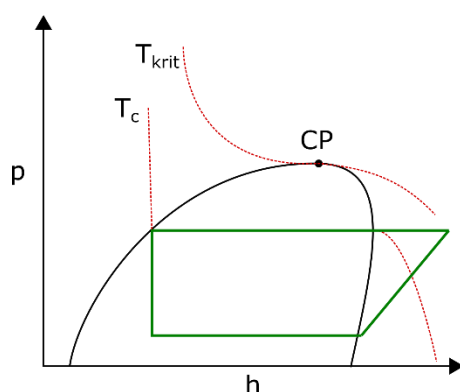


Abbildung 1: Beispiel p-h-Diagramm subkritischer Prozess, mit Markierung kritischer Punkt (CP)

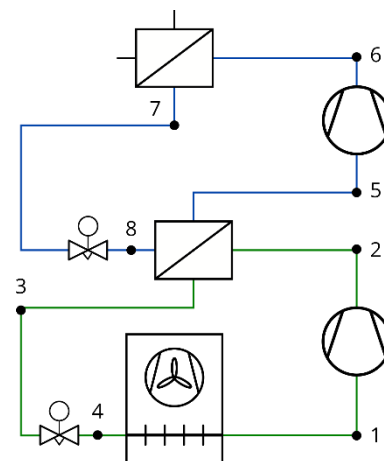


Abbildung 2: Fließschema einer kaskadierten Kälteanlage, untere Stufe (grün) und obere Stufe (blau)

Im Jahr 2011 untersuchte Dopazo et al. [7] eine kaskadierte Anlage mit R-744 in der unteren und Ammoniak (R-717) in der oberen Stufe. Bei einer Kälteleistung von 9 kW und einer Verdampfungstemperatur des R-744 von -50 °C erreichte die Anlage im stationären Betrieb eine Leistungszahl (COP) von $0,98$. Das Kondensationsniveau von R-717 beträgt dabei 30 °C . In der

jüngeren Vergangenheit lag der Fokus der Forschung vielmehr auf dem Kältemittel der oberen Kaskadenstufe, da R-744 als einziger natürlicher, nicht entflammbarer Reinstoff die Temperaturen bis zu -50°C bereitstellen kann. Bellos et al. [8] führt in der theoretischen Untersuchung einer Kaskadenschaltung mit R-744 den Vergleich bei -35°C bis -5°C Verdampfung und 10°C bis 45°C Kondensation auf. Bei -35°C Verdampfungstemperatur liegt der mittlere COP (Jahresmittel, Standort Athen) zwischen 1,901 und 2,381. Die Anlagenkonfiguration mit R-152a und R-744 erreichte den höchsten COP, die Paarung von R-1270/ R-744 liegt mit einem COP von 2,377 knapp darunter. Auch die errechneten Werte für vier weitere Paarungen mit natürlichen Kältemitteln liegen im Bereich von 2,372 bis 2,362. Der Jahresmittelwert des COP bei veränderlichen Rückkühlbedingungen ist nicht direkt auf die Umweltsimulation übertragbar, da die Umweltsimulationskammern zumeist in Innenräumen aufgestellt werden, wo die Rückkühlbedingungen konstant sind, dennoch unterstreicht diese Untersuchung die Signifikanz von R-744 und das energetische Potential bei niedrigen Verdampfungstemperaturen.

Zhang et al. [9] veröffentlichte 2020 experimentelle Ergebnisse zu einem Badkühler betrieben mit R-744 in der unteren und R-1270 in der oberen Kaskadenstufe. Bei einer Verdampfungstemperatur von R-744 von -52°C gegen eine Kühlsole wurde eine Kälteleistung von 2 kW erreicht, die Kondensation von R-1270 erfolgte bei 30°C und der COP des Gesamtsystems im stationären Betrieb betrug 0,6. Diese Untersuchung zeigt die Realisierbarkeit von Verdampfungstemperaturen unter -50°C mit R-744 und auch die Komponentenverfügbarkeit (Verdichterhersteller Dorin) in diesen Temperaturbereich. Leider gibt es keine Information zur Temperatur des Kühlmediums in der Konfiguration, jedoch ist die Grädigkeit zwischen Kältemittel und Luft im Fall der Klimaprüfkammer größer einzuschätzen als die der Untersuchung mit Sole.

Die Untersuchung von Saeed et al. [2] betrachtet verschiedenste Tiefsttemperaturanwendungen und bewertet die einzusetzende Technologie. Das Schockfrosten von frischem Fisch weist dabei die größte Ähnlichkeit zur Umweltsimulation auf: der Temperaturbereich erstreckt sich bis zu -50°C , eine schnelle Abkühlung des Kühlguts ist gefordert und der Bauraum ist beschränkt. Derartige Anlagen werden mit Seewasser gekühlt und die Kondensation des Kältemittels erfolgt bei 15°C . Die Verdampfer sind als Plattenfroster ausgeführt, die Temperaturdifferenz zum Kühlgut beträgt etwa 20 K. Bei einer Verdampfungstemperatur von -50°C wird ein COP von 1,73 für ein subkritisches R-744-System mit zweistufiger Verdichtung erreicht, während eine Kaskadenschaltung mit R-290 und R-744 einen COP von 1,87 ausweist. Im Gegensatz zur Umweltsimulation unterliegt diese Anwendung recht konstanten Lastanforderungen und der Verdampfungsbereich ist auf das jeweilige Kühlgut angepasst. Dies ist die einzige Arbeit, die im Rahmen der Recherche auffiel, die ein mehrstufiges R-744-System betrachtet, da die Kaskadenschaltungen mit zumeist brennbaren Kältemitteln höhere Leistungszahlen aufweisen.

2.2. Beschreibung einer transkritischen Kälteanlage

Der transkritische Betrieb einer Kälteanlage ist in der Regel für luftgekühlte Anlagen relevant und erfordert eine zusätzliche Hochdruckregelung. Der Hochdruck liegt über dem kritischen Druck des Arbeitsfluids, siehe Abbildung 3, und die Gaskühleraustrittstemperatur ist maßgeblich abhängig von der Umgebungstemperatur. Der zweistufige transkritische Prozess von R-744 ist häufig mit einem Mitteldruckabscheider (Vergleich Abbildung 4) ausgestattet, was bereits positive Auswirkungen auf die Leistungszahl hat.

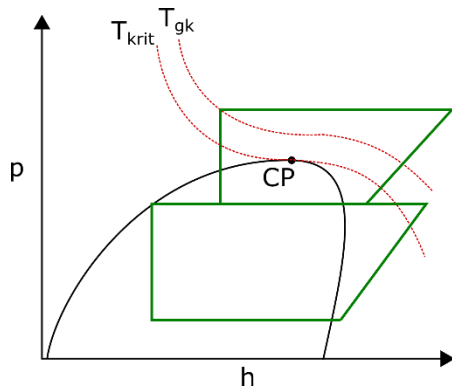


Abbildung 3: Beispiel p-h-Diagramm transkritischer Prozess

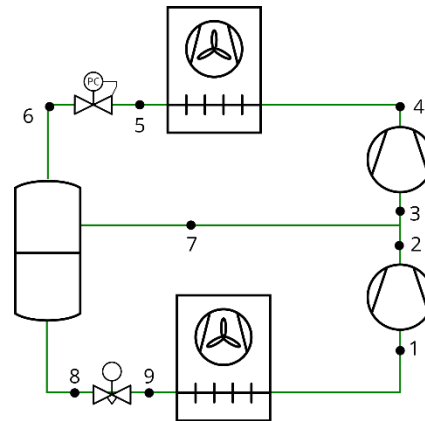


Abbildung 4: Fließschema einer R-744 Kälteanlage mit Hochdruckregler und Mitteldruckabscheider (Booster-Schaltung)

In den vergangenen Jahren beschäftigen sich die Forschungslandschaft zumeist mit effizienzsteigernden Maßnahmen im Bereich der Gewerbekälteanlagen unter dem Einfluss der standortabhängigen Wetterbedingungen und dem thermischen Lastmanagement von Supermarkt-Kälteanlagen. Gullo et al. [10] führt in der Übersichtsstudie von 2018 den Stand der Technik zu R-744 Anlagen in der Gewerbeteknik an. Häufig eingesetzte Maßnahmen zur Effizienzsteigerung von R-744 Supermarktanlagen mit transkritischem Betrieb sind:

- Parallelverdichtung des Flash-Gases
- zusätzliche Wärmeübertrager wie Zwischenkühler oder Unterkühlungsgegenströmer
- Mitteldruckabscheider (Vergleich Abbildung 4) mit mehrstufiger Verdichtung
- Low-Lift Ejektoren
- mechanische bzw. externe Unterkühlung

Die Untersuchungen beschäftigen sich zumeist mit dem Jahresenergieverbrauch der neuartigen R-744-Anlage im Vergleich zu konventioneller Technik (fluorierte Kältemittel). Pauschal lässt diese Studie keine Empfehlung hin zu einer oder mehreren Maßnahmen zu. Je Anlage und den Randbedingungen (Kühllast, Standort, etc.) sind diese, verbunden mit dem Regelaufwand und den Kosten für die zusätzlichen Komponenten, den Energieeinsparungen gegenüberzustellen. Im Hinblick auf das thermische Management am jeweiligen Aufstellungsort (Heiz-, Kühlbedarf, Lastverteilung) existieren weitere Ansätze, die R-744-Kälteanlage bspw. gekoppelt mit Eispeichern zur Abdeckung von Lastspitzen und für die Nutzung der Gaskühlerwärme zur Warmwasserbereitung und Beheizung im Gebäude zu nutzen. Diese ganzheitlichen Ansätze sind jedoch kaum für die Umweltsimulation umsetzbar. Doerffel et al. [4] untersucht verschiedene oben genannte Maßnahmen an einer Versuchsanlage im Maßstab einer Supermarktkälteanlage unter gleichen Randbedingungen und thematisiert die Leistungszahl. Bei einer Gaskühleraustrittstemperatur von 35 °C wurde eine Steigerung der Leistungszahl um etwa 20 % in der Systemkonfiguration mit Low-Lift-Ejektor im Vergleich zur Referenz (ohne o.g. Maßnahmen) erreicht. Der Carnot-Gütegrad liegt im Bereich von 0,32 bis 0,38 für die untersuchten Maßnahmen. Speziell soll hier auf ein besonders interessantes Vorhaben eingegangen werden: Das Projekt CoolCERN untersucht die Kühlung von Teilchendetektoren mit Hilfe eines R-744 System welches einen R-744 Naturumlauf (pumped loop) konditioniert und in zwei verschiedenen Teilprojekten Verdampfungstemperaturen im Bereich von -50 °C und Kälteleistungen von bis zu 300 kW bzw. 600 kW [11], [12] erreichen soll. Das modulare System unterliegt hohen Anforderungen der Zuverlässigkeit und Temperaturstabilität, während das oberirdische Kälteaggregat etwa 80 m über dem unterirdischen Verdampfer positioniert ist. Die Anlagenarchitektur basiert auf einem Booster-

Konzept, ergänzt um innere Wärmeübertrager zur Sauggaskühlung (Desuperheater) und Unterkühlung (Subcooler), sowie Druckgaskühlern (GasCooler) nach den Verdichtern, siehe Abbildung 5. An diesem Prototyp (reduzierte Kälteleistung von 75 kW) wurden erste Erkenntnisse des Anlagenbetriebs gewonnen. Bei einem Saugdruck von 5,5 bar (-55 °C Sattdampftemperatur) erreichten die Module 1 und 2 einen COP von 0,94 bzw. 0,92 (bei einem Hochdruck $p_H = 81$ bar und Mitteldruck $p_M = 21,6$ bar). Herausforderungen im Betrieb ergaben sich hinsichtlich des Ölmanagements/ Ölabscheiderate und des hohen Stillstandsdrucks (größer 60 bar). Ein Druckausgleich zur Niederdruckseite soll in der nächsten Anlagenvariante vermieden werden. Eine transiente Systemsimulation in Dymola untersucht das Übergangsverhalten der Verdichter-Module bei veränderlicher Last, wobei bisher keine negativen Auswirkungen auf die Drucklage im System festgestellt wurden [13].

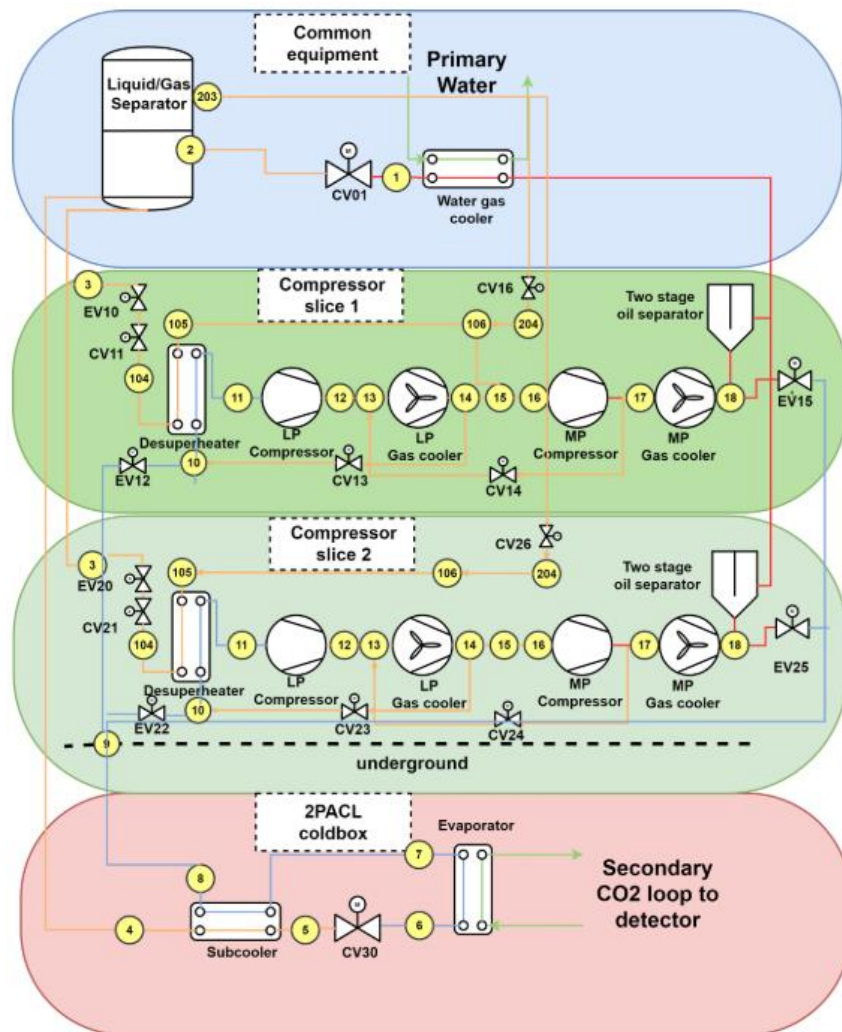


Abbildung 5: Vereinfachtes Fließschema des Prototyps im Projekt CoolCERN [11]

Im Rahmen des Projektes CoolCERN wurde 2022 in einem nächsten Schritt eine Versuchsanlage mit einer definierten Ersatzlast (System B) in Betrieb genommen, die annähernd den Dimensionen des finalen Kühlsystems entspricht [14]. Die Untersuchungen ergaben eine weitere Absenkung des Saugdrucks der unteren Verdichtungsstufe auf unter 5,2 bar, sodass die Verdampfung nahe dem Tripelunkt von -56,6 °C stattfinden kann. Die größte Herausforderung im Anlagenbetrieb bleibt die Druckregelung angesichts der langen Rohrstrecken und Höhenunterschiede im System. Eine effizienzbasierte Regelung des Mitteldrucks wird in Aussicht gestellt. Im Vergleich zu den

Herausforderungen, die im Projekt CoolCERN gelöst werden müssen, werden im Rahmen der beiden Projektphasen des Vorhabens CO2TPK die Dynamik der Lastfälle und die Anlagenregelung in den Fokus gestellt, wobei die tiefe Verdampfungstemperatur nur einen kleinen Ausschnitt aus dem Betriebsbereich der Umweltprüfkammern darstellt.

Die bereits im Antrag der Projektphase 1 beschriebene Vorarbeit der Kooperationspartner thematisierte den Betrieb einer Temperaturprüfkammer nur mit R-744 in der Kälteanlage⁴ [15]. Die Recherche ergab keine weitere vergleichbare Arbeit für R-744 in der Umweltsimulation für Lufttemperaturen bis -50 °C. Die konzipierte Anlage war mit einem Niederdrucksammler, einer zweistufigen Verdichtung und einem inneren Wärmeübertrager zur Unterkühlung und Überhitzung ausgestattet. Der Kühlbetrieb lief subkritisch, im Wärmepumpenmodus lag der Hochdruck oberhalb des kritischen Drucks. Die Energieeinsparung beträgt ca. 50 % im Vergleich zur konventionellen einstufigen Anlage im Kühlbetrieb bzw. Heizbetrieb mit den Temperaturgrenzen -40 °C und 50 °C.

Ziel der Projektphase 1 war es, den Kühlbetrieb einer Temperaturprüfkammer bis zu einer Kammerinnentemperatur von -50 °C möglichst energieeffizient zu konzipieren. Die im Rahmen der Projektlaufzeit von Projektphase 1 geplanten und durchgeführten Recherchen zeigen klar die Machbarkeit des Konzeptes, müssen nun aber umgesetzt, vermessen und hinsichtlich des Dauerbetriebs untersucht werden. Dabei liegt ein besonderes Augenmerk auf den Herausforderungen des Ölmanagements und der hohen Verdichtungsendtemperaturen, die neue Lösungsansätze benötigen.

2.3. Einsatz von Ejektoren

Ein zu untersuchender Aspekt der Konzeptphase ist der Einsatz von Ejektoren. Zurzeit ist die dynamische Betrachtung von Ejektoren als effizienzsteigernde Maßnahme im Kaltdampfprozess Forschungs- und Entwicklungsgegenstand. Der Forschungsüberblick von Gullo et al. [16] beschäftigt sich mit der Regelbarkeit von Ejektoren im Anlagenverbund und sieht weiteren Forschungsbedarf im Bereich kleiner Kälteleistungen (von den Autoren nicht weiter spezifiziert). Der Ejektor dient in erster Linie der Rückgewinnung von Expansionsarbeit und der Reduktion der Verdichtungsarbeit vor allem in transkritischen R-744 Prozessen [17]. Das Prinzip einer Low-Lift Ejektor Schaltung kann Abbildung 6 entnommen werden. Der Treibmassenstrom auf hohem Druck (4) wird durch eine Düse geführt und in der Mischkammer (7) mit dem Saugmassenstrom (12) zusammengeführt. Der Austrittszustand im Diffusor (8) liegt auf einem höheren Druck als der Saugmassenstrom.

⁴ FKZ ZF4005606

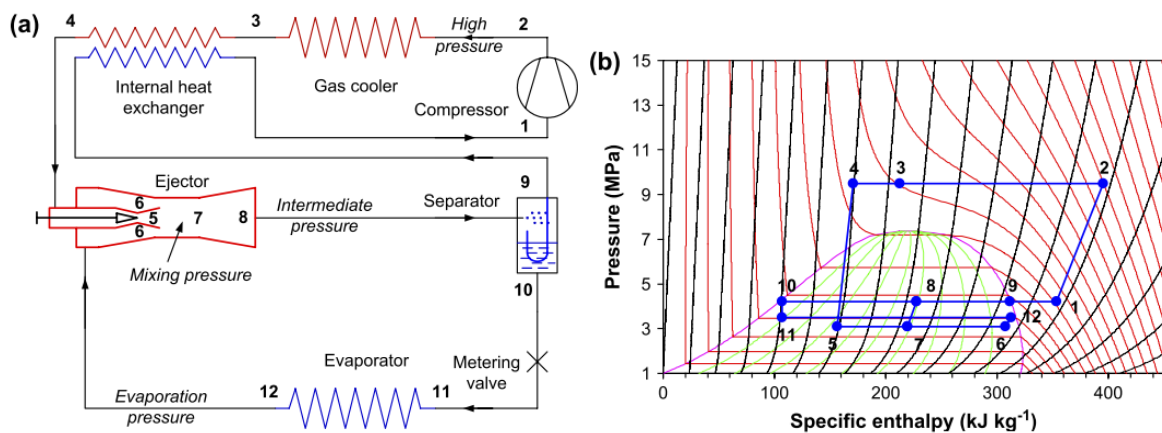


Abbildung 6: Transkritisches R-744 Low-Lift Ejektor-System (a) und p-h- Diagramm (b) nach [17]

Im Hinblick auf die untersuchte Anwendung von R-744 zur Bereitstellung von Lufttemperaturen bis $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ist die Anhebung des Saugdrucks bei weiterhin tiefer Verdampfungstemperatur vielversprechend und erhöht die Komponentenverfügbarkeit handelsüblicher R-744 Verdichter. Außerdem sinkt die Verdichtungsarbeit und die Druckgastemperatur reduziert sich. Allerdings muss der Druck im Ejektor stets oberhalb der Tripelbedingungen liegen, sonst besteht die Gefahr der Verblockung in der Mischkammer (7). Die Modellierung von Peris Pérez et al. [18] im Rahmen einer thermo-ökonomischen Betrachtung der Ejektor-Schaltung für warme Klimazonen zeigt jedoch eine entscheidende Einsatzgrenze auf. Laut der theoretischen Untersuchung liegt die minimale Verdampfungstemperatur bei $-38,11\text{ }^{\circ}\text{C}$, um sicherzustellen, dass der Druck im Ejektor (7) oberhalb der Tripelbedingungen bleibt. Damit scheidet eine Ejektor-Schaltung für die künftige Untersuchung aus.

3. Lastenheft

3.1. Anwendungsparameter und Einsatzbereich

Im Prüfraum sind Konstant- und Wechseltemperaturen entsprechend den Leistungsparametern realisierbar. Die Temperaturprüfkammer ist sowohl für den Einsatz in der Forschung und Entwicklung als auch für die Prüfung von Industriegütern geeignet und zwar:

- Temperaturuntersuchungen nach vorgegebener Zeitfunktion sowie Programmabläufe,
- Untersuchungen temperaturabhängiger Stoffeigenschaften oder Parameter von Bauelementen und Fertigerzeugnissen,
- Untersuchungen biologischer Prozesse unter konstanten und wechselnden Bedingungen,
- Stressprüfungen an Werkstoffen und Bauelementen.

Die gewünschten Temperaturen werden im Prüfraum bei einfacher Handhabung und zuverlässiger Kontrolle mit hoher Genauigkeit und Reproduzierbarkeit realisiert. Die Prüfkammer erfüllt nationale und internationale Normen wie DIN, IEC, DEF, MIL-STD, BS, etc.

Temperatur im Prüfraum

- Temperaturbereich - 50 °C bis 180 °C
- Temperaturdifferenz, zeitlich⁵ +/- 0,2 K... +/- 0,5 K
- Änderungsgeschwindigkeiten⁶
 - Heizen bis 15,0 K/min im Mittel
 - Kühlen bis 15,0 K/min im Mittel

Konstruktion

- Prüfraumabmessungen (Breite x Höhe x Tiefe) 720 mm x 720 mm x 390 mm
- Tür links gehängt
 - Lichte Weite (Breite x Höhe) 720 mm x 720 mm
 - Sichtfenster beheizt (Breite x Höhe) 500 mm x 600 mm
 - mit außen angeordneter LED- Lampe zur Prüfraumbeleuchtung 9 W

Allgemeine technische Daten für Aufstellung und Betrieb

- Außenabmessungen der Prüfkammer Breite x Höhe x Tiefe 1500 mm x 2300 mm x 1500 mm
- Kühlwasseranschluss für Kälteanlage
 - Vor- und Rücklauf 1"
 - Kühlwasserdruck min. 3,0 bar bis max. 6,0 (Ü) bar
 - Druckverlust im System ca. 2,5 bar
 - Kühlwassertemperatur Eintritt max. 18 °C
 - Kühlwassertemperatur Austritt ca. 23 °C
 - Kühlwasserverbrauch max. ca. 6,0 m³/h
- Anforderungen an den Aufstellort (Umgebungsbedingungen)
 - Temperatur 10 °C ...32 °C
 - rel. Luftfeuchte 20 %...70 %

Das ausführliche Lastenheft ist im Anhang A angefügt.

Die konstruktive Beschreibung der Kammer inkl. der Materialien und Einbauten dient der Ermittlung des sogenannten Wasserwerts *WW* der Prüfkammer. Dieser ist das Produkt aus der

⁵ DIN EN 60 068-3-5

⁶ gemessen in der Zuluft ohne Last nach DIN EN 60 068-3-5

Masse der in der Kammer befindlichen Feststoffe (Bleche, Isoliermaterial, Wärmeübertrager) m_i und der jeweiligen spezifischen Wärmekapazität $c_{p,i}$, siehe Gleichung (1). Die Auslegungsleistung der Kälteanlage setzt sich aus 4 Summanden zusammen, siehe Gleichung (2). Der erste Summand ist das Produkt aus dem Wasserwert WW und der geforderten Abkühlgeschwindigkeit \dot{T} . Der zweite Summand berücksichtigt die eingebrachte elektrische Leistung von Einbauten, wie der Beleuchtung und der Rahmenheizung, und der dritte Summand bilanziert die abzuführende Leistung aus der Prüfkammerluft. Die Transmissionsverluste $\dot{Q}_{Transmission}$ werden pauschal mit 200 W angesetzt. Für die betrachtete Prüfkammer Typ 3413/18 liefert diese Näherungsbetrachtung eine Auslegungsleistung der Kälteanlage $\dot{Q}_{0,nenn}$ von 10,91 kW. Die ausführlichere Ergebnistabelle der Wasserwertberechnung ist in Anhang B angefügt.

$$WW = \sum_i^n m_i \cdot c_{p,i} \quad \text{in} \quad \frac{kJ}{K} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{0,nenn} = WW \cdot \dot{T} + \sum P_{el,i} + \dot{m}_{Luft} \cdot \Delta h_{Luft} + \dot{Q}_{Transmission} \quad \text{in} \quad kW \quad (2)$$

3.2. Prüfzenarien

Die Prüfzenarien dienen in erster Linie der Leistungsbeurteilung der Kälteanlage in Anlehnung an DIN EN 60068-3-5 „Bestätigung des Leistungsvermögens von Temperaturprüfkammern“ sowie DIN EN 60068-3-7 „Leitfaden für Messungen in Temperaturprüfkammern für Prüfungen A und B (mit Prüfgut)“. Es werden drei Betriebsmodi der Prüfkammer unterschieden:

- Änderungsgeschwindigkeit der Luft
- mittlere Temperaturabweichung der Kammerinnentemperatur
- Wärmekompensation.

Die Änderungsgeschwindigkeit ist eine für die Umweltsimulation charakteristische Größe, die nicht nur für die maximale Temperaturdifferenz ermittelt wird, siehe

Tabelle 1. Alle Tests zur Ermittlung der Temperaturänderungsgeschwindigkeit sind entsprechend DIN EN 60068-3-5, 3.8 und 4.5.2 auszuführen. Der Versuch beginnt mit einer Temperierung der Kammer auf Starttemperatur inklusive einer Beharrungsphase von etwa zwei Stunden. Die Messung der Temperatur im Zuluftkanal gibt Aufschluss über die erreichte Lufttemperatur.

Tabelle 1: Bedingungen zur Bestimmung der Änderungsgeschwindigkeit gem. DIN EN 60068

Kühlen		Heizen	
Starttemperatur	Sollwert	Starttemperatur	Sollwert
180 °C	-50 °C	-50 °C	180 °C
180 °C	-40 °C	-40 °C	180 °C
100 °C	-40 °C	-40 °C	100 °C

Für die Untersuchung der mittleren Temperaturabweichung der Lufttemperatur über der Zeit,

Tabelle 2, ist zum Erhalten der Kammerinnentemperatur eine vergleichsweise geringe Kälteleistung nötig. Hier liegt das Teillastverhalten der Anlage im Fokus der Untersuchungen. Die Kammer wird nicht gesondert vorkonditioniert, sondern ab Raumbedingungen gestartet.

Tabelle 2: Sollwerte der Temperaturabweichung entsprechend DIN EN 60068-3-5, 3.9

Bezeichnung	Dt_-50C	Dt_-40C	Dt_-20C	Dt_-0C	Dt_10C	Dt_20C	Dt_40C
Sollwert Luft [°C]	-50	-40	-20	0	10	20	40

Der dritte Betriebsmodus untersucht die Leistungsfähigkeit der Kälteanlage unter Einbringung einer thermischen Last in den Nutzraum. Die Wärmekompensation untersucht das Regelverhalten und gibt Aufschluss über die Kälteleistung in einem quasistationären Betriebspunkt. Die Last im Prüfraum wird mit einer Widerstandsheizung realisiert und mittels eines externen Signals angesteuert. Der Kammersteuerung wird ein Sollwert der Lufttemperatur vorgegeben, siehe Tabelle 3, und die Heizleistung stufenweise erhöht, bis die Anlage bei voller Leistung arbeitet und keine weitere Änderung der Kammerinnentemperatur zu verzeichnen ist.

Tabelle 3: Ermittlung des Leistungsvermögens entsprechend DIN EN 60068-3-7, 5 sowie DIN EN 60068-2-2

Bezeichnung	Q_-50C	Q_-40C	Q_-20C	Q_0C	Q_10C
Sollwert Luft [°C]	-50	-40	-20	0	10

Das Regelkonzept der Kälteanlage hat zur Aufgabe die geforderten Temperaturen der jeweiligen Betriebsmodi einzustellen. Zusätzlich zur Temperaturmessung (Innen wie Außen) der Luft, ist der Energieverbrauch der Kammer inklusive aller elektrischen Verbraucher je Prüfzyklus zu erfassen. Der Betriebszustand des Kältemittels in der Kälteanlage wird separat über Druck- und Temperaturmessung erfasst.

4. Entwurf der Kreislaufarchitektur

Aus den Anwendungsparametern und dem Einsatzbereich wurden technische Randbedingungen für den Kreisprozess abgeleitet. Der Entwurf der Kreislaufarchitektur basiert auf einem energetischen Vergleich potentieller Schaltungen mit R-744 in einem repräsentativen Betriebspunkt. Für eine kleinere Auswahl der Schaltungsvarianten wurde eine energetische Betrachtung im gesamten Betriebsbereich durchgeführt. Die dynamische Kühllast wird indes in einem transienten Modell (Dymola) dargestellt, um die erforderliche Kälteleistung zur Erfüllung der Abkühlgeschwindigkeit von 15 K/min bestmöglich zu simulieren.

4.1. Vergleich der stationären Vorgänge

Die definierten Anwendungsparameter der Temperaturprüfkammer ermöglichen den subkritischen Betrieb der Anlage. Konservativ abgeschätzt, bei einer maximal zulässigen Kühlwasservorlauftemperatur von 18 °C, wird eine Kondensationstemperatur von 25 °C dem Vergleich zugrunde gelegt. Unter Vernachlässigung der Grädigkeit am Verdampfer bei minimaler Lufttemperatur von -50 °C wird diese als Verdampfungstemperatur für den stationären Variantenvergleich gewählt. Bei der Berechnung des Kaltdampfprozesses werden im ersten Schritt Druckverluste in den Wärmeübertragern vernachlässigt. Die Gütegrade der Verdichtung η werden aus den 10-Koeffizienten Polynomen für Massenstrom \dot{m} und elektrische Leistungsaufnahme P nach EN 12900 auf Basis marktverfügbarer Hubkolbenverdichter von Bitzer berechnet.

$$y = c_1 + c_2 * t_0 + c_3 * t_C + c_4 * t_0^2 + c_5 * t_0 * t_C + c_6 * t_C^2 + c_7 * t_0^3 + c_8 * t_C * t_0^2 + c_9 * t_0 * t_C^2 + c_{10} * t_C^3 \quad (3)$$

mit $y = \{\dot{Q}, \dot{m}, P, I\}$

$$\eta = \frac{w_{t,s} \cdot \dot{m}}{P} \quad (4)$$

In erster Näherung wurden die Verdichter der jeweiligen Variante für den Vollastbetrieb gewählt, während die stationäre Berechnung des Kältemittelprozesses bei minimaler Lufttemperatur durchgeführt wurde. Die Unterscheidung der Betriebszustände begründet sich in dem Lastverhalten der Anlage im Verlauf der Abkühlung der Luft von 180 °C auf -50 °C, siehe Abbildung 7. Gemäß der DIN EN 60068-3-5 bestimmt sich die Abkühlgeschwindigkeit zwischen 90 % und 10 % des Luft-Temperaturbereichs der Kammer, wo die Anlage unter Vollast arbeitet, um die geforderte Abkühlrate einzuhalten. Außerhalb dessen wird in Anfahrverhalten und Einschwingen auf Solltemperatur in Teillast unterschieden. Die Auslegungsrechnung der Feutron Klimasimulation GmbH auf Basis der Masse der zu kühlenden/ zu heizenden Komponenten der TPK (Bleche, Isoliermaterial, Einbauten) liefert eine mittlere Kühlleistung von 10,91 kW (gesamter Temperaturbereich); der Auswahl der Verdichter werden 10 kW Kälteleistung zugrunde gelegt. Die Verdampfungstemperatur wird im Bereich der 10 % -Grenze, vergleiche Tabelle 4, mit -30 °C und 5 K Überhitzung gewählt. Die ausgewählten Verdichter, unterteilt nach Kältemittel und Druckbereich, sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Tabelle 4: Lufttemperaturgrenzen für Lastfälle der TPK

Grenze	Lufttemperatur
Maximum	180 °C
90 %	157 °C
10 %	-27 °C
Minimum	-50 °C

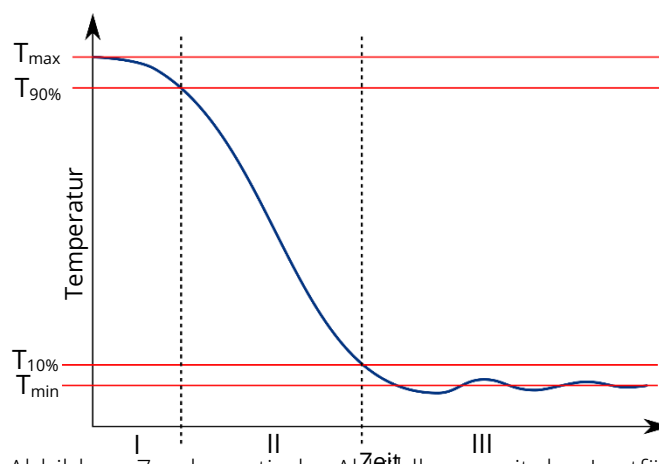


Abbildung 7: schematische Abkühlkurve mit den Lastfällen Anfahren (I), Volllast (II) und Einschwingen mit reduzierter Leistung (III)

Tabelle 5: Vorauswahl Verdichter zur Ermittlung des Verdichtergütegrads bei 50 Hz

Kältemittel	Einsatzbereich	Bitzer Typenbezeichnung
R-744	Subkritisch	2HSL-3K
	Subkritisch, Mitteldruck	2LSL-1K
	Transkritisch oder subkritisch	2MTE-4K
R-717	Kaskade, obere Stufe	W2NA
R-290	Kaskade, obere Stufe	4TESP-9P

Die stationäre Berechnung berücksichtigt insgesamt sieben Kreislaufvarianten für die Effizienzbetrachtung in einem Betriebspunkt, darunter zwei Kaskadenschaltungen (V1 und V2) und fünf Varianten nur mit R-744 (V3 bis V7), siehe Abbildung 8 bis Abbildung 14. Die Auswahl der Schaltungen beruht auf den Ergebnissen der Literaturrecherche und berücksichtigt für die R-744-Prozesse die einzelnen Kreislaufmodifikationen wie die Mitteldruckabscheidung, Unterkühlung und auch die Kombinationen dieser. Eine Parallelverdichtung wurde nicht vorgesehen, da die Betriebsbedingungen nicht im Betriebsbereich handelsüblicher Verdichter liegen. Es wird keine Unterkühlung im Kondensator betrachtet und die nutzbare Überhitzung im Verdampfer wird mit 5 K angenommen. Die minimale Temperaturdifferenz der inneren Wärmeübertrager wird mit 5 K angesetzt. Unter den genannten Randbedingungen ergibt sich für die R-744-Prozesse ein Druckverhältnis von 11,7, was die Empfehlung des Einsatzes von mindestens zwei Verdichtungsstufen nach sich zieht. Außerdem wird für die Reduktion der Temperatur des Kältemittels im Druckgaskühler zunächst eine Abkühlung auf 35 °C (luftgekühlt) nach der ersten Verdichtungsstufe angenommen. Die Leistungszahl wird massespezifisch (μ_0^7, μ_i^8) ermittelt und ist das Verhältnis aus spez. Kälteleistung q_0 zur Summe der spezifischen technischen Arbeit $w_{t,i}$, siehe Gleichung (3). Der Mitteldruck bzw. die Verdampfungstemperatur im Kaskadenwärmeübertrager wurde für den maximalen COP optimiert. Alle Berechnungen wurden in *python* durchgeführt und die Stoffdaten aus der CoolProp-Bibliothek [19] bezogen. Da sich das im Rahmen von AP3 zu prüfende In-house-Tool als nicht zielführend für den Anwendungsfall herausgestellt hat, wurde ein neues Berechnungsskript jeder Variante geschrieben.

⁷ μ_0 – Verdampfermassenstrom bezogen auf Massenstrom über Gaskühler bzw. Kondensator

⁸ μ_i – Teilmassenströme über den entsprechenden Verdichter bezogen auf Massenstrom über Gaskühler

$$COP = \frac{\mu_0 \cdot q_0}{\sum_i (\mu_i \cdot w_{t,i})} \quad (5)$$

Die Varianten V1 und V2 sind jeweils Kaskadenschaltungen mit R-744 in der unteren Stufe. Die erste Schaltung V1 (Abbildung 8) betrachtet Ammoniak (R-717) in der oberen Stufe und es wird keine Überhitzung im Kaskadenwärmeübertrager angenommen. Der höchste COP wurde bei einer Verdampfungstemperatur von R-717 von $-17,7\text{ °C}$ ermittelt. Die zweite Schaltung (Abbildung 9) betrachtet R-290 (Propan) als Kältemittel in der oberen Kaskadenstufe, weil es ähnliche thermodynamische Eigenschaften wie R-1270 (Propylen) hat, aber chemisch stabiler ist und damit einen klaren Vorteil für die Lebensdauer des Systems bietet. Ein zusätzlicher innerer Wärmeübertrager stellt eine ausreichend große Überhitzung $\Delta T_{0,h}$ vor dem Verdichter sicher, sodass die Herstellervorgaben von $\Delta T_{0,h} = 20\text{ K}$ eingehalten werden. Der höchste COP wurde bei der Verdampfungstemperatur von R-290 von $-19,6\text{ °C}$ errechnet.

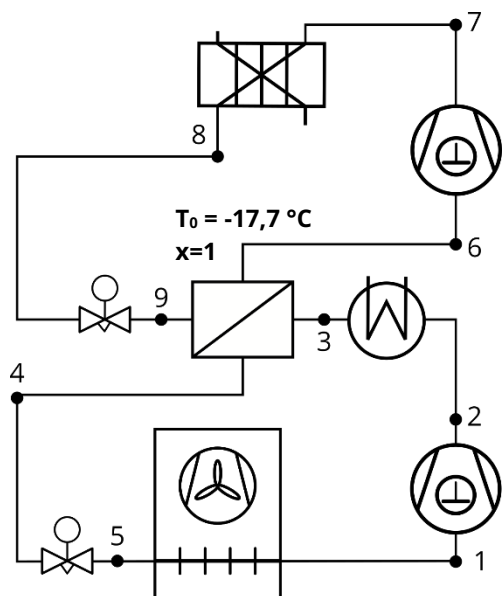


Abbildung 8: Kaskade R-717/ R-744 (V1)

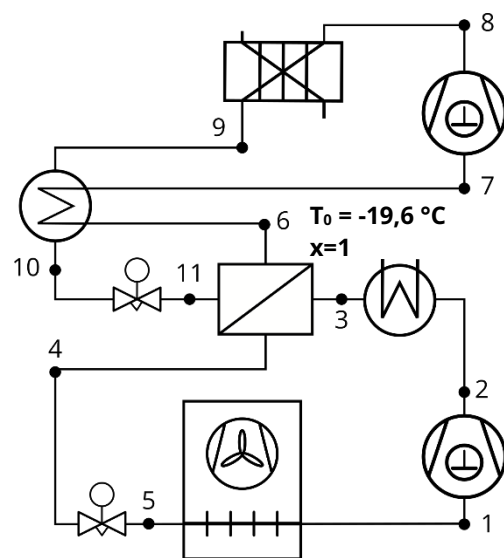


Abbildung 9: Kaskade R-290/ R-744 (V2)

Die weiteren Varianten V3 bis V7 sind zweistufige R-744 Schaltungen. Für alle Schaltungen wurde der Mitteldruck für den größten COP ermittelt. Die Variante V3 (Abbildung 10) verfügt über einen Zwischenkühler zur Senkung der Sauggastemperatur der zweiten Verdichtungsstufe. Die Schaltung V4 (Abbildung 11) ist mit einem Mitteldruckabscheider und Zwischenkühler nach der ersten Stufe ausgerüstet. Das Flash-Gas aus dem Abscheider wird mit dem Gas aus dem Zwischenkühler gemischt und im zweiten Verdichter auf das Kondensationsdruckniveau verdichtet.

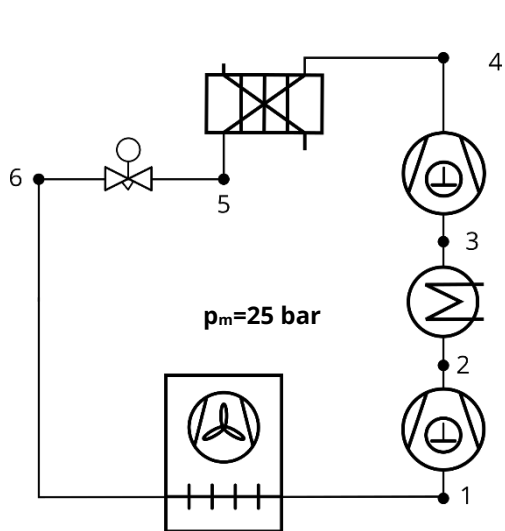


Abbildung 10: 2-stufige Verdichtung (V3)

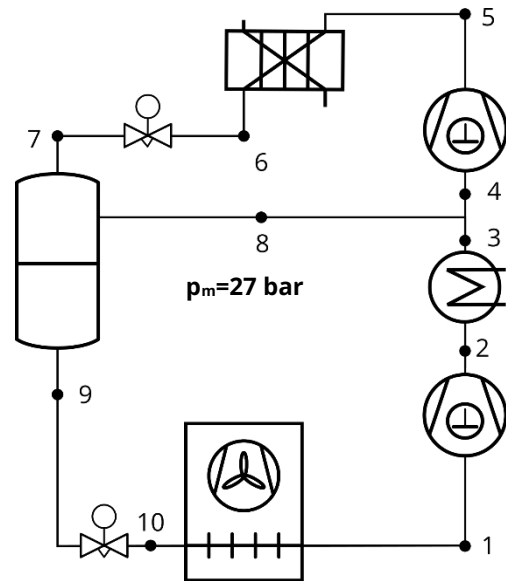


Abbildung 11: 2-stufige Verdichtung mit Abscheider (V4)

Die Variante V5 (Abbildung 12) erweitert V4 um einen inneren Wärmeübertrager. Die zusätzliche Unterkühlung nach dem Abscheider erhöht die spezifische Kälteleistung und kann damit zur Effizienzsteigerung beitragen. Eine andere Möglichkeit der Reduktion der Eintrittsenthalpie in den Verdampfer wird in Variante V6 (Abbildung 13) untersucht. Im Unterkühlungsgegenströmer (UKG) kühlt die Flüssigkeit auf Hochdruck weiter ab, während im Gegenstromprinzip ein Stoffstrom auf Mitteldruck vollständig verdampft.

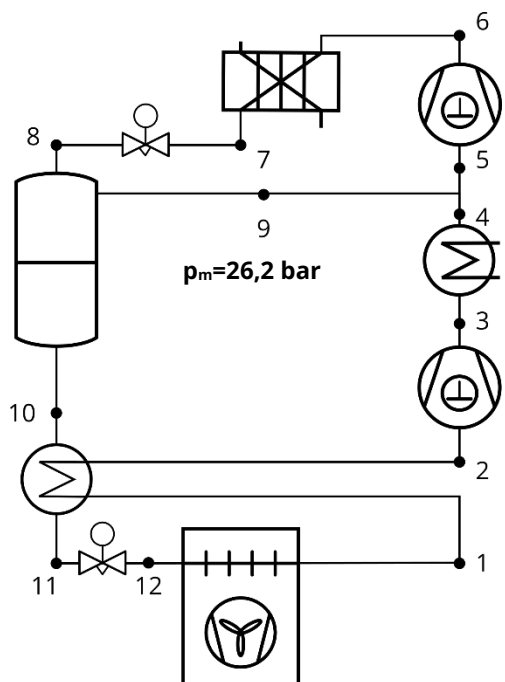


Abbildung 12: 2-stufige Verdichtung mit Mitteldruckabscheider und IWÜ (V5)

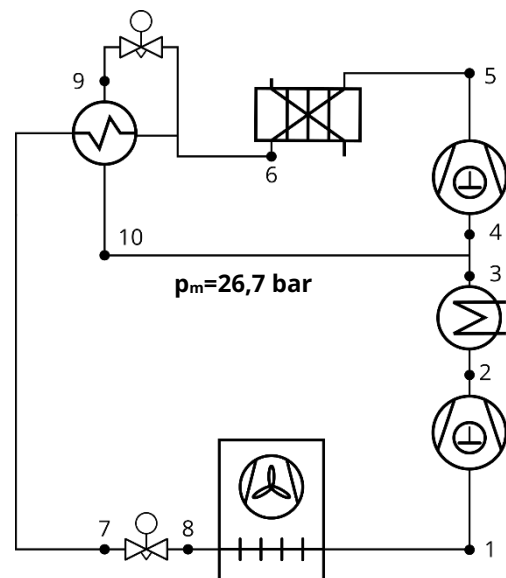


Abbildung 13: 2-stufige Verdichtung mit UKG (V6)

Die letzte untersuchte Variante V7 (Abbildung 14) stellt eine Kombination der Maßnahmen aus V4 und V6 dar. Ein Teilmassenstrom wird auf Mitteldruck p_m entspannt und in einem inneren Wärmeübertrager vollständig verdampft, während der andere Massenstrom unterkühlt wird. Dieser wird anschließend in einen Abscheider auf p_A entspannt. Die Flüssigkeit wird auf

Verdampfungsdruckniveau gedrosselt. Das abgeschiedene Gas wird ebenfalls gedrosselt und nach dem Verdampfer dem Kältemittelmassestrom beigemischt. Mit zwei Freiheitsgraden (der Wahl des Mitteldrucks p_m und des Abscheiderdrucks p_A) ergab die Betrachtung für den höchsten COP, dass p_A und p_m gleich sind und p_A kaum Einfluss auf den COP hat.

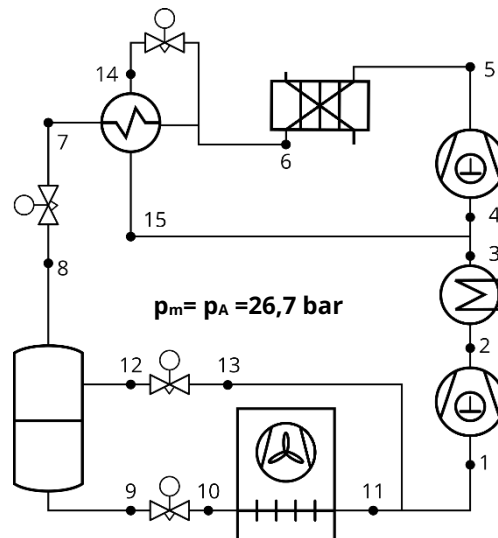


Abbildung 14: 2-stufige Verdichtung mit Abscheider und UKG (V7)

Im Fokus der Auswertung liegen die errechnete Leistungszahl sowie die Druckgastemperatur nach der Verdichtung. Die Ergebnisse sind in Abbildung 15 zusammengefasst. Die Kaskadenschaltungen erzielen den höchsten COP mit 1,33 für die Variante V1 (R-717/R-744) und 1,26 für die Variante V2 (R-290/R-744). Grund dafür ist unter anderem der geringere Verdichtungsenddruck der R-744 Stufe von 24,5 bar bzw. 23,18 bar, verglichen mit den reinen R-744 Varianten V3 bis V7. Im Fall der R-717 Schaltung erreicht das Druckgas der oberen Stufe eine Temperatur von 133 °C, was hinsichtlich der chemischen Stabilität des Verdichteröls bedenklich ist. Hersteller empfehlen eine Druckgastemperatur unter 130 °C, vorzugsweise kleiner 120 °C. Hinzu kommt, dass R-717 mit Buntmetallen wie Kupfer reagiert. Eine Ausführung von Leitungen und Komponenten in Edelstahl ist teurer als Kupfer, auch der Verdichter muss entweder als offene Bauweise ausgeführt werden oder eine spezielle Bauweise mit Motorwicklungen aus Aluminium bzw. spezielle Coatings für die Motorwicklungen ist erforderlich. Zusammen mit den notwendigen Sicherheitsmaßnahmen (R-717 ist toxisch und mäßig entflammbar, Sicherheitsklasse B2L) stellt es keine realisierbare Option für die Anwendung in der Umweltsimulation dar.

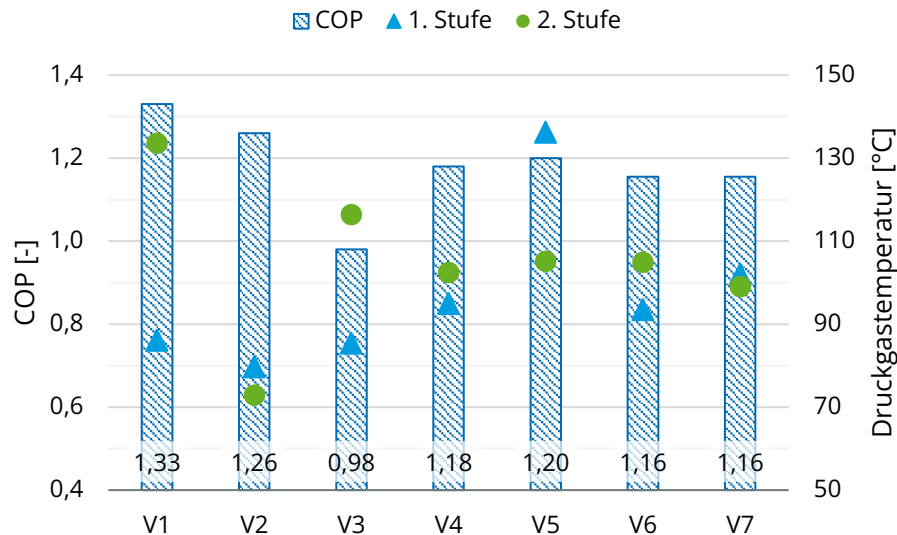


Abbildung 15: Leistungszahl und Verdichtungsendtemperatur bei einer Verdampfungstemperatur von -50 °C und einer Kondensationstemperatur von 25 °C der Schaltungsvarianten V1 bis V7

Innerhalb der zweistufigen R-744-Schaltungen V3 bis V7 weist die Variante V5 mit einem Mitteldruckabscheider und zusätzlichem inneren Wärmeübertrager den höchsten COP von 1,2 auf. Das ist einer Reduktion von 5 % gegenüber der Variante V2 mit R-290/R-744. Allerdings liegt die Druckgastemperatur der unteren Stufe oberhalb von 130 °C , eine Folge der zusätzlichen Überhitzung durch den inneren Wärmeübertrager. Die Schaltung V4, ohne den inneren Wärmeübertrager, erreicht einen COP von 1,18. Das entspricht einer Reduktion des COP von 1,7 % gegenüber V5 bzw. 6,3 % ggü. V2, und die Druckgastemperatur beider Verdichtungsstufen liegt im akzeptablen Bereich von 100 °C . Für den betrachteten Betriebspunkt bei -50 °C und 5 K Überhitzung im Verdampfer erfüllen die Schaltungen V2 und V4 die Anforderungen an Effizienz und Druckgastemperatur, wobei für V4 zusätzlich spricht, dass ausschließlich R-744 zum Einsatz kommt.

Im nächsten Schritt der stationären Betrachtung wurde die Verdampfungstemperatur für die Varianten V2 und V4 variiert. Das hat den Hintergrund, dass im Laufe des Eingangs beschriebenen Abkühlversuchs die Kammerinnentemperatur über eine lange Zeit oberhalb von -50 °C liegt. Folglich kann auch die Verdampfungstemperatur im Rahmen des Betriebsbereichs des Verdichters, siehe Abbildung 16, angehoben werden. Damit steigt auch die Saugdichte am Verdichter und der Fördermassenstrom steigt, die Kälteleistung nimmt zu und die Abkühlgeschwindigkeit wird eingehalten. Die Leistungszahl der Varianten wird jeweils mit 5 K Überhitzung im Verdampfer und für die Verdampfungstemperaturen -40 °C , -30 °C und -20 °C bestimmt, siehe Tabelle 6.

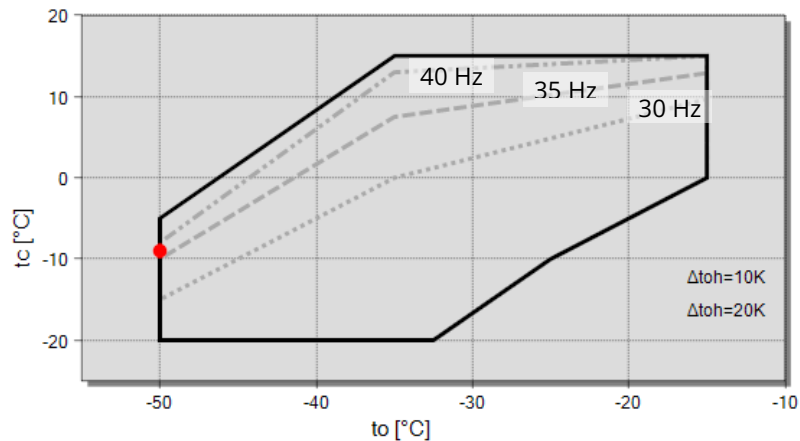


Abbildung 16: Betriebsbereich des Bitzer-Verdichters 2HSL-3K, in Rot der zuvor berechnete Betriebspunkt der Variante V4 mit $p_m = 27 \text{ bar}$ ($T_{\text{sat}} = -9,3 \text{ °C}$)

Die Rückkühlbedingungen bleiben unverändert bei 25 °C , der Druck nach dem Verdichter der unteren Stufe steigt und wird für den maximalen COP bei betrachteter Verdampfungstemperatur bestimmt. Aus den tabellierten Ergebnissen geht hervor, dass in Relation zu den bisher eingesetzten Konfigurationen mit fluorierten Kohlenwasserstoffen (einstufiges System mit R-452A⁹ bzw. Kaskadenschaltung mit R-23¹⁰/ R-452A), die neuen Varianten einen deutlichen Mehrwert bieten. Bei -50 °C Verdampfungstemperatur ist R-452A keine Option (Saugdruck kleiner als 1 bar) und der COP der Kaskadenschaltung liegt noch unterhalb dem von Variante V4. Außerdem ist mit -50 °C bereits die höchste Verdampfungstemperatur für die Kaskadenschaltung erreicht, da darüber hinaus der maximale Saugdruck für einen R-23-Verdichter überschritten wird. Somit bleibt die Leistungszahl selbst bei hoher Kammerinnentemperatur unverändert. Mit steigender Verdampfungstemperatur nimmt der COP aller anderen Varianten zu, bei -40 °C und -30 °C ist der COP der neuartigen Systeme mit natürlichen Kältemitteln größer als der COP des einstufigen Systems mit R-452A. Die reine R-744-Schaltung erreicht bei -20 °C Verdampfungstemperatur den gleichen COP wie die Kaskadenschaltung R-290/ R-744 (V2). Innerhalb der Verdichter-Einsatzgrenzen ist zu sagen, dass die Schaltung V4 maximal -6% vom COP der Schaltung V2 abweicht.

Tabelle 6: Leistungszahl bei steigender Verdampfungstemperatur

Verdampfungstemperatur untere Stufe	-50 °C	-40 °C	-30 °C	-20 °C
R-452A	-	1,46	1,91	2,57
R-23/ R-452A	1,17	-	-	-
V2: R-290/ R-744	1,26	1,57	1,96	2,47
V4: R-744 mit Flash Tank	1,181	1,51	1,92	2,47
$(COP_{V4} - COP_{V2}) / COP_{V2}$	-6%	-4%	-2%	0%

In Abstimmung mit dem Projektpartner wurden diese 6% als akzeptabel bewertet, vor dem Hintergrund, dass Schaltung V2 durch den Einsatz eines brennbaren Kältemittels in der oberen Stufe zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen im Endprodukt erfordert. Maßnahmen wie Belüftung der

⁹ GWP₁₀₀ = 1 945 (IPCC AR5)

¹⁰ GWP₁₀₀ = 14 590 (IPCC AR6)

Umgebung, Einhaltung von Standortzugänglichkeiten und Füllmengenbeschränkungen machen den Einsatz von R-290 in der Umweltsimulation derzeit unrentabel.

Grundsätzlich kann die stationäre Betrachtung der Anlagenvarianten nur einen Ausschnitt des gesamten Betriebsverhaltens abdecken. Die Vorgänge auf der Luftseite der Kammer wurden bei diesem ersten Screening der stationären Vorgänge nicht abgebildet. Das Abkühlverhalten muss in dynamischen Simulationen erfolgen, die erst nach der Auswahl des Konzeptes stattfinden. Eine genaue Komponentenauslegung, z.B. der Luft-Kältemittel-Wärmeübertrager, erfordert detailliertes Wissen über die auftretenden Betriebsfälle. Diese Auslegung soll durch ein transientes Simulationsmodell unterstützt werden.

4.2. Kühlaufgabe

Die Besonderheit der Umweltsimulationskammern besteht darin, dass die Kälteleistung nicht konstant ist und im eigentlichen Sinne auch keine Auslegungsgröße der Kälteanlage darstellt. Im Vordergrund der Leistungsbeurteilung einer Prüfkammer steht die Abkühlgeschwindigkeit der Luft nach DIN EN 60068-3-5. Es ist Aufgabe einer transienten Betrachtung in Dymola (Modelica) die Abkühlrate der Luft einzuhalten und die maximal erforderliche Kälteleistung zu ermitteln. Innerhalb der Modellumgebung wurde der Luftkreislauf der Prüfkammer nachempfunden, thermische Kapazitäten und Widerstände einer realen Kammer eingefügt, Transmissionsverluste dargestellt, das Luftvolumen bilanziert und ein Leckagestrom der Luft infolge der Dichteänderung der Umgebung der Kammer berücksichtigt, siehe Abbildung 17. Die Luft im Kammerinneren wird als trockene Luft bei 180 °C für die Abkühluntersuchung initialisiert. Es wird kein luftseitiger Druckverlust berücksichtigt.

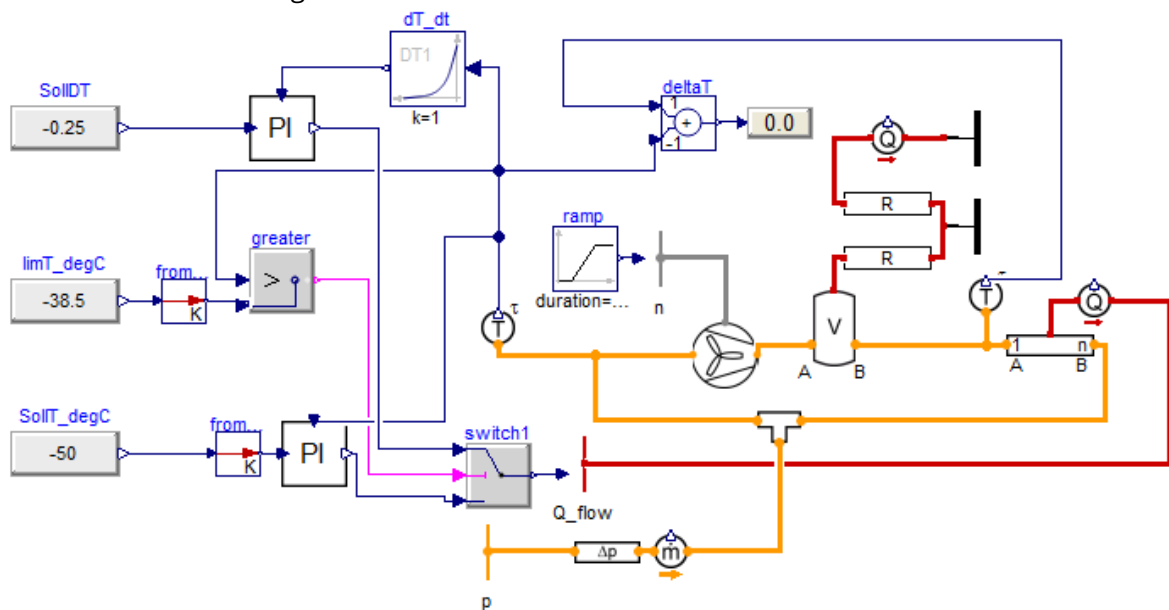


Abbildung 17: Modelloberfläche in Dymola mit Luftstrom (orange), Wärmestrom (rot) und Signalen (blau)

Ein parametrierter PI-Regler stellt den abzuführenden Wärmestrom zur Einhaltung der Abkühlgeschwindigkeit von 15 K/min (0,25 K/s) ein. Unterhalb von 5 % des Gesamttemperaturbereichs, das entspricht einer Lufttemperatur von -38,5 °C, wird der abzuführende Wärmestrom nach der Zieltemperatur geregelt, was ein Einschwingen auf die Zieltemperatur der Luft von -50 °C darstellt. Im Ergebnis zeigt sich ein linearer Temperaturabfall der Luft, während die Temperatur der Innenwand der Kammer erst verzögert die Raumlufttemperatur annimmt, siehe Abbildung 18. Die Abkühlung der Luft von 157 °C auf -27 °C

dauert etwa 739 s, das entspricht einer Abkühlgeschwindigkeit von 14,94 K/min. Nach etwa 1000 s simulierter Zeit, schwingt das System auf die Zieltemperatur von -50 °C ein und auch die Wandtemperatur nähert sich gegen Ende der simulierten Zeit dem Zielwert an. Der Temperaturunterschied zwischen Zu- und Abluft der Kammer, ist außerdem ein Indikator für die erfolgreich abgeführte Wärmemenge, siehe Abbildung 19.

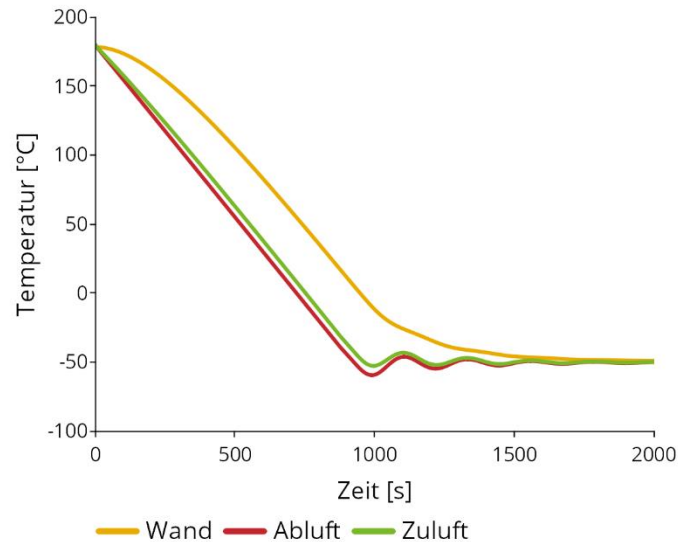


Abbildung 18: Simulierte Abkühlung trockner Luft der untersuchten TPK

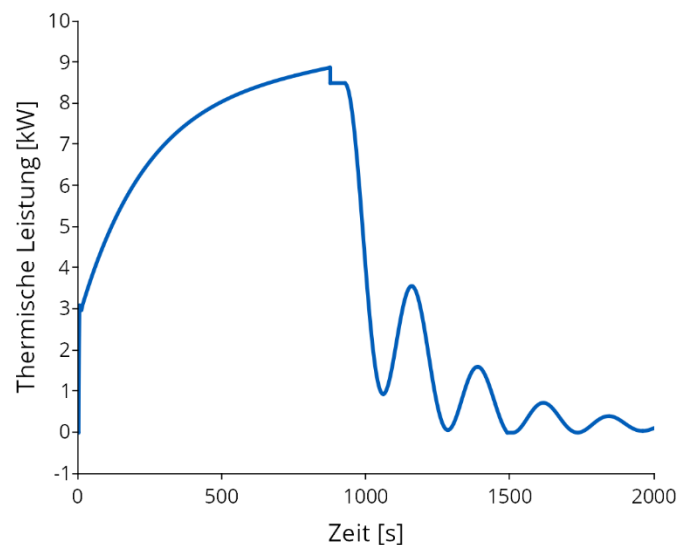


Abbildung 19: Abgeführte thermische Leistung der Luft(Kammerinnenraum) für Abkühlung mit 15 K/min

Ohne Berücksichtigung elektrischer, innerer Lasten der Prüfkammer ergibt sich eine maximal erforderliche Kälteleistung von 9 kW. Die zusätzliche Last elektrischer Einbauten wird mit ca. 150 W abgeschätzt, siehe Abschnitt 3. Die Unstetigkeit der thermischen Leistung nach etwa 900 s ist in der Umschaltung vom Regler der Abkühlgeschwindigkeit zum Regler der Zieltemperatur bei einer Zulufttemperatur unterhalb von -38,5 °C begründet. Die PI-Regler sind für ein stabiles System hinreichend parametrisiert, bilden allerdings nicht das Verhalten einer Kälteanlage ab. Folgende Schlussfolgerungen lassen sich im Hinblick auf die Lastfälle der Kälteanlage ableiten:

- maximale Last von 9 kW bei $T_{\text{Luft}} = -38,5 \text{ °C}$ (Umschaltzeitpunkt bei verbleibenden 5 % der Gesamttemperaturdifferenz)
 - Auslegung des Verdichters der ersten Stufe bei -30°C Verdampfungstemperatur und 5 K Überhitzung im Verdampfer ist realistisch
- Einschwingen auf Zieltemperatur bei minimaler Verdampfungstemperatur erfordert weniger als 3 kW Kälteleistung
- Transmissionsverluste der Prüfkammer im Bereich von 250 W bis -130 W

4.3. Simulationsmodell

Die Tests der Regelung erfordern einen grundlegenden Aufbau des Prozesses in der Modellumgebung. Die Modellbildung des Kältemittelprozesses nach der Schaltungsvariante V4 erfolgte schrittweise. Die Ausarbeitungen im Rahmen des AP 3 „Erstellung einer Berechnungssoftware“ werden nur für diese Schaltung durchgeführt.

Alle Regeleinrichtungen und Hauptkomponenten wurden in ein Dymola-Modell schrittweise implementiert, siehe Abbildung 20, und die erwarteten Abkühlkurven konnten simuliert werden. Für den transienten Betriebsfall ist das gesamte Modell jedoch numerisch steif, der Rechenaufwand je Zeitschritt ist mit der vorgesehenen Regelung zu hoch. Alternativ kann ein stationärer Lastfall untersucht werden, was im Zeitrahmen der Phase 1 nicht mehr möglich ist.

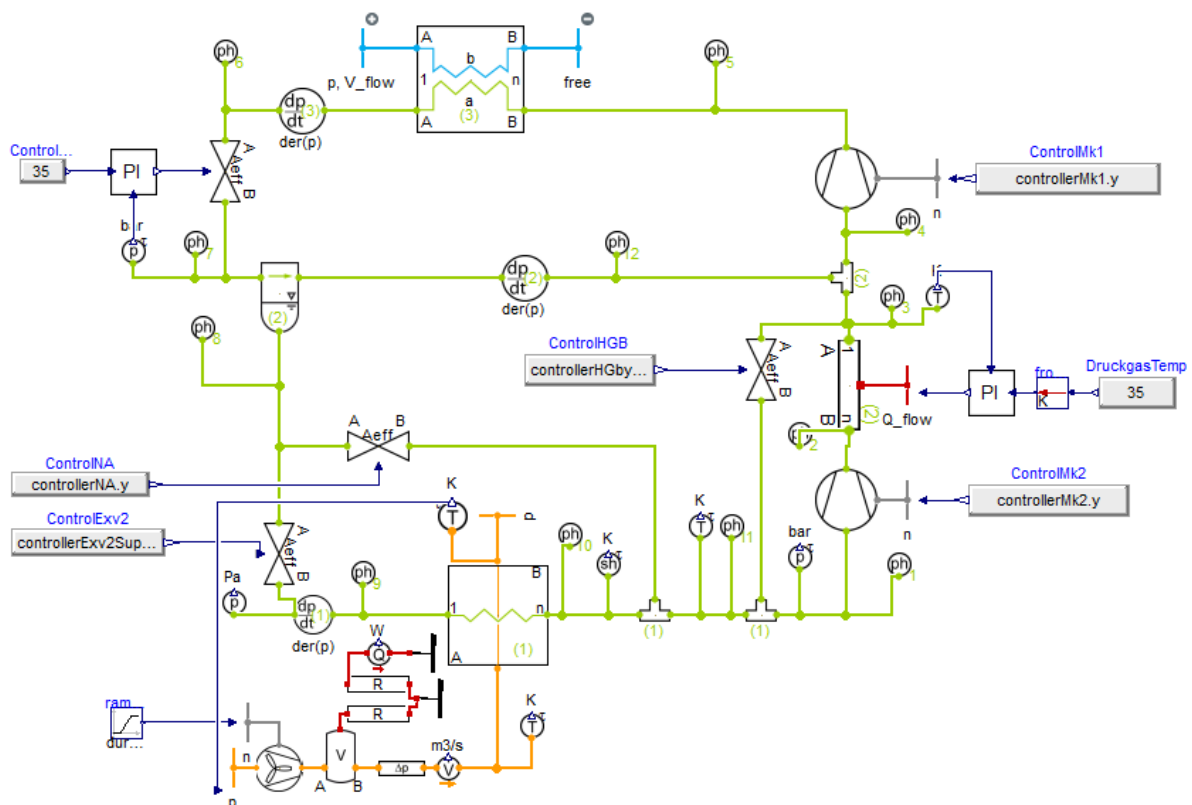


Abbildung 20: Grafische Oberfläche des Simulationsmodells in Dymola

Im Rahmen der 1. Projektphase wurden folgende Aspekte in der Modellbildung berücksichtigt:

- Der Verdampfer wurde als Kreuz-Gegenstrom-Wärmeübertrager gemäß dem Auslegungsergebnis (Abschnitt 5.2.1) abgebildet, wobei entsprechende Korrelationen für den Wärmeübergang und den Druckverlust eingebunden wurden. Für den Wärmeübergang auf der Kältemittelseite (Verdampfung) wurde bspw. der Ansatz nach Shah Chen verwendet [20]. Verluste auf der Luftseite wurden nach Haaf [21] berücksichtigt.

- Die Massen und Wärmekapazitäten der Prüfkammer sowie die Ventilator Kennlinie wurden nach Herstellerangaben implementiert.
- Die Stellglieder und PI-Regler wurden nach dem Vorbild des Regelkonzepts, Abschnitt 5.4, eingebunden.
- Verdichtermodelle mit konstantem Gütegrad, Hubvolumina basierend auf Auslegungsrechnung V4

Im Rahmen der zweiten Projektphase (Az 39551/01) sollen im Hinblick auf die Simulation, reale Gegebenheiten berücksichtigt werden, wie:

- die Kältemittelfüllmenge der Anlage
- die Verwendung eines Verdichtermodells, basierend auf dem Polynom nach Herstellerangaben
- verschiedene stationäre Betriebsfälle bei:
 - Volllast gemäß Auslegungsbedingungen
 - Teillast gemäß Prüfscenario (Tabelle 2)

5. Pflichtenheft und Komponentenauswahl

Das Pflichtenheft stellt dar, wie die Prüfkammer mit einer minimalen Innenraumtemperatur bis -50 °C realisiert werden soll. Es beinhaltet die ausgewählten Verdichter, Wärmeübertrager, Ventile und Behälter, aber auch das Messsystem, die Regelstrategie und das Sicherheitskonzept. Abbildung 21 zeigt das R&I-Schema. Eine entsprechende Stückliste wurde erstellt, auf deren Basis die ersten Angebote eingeholt wurden und die Lieferzeiten kalkuliert werden konnten.

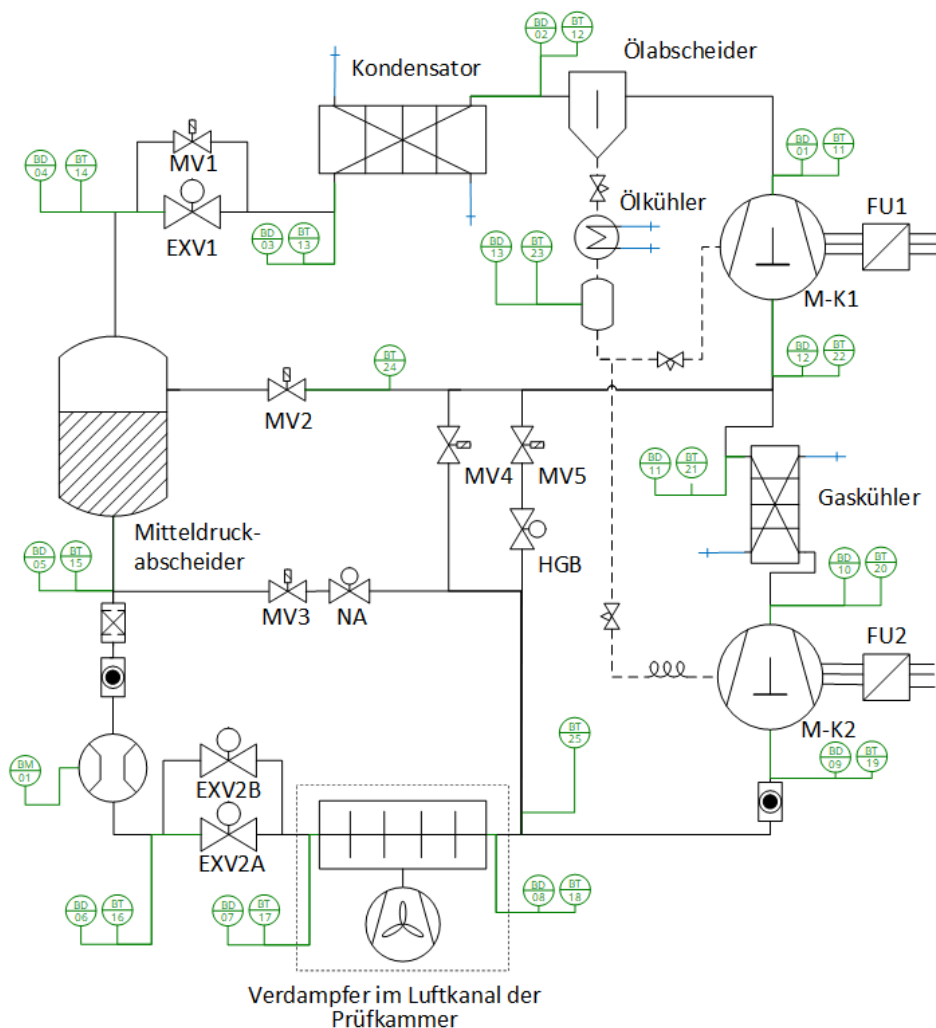


Abbildung 21: R&I-Fließbild der Versuchsanlage mit Instrumentierung und Sensorik (grün) für Druck, Temperatur und Durchfluss

5.1. Komponentenauslegung

Der stationäre Betriebspunkt zur Auslegung leitet sich aus der Kühlaufgabe (Abschnitt 4.2) ab. Die hier ermittelten 9,15 kW Kälteleistung werden bei einer Zulufttemperatur von -29 °C erreicht. Vereinfachend wird für die weitere Dimensionierung eine **maximale Last von 10 kW bei -30 °C** Verdampfungstemperatur und 5 K Überhitzung zugrunde gelegt. Darüber hinaus werden folgende Randbedingungen angenommen:

- Mitteldruck $p_M = 36,5$ bar
- Temperatur Gaskühleraustritt von 35 °C

- Kondensationsdruck $p_H = 64,34 \text{ bar}$ / Kondensationstemperatur $T_C = 25 \text{ °C}$
- Gesättigte Flüssigkeit am Austritt des Kondensators
- Keine aktive Leistungsregelung
 - MV1, MV3, MV4 und MV5 geschlossen
 - Maximal mögliche Drehzahl der Verdichter und Öffnung der Expansionsventile

5.2. Verdichter

Die Vorauswahl der Verdichter in Abschnitt 4 muss überprüft und der Betriebsbereich bis etwa -55 °C Verdampfungstemperatur freigegeben werden. Die verdichterspezifischen Anforderungen wie Drucklage oder Fördervolumenstrom sind in Tabelle 7 zusammengefasst. Halbhermetische (hh) Hubkolbenverdichter-Modelle der Hersteller Bitzer und Dorin sowie hermetische (h) Scrollverdichter von Copeland wurden als mögliche Komponenten für die Anwendung ermittelt und miteinander verglichen. Neben dem Auslegungspunkt muss der Betriebsbereich ausreichend Spielraum für die vorgesehene Leistungsregelung bei variierender Verdampfungstemperatur zulassen. Die angegebene Drehzahl im Auslegungspunkt n_{nom} bildet die obere Grenze des verfügbaren Regelbereichs.

Tabelle 7: Übersicht Anforderungen und Kennwerte recherchierter Verdichter

	M-K1	M-K2
Volumenstrom	$\dot{V}_R = 2,6 \frac{m^3}{h}$	$\dot{V}_R = 4,2 \frac{m^3}{h}$
Massestrom	$\dot{m}_H = 219,9 \text{ kg/h}$	$\dot{m}_0 = 151,9 \text{ kg/h}$
Hochdruck/ Sättigungstemperatur	64,3 bar 25 °C	26...42 bar -10,6...7,2 °C
Saugdruck/ Sättigungstemperatur	26...42 bar -10,6...7,2 °C	5,5...14,3 -55...-30 °C
Bitzer hh Hubkolbenverdichter		
Fördervolumenstrom ¹¹	3,3 m ³ /h	4,34 m ³ /h
Drehzahl n_{nom}	48 Hz	60 Hz
Copeland h Scrollverdichter		
Fördervolumenstrom ¹¹	2,78 m ³ /h	3,24 m ³ /h
Drehzahl n_{nom}	<i>Keine Angabe</i>	4200 rpm
Dorin hh Hubkolbenverdichter		
Fördervolumenstrom ¹¹	3,0 m ³ /h	5,53 m ³ /h
Drehzahl n_{nom}	50 Hz	50 Hz

Für beide Verdichtungsstufen soll der gleiche Hersteller und das gleiche Verdichtungsprinzip gewählt werden. Damit gibt es eine hohe Wahrscheinlichkeit, dass gleiche Öle eingesetzt werden können und ein gemeinsames Öl-Management möglich ist. Für den Verdichter der oberen Stufe M-K1 erfüllen die Hubkolbenverdichter gleichermaßen die Anforderungen. Die Dokumentation zum neuartigen Copeland Scrollverdichter für die obere Stufe (M-K1) lässt keine belastbare Entscheidung zu. Laut Hersteller befindet sich dieses Modell noch in der Phase der begrenzten OEM-Veröffentlichung und steht zurzeit nicht zur Verfügung. Die Hubkolbenverdichter sind jeweils Modelle der transkritischen CO₂-Serie. Für die Anforderungen im Vorhaben können sie auch subkritisch betrieben werden. Aufgrund der sehr guten Dokumentation der Kenndaten im Datenblatt, wurde sich für den Verdichter der Fa. Bitzer entschieden. Für die untere Verdichtungsstufe M-K2 fällt die Wahl ebenfalls auf das Bitzer-Modell. Die nominelle Drehzahl liegt

¹¹ Bei 1450/min, 50Hz, verlustfrei

mit 60 Hz höher als beim Modell CDS 351 B, was als positiv hinsichtlich der Regelbarkeit im Teillastbereich eingeschätzt wird. Der hermetische Scrollverdichter der subkritischen Serie hat potentiell energetische Vorteile und ist geräuschärmer als ein Hubkolbenverdichter, aber scheidet aus, da kein Modell für die obere Stufe verfügbar ist. Alle subkritischen Verdichter sind bis -50 °C Verdampfungstemperatur freigegeben.

In Anbetracht der Betriebsbereiche der gewählten Bitzer-Hubkolbenverdichter, siehe Abbildung 22, liegt der Auslegungspunkt innerhalb der Einsatzgrenzen beider Verdichter, wobei der Saugdruck der oberen Stufe (M-K1) etwas außerhalb des Nenn-Bereichs liegt. Es wurden jedoch keine Warnungen der Auslegungssoftware¹² registriert. Grundsätzlich sollte der Mitteldruck im Betrieb einen Wert von 35 bar nicht signifikant überschreiten. Weiterhin gelten die Angaben für eine Überhitzung von 10 K am Saugstutzen des Verdichters und die maximal zulässige Sauggastemperatur beider Modelle liegt bei 25 °C . Diese Restriktionen sind im Rahmen der Anlagensteuerung zu berücksichtigen. Zusätzlich bietet der transkritische Verdichter die Möglichkeit, Hochdrücke von größer als 64,3 bar zu erfüllen, was für Anfahrprozesse von Vorteil sein kann.

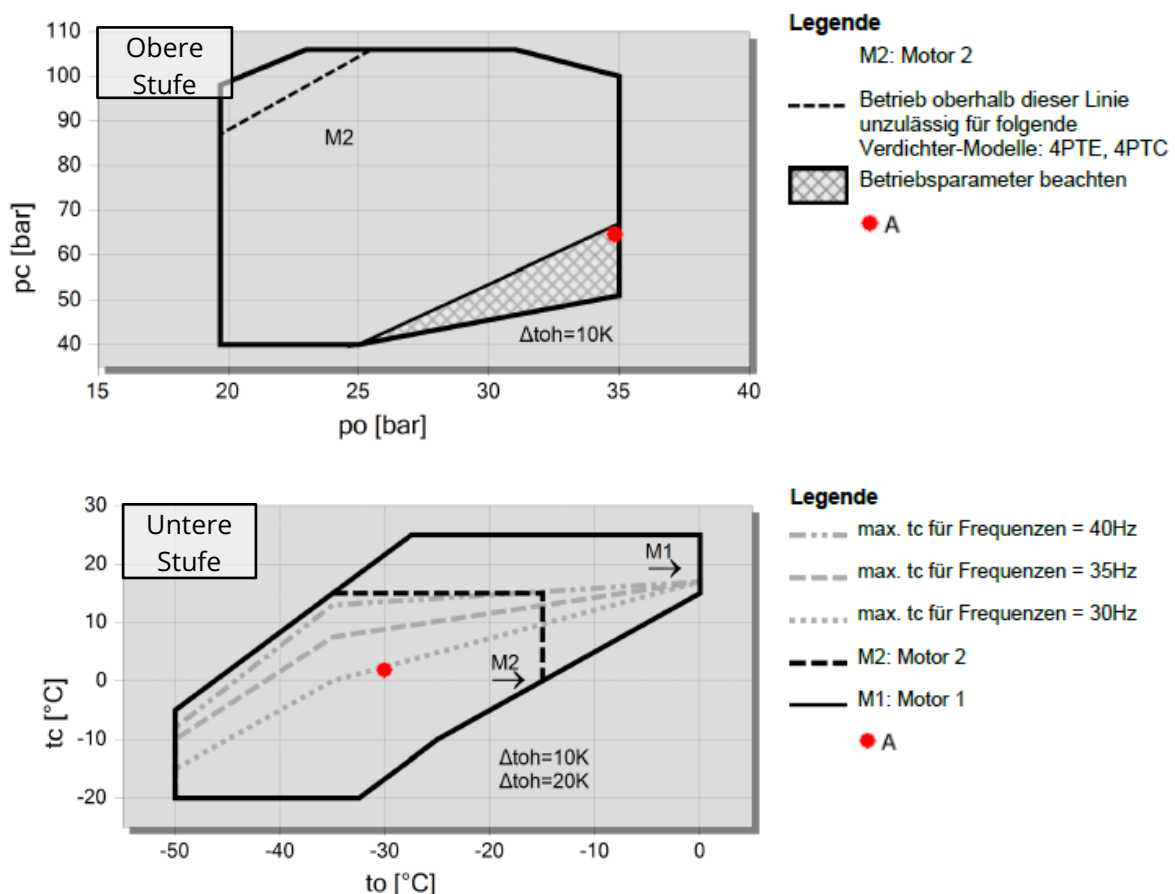


Abbildung 22 Einsatzgrenzen Hubkolbenverdichters für die obere Verdichtungsstufe M-K1 und des für die untere Verdichtungsstufe M-K2 und dem Auslegungspunkt (A)

Vom Hersteller werden für die Verdichter standardmäßig unterschiedliche Kältemaschinenöle empfohlen. Da das Anlagenkonzept jedoch ein gemeinsames Ölmanagement mit optionaler Ölkühlung vorsieht, sind hier einheitliche Öle zu wählen. Die Auswahl besteht zwischen:

- BSE85K – einem Polyolesteröl (POE) der Viskositätsklasse 85, und
- BSG68K – einem Polyalkylenglykolöl (PAG) der Viskositätsklasse 68

¹² <https://www.bitzer.de/websoftware/>

Aus der Dokumentation des Herstellers¹³ geht hervor, dass beide Öle für die Tiefkühlung geeignet sind, aber das BSG68K „Anwendungen mit Niederdruck > 40 bar / Hochdruck > 120 bar“ voraussetzt. Die Anlage kann diese Bedingungen nicht erfüllen, deshalb ist das Öl BSE85K zu empfehlen. Es weist eine gute Mischbarkeit bei niedrigen Temperaturen auf, siehe Abbildung 23, und somit kann die Wahrscheinlichkeit der Ölverlagerung im System geringgehalten werden.

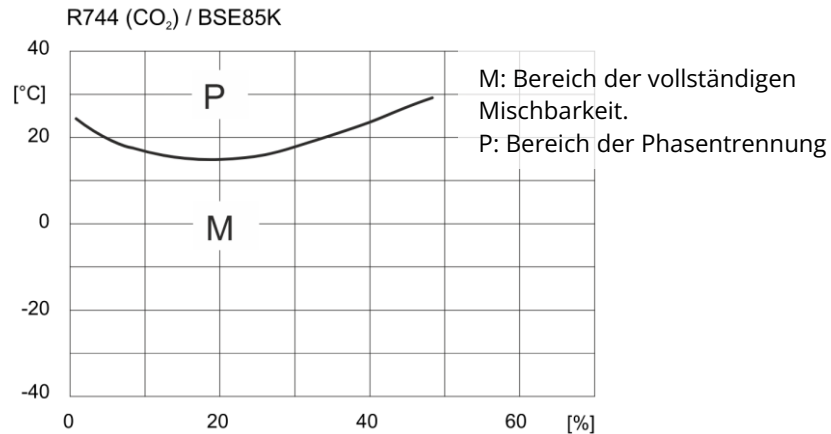


Abbildung 23: Mischungsgrenzen für R744: Grenztemperaturen in Abhängigkeit vom Ölanteil (Masseanteil Öl in % im Öl-Kältemittelgemisch).

5.2.1. Verdampfer

Im stationären Auslegungspunkt fand die Auslegung unter Berücksichtigung des Bauraums durch den Dienstleister *Heat Transfer Systems s.r.o.* statt. Der Luftkanal, worin der Verdampfer positioniert ist, lässt eine maximale Tiefe von 300 mm und eine max. Breite von 580 mm zu. Der Luftvolumenstrom wurde mit 2.000 m³/h angesetzt, die Lufteintrittstemperatur liegt bei 0 °C mit einer Abkühlung um 12 K. Die Geometrie des angefragten Lamellen-Rohr-Wärmeübertragers und die fluidseitigen Druckverluste sind in Tabelle 8 zusammengefasst.

Tabelle 8: Ergebnis Verdampferauslegung

Parameter	Wert	
Anzahl Rohre je Reihe	= Anzahl Pässe	12
Anzahl Rohrreihen	= Anzahl Rohre je Pass	4
Lamellenabstand	[mm]	2
Lamellendicke	[mm]	0,1
Rohrinnendurchmesser	[mm]	5
Wandstärke	[mm]	0,5
HxLxP	[mm]	300x400x87
Wärmeübertragungsfläche, außen	[m ²]	10,25
Fluid	Luft	R-744
Massestrom	[kg/s]	0,718
Druckverlust	[Pa]	107,8
		40,9·10 ³

In Dymola wurde eine transiente Simulation erstellt, um die dynamischen Vorgänge im Wärmeübertrager während eines Abkühlvorgangs zu betrachten. Dafür wurde ein entsprechendes Teilmodell erstellt, welches den Verdampfer mit den Randbedingungen am Ein- und Austritt

¹³ https://www.bitzer.de/shared_media/html/kt-500/de-DE/index.html?P=/html/kt-500/de-DE&N=index.html#265593483265597195

(kältemittelseitig) abbildet, wobei vereinfachend eine Reduktion des Saugdrucks und des Massestroms im Verlauf des Abkühlprozesses nachgestellt wird. Der Kältemitteldurchfluss wird nach 375 s von 0,06 kg/s innerhalb von 400 s auf 0,03 kg/s reduziert, während der Verdampfungsdruck gleichzeitig von 14,6 bar auf 5,6 bar reduziert wird. Das Modell des Verdampfers wurde aus der TIL Bibliothek, Version 3.15.0 bezogen. Die Parametrierung des Kreuzstrom-Wärmeübertragers basiert auf der ausgelegten Geometrie, ergänzt um Wärmeübergangskorrelationen und Druckverlustkorrelationen, siehe Tabelle 9, die bereits in der TIL-Bibliothek implementiert sind.

Tabelle 9: Korrelationen des Verdampfer-Modells

Art	Quelle
Wärmeübergang kältemittelseitig im Rohr	Shah Chen [22]
Druckverlust kältemittelseitig im Rohr	Konakov für glatte Rohre [23]
Wärmeübergang und Druckverlust Lamellen (Luft)	Haaf [21]

Über die simulierte Zeit von 1500 s und einer Initialisierung bei 180 °C wurde die durchschnittliche Abkühlgeschwindigkeit (bestimmt im Rücklauf der Luft) zu 16,7 K/min bestimmt. Die minimal erreichte Lufttemperatur liegt bei -53,9 °C in der Zuluft, während der maximale Druckverlust des Kältemittels R-744 im Verdampfer zu Beginn der Abkühlung (14,6 bar und 180 °C) Werte von bis zu 1,4 bar erreicht. Mit sinkender Austrittstemperatur und sinkendem Druck nimmt auch der Druckverlust ab. Damit ist festzuhalten, dass die ausgelegte Geometrie den Anforderungen genügt, auch im dynamischen Lastverlauf ausreichend Fläche bei kurzzeitig hohem Druckverlust bereitstellt und die minimal geforderte Temperatur bei geringem Durchfluss erreicht wird.

Im weiteren Verlauf der Modellbildung (Projektphase 2, Az 39551/01) sind die vereinfachten Randbedingungen zu ersetzen und im geschlossenen Kreisprozess die Einflüsse der Regelung auf die Kälteleistung im Verdampfer zu diskutieren.

5.3. Plattenwärmeübertrager

Der Druckgaskühler und der Kondensator sind als wassergekühlte Plattenwärmeübertrager (PWÜ) konzipiert. Laut Lastenheft liegt die maximal zulässige Kühlwassertemperatur bei 18 °C mit einem Kühlwasserverbrauch von ca. 6 m³/h. Eine Parallelschaltung der PWÜ auf der Sekundärseite ist dem Reihenbetrieb vorzuziehen, um die angestrebten Kältemittelaustrittstemperaturen zu erreichen. Auch für die Auslegung dieser Wärmeübertrager wird zunächst der stationäre Betriebsfall zugrunde gelegt. Aufgrund bestehender Vertriebswege und Erfahrungswerte werden die PWÜ von SWEP bezogen und es kommt die vom Hersteller bereitgestellte online Auslegungssoftware *SWEP DThermX*¹⁴ zum Einsatz. Die Randbedingungen sind in Tabelle 10 zusammengefasst, wobei die Druckgasaustrittstemperatur mit 25 °C festgelegt wurde, um den Anforderungen des M-K1 zu entsprechen. Das ausgewählte Modell für den Druckgaskühler weist einen Druckverlust vom Kältemittel von 3,5 kPa und 17 % Flächenreserve auf. Der sekundärseitige Druckverlust ist mit 1,0 kPa vergleichsweise klein, sodass ein höherer Wasserdurchfluss bei hohen Gaseintrittstemperaturen realistisch ist. Damit ist auch die Abkühlung hoher Druckgastemperaturen des Kältemittels in anderen Betriebspunkten sichergestellt.

Für den Kondensator stehen zwei Modelle zur Auswahl, wobei die Serie mit asymmetrischer Plattengeometrie und damit möglicher kompakte Bauweise angestrebt wird (Variante 1). Mit einer Flächenreserve von 53 % wäre ein kleineres Plattenpaket zu bevorzugen, sofern es mit kurzen

¹⁴ <https://dthermx.swep.net/>

Lieferzeiten verbunden ist. Der alternative Kondensator weist einen Druckverlust von 1,51 kPa und eine Flächenreserve von 20 % auf, ist aber ca. 50 % größer als Variante 1. Ein Angebot vom Lieferanten wird eine finale Entscheidung unter Berücksichtigung der Kosten ermöglichen.

Tabelle 10: Auslegungsparameter und -ergebnis für die Plattenwärmeübertrager

	Kältemittel R-744		Kühlwasser	
	Primärseite		Sekundärseite	
Druckgaskühler				
Thermische Leistung			1,71 kW	
Massestrom	0,042 kg/s		0,082 kg/s	
Temperatur Eintritt/ Austritt	60	25 °C	18 °C	23 °C
Druck/ Druckverlust	35 bar	3,5 kPa	Max. 6,0 bar _g Min. 3,0 bar _g	1,0 kPa
Flächenreserve			17 %	
Kondensator				
Thermische Leistung			14 kW	
Massestrom	0,061 kg/s		0,71 kg/s	
Temperatur Eintritt/ Austritt	77 °C	25 °C	Max. 18 °C	Max. 23 °C
Druck / Druckverlust	64,34 bar	1,0 kPa	Max. 6,0 bar _g Min. 3,0 bar _g	45,8 kPa
Flächenreserve			53 %	

5.3.1. Ventile und weitere Instrumentierung

Die finale Auslegung der Expansionsorgane ist noch nicht abgeschlossen, da technische Anfragen noch laufen. In der gesuchten Leistungsklasse von elektronischen Expansionsventilen (EXV) wurde die Produktreihe Sanhua DPF-R identifiziert, wobei die genaue Produktauswahl noch aussteht. Es handelt sich um ein Stepper-Ventil mit Magnetspule. Mit dem zugehörigen Treiber können die Ventile mit einem analogen Signal direkt angesprochen werden. Eine eigene Programmierung der zugehörigen Regler ist damit möglich und erforderlich. Auch für die obere Expansionsstufe EXV1 zur Mitteldruckregelung und die stetigen Regelventile zur Nacheinspritzung und im Heißgasbypass ist der Einsatz dieser Produktreihe angedacht. An die Magnetventile bestehen keine besonderen Anforderungen. Hier kann unter Berücksichtigung der Druckverluste auf das Standardprodukt des Projektpartners zurückgegriffen werden. Die beschriebenen Ventile sind in der Regel Lagerware und es ist mit geringen Lieferzeiten zu rechnen.

Die Vielzahl an Hauptkomponenten für den in der Projektphase 2 (Az 39551/01) aufzubauenden Prüfstand sind ausgelegt bzw. ausgewählt. In Bearbeitung befindet sich noch die Auswahl folgender Komponenten:

- Schaugläser
- Filtertrockner
- Ölmanagement: Ölabscheider mit Sammler, Ölkühler und Füllstandskontrolle
- Mitteldruckabscheider
- Druckschalter
- Sicherheitsventile

5.4. Regelkonzept

Das Regelkonzept basiert weitestgehend auf stetigen Reglern. Es besteht aber die Herausforderung, die Kälteanlage auch bei kleinster Kälteleistung (wenige Prozent vom Maximum) zu betreiben. Ein typisches Modell für eine Regelaufgabe ist der einfache Regelkreis, siehe Abbildung 24. Er besteht aus dem Regler, dem Stellglied und der Regelstrecke. Der Regler hat eine PID-Charakteristik. Die Regelabweichung ist die Eingangsgröße des Reglers und ergibt sich als Differenz aus der Führungsgröße, also dem Sollwert und der Regelgröße, dem Ist-Wert. Die Regelstrecke reagiert auf das Stellglied, und bildet die Systemcharakteristik ab.

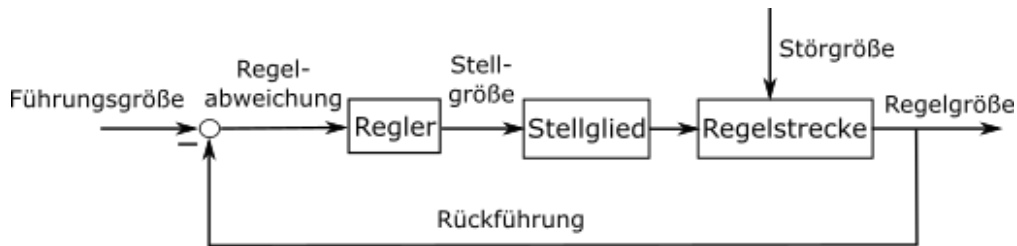


Abbildung 24: Modell einfacher Regelkreis

Angewandt auf die Temperaturprüfkammer entspricht die Solltemperatur der Innenraumtemperatur zum Beispiel einer Führungsgröße und die Regelstrecke ist die Kälteanlage. Es handelt sich hier um ein sehr dynamisches System. Die Programmierung und Parametrierung der Regelung werden im Rahmen der Inbetriebnahme vorgenommen. Die Ansteuerung der Prüfkammer geschieht mit einem Micro-Controller, über den die Regelalgorithmen programmiert werden sowie eine analoge I/O-Baugruppe, die die Schnittstelle zu den Messsignalen des Prozesses bildet, die vom Micro-Controller verarbeitet werden.

Die im Abschnitt 3 definierten Prüfscenarien stellen einen Ausschnitt des Betriebsbereichs dar und sind beispielhaft für die möglichen Lastfälle zu betrachten. Die Leistungsregelung, Sauggastemperaturkontrolle und Regelung der Drucklage sind die Hauptaufgaben der Regelung der betrachteten Anlage. Der Abkühlversuch stellt die höchsten dynamischen Ansprüche an die Kälteanlage und verlangt zwischen 100 % und nahe 0% Kälteleistung bei variierender Raum- und Sauggastemperatur. Zusätzlich zur Leistung sind die Drucklagen und Temperaturen der Verdichtungsstufen zu kontrollieren, um einen unsachgemäßen Betrieb zu vermeiden. Im Rahmen der Untersuchung der Temperaturstabilität wird der Teillastbetrieb hinsichtlich seiner Grenzen untersucht. Dabei sind die Transmissionsverluste von etwa 130 W und Energieeinträge durch den Lüfter im Bereich von 100 W sind zu kompensieren, was ca. 2,3 % der Auslegungsleistung entspricht. Die Instrumentierung der Anlage orientiert sich an dem Stand der Technik, siehe Abbildung 21, die Stellglieder werden mithilfe von PID-Controllern angesprochen.

Eine Übersicht zu den Regelgrößen und den zugeordneten Stellgliedern bietet Tabelle 11. Die erforderliche Kälteleistung ist abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der Soll- und der Ist-Temperatur des Innenraums. Eine Drehzahlregelung der Kältemittelverdichter ist Stand der Technik im Bereich effizienter Leistungsregelung von Kälteanlagen. Zusammen mit elektronischen Expansionsorganen kann der Kältemitteldurchfluss im Verdampfer gezielt reguliert werden. Hier ist zudem eine Parallelschaltung zweier Ventile vorgesehen, um große wie kleine Durchflüsse einstellen zu können. Das Expansionsventil EXV1 regelt den Mitteldruck in Abhängigkeit von der Solltemperatur (Luft). Eine entsprechende Kennlinie, basierend auf dem höchsten COP, ist zu hinterlegen. Der Verdampfungsdruck wird nicht aktiv geregelt. Während des Anfahrprozesses von einer hohen Innenraumtemperatur (40 °C bis 180 °C) kommt es zu gleichermaßen hohen Verdampferaustrittstemperaturen. Angesichts der herstellerseitigen Beschränkung der

Sauggastemperatur der Verdichter ist eine Flüssigkeitsnacheinspritzung (NA) in die Saugleitung geplant, um durch Beimischen von flüssigem Kältemittel die Temperatur bis zum Grenzwert von 40 °C abzusenken. Bei Innenraumlufttemperaturen unterhalb von 40 °C ist die Nacheinspritzung nicht aktiv. Die Sauggastemperatur der oberen Verdichtungsstufe M-K1 wird indirekt über die Kühlwasserseite (Durchfluss und Eintrittstemperatur) des Gaskühlers reguliert. Die Expansionsventile vor dem Verdampfer (EXV2A und EXV2B) haben zusätzlich zur Leistungsregelung noch die Aufgabe, eine minimale Überhitzung im Verdampfer von 5 K sicherzustellen. Dabei deckt das EXV2A einen Lastbereich zwischen 100 % und 50 % und das EXV2B den Lastbereich von 50 % bis < 1 % des Auslegungswertes ab. Ein Parallelbetrieb der Ventile ist aus steuerungstechnischer Sicht nicht angestrebt. Mit sinkender Kühllast, sinkt der Verdampfungsdruck. Die Saugdruckbegrenzung gegen Unterschreitung des Tripeldrucks von 5,2 bar wird durch einen Heißgas-Bypass der ersten Verdichtungsstufe realisiert. Die Expansionsorgane der Nacheinspritzung und im Heißgasbypass sind in Reihe mit einem Magnetventil (MV) geschaltet, um ein An- und Abschalten des Strangs zu ermöglichen.

Tabelle 11: Regelgrößen und Stellglieder der Versuchsanlage

Regelgröße	Stellglied	Stellgröße
Innenraumtemperatur der Prüfkammer (Luft)	Kältemittelverdichter mit Frequenzumrichter (FU1 und FU2) und Expansionsventil EXV 2	Drehzahl Ventilhub
Mitteldruck	Elektronisches Expansionsventil (EXV1)	Ventilhub, effektiver Strömungsquerschnitt
Sauggastemperatur Verdichter untere Stufe	EXV zur Flüssigkeitseinspritzung nach dem Verdampfer (NA)	Ventilhub, effektiver Strömungsquerschnitt
Sauggastemperatur Verdichter obere Stufe	Druckgaskühler der unteren Stufe	Kühlwasserdurchfluss, -temperatur
Überhitzungsbegrenzung Verdampfer (min. 5K)	Elektronisches Expansionsventil (EXV2)	Ventilhub, effektiver Strömungsquerschnitt
Saugdruckbegrenzung min. 5,2 bar	EXV im Heißgasbypass (HGB) Verdichter untere Stufe	Ventilhub, effektiver Strömungsquerschnitt

Weiterhin besteht die Möglichkeit, nur eine Verdichtungsstufe zu betreiben, sofern die geforderte Raumtemperatur innerhalb des Betriebsbereichs des M-K1 Verdichters liegt. Dann sind das MV1 und MV4 geöffnet und die Expansion erfolgt über das EXV2A bzw. EXV2B, alle weiteren Ventile sind geschlossen und der M-K2 bleibt ausgeschaltet. Der mit dem vorliegenden Konzept mögliche, bedarfsgesteuerte Betrieb der Verdichter, hat ein großes Potential zur Energieeinsparung.

5.5. Messtechnik

Zur vollständigen energetischen Bewertung des Kreisprozesses sind gemäß dem Fließschema (siehe Abbildung 21) die Zustandspunkte durch Druck- und Temperaturmessung zu erfassen. Eine Durchflussmessung vor der Expansion in den Verdampfer ermöglicht die Bilanzierung der Verdampferleistung. Zusammen mit der elektronischen Leistungsmessung der Verdichter inkl. der Frequenzumrichter lässt sich eine Aussage über die Energieeffizienz des Prozesses treffen.

Die Temperaturmessung im R-744-Prozess wird im Rohr mit Mantel-Widerstandsthermometern Pt100 realisiert. Ein kleiner Lanzendurchmesser von 1,0 mm wird angestrebt, um die Strömung im Rohr so wenig wie möglich zu beeinträchtigen. Ein weiterer Sensor ist zur Erfassung der Umgebungstemperatur geplant. Damit sind auch exergetische Betrachtungen möglich. Auch in der

Luftstrecke sind zu- und abluftseitig vom Verdampfer je ein Pt100 Widerstandsthermometer eingesetzt.

Die Drucksensoren wurden bei drei Herstellern angefragt. Es bestehen drei Optionen der Ausführung, siehe Tabelle 12, die entweder eine rein analoge Signalverarbeitung, digital oder eine Mischung daraus beschreiben. Die digitale Ausgabe der Messwerte erzielt eine höhere Genauigkeit, während der analoge Output mit der vorhandenen I/O-Baugruppe der Regelung kompatibel ist. Am Ende ist ein Kompromiss aus Kosten und Genauigkeit zu finden. Die Angebote sind angefragt.

Tabelle 12: Optionen Druckmessung

	Option 1	Option 2	Option 3
	Analog Output 0-10V, Druck absolut	Analog Output 0-10V, Druck relativ Referenz hoher Präzision, absolut	Digitaler Output für Vermessung Analoger Output für Regelung
Vorteil	Kopplung mit vorhandener Regelung	Kopplung mit vorhandener Regelung	Gesamtfehler 0,25% FS
Nachteil	Gesamtfehler 1,5 % FS Kalibrieren der gesamten Messstrecke	Messung Relativdruck Gesamtfehler 1,1 % FS Kalibrieren der gesamten Messstrecke	Erhöhter Aufwand Instrumentierung Mehrkosten Regelung beruht auf „ungenauen“ Werten

Die Durchflussmessung geschieht nach dem Coriolis-Messprinzip. Bei der Medientemperatur zwischen 0 °C und -10 °C wird eine Trennung von Sensor und Transmitter empfohlen. Gemäß den Anforderungen, siehe Tabelle 13, besteht die Auswahl zwischen zwei Sensoren. Unter Berücksichtigung der Druckverluste wird der größere Sensor mit zugehörigem Transmitter ausgewählt. Entsprechende Angebote liegen bereits vor.

Tabelle 13: Anforderungen Durchflussmessung

		Minimal	Nominal	Maximal
Durchfluss	[kg/min]	0,6	2,52	3,5
Betriebsdruck	[bar]	26	36,5	42
Betriebstemperatur	[°C]	10,6	1,75	7,2
Viskosität	[mPas]		0,096	
Dichte	[kg/l]		0,916	
Druckverlust	[bar]	0,01	0,1	0,17
Messgenauigkeit			0,2 %	

Eine finale Auswahl der Leistungsmesstechnik ist noch nicht erfolgt. Die Projektpartner haben sich auf die Verwendung von WAGO I/O-Messkarten geeinigt, welche auch Optionen der Leistungsmessung bieten.

5.6. Sicherheitskonzept

Im Sicherheitskonzept stehen die generelle Drucklage von R-744, das Abblasen des R-744 im Störfall, sowie die Auswahl der Hochdruckkomponenten für Drücke bis mind. 100 bar im Vordergrund. Der maximal zulässige Stillstandsdruck beträgt 100 bar. Im Betrieb sichern zusätzliche Druckschalter die Verdichter gegen Überschreitung der Druckgrenzen ab.

Sicherheitsüberströmventile sind als Sicherheitseinrichtung gegen unzulässig hohe Drücke im Stillstand vorzusehen. Im geplanten Versuchsfeld ist der Anschluss an die Rauminfrastruktur zur kontrollierten Ableitung des Kältemittels an die Außenluft möglich. Die Versuchshalle verfügt außerdem über eine Gaswarnanlage zur Detektion von unzulässig hohen CO₂ Konzentrationen.

Eine detaillierte Ausführung der gewählten Sicherheitseinrichtungen erfolgt nach Abschluss der Projektphase 1.

6. Fazit der Phase 1

Die tiefere Literaturrecherche zu Beginn der Projektphase lieferte Erkenntnisse zur Realisierbarkeit von R-744-Anlagen für Verdampfungstemperaturen bis zu -52 °C . Es wurde eine der Umweltsimulation ähnliche Anwendung identifiziert, wo eine zweistufige Verdichtung zum Einsatz kam. Außerdem wurde die Betrachtung eines Ejektors ausgeschlossen.

Für die definierte untere Lufttemperatur von -50 °C wurde in erster Näherung eine stationäre Untersuchung von sieben Anlagenarchitekturen mit natürlichen Kältemitteln durchgeführt. Es wurden Herstellerdaten zur Ermittlung der Verdichtergütegrade herangezogen. Eine Kaskadenschaltung mit Ammoniak in der oberen Stufe und R-744 in der unteren Stufe erreichte bei -50 °C Verdampfungs-temperatur (R-744) die höchsten COP von 1,33. Die Toxizität und eingeschränkte Materialkompatibilität verhindern den Einsatz von R-717 in dieser Anwendung. Weitere Diskussionen bzgl. Entflammbarkeit und der resultierenden Verdichtungsendtemperaturen führten dazu, dass die zweistufige Verdichtung von R-744 mit Mitteldruckabscheider und einem COP von 1,18 für die weitere Realisierung am besten geeignet ist. Im Vergleich zum Stand der Technik (einstufiges System mit R-452A) ist bei einer Verdampfungs-temperatur von -40 °C eine Verbesserung der Leistungszahl um 6 % zu verzeichnen, bei -30 °C Verdampfung ist es eine Steigerung um 2,6 %.

Die transiente Simulation der Luft in der Prüfkammer liefert eine Aussage über die Auslegungsleistung der Kreislaufkomponenten unter Einhaltung der geforderten Abkühlgeschwindigkeit von 15 K/min. Die Simulation ergab eine Zunahme der Kälteleistung bis zu einem Maximum von 9 kW (ohne innere elektrische Lasten von ca. 150 W) bei $-38,5\text{ °C}$ Lufttemperatur. Im Bereich von 157 °C bis -27 °C wurde eine Abkühlrate von 14,93 K/min erreicht. Mit diesem Prüfraummodell konnte erstmalig eine Verknüpfung von Abkühlrate und der erforderlichen Kälteleistung der Anlage geschaffen werden. Die weitere Prozesssimulation unterstützt die Auslegung der Komponenten und die Erarbeitung der Regelstrategie.

Die Komplexität aller Regelmechanismen in einem Modell des Abkühlversuchs führen zu einem steifen Gleichungssystem und daher langen Rechenzeiten. Die Teilmodelle der Komponenten zeigten jedoch das erwartete Verhalten und konnten die Dimensionierung der Hauptkomponenten aufgreifen. Eine Fortsetzung der Modellbildung für die unterschiedlichen Betriebs-szenarien sowie der abschließende Test der Regelstrategie der gesamten Anlage finden in Projektphase 2 statt.

Die Auslegung der Hauptkomponenten ist erfolgt und die Mess- und Regelungsstrategie wurde ausgearbeitet. In allen Fällen kann auf marktverfügbaren Komponenten zurückgegriffen werden. Ziel ist es eine robuste und effiziente Anlage aufzubauen, die den Anforderungen der Umweltsimulation gerecht wird. Die Ergebnisse der geplanten experimentellen Untersuchung im Rahmen von Projektphase 2 bilden die Basis für die Optimierung der Regelung der Anlage und damit die Untersuchung der Potentiale der Technologie hinsichtlich des Energieverbrauchs.

Mit der finalen Auswahl der Hauptkomponenten, einem R&I-Schema, sowie einem Mess- und Regelkonzept ist die Grundlage für die Versuchsanlage und damit für die Projektphase 2 des Projektes CO2TPK geschaffen.

s

Literaturverzeichnis

- [1] VERORDNUNG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES über fluorierte Treibhausgase. DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT, 2024.
- [2] M. Z. Saeed, L. Contiero, S. Blust, Y. Allouche, A. Hafner, und T. M. Eikevik, „Ultra-Low-Temperature Refrigeration Systems: A Review and Performance Comparison of Refrigerants and Configurations“, 2023, doi: 10.3390/en16217274.
- [3] M. O. Mclinden, J. S. Brown, A. F. Kazakov, und P. A. Domanski, „HITTING THE BOUNDS OF CHEMISTRY: LIMITS AND TRADEOFFS FOR LOW-GWP REFRIGERANTS“, in ICR 2015, August 16 - 22 - Yokohama, Japan, 2015.
- [4] C. Doerffel, C. Thomas, und U. Hesse, „Experimental Results of various efficiency enhancing measures for CO₂ refrigeration systems“, in 14th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, <http://dx.doi.org/10.18462/iir.gl.2020.1009>, 2020.
- [5] Y. Xu, E. Mickoleit, C. Thomas, A. Jäger, C. Breitkopf, und U. Hesse, „Experimental investigation of a novel cascade refrigeration system with a CO₂ sublimation cycle as the lower stage“, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 131, S. 938–946, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.07.001.
- [6] Y. Xu, „Theoretical and Experimental Investigation of R-744 Vapor Compression Systems for Cooling Below the Triple Point Temperature“, 2023.
- [7] J. A. Dopazo und J. Fernández-Seara, „Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing process applications“, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 34, Nr. 1, S. 257–267, Jan. 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.010.
- [8] E. Bellos und C. Tzivanidis, „A Theoretical Comparative Study of CO₂ Cascade Refrigeration Systems“, 2019, doi: 10.3390/app9040790.
- [9] Y. Zhang, Y. He, Y. Wang, X. Wu, M. Jia, und Y. Gong, „Experimental investigation of the performance of an R1270/CO₂ cascade refrigerant system“, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 114, S. 175–180, Juni 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.02.017.
- [10] P. Gullo, A. Hafner, und K. Banasiak, „Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives“, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 93, S. 269–310, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001.
- [11] P. Barroca u. a., „An Ultra-Low Temperature Transcritical R744 Refrigeration System for Future Detectors at CERN LHC“, 2021, doi: 10.3390/app11167399.
- [12] „About CoolCERN“, <https://www.ntnu.edu/ept/coolcern#/view/about>.
- [13] S. Blust, P. A. C. Barroca, P. Petagna, P. Hanf, und A. Hafner, „R744 modular refrigeration technology at -50 °C“, in 15th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants , Trondheim, 2022, S. 1750–1757. doi: 10.18462/iir.gl2022.0023.
- [14] P. Barroca, A. Hafner, K. Kuczynski, P. Hanf, und B. Verlaat, „Performance and operation limits of a Remote Ultra-Low Temperature R744 transcritical chiller“, in 26th International Congress of Refrigeration, Paris, France, 2023. doi: 10.18462/iir.icr.2023.0429.
- [15] A. Wagner, T. Tannert, und U. Hesse, „First Measurement Results of Cooling and Heat-pump Operation of an Environmental Test Chamber using CO₂ as Refrigerant“, in 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal. Canada, 2019.
- [16] P. Gullo, M. R. Kærn, M. Haida, J. Smolka, und S. Elbel, „A review on current status of capacity control techniques for two-phase ejectors“, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 119. Elsevier Ltd, S. 64–79, 1. November 2020. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.07.014.

- [17] S. Elbel und P. Hrnjak, „Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation“, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 31, Nr. 3, S. 411–422, Mai 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013.
- [18] B. Peris Pérez, J. A. Expósito Carrillo, F. J. Sánchez de La Flor, J. M. Salmerón Lissén, und A. Morillo Navarro, „Thermoeconomic analysis of CO₂ Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EERC) for low-temperature refrigeration in warm climates“, *Appl Therm Eng*, Bd. 188, S. 116613, Apr. 2021, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2021.116613.
- [19] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, und V. Lemort, „Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp“, 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
- [20] C. C. Richter, „Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems“, Braunschweig, 2008. doi: 10.24355/dbbs.084-200806100200-3.
- [21] S. Haaf, *Wärmeübertragung in Luftkühlern*, Handbuch der Kältetechnik, Bd. 6 Teil B: Wärmetauscher. Berlin: Springer Verlag, 1988.
- [22] M. M. Shah, „NEW CORRELATION FOR HEAT TRANSFER DURING BOILING FLOW THROUGH PIPES.“, in *ASHRAE Transactions*, 1976, S. 66 – 86. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0010439527&partnerID=40&md5=a512f618e1138daeca10588fd7ba73bc>
- [23] P. K. Konakov, „A New Correlation for the Friction Coefficient in Smooth Tubes Vol. 51: 503-506“, *Report of the Academy of Science USSR*, Bd. 51. S. 503–506.

Anhang

A.	Ausführliches Lastenheft.....	I
B.	Tabellierte Wasserwertberechnung.....	X
C.	Parameter Verdampfergeometrie (Dymola).....	XI

A. Ausführliches Lastenheft

Lastenheft V 1.02

Temperaturprüfkammer Typ 3413/18 – 15,0 K/min

Prüfraumvolumen	(L)	200
Temperaturbereich	(°C)	- 50...180



Beispielfoto

- Gerätebeschreibung
- Technische Daten
- Technische Daten für Aufstellung und Betrieb
- Technische Parameter

Gerätebeschreibung

Temperaturprüfkammer

Anwendung

Im Prüfraum sind Konstant- und Wechseltemperaturen entsprechend den Leistungsparametern einfach realisierbar.

Die Temperaturprüfkammer ist sowohl für den Einsatz in der Forschung und Entwicklung als auch für die Prüfung von Industriegütern geeignet und zwar:

Temperaturuntersuchungen nach vorgegebener Zeitfunktion sowie Programmabläufe, Untersuchungen temperaturabhängiger Stoffeigenschaften oder Parameter von Bauelementen und Fertigerzeugnissen, Untersuchungen biologischer Prozesse unter konstanten und wechselnden Bedingungen, Stressprüfungen an Werkstoffen und Bauelementen.

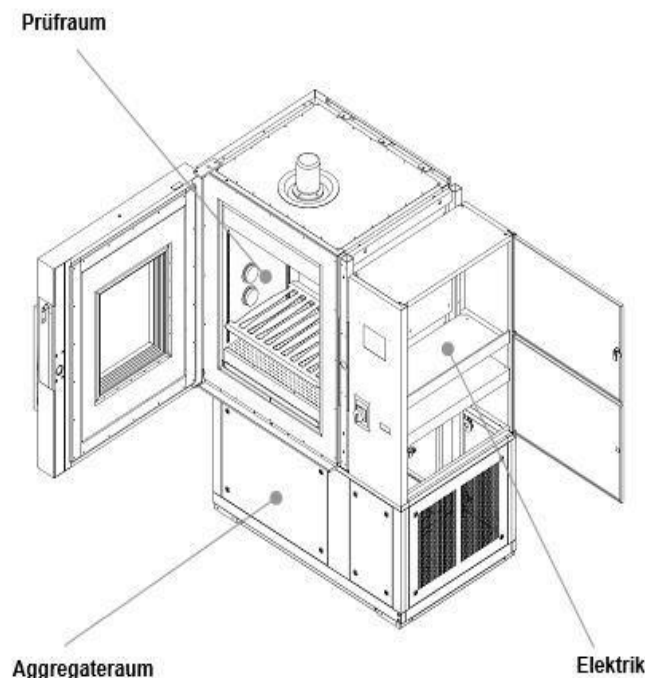
Die gewünschten Temperaturen werden im Prüfraum bei einfacher Handhabung und zuverlässiger Kontrolle mit hoher Genauigkeit und Reproduzierbarkeit realisiert.

Die Prüfkammer erfüllt nationale und internationale Normen wie DIN, IEC, DEF, MIL-STD, BS, etc.

Konstruktion

Die Temperaturprüfkammer wird als steckerfertiges Kompaktgerät ausgeführt.

Die Temperaturprüfkammer besteht aus drei Hauptgruppen:



Prüfraum

Der Prüfraum ist aus hochwertigem korrosionsfestem Edelstahl, dichtgeschweißt.

Das Isoliermaterial zeichnet sich durch hervorragende Wärmedämmung aus.

In der Prüfraumtür ist ein großflächiges Sichtfenster vorhanden, durch das die Prüflinge

beobachtet werden können. Die außerhalb des Prüfraumes angeordnete Beleuchtung ermöglicht eine gute Sicht.

Die Aufrechterhaltung der gewünschten Temperaturen im Prüfraum geschieht überwiegend durch den erzwungenen Wärmetausch.

Im Prüfraum und den umliegenden Luftkanal mit dem Heizkörper und Kältemittelverdampfern wird durch den Ventilator eine Zwangszirkulation der Luft erzeugt.

Bei geöffneter

Prüfraumtür wird der Ventilator abgeschaltet.



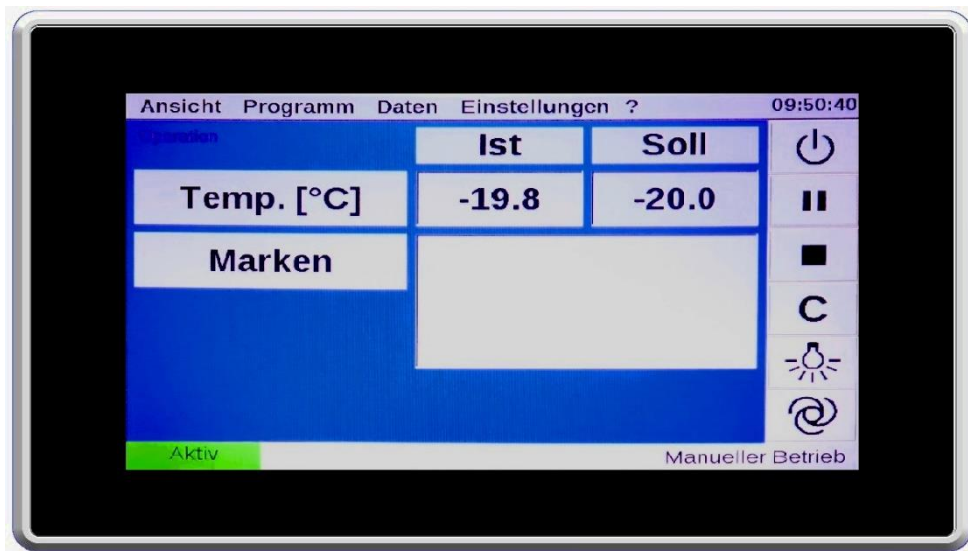
Beispielhafte Innenansicht Prüfraum (mit optionalen Einbauten für Prüfgut)

Elektrik, Steuer-, Regeleinheit

In dieser Einheit sind die Baugruppen zur Energieversorgung, zur Regelung der Prüfraumparameter sowie alle Bedienelemente zusammengefasst.

Als Steuerung dient der Feutron - Touch - Controller im Zusammenwirken mit den entsprechenden I/O Baugruppen für Feutron - Temperatur - Anlagen. Als Basis dient ein kompakter Einplatinen-Computer mit Embedded Linux als Betriebssystem.

Als Display kommt ein 7 Zoll TFT LCD, Auflösung 800x400 (WVGA) zum Einsatz. Die Bedienung erfolgt über einen Touchscreen.



Beispiel der Displayansicht

Die speziell für Prüfkammern entwickelte Regeleinheit bietet hohe Genauigkeit der Parameter, einfachste Bedienung und Langzeitzuverlässigkeit. Daraus resultiert die gleichmäßige Temperierung und sorgt dafür, dass alle Prüfobjekte unabhängig von Ihrer Form den gleichen Bedingungen ausgesetzt sind.

Die Sensoren in Zu- und Abluft des Prüfraumes werden angezeigt und können über die optionale PC-Software aufgezeichnet werden. Der Mikrorechner wird bedient durch einen Feutron-Touch-Controller.

Komplette Prüfprogramme können auf Tastendruck abgerufen werden. Der interne Programmspeicher ermöglicht die Verwaltung von max. 100 Programmen.

Eine Sollwertgruppe (Programmzeile) beinhaltet die Temperatur, Gradient, die jeweilige Beibehaltungszeit und optionale digitale Ausgänge.

Ein Programm kann bis zu 99 Sollwertgruppen umfassen.

Im Programm sind unterschiedliche Zyklen mit max. 9999 Durchläufen programmierbar. Das gesamte Programm kann ebenfalls 9999-mal wiederholt werden.

Die Steuerung beinhaltet ebenfalls weitere Funktionen zur flexiblen und einfachen Bedienung, wie verzögerter Programmstart, das Eingeben einer konstanten Temperaturbedingung, ein Diagnose- und Servicemenü sowie Betriebsstundenzähler, Wartefunktion, Datenspeicherung, Fehlermeldungen und Wahlmöglichkeit der Sprache Deutsch / Englisch.

Funktions- und Betriebskontrolle

Anzeige der Messwerte

Touch-Screen

7 Zoll TFT – LCD-Display

Messprinzip für Temperatur

Platinwiderstandsthermometer

100 Ohm bei 0 °C

Zusätzlicher Temperaturfühler im Prüfraum

Zusätzlicher beweglicher Temperaturmessfühler (B-P) mit flexibler Leitung zur Temperaturmessung an beliebiger Stelle im Prüfraum oder am Prüfgut.
Der Messwert wird im Display angezeigt und ist über die Schnittstelle abrufbar
Der Temperaturfühler ist umschaltbar als Regelfühler.

Kundenrelais "Programm läuft"

1 Stück max. Belastung 24 V DC / 1,6 A

Kundenrelais "keine Störung"

1 Stück max. Belastung 24 V DC / 1,6 A

Potentialfreie Kontakte

3 Stück potentialfreie Kontakte auf Klemmen im Schaltschrank
zur Ansteuerung von Zusatzfunktionen (max. Belastung 24 VDC, 1,6 A).

Prüfgutschutz

Einstellbarer Über- und Untertemperaturschutz.
Fest eingestellte Übertemperatursicherung für Prüfraum.

Aggregatteil

In diesem Teil sind die Baugruppen zur Temperierung des Prüfraumes angeordnet.

Kühlen

Zur Kühlung des Prüfraumes ist eine wassergekühlte Kälteanlage
(Kältemittel R 744) installiert.
Diese Kälteanlage wird entsprechend der benötigten Kühlleistung angesteuert.

Heizen

Die Heizleistung wird stufenlos elektronisch angepasst.
Die Prüfraumheizung ist bei abgeschaltetem Ventilator außer Betrieb.

Technische Daten

Typ TPK		3413/18
Prüfraumvolumen	(L)	200

Temperatur im Prüfraum

Temperaturbereich	(°C)	- 50...180
Temperaturdifferenz, zeitlich DIN EN 60 068-3-5	(K)	+/-0,2...+/-0,5

Änderungsgeschwindigkeiten

gemessen in der Zuluft ohne Last nach DIN EN 60 068-3-5

Heizen	(K/min)	bis 15,0 im Mittel
Kühlen	(K/min)	bis 15,0 im Mittel

Prüfraum

Prüfraumabmessungen Breite x Höhe x Tiefe	(mm)	720 x 720 x 390
--	--------	-----------------

Tür links gehängt Lichte Weite Breite x Höhe	(mm)	720 x 720
---	------	-----------

Sichtfenster beheizt	(mm)	500 x 600
----------------------	------	-----------

Breite x Höhe, mit außen angeordneter LED- Lampe zur Prüfraumbeleuchtung	(W)	9
--	-----	---

Zulässige max. Belastung im Prüfraum auf Einlegeböden verteilt	(kg)	90
---	------	----

Zulässige max. Belastung per Einlegeboden	(kg)	30
--	------	----

Durchführungsöffnung Durchmesser 75 mm, senkrecht übereinander in linker Prüfraumseitenwand mit Verschlusskappen		2 Stück
---	--	---------

Prüfraumwerkstoff		Edelstahl Mat. - Nr. 1.4301, dichtgeschweißt
-------------------	--	---

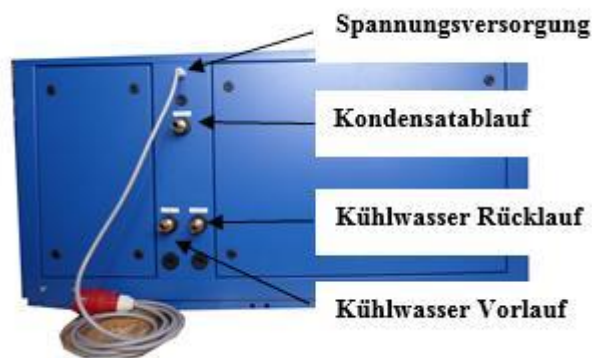
Prüfraumisolierung		FCKW- frei, Mehrschichtisolation
--------------------	--	----------------------------------

Allgemeine technische Daten für Aufstellung und Betrieb

Außenabmessungen der Prüfkammer		
Breite x Höhe x Tiefe	(mm)	1500 x 2300 x 1500
Ventilatormotor und Prüfraumtür demontiert		
Breite x Höhe x Tiefe	(mm)	1500 x 2000 x 1365
Energieversorgung		
Elektrischer Netzanschluss		400 V/ 3/N/PE, AC, 50Hz
Anschlusskabel 3,0 m mit Netzstecker		
		CEE 5 polig, 63 A
max. gleichzeitiger Leistungsbedarf (kW)		
		22
Zuleitungssicherung (A)		
		3 x 50 Char. C
Kondensatablauf		
		gedrucktfreier Fußbodeneinlauf

Kühlwasseranschluss für Kälteanlage

Vor- und Rücklauf		1"
Kühlwasserdruck		min. 3,0 bar bis max. 6,0 (Ü) bar
Druckverlust im System		ca. 2,5 bar
Kühlwassertemperatur Eintritt		max. 18 °C
Kühlwassertemperatur Austritt		ca. 23 °C
Kühlwasserverbrauch max.		ca. 6,0 m ³ /h



Masse der Prüfkammer	(kg)	800
Schalldruckpegel gemessen in 1 m Abstand	(dB(A))	75

Anforderungen an den Aufstellort

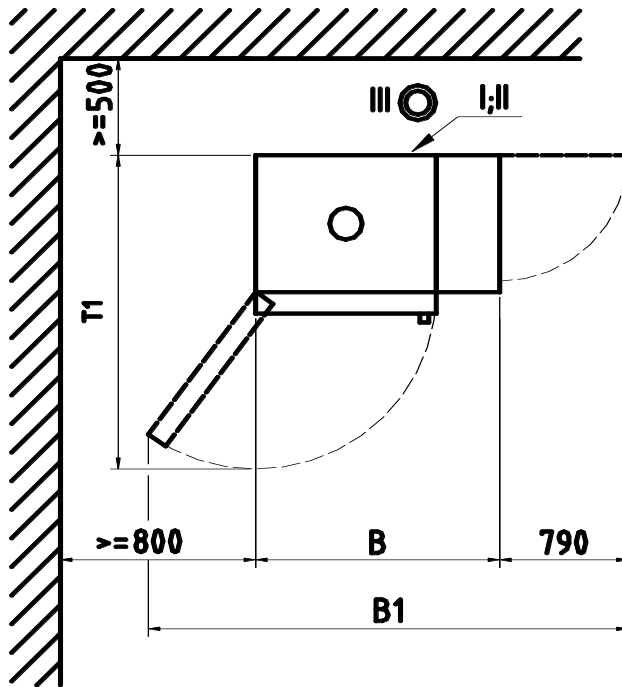
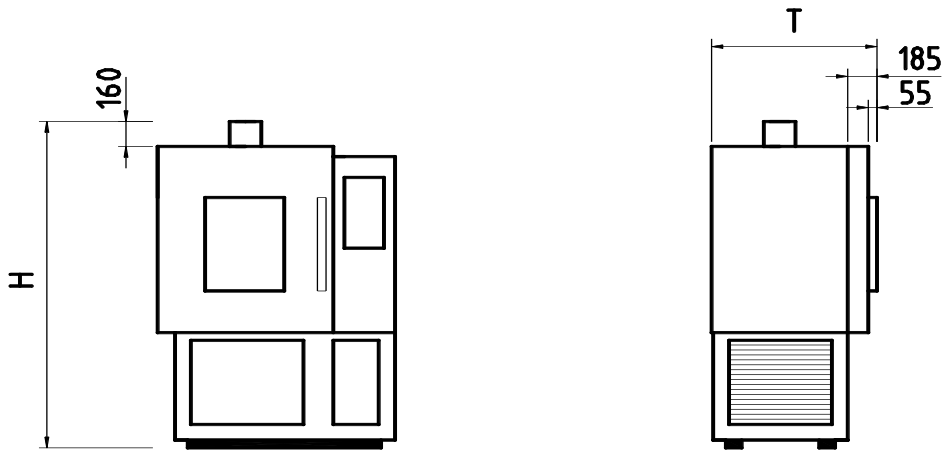
- Umgebungsbedingungen
- Temperatur °C 10...32
- rel. Luftfeuchte % 20...70

Die Leistungsdaten beziehen sich auf eine max. Umgebungstemperatur von 25°C, 70% relative Luftfeuchte.

- Geeignete und tragfähige Aufstellfläche
- Gegendruckfreier Fußbodeneinlauf für Abwasser
- Elektroanschluss
- Kühlwasseranschluss für Kälteanlage
- Der Aufstellort soll geringen Staubgehalt aufweisen und darf keine aggressiven Gase in der Luft enthalten.

TECHNISCHE PARAMETER

TPK / KPK 200 Liter Prüfrauminhalt



- I Elektrischer Anschluss 3m-Kabel mit Stecker CEE
- II Wasseranschluss bei wassergekühlten Kondensator
- III Ablauf für Prüfraumkondensat

Prüfraumvolumen (Liter)	B	H	T	B1	T1
200	1500	2300	1500	3100	2300

B. Tabellierte Wasserwertberechnung

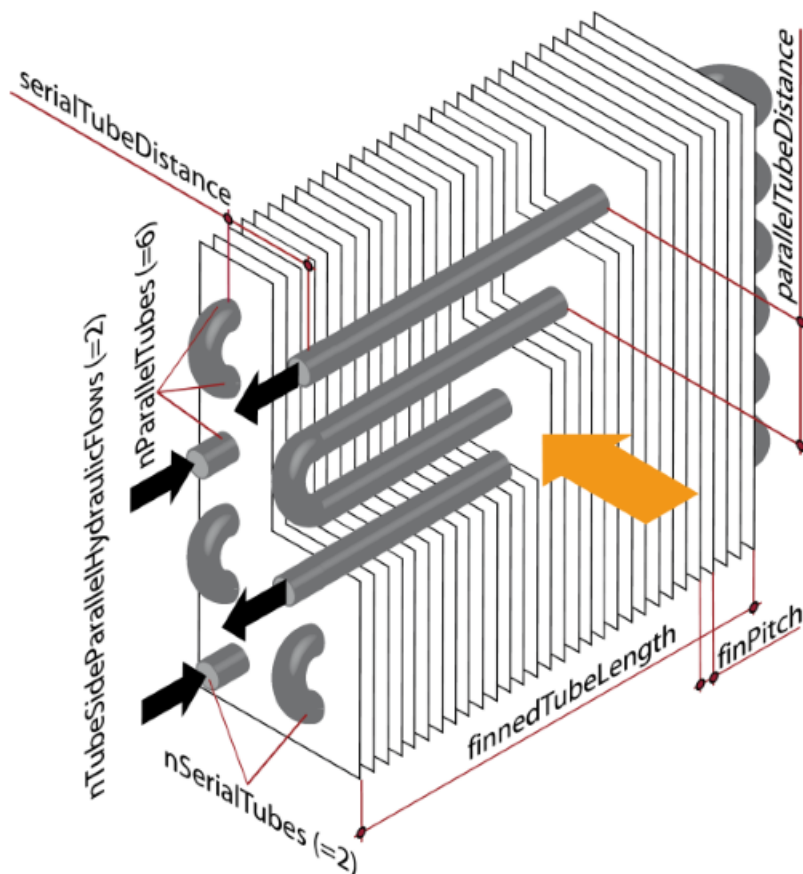
vom 06.11.2023

Nachrechnung des Wasserwertes TPK 3416/18		mittlere Kühlleistung gesamt		10,91kW	
Projekt: 9630046 CO2/TPK		Tiefe:	0,69m	Dichten	
Prüfraummaße innen:		Breite:	0,72m	Volumen	
		Höhe:	0,91m	Bodenfläche Wandfläche und Decke innen	
Material Wände		Blechdicke	1,00mm	Volumen Wand innen (ohne Boden)	
Isolierdicke		Wand:	133,00mm	Volumen Isolierung Volumen Wand außen ohne (Boden)	
Material außen		Blechdicke	1,00mm	Masse Wand außen	
V2A		spez. Wärmeleitfähigkeit W and	0,49kW/s/kgK	Masse Wand innen Volumen Boden innen	
		Materialdicke	1,00mm	Masse Boden außen	
Stahlbeton		spez. Wärmeleitfähigkeit Boden1	0,49kW/s/kgK	Masse Boden außen gesamt	
		Materialdicke	133,00mm	Zellenmasse gesamt	
		spez. Wärmeleitfähigkeit Boden2:	0,1330m	Volumenstrom	
		Wärmeleitfähigkeit Boden2	1,00kW/s/kgK	Frischlufteintritt	
Luft		Mittelwerte	0,996kW/s/kgK	Feuchte Eintritt	
		Luftdruck	1,013bar	Taupunkt Eintritt	
		Lufttemperatur Anfang	180,00°C	Temperatur Austritt	
		Lufttemperatur Ende	0,15%	Feuchte Austritt	
		Feuchte Ende	-50,00°C	Temperatur Austritt	
		Umgebungsstemperatur	53,15%	Feuchte Austritt	
		Umgebungsfeuchte	23,00°C	Temperatur Austritt	
Einbauten		Umgebungsfeuchte	50,00%	Temperatur Austritt	
Lüfterrad		Material	1,185kg/m²	Temperatur Austritt	
Ansaugdüse		Aluminium	2710kg/m³	Temperatur Austritt	
Wärmetauscher		V2A	0,94kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
Kälte		Kupfer _{ref=20°C}	8500kg/m³	Temperatur Austritt	
		Kupfer	0,39kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		Heizung	8,0kg	Temperatur Austritt	
		V2A	0,48kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		7800kg/m³	0,00kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		Milnerhohle	1,60kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		Rohr	60kg/m³	Temperatur Austritt	
		V2A	0,48kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		7800kg/m³	0,00kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		Ausstreifungen	0,48kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		V2A	0,48kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		7800kg/m³	0,00kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		Prüfling	2710kg/m³	Temperatur Austritt	
		Aluminium	0,94kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		7800kg/m³	12,9kg	Temperatur Austritt	
		Leitbleche	0,48kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		V2A	0,48kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		7800kg/m³	0,0kg	Temperatur Austritt	
		Aufspannsch	0,94kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		Adapter Prüfling	2710kg/m³	Temperatur Austritt	
		externer Prüfling	0,48kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		V2A	0,48kW/s/kgK	Temperatur Austritt	
		7800kg/m³	0,0kg	Temperatur Austritt	
		Gesamt:	21,82kW/s/K	Temperatur Austritt	
Abkühlen		Zeit	00:15:20	Temperatur Austritt	
Änderungsgeschwindigkeit		15,000K/min	920s	Temperatur Austritt	
0% Prüflingsmasse				Temperatur Austritt	

C. Parameter Verdampfergeometrie (Dymola)

TIL.HeatExchangers.FinAndTube.Geometry.FinAndTubeGeometry

Name	Wert
Fin Side Geometry	
finnedTubeLength	580 mm
nSerialTubes	4
serialTubeDistance	21,65 mm
nParallelTubes	10
parallelTubeDistance	25 mm
finThickness	0,1 mm
finPitch	2,0 mm
Tube Side Geometry	
tubeInnerDiameter	5,0 mm
tubeWallThickness	0,5 mm
nTubeSideParallelHydraulicFlows	5



Schema Kreuzstrom-Wärmeübertrager mit Bezeichnung der Parameter