

Theoretische und Experimentelle Kältemittel- und Dichtungsauswahl und Komponentenentwicklung zur Langzeitkühlung von Elektronik in Untertagewerkzeugen

**Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)**

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des Karlsruher Instituts für
Technologie (KIT) angenommene

DISSERTATION

von

M. Sc. Benedict Holbein

Tag der mündlichen Prüfung: 03.05.2019

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Thomas Schulenberg

Ko-Referent: Prof. Dr. Veit Hagenmeyer



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung -
Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz (CC BY-SA 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.de>

Inhaltsverzeichnis

INHALTSVERZEICHNIS	1
KURZFASSUNG	2
ABSTRACT	3
1 EINLEITUNG	4
1.1 EINORDNUNG DES THEMAS UND MOTIVATION	4
2 STAND DER FORSCHUNG UND TECHNIK	7
2.1 MÖGLICHKEITEN ZUR KÜHLUNG VON ELEKTRONIK IN UNTERTAGEWERKZEUGEN	7
2.3 THEORETISCHE GRUNDLAGEN DER KOMPRESSIIONSKÄLTEMASCHINE	16
3 GRUNDKONSTRUKTION DES KÜHLSYSTEMS	19
3.1 EINSCHÄTZUNG TECHNISCHER PROBLEMSTELLUNGEN	19
3.2 AUFBAU DES GESAMTSYSTEMS	20
3.3 KÄLTEMITTELAUSWAHL	21
3.4 KONDENSATORENTWICKLUNG	32
3.5 VERDAMPFERENTWICKLUNG	43
3.6 VERDICHTERENTWICKLUNG	55
3.7 DROSSELKOMPONENTE	71
3.8 EXEMPLARISCHE KONSTRUKTION DES GESAMTSYSTEMS	72
4 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG VON VERDICHTERFUNKTION UND DICHTUNGEN	75
4.1 TESTAUFBAU	75
4.2 UNTERSUCHUNGEN	78
4.3 ERGEBNISSE DER UNTERSUCHUNGEN	79
4.4 KONSEQUENZEN DER TESTERGEBNISSE	96
5 ÜBERSICHT UND EINORDNUNG DER ARBEIT	98
5.1 AUFSTELLUNG DER ENTWICKELTEN TEILSYSTEME	98
5.2 ZUSAMMENFASSUNG	99
LITERATURVERZEICHNIS	101
NOMENKLATUR	110
DANKSAGUNG	112
ABBILDUNGS- UND TABELLENVERZEICHNIS	113
ABBILDUNGEN.....	113
TABELLEN.....	115
ANHANG	116
ÜBERSICHT VERFÜGBARE HOCHTEMPERATURELEKTRONIKBAUSTEINE.....	116
TECHNISCHE ZEICHNUNGEN	122

Kurzfassung

Die Geothermie birgt ein enormes energetisches Potential, welches im Hinblick auf die Energiewende eine entscheidende Rolle als grundlastfähige erneuerbare Energieressource und mehr noch für die vielfach vernachlässigte Wärmewende spielen kann.

Um ihr Potential flächendeckend und effizient auszuschöpfen müssen Erschließung und Nutzung der Wärme aus großen Tiefen ingenieurtechnisch beherrschbar gemacht und zugehörige energetische Prozesse durch umfassende physikalische und chemische Daten aus Bohrlöchern wissenschaftlich analysiert werden.

Für die ingenieurtechnische Erschließung und Beherrschung geothermischer Wärmequellen und deren wissenschaftliche Untersuchung gleichermaßen sind geeignete Werkzeuge notwendig, die, bei den Untertage vorliegenden, extremen Umgebungsbedingungen, zuverlässig arbeiten. Die größte Herausforderung neben beschränkten Platzverhältnissen, teilweise vorliegenden hohen Umgebungsdrücken und korrosiven Umgebungsmedien sind hohe Temperaturen. Diese erschweren den Einsatz von Mess-, Steuerungs- und Datenverarbeitungselektronik, die in der Vielzahl nur bis 90°C arbeiten können. Komplexere Operationen, die mit der vorhandenen rudimentären Elektronik für den Hochtemperaturbereich oberhalb 200 °C nicht darstellbar sind, benötigen daher Kühlsysteme, die eine Zerstörung hitzeempfindlicher Bauteile für den Zeitraum der Untertageeinsätze verhindern. Vorhandene Systeme basieren auf unterschiedlichen thermodynamischen und thermophysikalischen Effekten, haben jedoch gemein, dass sie eine, innerhalb des Untertagewerkzeugs liegende Wärmesenke nutzen und somit nur zur temporären Kühlung eingesetzt werden können. Zwar ist dies für viele Einsätze ausreichend, stellt aber eine Beschränkung dar, die Langzeiteinsätze für die Messung sich langsam ändernder Parameter, stationäre Prozessüberwachung oder Einsätze mit ungewisser Dauer wie Reparaturen und andere verhindert.

Ein Kühlsystem für die dauerhafte Kühlung hitzeempfindlicher Bauteile in Untertagewerkzeugen würde die Bandbreite möglicher Einsätze vergrößern und die Entwicklung neuer komplexer Werkzeuge befördern.

Die vorliegende Arbeit umfasst wissenschaftliche Grundlagen von Kühlprozessen und Teilprozessen, die dauerhaft bei Umgebungstemperaturen über 200 °C ablaufen können, sowie grundlegende und prototypische Ingenieurslösungen für dafür notwendige Komponenten. Basierend auf dem bekannten Prinzip der Kompressionskältemaschine habe ich dafür theoretisch und auf Experimente gestützt eine experimentelle Kältemittel- und Materialauswahl kritischer Komponenten vorgenommen sowie Lösungsansätze für Teilsysteme und prototypische Konstruktionen einzelner Maschinenkomponenten unter Berücksichtigung extremer Randbedingungen für tiefengeothermische Werkzeuge, entwickelt.

Diese Arbeit liefert damit die wissenschaftlichen und ingenieurtechnischen Grundlagen für die Realisierung einer Kältemaschine für Elektronik in Untertagewerkzeugen.

Abstract

Geothermal Energy provides a huge energetic potential, which can play a major role regarding the energy shift, as baseload renewable and furthermore for the barely targeted heat supply change.

For a comprehensive and efficient usage of geothermal energy, the exploration and exploitation of heat from great depth must become controllable with engineering techniques and related energetic processes need to be analyzed scientifically, with physical and chemical data from boreholes.

For engineered geothermal systems and controlled heat production from great depth and scientific investigation of deep boreholes on the other hand, suitable tools, which work reliably at actual extreme downhole conditions are required. Besides limited space, partly high ambient pressures and corrosive surrounding media, high temperatures are the biggest challenge. They make the usage of measurement, control and data processing electronics difficult, which in most cases cannot work above 90 °C. Complex operations, which are not manageable with existing rudimentary high temperature electronics for temperatures above 200 °C, therefore require cooling systems, which prevent heat sensitive components from destruction during the downhole operation period. Existing systems are based on different thermodynamic and thermophysical principles but have in common, that they need a heat sink within the respective tool. Hence, they only allow temporary cooling. Indeed this is sufficient for various operations but it represents a limitation for the measurement of parameters, changing in long terms, stationary process monitoring or operation with undefined duration as repair and others.

A cooling system for permanent cooling of heat sensitive components in downhole tools would extend the bandwidth of possible operations and trigger the development of new complex tools.

The present work covers scientific basics of cooling processes and sub-processes, which can run permanently at ambient temperatures above 200 °C, as well as basic and prototypical engineering solutions for required components. Based on the principle of the compression-cooling machine, I performed theoretical and experimental investigations to select refrigerants as well as materials for critical components and developed solutions for subsystems and prototypical designs for machine components, considering the extreme constraints for geothermal downhole tools.

This work thereby provides the scientific and engineering basis for the realization of a cooling machine for electronics in downhole tools.

1 Einleitung

1.1 Einordnung des Themas und Motivation

Das Wärmemanagement in Untertagewerkzeugen, ob für Öl- und Gasgewinnung oder die Geothermie, stellt eine der zentralen Problemstellungen dar. Für die Exploration und den Betrieb von Bohrlöchern sind Mess-, Überwachungs- und Eingriffsinstrumente wichtige Werkzeuge zur Qualitätssicherung, zur Ermittlung wichtiger Daten für die wissenschaftliche und technische Untersuchung sowie um Inspektionen, Probennahmen oder Wartungen vorzunehmen.

1.1.1 Anwendung und Umgebungsbedingungen

Als Referenzbohrung, die charakteristisch für die Bedingungen in Zentraleuropa ist, dient das Geothermieprojekt in Soultz-sous-Fôrets zur Heranziehung der Zieleinsatzparameter [1]. Die wichtigsten Randparameter sind in Abbildung 1 dargestellt.

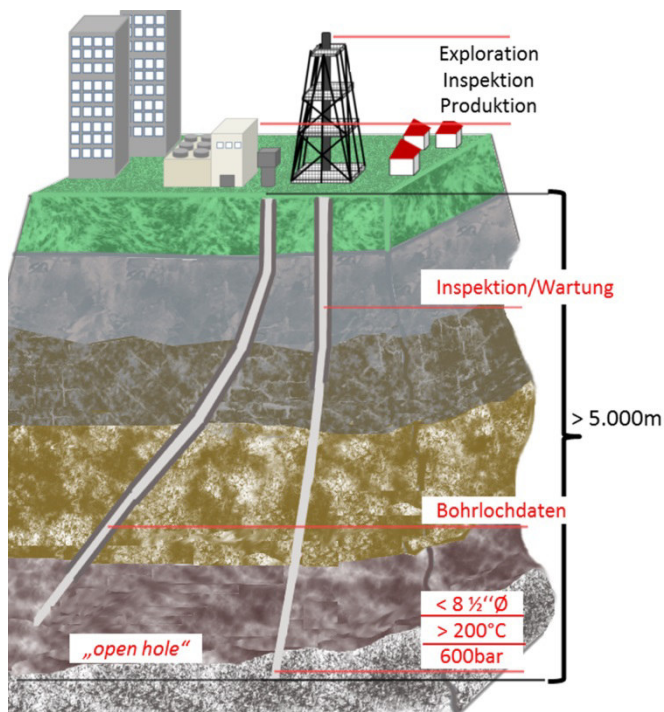


Abbildung 1: Nutzung und Bedingungen der tiefen Geothermie in Mitteleuropa

Für die Entwicklung von Werkzeugen, die bis zur maximalen Tiefe eingesetzt werden sollen, ist insbesondere der Umgebungsdruck von bis zu 600 bar bei einem Bohrlochdurchmesser von ca. 220 mm entscheidend. Selbst mit Hochleistungswerkstoffen wie der Nickelbasislegierung Inconel 718 (W-Nr. 2.4662) sind Gehäusewandstärken von 8 mm erforderlich, was den verfügbaren Bauraum auf maximal 79 mm beschränkt [2]. Des Weiteren ergibt sich eine Umgebungstemperatur von bis zu 200 °C.

1.1.2 Anwendung von Untertagewerkzeugen

Beim Anwendungsfeld von Untertagewerkzeugen herrschen, nicht nur im Bohrloch, sondern auch an der Oberfläche extreme technische und ökonomische Bedingungen. Die auf Bohrbaustellen eingesetzten Werkzeuge müssen hohe Anforderungen an Robustheit erfüllen, hingegen spielen Entwicklungs-, Wartungs- und Einsatzkosten eine untergeordnete Rolle angesichts der Bohrkosten und wirtschaftlichen Risiken von Erschließungen. Bei der

Gewinnung von Öl, Gas und geothermischer Wärme handelt es sich um eine Industrie, die nicht mit technischen Gebieten wie der Automobilindustrie vergleichbar sind, wo Kosten- und Effizienzoptimierung im Vordergrund stehen. Hier geht es in erster Linie um technische Machbarkeit. Serviceleistungen wie Messeinsätze in Bohrlöchern sind durch die Zahl verfügbarer Werkzeuge und ausführender Unternehmen stark limitiert. Bereits kleine Entwicklungsfortschritte können entscheidend sein, um neue Erkenntnisse und damit verbunden signifikante Steigerungen von Sicherheit und Effizienz zu erreichen. Die Einschränkungen für den Einsatz von Elektronik, aufgrund der Einsatztemperaturen, sind hierbei eine der Schlüsselfaktoren. Das Potential für neue Anwendungen in der Geothermie durch verbesserte Technologien für Wärmemanagement ist groß [3].

In vielen Fällen wird ausschließlich mit Hochtemperaturelektronik und Wärmedämmung (heat shields) gearbeitet, um längere Einsatzzeiten zu erreichen. Eine Verbesserung hierzu stellen Phasenwechselmaterialien (PCM) als passive Wärmesenken dar, deren Wirkung allerdings auf wenige Stunden beschränkt ist und die zudem kein stabiles Temperaturniveau im gekühlten Bereich halten [4]. Sowohl zu verschiedenen Materialien für temporäre Wärmesenken, beispielsweise vorgekühlte Metalle [5] oder gasförmigen Kühlpatronen [6], werden Forschungsarbeiten zur Ausweitung der Einsatzdauer gemacht. Andere Studien beschäftigten sich mit gesteuerten PCM Speichern und Einrichtungen für einen verbesserten PCM Wärmeübergang [7].

Bereits während des Bohrvorgangs könnten Kühlsysteme für Messeinrichtungen, beispielweise seismische Vorhersagesensoren zur Bohrausrichtung, Verbesserungen bringen [8]. Seismische Messeinrichtungen sind teilweise nur bis 70°C einsetzbar [9]. Zwar wird an hochtemperaturfähigen Sensoren geforscht, ein Problem bleibt aber die datenverarbeitende Elektronik [10].

Weitere Anwendungsbeispiele mit Kühlbedarf für längere Einsatzzeiten sind Videoinspektionssysteme [11], Probennehmer [12], Tracer-Logging und Hydrophysikalische Messungen [13].

Im Rahmen der ZWERG Projekts für Untertagewerkzeuge wurde ein Videoinspektionssystem entwickelt, das mithilfe einer PCM Kühlung, bei 165 °C etwa zwei Stunden im Bohrloch verbleiben kann [14], [15]. Des Weiteren wird an einem Werkzeug zur Entnahme von Wasserproben (WaSam) gearbeitet, welches Proben unter Aufrechterhaltung von Druck und Temperatur bis ins Labor bringen soll. Hierzu kommen, neben Wärmedämmung, auch Heizungen zum Einsatz [16]. Für die Erprobung der Werkzeuge stehen am KIT Testeinrichtungen, wie ein Autoklav für 200 °C und 600 bar, zur Verfügung [17].

Ein Kühlsystem, welches ein Kühlniveau unterhalb von 100 °C für einen Zeitraum von vielen Stunden oder sogar einigen Tagen aufrechterhalten kann, würde einen enormen Fortschritt für die Bandbreite an einsetzbarer Bohrlochelektronik und die Möglichkeit neuer, komplexer Anwendungen bedeuten. Grundlegende Ergebnisse zur Realisierung einer Untertagekältemaschine eröffnen bereits ein ganz neues Feld für Untertagewerkzeugentwicklungen.

Eine Übersicht möglicher Anwendungen für ein Langzeitkühlsystem im Geothermiebereich, ist in Abbildung 2 dargestellt.

Darüber hinaus sind Anwendungen mit ähnlichen Bedingungen wie die Öl- und Gask Gewinnung aus großen Tiefen, Unterseearbeiten im Bereich von Vulkanen oder die Suche und Exploration unterirdischer Lagerstätten für radioaktive Abfälle denkbar.

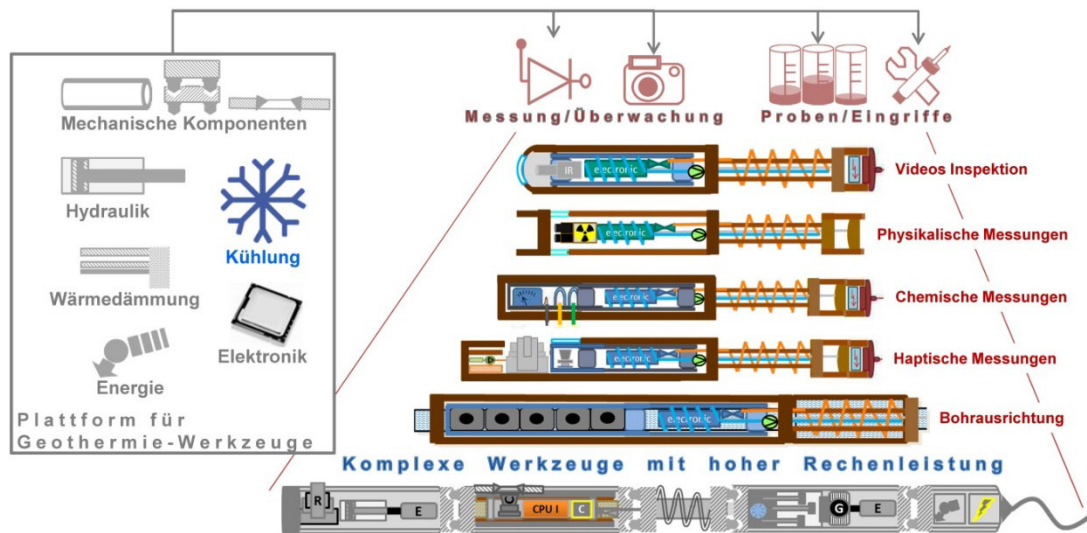


Abbildung 2: Übersicht über Plattformelemente und Werkzeuge für die Geothermie

1.1.3 Hochtemperaturelektronik

Dem, für die komplexen Anwendungen nötigen Einsatz von Elektronik sind vor allem durch die hohen Umgebungstemperaturen Grenzen gesetzt. Aus der Automobilindustrie sind FPGAs (Field Programmable Gate Arrays), die für Mikrocontroller und Motorsteuerungen einsetzbar sind, bis 125°C Einsatztemperatur standardisiert.

Ein Servoregler für Temperaturen über 200°C für den Betrieb eines Hochtemperaturmotors in Untertagewerkzeugen wurde am IAI entworfen [18], hergestellt und getestet [19]. Basierend auf den dabei gemachten Erfahrungen entstand eine Übersicht über verfügbare Elektronik für Anwendungen bei 200°C. Im Anhang findet sich eine Tabelle mit Halbleiterbausteinen (Tabelle 14). Von Texas Instruments sind diese CMOS (Complementary Metal-Oxide-Semiconductor) basiert und weisen Lebensdauern von bis zu 2000 Stunden bei 200 °C auf. CISSOID und Honeywell bieten CMOS SOI (Silicon on Isolator) Bausteine an, die dauerhaft bei bis zu 225°C arbeiten. Verfügbar sind hauptsächlich Basisbausteine wie Logikkomponenten, AD-Wandler und Verstärker. Komplexere Bausteine, wie beispielsweise anwendungsfreundliche Speicherbausteine, fehlen. Eine Reihe von Herstellern bieten passive Bausteine wie Widerstände, Spulen und Dioden an, zudem gibt es die Möglichkeit 125°C Elektronik durch aufwändige Tests für höhere Einsatztemperaturen zu qualifizieren. Bei allen verfügbaren Bauteilen gelten im Vergleich zu Standardelektronik um ein vielfaches höhere Stückpreise und Lieferzeiten. Das Platinenmaterial ist oft nur bis 115°C spezifiziert. Viele Eingangsverstärker für elektrochemische Sensoren sind nur bis 85°C einsetzbar, sodass spezielle Schaltungskonfigurationen nötig sind. Oberhalb von 100°C ist der Anwendungsbereich stark eingeschränkt. Bei den Bauteilen tritt zudem ein starker Temperaturdrift auf, vor allem bei Leistungsteilen sowie bei Controller- und Peripherie-Bausteinen, was die Langzeitstabilität und Genauigkeit von Messungen limitiert.

Einige Untertagewerkzeuge für komplexere Aufgaben erfordern eine Bandbreite elektronischer Bauteile und Schaltungen, die nur mit Standardelektronik bis 90°C darstellbar ist [2].

2 Stand der Forschung und Technik

Das Kapitel 2 umfasst ausschließlich bekannte wissenschaftliche und technische Lösungen aus Literatur- und Patentrecherche sowie zusammengefasste Ergebnisse aus eigenen und am Institut entstandenen Vorarbeiten.

2.1 Möglichkeiten zur Kühlung von Elektronik in Untertagewerkzeugen

Nachfolgend sind Möglichkeiten der Kühlung aufgeführt, die für den Einsatz in Untertagewerkzeugen eingesetzt werden können. Dargestellt sind die erreichbare Kühldauer und der jeweilige Stand der technischen Nutzung.

2.1.1 Chemische und auf Phasenwechsel basierte Kühlung

Eine Möglichkeit der zeitlich begrenzten Kühlung sind endotherme chemische Reaktionen. Die für die Reaktion aufgenommene und somit als Kühlung nutzbare Wärmemenge ergibt sich aus der Differenz der Standardbildungsenthalpien ΔH von Produkten und Edukten, siehe Gleichung (2.1).

$$t_{\text{Kühlen}} = m * \frac{\Delta H_{\text{Reaktion}}}{P_{\text{Kühlen}}} = \frac{(\sum \Delta H_{\text{Produkte}} - \sum \Delta H_{\text{Edukte}})}{P_{\text{Kühlen}}} \quad (2.1)$$

Die Kühldauer t bei gegebener Kühlleistung P ist durch die eingesetzte Masse m begrenzt. Für die Elektronik Kühlung in Untertagewerkzeugen denkbare Reaktionen sind beispielsweise Lösungsprozesse von Salzen in Wasser oder Entwässerungsprozesse von Oxiden [20].

Die Phasenwechselkühlung nutzt Phasenwechselmaterialien, kurz PCM (engl. Phase Change Material) zur temporären Kühlung. Dabei wird ausgenutzt, dass Stoffe Wärme aufnehmen um endotherme Phasenwechsel wie Schmelzen oder Verdampfen zu vollziehen. Die Kühldauer kann wie in Gleichung (2.2) berechnet werden.

$$t_{\text{Kühlen}} = m_{\text{PCM}} * \frac{c_{p\text{PCM}} * \Delta T_{\text{PCM}} + \Delta h_{\text{PCM}}}{P_{\text{Kühlen}}} \quad (2.2)$$

Die Kühldauer hängt von der vom PCM aufgenommenen Wärme, der Phasenwechselenthalpie Δh und der latenten Wärme, gegeben durch die Wärmekapazität c_p und Temperaturerhöhung ΔT des PCM ab. Sie ist beschränkt durch die maximale PCM Temperatur, die unterhalb der maximalen Kühltemperatur liegen muss und die mitgeführte PCM Masse.

Zalba et al. erstellten eine Übersicht mit über 150 Phasenwechselmaterialien mit unterschiedlichen Schmelztemperaturen und Schmelzwärmen, die zur Kühlung in unterschiedlichen Anwendungen einsetzbar sind [21]. Für Untertagewerkzeuge ist eine bekannte Variante das Prinzip der PCM Kühlung, in Verbindung mit einem per Dewar gedämmten Gehäuse und Heatpipes zum Wärmetransport einzusetzen [22]. Ma et al. untersuchten ein System zur Kühlung von Elektronik in Untertagewerkzeugen für Öl- und Gasbohrungen, mit Hydratsalz als PCM. Bei einer Umgebungstemperatur von 200°C konnten sie so Elektronik für sechs Stunden auf unter 120°C kühlen [23]. Es ist auch möglich, mehrere Phasenwechselmaterialien einzusetzen, um die Kühldauer zu verlängern, wie im Patent von Storm et al. vorgeschlagen [24].

2.2.2 Thermoelektrische Kühlung

Der Seebeckeffekt beschreibt einen elektrischen Stromfluss zwischen zwei unterschiedlich dotierten Halbleitern aufgrund eines Temperaturgradienten. Der umgekehrte Peltiereffekt ermöglicht die Kühlung durch Anlegen einer Stromquelle. Der erreichbaren Kühlleistung aufgrund der Peltierwärme wirken die Joulsche Wärme und Wärmeleitung entgegen, wie die einfache Näherung in Gleichung (2.3) zeigt.

$$P_{\text{Kühlung}} = \underbrace{\alpha_S * I * T_m}_{\dot{Q}_{\text{Peltier}}} - \underbrace{\frac{1}{2} * I^2 * R}_{\dot{Q}_{\text{Joule}}} - \underbrace{\lambda * A/b * \Delta T}_{\dot{Q}_{\text{Leitung}}} \quad (2.3)$$

Hier sind α_S der materialabhängige Seebeckkoeffizient, I der elektrische Strom, T_m die mittlere Betriebstemperatur, R der ohmsche Widerstand, A die Querschnittsfläche und b die Dicke des Peltierelements, λ die Wärmeleitfähigkeit des Peltierelements und ΔT der Temperaturgradient zwischen dessen kalter und warmer Seite. Die Kühlleistung ist proportional zum Strom und der Temperatur des Peltierelements. Eine Erhöhung des Stroms führt aber zu einer quadratischen Erhöhung der Joulschen Wärme, und eine Erhöhung der mittleren Temperatur führt, bei festgelegter Temperatur der Kaltseite, zu einer erhöhten Wärmeleitung. Thermoelektrische Kühlung ist demnach für große Kühlleistungen bei hohen Umgebungstemperaturen, wie bei Untertagewerkzeugen, nicht geeignet.

Sinha und Joshi untersuchten die Kühlung mittels Peltiereffekt in Untertagewerkzeugen bei Verwendung von Hochtemperaturelektronik. Sie konnten zeigen, dass bei Umgebungstemperaturen von 200°C, Elektronik mit 8W Wärmeerzeugung auf bis zu 170°C herunter gekühlt werden kann [25]. Eine Variante ist die Kombination eines thermoelektrischen Kühlelements mit einem Hitzeverteiler zum Abtransport der Wärme aus dem gekühlten Bereich [26].

2.2.3 Offene Prozesse und Kompressionskältemaschine

Verschiedene Ansätze zur Kühlung in Untertagewerkzeugen beinhalten einen offenen Prozess, bei dem ein Kältemittel Wärme aus dem gekühlten Bereich entzieht und dieses anschließend aus dem Bereich gebracht wird. Für Bohrprozesse können Bauteile mit der Bohrspülung gekühlt werden [27]. Andere Konzepte sehen die Kühlung mittels Bohrlochfluid [28] vor oder beinhalten einen Wärmetauscher an der Oberfläche [29], um die Kältemitteltemperatur wieder zu senken. Weitere Varianten eines offenen Prozesses beinhalten die Kühlung durch Verdampfung eines Kältemittels, wobei der Dampf ans Bohrloch abgegeben werden [30] oder in einen Tank gespeichert werden soll [31]. Die offenen Kühlprozesse haben gemein, dass sie einen Kältemittelvorrat aufbrauchen und eine begrenzte Kühldauer haben.

Lazare Nicolas Marguerite Carnot veröffentlichte im Jahr 1824, in seiner Schrift „Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance“, die sich mit Dampfmaschinen und den genutzten thermodynamischen Prozessen beschäftigte, unter anderem die Beschreibung des später nach ihm benannten Carnot-Prozesses (Abbildung 3). Diese bildet die theoretische Grundlage für Dampf-Prozesse zur technischen Nutzung, wie dem Kältemaschinenprozess.

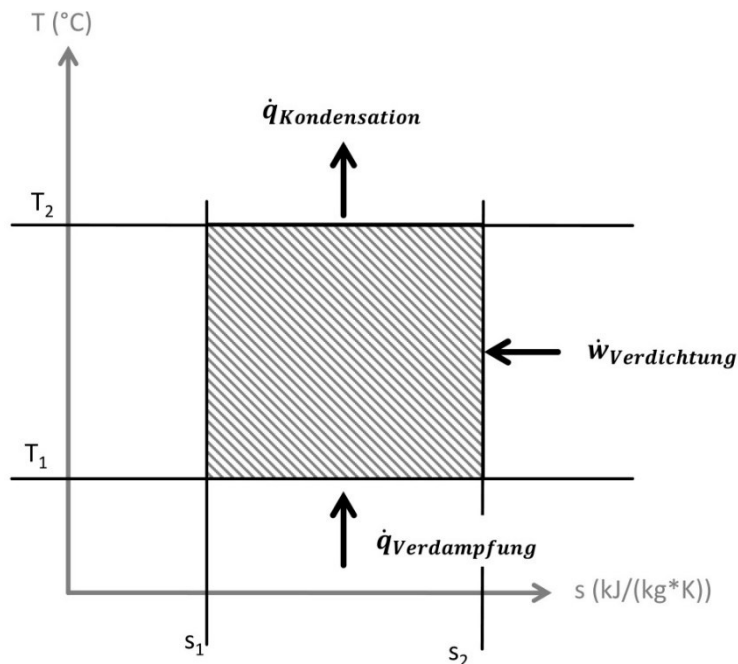


Abbildung 3: Carnot Prozess (Kompressionskältemaschine) im Temperatur (T) - Entropie (s) Diagramm

Der Carnot Prozess besteht aus zwei Isothermen und zwei Isentropen und repräsentiert einen idealen Kreisprozess, der rechtsläufig den Wärmepumpenprozess und linksläufig den Kältemaschinenprozess beschreibt und aus den Teilprozessen Verdampfung, Verdichtung, Kondensation und Expansion besteht. Aus den Flächen, die Entropie- und Temperaturdifferenzen bilden, lassen sich die Prozesswärmern ablesen. Daraus ergibt sich die für die Kühlung zu erbringende Verdichtungsarbeit nach Gleichung (2.4).

$$w_{\text{Verdichtung}} = \underbrace{(s_2 - s_1) * T_2}_{\dot{q}_{\text{Kondensation}}} - \underbrace{(s_2 - s_1) * T_1}_{\dot{q}_{\text{Verdampfung}}} \quad (2.4)$$

Daraus ergibt sich die Carnot Leistungszahl, die die maximal theoretisch erreichbare Leistungszahl darstellt, (üblicherweise als „coefficient of performance“ COP bezeichnet) allein aus Verdampfungstemperatur T_1 und Kondensationstemperatur T_2 zu:

$$\eta_{\text{Carnot}} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.5)$$

1834 baute Jacob Perkins die erste Kompressionskältemaschine unter Verwendung des Kältemittels Äther. Diese wurde von ihm am 14.08.1835 unter dem Titel „GB 6662/1835 Apparatus and means for producing ice and in cooling fluids“ patentiert. Dieses Patent beschreibt den grundsätzlichen Kompressionskältemaschinenprozess sowie die benötigten Komponenten. Die Mehrzahl der heute verwendeten Kühlschränke und Klimaanlage basiert auf diesem Prinzip.

James Prescott Joule und Sir William Thomson wiesen 1852 einen Effekt nach, der auftritt, wenn während der schnellen Expansion eines Gases ein Wärmeaustausch mit der Umgebung nahezu unterbunden wird. Bei einem solchen adiabaten Prozess bleibt die Enthalpie des

Stoffes konstant. Zwischen Realgaspartikeln herrschen Wechselwirkungen. Oberhalb der fluidabhängigen Inversionstemperatur überwiegen abstoßende, darunter anziehende Kräfte. Durch die Expansion vergrößert sich der mittlere Partikelabstand. Sind abstoßende Kräfte vorherrschend führt das zu einer Erhöhung der kinetischen Energie und die Gastemperatur steigt. Bei vorherrschenden anziehenden Kräften unterhalb der Inversionstemperatur verringert die Expansion die kinetische Energie und die Temperatur sinkt. Das verflüssigte Kältemittel im Kühlkreislauf verdampft bei der Expansion teilweise und kühlt dadurch ab. Haché schlägt in seiner Patentschrift einen Kreislauf nach dem Carnot Prinzip zur Kühlung in Untertagewerkzeugen vor, wobei das Kältemittel zwischen zwei coaxialen Behältern fließt, die den kalten Bereich einschließen [32].

Abbildung 4 stellt den schematischen Aufbau der Kompressions- sowie Absorptions- und Adsorptionskältemaschine gegenüber, auf die im folgenden Abschnitt eingegangen wird. Die vier Grundkomponenten sind: Verdampfer, Verdichter, Kondensator und Drossel.

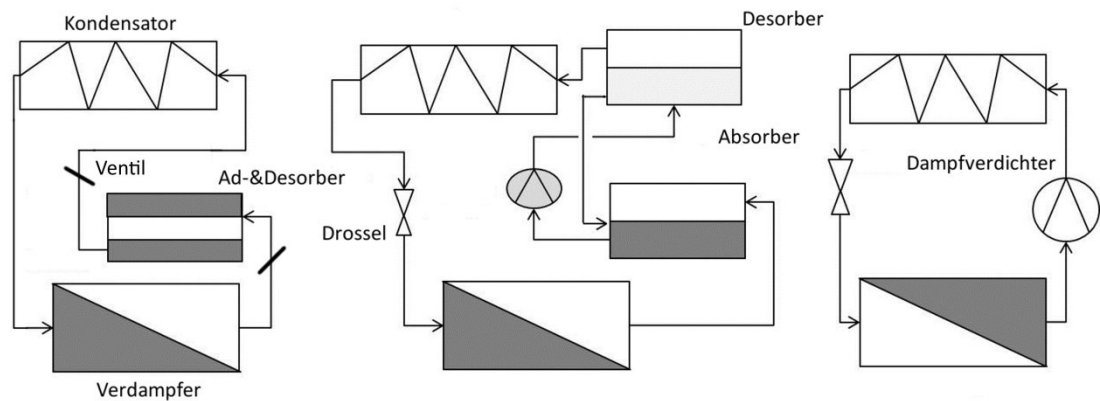


Abbildung 4: Schematischer Aufbau von Adsorptions- (links), Absorptions- (mitte) und Kompressionskältemaschine (rechts)

2.2.4 Absorptions- und Adsorptionskältemaschine

Im Unterschied zur Kompressionskältemaschine nutzen Ab- und Adsorptionskältemaschine hauptsächlich Wärme als Antriebsenergie und benötigen zwei Arbeitsmedien. Anstatt den bei der Verdampfung entstehenden Kältemitteldampf direkt zu verdichten, wird dieser, bei der Absorptionskältemaschine, in einem Lösungsmittel gelöst. Bei dieser Absorption wird Wärme freigesetzt. Die reiche Lösung aus beiden Arbeitsmedien wird in flüssiger Form verdichtet. Auf höherem Druckniveau wird das Kältemittel durch einbringen von Wärme im Desorber dampfförmig aus dem Lösungsmittel freigesetzt und kondensiert anschließend unter Wärmeabgabe im Kondensator. Das Kondensat wird über eine Drossel entspannt und wieder dem Verdampfer zugeführt. Der Absorptionskühlungsprozess ist in Abbildung 5 dargestellt.

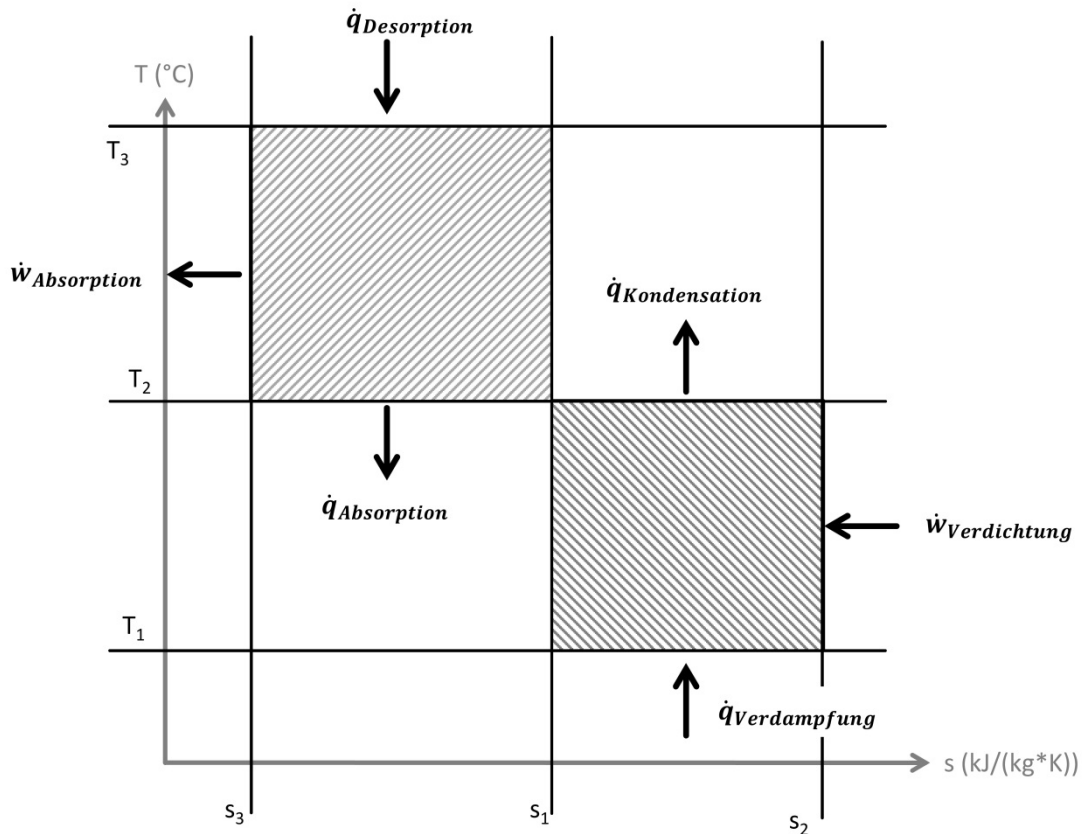


Abbildung 5: Carnot Prozess (Absorptionskältemaschine) im Temperatur (T) - Entropie (s) Diagramm

Die Größen des Absorptionskühlprozesses ergeben sich aus dem Carnot Diagramm.

$$\dot{q}_{\text{Verdampfung}} = (s_2 - s_1) * T_1 \quad (2.6)$$

$$\dot{q}_{\text{Kondensation}} = (s_2 - s_1) * T_2 \quad (2.7)$$

$$\dot{w}_{\text{Verdichtung}} = (T_2 - T_1) * (s_2 - s_1) \quad (2.8)$$

$$\dot{q}_{\text{Absorption}} = (s_3 - s_1) * T_3 \quad (2.9)$$

$$\dot{q}_{\text{Desorption}} = (s_1 - s_3) * T_3 \quad (2.10)$$

Um in einer Umgebung mit der Temperatur T_2 kühlen zu können, muss zur Desorption Wärme, bei einer höheren Temperatur T_3 zugeführt werden. Bei der Absorption entsteht Wärme, die abgeführt werden muss.

Da die Verdichtungsarbeit hier klein im Vergleich zur aufzubringenden Desorptionswärme ist, wird das maximale Wärmeverhältnis, anstelle der Carnot Wirkungsanzahl zur Bewertung der Kühlleistung verwandt:

$$\zeta_{\text{max. Wärme}} = \frac{\eta_{\text{Verdampfung}}}{\eta_{\text{Desorption}}} = \frac{T_1 * (T_3 - T_2)}{(T_2 - T_1) * T_3} \quad (2.11)$$

Zetsche beschreibt in seiner Dissertation die regeltechnische Optimierung einer Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem Eisspeicher [33]. Mit Ammoniak als Kälte- und Wasser als Lösungsmittel, untersuchte er die Effizienz bei verschiedenen Desorptions- und Verdampfungstemperaturen. Bei einer Desorptionstemperatur von 110°C, einer Kondensationstemperatur von 45°C und einer Verdampfungstemperatur von 15°C, konnte er einen COP von 0,51 nachweisen.

Setzt man die Bedingungen für Untertagewerkzeuge mit Verdampfungstemperatur $T_1=80^\circ\text{C}$, Kondensationstemperatur $T_2=250^\circ\text{C}$ und Desorptionstemperatur $T_3=250^\circ\text{C}$ ergibt sich das maximale Wärmeverhältnis zu 0,26. Für eine Kompressionskältemaschine ergibt sich bei gleichen T_1 und T_2 die Carnot Leistungszahl zu 2,61.

In einer Adsorptionskältemaschine wird der Kältemitteldampf in einem Feststoff gespeichert und in einem weiteren Schritt durch Wärmezufuhr aus diesem gelöst. Die Verdichtung des Kältemittels erfolgt durch abwechselndes Absorbieren unter Wärmeabgabe und Desorbieren unter Wärmezufuhr des Kältemitteldampfes in derselben Komponente. Der Prozess erfolgt diskontinuierlich [34].

Bergren und Difoggio schlagen in ihrer Patentschrift ein Kühlsystem für Untertagewerkzeuge vor, das auf Adsorptionskühlung basiert. Wasser als Kältemittel soll dampfförmig in einem Festkörper gespeichert, allerdings nicht wieder desorbiert werden [35]. Der vorgeschlagene Prozess eignet sich für temporäre Kühlung.

2.2.5 Eigene und institutsinterne Vorarbeiten zur Kühlung in Untertagewerkzeugen

Im Rahmen der Arbeiten im Bereich der Entwicklung von Untertagewerkzeugen für die Tiefengeothermie am Institut für Automation und Angewandte Informatik IAI (ehem. Institut für Angewandte Informatik) wurde eine Reihe von wissenschaftlichen Arbeiten zum Wärmemanagement und zur Elektronikkühlung erstellt, die nachfolgend kurz zusammengefasst werden.

In seiner Masterarbeit „Entwicklung eines Kühlsystems für eine Geothermie Bohrlochsonde“ von 2010 entwickelte Cédric Strubel ein auf Phasenwechselmaterial (PCM) basierendes, temporäres Kühlsystem für Untertagewerkzeuge. Für die Wärmedämmung schlug er Vakuumdämmung und „Multi Layer Insulation MLI“ in der Gehäusewand vor. Für ein Werkzeug mit 170mm Außendurchmesser, einer Länge von 2m sowie einem Frontglas errechnete er einen äußeren Wärmeeintrag von rund 46W, bei 200°C Umgebungstemperatur. Für eine interne Wärmelast von 200W und einen Eisspeicher von 15m Länge, der seinerseits rund 48W Wärmeeintrag verursacht, prognostizierte er eine mögliche Arbeitsdauer von 80h [36].

Im Rahmen der Bachelorarbeit „Entwicklung eines Kühlsystems für Geothermie-Bohrloch-Sonden“ von 2011 untersuchte ich verschiedene Möglichkeiten zur Kühlung von Elektronik in Untertagewerkzeugen. Dafür nahm ich einen theoretischen Vergleich der Kühlung mittels Phasenwechselmaterial, der Kühlung mittels endothermer Reaktionen und der Kühlung mit Kältemaschinen vor. Ergebnis der Studie war, dass eine Kompressionskältemaschine die vielversprechendste Variante für die technische Umsetzung einer langanhaltenden Kühlung ist. Mit den möglichen Kältemitteln Aceton und 1,1-Dichlorethan entwarf ich ein prinzipielles Konzept für den Aufbau einer solchen Kältemaschine. Eine zentrale Erkenntnis aus der Arbeit war, dass zur Auslegung der thermodynamischen Prozesse sowie zur Kältemittel- und Materialauswahl tieferegehende theoretische und vor allem experimentelle Untersuchungen notwendig sind [37]. Erstmals stellte ich die Idee der Bohrlochwerkzeug-Kältemaschine im November 2011 bei der „Sciencebar“ Poster-Ausstellung des Geothermiekongresses in Bochum öffentlich vor [38]. Aufbereitete Ergebnisse der

Bachelorarbeit wurden 2012, beim Geothermiekongress in Karlsruhe [39], und in der Zeitschrift Geothermische Energie veröffentlicht [40].

Martin Antes legte im Rahmen seiner Diplomarbeit von 2013, „Entwicklung und Konstruktion eines Gehäuses zum Wärmemanagement einer Inspektionssonde für Geothermiebrunnen“ ein Gehäuse mit einem Außendurchmesser von 95mm und einer Länge von 2,5m für 600bar Umgebungsdruck und 200°C Umgebungstemperatur aus. Hierzu wurden mögliche Werkstoffe für Gehäuse und Fenster sowie Dichtungsvarianten bewertet. Die radiale Wärmedämmung sollte durch ein Glas-Dewar mit Vakuum und MLI gewährleistet werden. Hierzu wurden grundlegende Untersuchungen zur Vakuumdämmung und Getter-Materialien gemacht [41].

Pascal Armbruster verglich in seiner Bachelorarbeit „Konstruktion eines Verdichters für das Kühlsystem einer Geothermie-Bohrlochsonde“ von 2013 verschiedene Verdichter-Typen hinsichtlich ihrer Eignung für eine Untertagekältemaschine. Unter Berücksichtigung der beschränkten Platzverhältnisse bei gleichzeitig hohen Druckverhältnissen wurde ein Kolbenverdichter vorgeschlagen. Im Rahmen der Arbeit wurde ein Ausführungsbeispiel eines 2-stufigen, per Elektromotor angetriebenen Kolbenverdichters für das Kältemittel Aceton konstruiert [42].

Für das Projekt „GeoKam“ zur Entwicklung eines Untertage-Videoinspektionssystems wurde ein Gehäuse aus Inconel 718 mit Fenstern aus Magnesiumspinnell mit einem Außendurchmesser von 95mm und einer Länge von 2,4m hergestellt. Das Gehäuse mit einer Wandstärke von 8mm ist für Umgebungsdrücke bis 600bar ausgelegt. Für die axiale Wärmedämmung werden PTFE Stopfen eingesetzt. Radial ist die Sonde im Bereich der Fenster mit einem Glas-Dewar wärmeisoliert. Für Kamerasteuerung, Datenverarbeitung und Kommunikation wurde ein CPU entwickelt, der bei Temperaturen bis 125°C funktioniert. Zur temporären Kühlung ist ein System aus „Heatpipes“ und einer Eiskartusche als Wärmesenke integriert [43]. Ein Stahl-Dewar für fensterlose Bereiche mit einem durchgehend freien Innendurchmesser von 65mm wurde 2017 am IAI fertig gestellt und getestet [2].

Die Masterarbeit von 2014 [44], „Entwurf, Aufbau und Instrumentierung eines Versuchsstands für die Entwicklung einer Bohrloch-Kältemaschine“, hatte zum Ziel, den thermodynamischen Kreisprozess zur permanenten Kühlung bei 200°C Umgebungstemperatur im Laborexperiment darstellbar zu machen und so Erkenntnisse für die Entwicklung der Komponenten zu gewinnen. Dies wurde, ohne Berücksichtigung der Platzbeschränkungen in Untertagewerkzeugen, mit einem 2-stöckigen, hydraulischen Kreislaufbau realisiert. Das System aus Rohrleitungen und Heizsystemen zur Simulation von hohen Umgebungstemperaturen war mit Sensoren zur Messung von Drücken und Temperaturen ausgestattet. Ein Rillenverdampfer aus Kupfer diente als Verdampfer und als Kondensator wurde zunächst ein spiralförmig gewickeltes Kupferrohr eingesetzt. Dieses wurde später durch ein, aus Fittings und Fertigrohren bestehendes Edelstahlrohrbündel ersetzt. Zur Simulation einer flüssigen Umgebung mit bis zu 250°C beinhaltete der Versuchsstand eine 2m hohe Fritteuse, gefüllt mit einem Thermo-Öl. Als Verdichter diente ein Kolben in einem Hydraulikzylinder (Innendurchmesser 40mm), der über eine Kolbenstange von einem, mit Druckluft betriebenen Pneumatik-Zylinder angetrieben wurde. Als Drosselemente konnten verschiedene Kapillarröhrchen, Ventile und Blenden montiert werden. Das Gehäuse des Verdampfers und der Verdichtungszyylinder wurden mit Heizungen versehen und isoliert, um eine Umgebungstemperatur von maximal 250°C simulieren zu können. Heizbänder an den isolierten Verbindungsleitungen zwischen den Komponenten, sollten verhindern, dass Kältemitteldampf außerhalb des Kondensators kondensiert [44]. Teilergebnisse des Versuchsstandaufbaus wurden Anfang 2014 beim „Workshop on Geothermal Reservoir Engineering“ vorgestellt [45]. Die Ergebnisse der abgeschlossenen Masterarbeit wurden bei der jährlichen Konferenz des „Geothermal Resources Council“ veröffentlicht [46]. Versuche mit dem Versuchsstand offenbarten verschiedene Schwierigkeiten. Als technische Hauptprobleme ließen sich die Lebensdauer der

Kolbendichtungen, die Wärmeverteilung im Verdampfer sowie die platzverhältnismäßige und robuste Gestaltung der Komponenten, insbesondere des Kondensators, zur Wärmeübertragung an die Bohrlochumgebung identifizieren. Aufgrund der Komplexität des Versuchsstands mit vielen Elementen und abzudichtenden Verbindungsstellen und der, weit über den Anforderungen im Bohrloch liegenden Größenverhältnisse der Komponenten, konnten mit dem Teststand keine ausreichenden Aussagen für die detaillierte Komponentenentwicklung des Kühlsystems getroffen werden. Prozessabweichungen ließen sich aufgrund der vielen Einflussparameter nicht hinreichend interpretieren und übertragen. Als Kolbendichtungen wurden zunächst O-Ringe eingesetzt, die sich bei der großen Hublänge trotz geringer Hubfrequenz schnell abnutzten. Schmiermittelfrei laufende Simmerringe aus PTFE ermöglichten einen kurzzeitigen Betrieb. Versuche wurden mit den Kältemitteln Wasser und Aceton gemacht. Bei Kühllasten von rund 70W konnte der Kühlkreislauf bei bis zu 150 °C Umgebungstemperatur für einige Stunden aufrechterhalten werden. Generell waren die erreichten Enddrücke zu niedrig für eine kontinuierliche Kondensation und es traten hohe Druckschwankungen auf, was maßgeblich auf den ungünstigen Verdichter- und Kolbenaufbau mit großen Schadvolumen zurückzuführen war. Der pneumatisch betriebene Verdichter, mit Zylinderdurchmesser von 40mm, erreichte nur sehr geringe Hubfrequenzen kleiner 0,5Hz, was zu großen Totvolumen und Leckageverlusten führte. Ein Langzeitbetrieb mit ausreichendem Druckniveau und Massenstrom konnte nicht dargestellt werden.

Parallel zu den Arbeiten am „GeoKam“ Projekt und der Entwicklung des Probennehmers „WaSam“ wurden Überlegungen zur Umsetzung des Kältemaschinenkonzepts in Bohrsträngen, für die Bohrung tiefer Geothermiebrunnen, zur Kühlung seismischer Vorhersage Sensorik, um gezieltes Bohren zu ermöglichen, angestellt [47]. Es wurde ein Forschungsvorhaben angestrebt, um eine entsprechende Prototypentwicklung für eine, im Bohrstrang integrierte, gekühlte, seismische Vorhersageeinrichtung zu finanzieren. Am Konsortium beteiligt waren Geologen und Hydrologen, Sensorentwickler sowie Bohrtechniker. Trotz der breit aufgestellten Projektgruppe und ausführlicher Vorarbeiten, kam eine Finanzierung des Vorhabens nicht zustande.

2.2.6 Anwendungsbedingte Auswahl des Verdichterprinzips

Unter Berücksichtigung der speziellen Randbedingungen, insbesondere beschränkter Platzverhältnisse, hohen Druckverhältnissen und hohen Betriebstemperaturen, kommen grundsätzlich Scrollverdichter, Membranverdichter und Kolbenverdichter für die Kühlung in Untertagewerkzeugen in Frage.

Scrollverdichter, bestehend aus zwei ineinandergreifenden, spiralförmigen Körpern, verdichten durch Veränderung des Arbeitsraums zwischen der feststehenden und der beweglichen Spirale. Sie arbeiten ohne Schmierstoff [48]. Das erreichbare Druckverhältnis, entspricht dem Verhältnis der Radien von innerem zu äußerem Berührungspunkt und ist dementsprechend durch den verfügbaren Bauraumdurchmesser beschränkt. Bei verfügbarem Durchmesser von 74mm und einem Leitungsdurchmesser von 4mm ergäbe sich ein maximal erreichbares Druckverhältnis von 18,5bar. Nicht berücksichtigt sind hierbei prozessbedingte, aufgrund der großen Temperaturdifferenzen beim Verdichtungsprozess auftretende, unterschiedliche Wärmeausdehnungen. Unter diesen Bedingungen ist eine, für kleine Volumenströme notwendige Auslegung mit engen Toleranzen, erschwert, zumal das Kühlsystem in einem breiten Umgebungstemperaturbereich von 100°C bis 200°C funktionieren muss.

Generell werden Membranverdichter für kleine Druckverhältnisse eingesetzt. Wenn sie hydraulisch betrieben werden, sind auch große Drücke erreichbar. In diesen Fällen wird die Membran durch Hydraulikflüssigkeit ausgelenkt, wodurch sie mechanisch entlastet und die Membranabdichtung entscheidend für die Funktion wird [49]. Voraussetzungen für den Einsatz in Untertagewerkzeugen sind, neben chemisch resistenten Membranen, auch eine hochtemperaturfähige Hydraulikpumpe mit ausreichendem Volumenstrom. Zudem sind ein schnell schaltendes Ventil und eine aufwändige Steuerung nötig.

Christof Ebner beschäftigte sich in seiner Masterarbeit zur Entwicklung eines Hydraulikantriebs für ein Untertagewerkzeug zur Probennahme eingehend mit Hydraulikpumpen und Ventilen für die Einsatzbedingungen im Bohrloch [50]. Hydraulikpumpen erreichen zwar hohe Drücke, jedoch bei geringer Verdrängung. Eine geeignete Pumpe erreicht, bei einem Druck von 22bar, ein Fördervolumen von etwa $50\text{cm}^3/\text{s}$. Nehmen wir Wasser als Kältemittel an, mit einer Dampfdichte von $6 \cdot 10^{-7} \text{ kg/cm}^3$ (100°C) und einer Verdampfungsenthalpie von 1.750kJ/kg , ergäbe sich damit eine maximal theoretisch erreichbare Kälteleistung von $52,5\text{W}$.

Bei der hydraulischen Membranpumpe sind keine dynamischen Dichtungen nötig, allerdings bringen der große Volumenfaktor, das Schadvolumen und temperaturabhängige Eigenschaften der Hydraulikflüssigkeit schwer handhabbare Probleme mit sich.

Vorrangig ist jedoch, dass für die Anwendung und künftige Weiterentwicklungen eine gewisse Anpassungsfähigkeit bezüglich der Einsatztemperaturen und eingesetzter Kältemittel gefordert sind. Unter Berücksichtigung aller Faktoren wird der Hubkolbenverdichter, bei dem das Druckverhältnis durch Veränderung des Hubs angepasst werden kann, als geeignetste Variante eingeschätzt. Die größte technische Herausforderung sind hierbei geeignete Kolbendichtungen.

2.3 Theoretische Grundlagen der Kompressionskältemaschine

2.3.1 Grundlegender Aufbau

Die Kompressionskältemaschine besteht im Wesentlichen aus vier Komponenten, in denen die vier jeweiligen Teilprozesse ablaufen. Für die Untertageanwendung gelten dabei spezielle Randbedingungen.

Der Verdampfer befindet sich in einem wärmegeprägten Gehäuse, um die aus der Umgebung ins Innere der Werkzeuge kommende Wärme zu minimieren. Die Verdampfungstemperatur liegt unterhalb der zulässigen Höchsttemperatur zu kühlender Bauteile von 90°C . Der erzeugte Dampf wird vom Verdichter angesaugt. Die Verdampfung findet bei atmosphärischem Druck, ca. 1bar statt. Eine Evakuierung des Systems könnte zwar die Verdampfungstemperatur herabsetzen, stellt aber für die Befüllung, eventuelle Wartung und Inbetriebnahme des Systems einen, insbesondere bei den Baustellenbedingungen an Bohrlochplätzen, ungewünschten Aufwand dar. Außerdem ist hierbei das Druckverhältnis zu bedenken, welches zur Aufrechterhaltung des Prozesses erreicht werden muss und sich sowohl durch Herabsetzung des Verdampfungsdrucks als auch durch Erhöhung des Kondensationsdrucks erhöht.

Der Verdichter befindet sich einem nicht gedämmten Bereich des Gehäuses, damit die bei der Verdichtung entstehende Verlustwärme nicht zu Lasten der Kälteleistung geht und arbeitet bei der Zieleinsattiefe bei einer Umgebungstemperatur von 200°C . Der Dampf wird in den Kondensator gepumpt und dabei vom Verdampferdruck 1bar auf den Kondensationsdruck gebracht, bei dem das eingesetzte Kältemittel oberhalb der Umgebungstemperatur kondensiert.

Der Kondensator ist in unmittelbarem Kontakt mit der Umgebung, um bei der Kondensation Wärme an diese abgeben zu können. Er ist dem Umgebungsmedium bei hohem Druck ausgesetzt. Die Kondensationstemperatur muss oberhalb derjenigen der Umgebung liegen. Für die Prozessauslegung wird eine Temperaturdifferenz zwischen Kondensation und Umgebung von mindestens 15K, also eine Kondensationstemperatur von über 215°C angesetzt, um die Wärmeübertragung an das Bohrlochfluid anzutreiben.

Die Drossel verbindet Kondensator und Verdampfer und ist das Verbindungselement zwischen heißem und kaltem Bereich. In ihr sinkt der Druck des Kältemittelkondensats auf Verdampfungsdruck. Der Massenstrom durch die Drossel muss bei gegebenem Druckverhältnis auf die Fördermenge des Verdichters abgestimmt sein, damit ein stationärer Zustand erreicht wird.

2.3.2 Thermodynamischer Kreisprozess

Der reale Kältemaschinenprozess wird, verglichen mit dem idealen Carnot-Prozess, exakter angenähert, wenn der Teilprozess der Verdichtung als polytrope Zustandsänderung und der Teilprozess der Expansion, als isenthalpe Zustandsänderung beschrieben werden. Bei der Verdichtung wird dem Kältemitteldampf zusätzlich Wärme aus der Umgebung sowie durch Reibung zugeführt. Der Dampf wird dadurch über die Kondensationstemperatur erhitzt. Des Weiteren wird angenommen, dass das Kältemittel bei und nach der Verdampfung auf dem Weg zum Einlass des Verdichters überhitzt wird. In Abbildung 6 ist der entsprechend angepasste Prozess gezeigt.

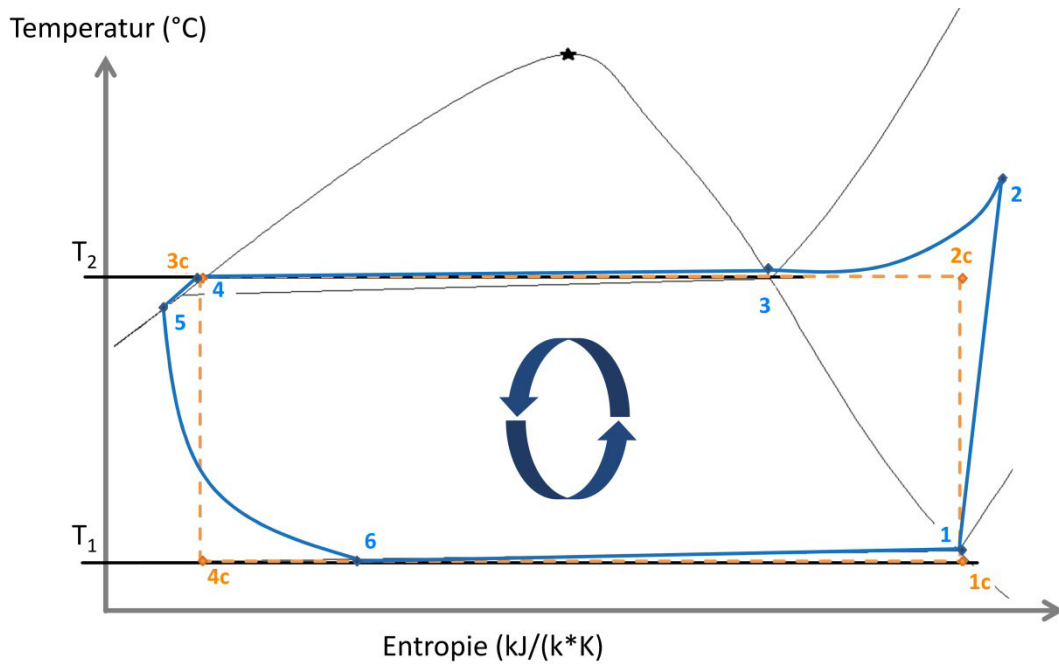


Abbildung 6: Vergleich des Carnot Prozess (1c-4c) mit dem polytropen Prozess (1-6)

Der Kältemitteldampf wird, unter Aufnahme von Wärme, polytrop verdichtet (1-2). Der heiße Kältemitteldampf kühlt, unter Abgabe sensibler Wärme an die Umgebung auf Kondensationstemperatur T_2 ab (2-3). Das Kältemittel kondensiert unter Abgabe von latenter Wärme an die Umgebung (3-4). Das Kältemittelkondensat kühlt sich, unter Abgabe von sensibler Wärme, an die Umgebung leicht ab (4-5). Das flüssige Kältemittel expandiert, wobei es teilweise verdampft und sich abkühlt auf Verdampfungsdruck (5-6). Das Kältemittel verdampft bei Temperatur T_1 , wobei, bis zum Einströmen in den Verdichter, eine leichte Überhitzung stattfindet (6-1).

Aus der Prozessbeschreibung ergeben sich die Prozessgrößen, die im folgenden Abschnitt im Einzelnen beschrieben werden.

2.3.3 Berechnung von Prozessparametern

Aus der angestrebten Kälteleistung P_K und der Verdampfungsenthalpie Δh_v ergibt sich der benötigte Massenstrom. Hierbei wird berücksichtigt, dass nach der Expansion nur ein Teil x_f des Kältemittels flüssig vorliegt.

$$\dot{m} = \frac{P_K}{\Delta h_v * x_f} \quad (2.12)$$

Wird der Kältemitteldampf als ideales Gas betrachtet, gilt für Druck p und Volumen V die Beziehung für polytrope Zustandsänderungen mit dem Polytropenexponent n :

$$p * V^n = const. \quad (2.13)$$

Aus dieser Beziehung kann der Polytropenexponent aus Volumen und Druckverhältnis der Verdichtung ermittelt werden.

$$n = \frac{\log\left(\frac{p_1}{p_2}\right)}{\log\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} \quad (2.14)$$

Daraus ergibt sich für die Verdichtungsleistung aus der integrierten Volumenänderungsarbeit und dem Massenstrom:

$$P_v = \dot{m} * \frac{n}{n-1} * v_1 * p_1 * \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (2.15)$$

Die an die Umgebung abgegebene Wärme ergibt sich als Summe aus sensiblen Wärmen und latenter Kondensationswärme.

$$\dot{Q}_u = \dot{m} * \sum [\Delta h_k + cp_{2,3} * (T_2 - T_3) + cp_{4,5} * (T_4 - T_5)] \quad (2.16)$$

Mit den Wärmekapazitäten cp , bei Temperaturen T und der Kondensationsenthalpie Δh_k . Für einen bekannten Massenstrom kann, unter Annahme isenthalper Expansion ($h_5=h_6$), die Kühlleistung aus der Enthalpie vor Expansion h_5 und nach Verdampfung h_1 ermittelt werden.

$$P_K = \dot{m} * (h_1 - h_5) \quad (2.17)$$

Die, im Verdampfer aufzunehmende Wärme entspricht der Kühlleistung des Systems.

$$\dot{Q}_v = P_K \quad (2.18)$$

3 Grundkonstruktion des Kühlsystems

3.1 Einschätzung technischer Problemstellungen

Ausgehend vom Stand der Forschung und Technik ist eine Reihe von Problemen zu lösen, um eine Kältemaschine für Untertagewerkzeuge realisieren zu können. Aus diesen ergibt sich die Festlegung von Teilsystemen und Problemgruppen. Im Einzelnen fehlen hinreichende Lösungen oder Erkenntnisse:

- Um bei den beschränkten Platzverhältnissen einen ausreichenden Wärmeentzug von zu kühlenden Bauteilen, ohne zusätzliche Umwälzeinrichtungen oder Lüfter, bei einem Temperaturniveau von unter 100°C zu erreichen.
- Zum Aufbau eines Wärmetauschers zur Kondensation, der eine ausreichende Wärmeabfuhr an die Umgebung ermöglicht, ins Gesamtsystem integrierbar ist und den Anforderungen an Druck- und Korrosionsbeständigkeit, Form und mechanischer Belastung für Untertagewerkzeuge genügt.
- Zur Auswahl eines, hinsichtlich thermodynamischer Parameter, chemischem Verhalten gegenüber Komponenten und Prozesseffizienz geeigneten Kältemittels.
- Zum Kolbenaufbau, inklusive Dichtungen mit ausreichend thermischer, mechanischer und chemischer Beständigkeit, für möglichst lange Betriebszeiten.
- Zum Verdichter- und Kolbenaufbau im beschränkten Bauraum, mit minimiertem Schadvolumen und Verlusten, bei ausreichendem Druckverhältnis.
- Für ein Antriebskonzept unter Berücksichtigung der Platzverhältnisse sowie zur Verfügung stehender Energie und Hochtemperaturmotoren.
- Zur experimentellen Untersuchung von Kältemitteln, Prozess und Komponentenfunktionen.

Eine Gesamtübersicht erforderlicher technischer Voraussetzungen und offener Problemfelder sowie deren Einteilung in behandelte Teilsysteme, ist in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Übersicht behandelter Problemstellung in Teilsystemen der Untertagewerkzeug-Kältemaschine

v: verfügbar; u: unzureichend; n: nicht verfügbar		
Teilsystem	Anforderung/Details	Status
Gesamtsystem – Gehäuse		
Druckfestes Gehäuse	Inconel 718, zylindrisch 95x8 mm	v
Statische Dichtungen	PTFE, FFKM, 600bar, 200°C	v
Modulverbindung	Inconel 718, freier Durchgang Außendurchmesser 95mm, Gewinde M85x3	v
Dämmung	Dewar Stahl/Glas, MLI, freier Durchgang 79x3mm	v
Gesamtsystem – Anbindung		
Werkzeuganbindung	Wireline koaxial, Länge: 5.000m	v
Energieversorgung	Cablehead, Elektronik, Datenübertragung Leistung: 500W	v
Gesamtsystem – Anwendung		
Sensorik/Elektronik	Videokameras, p-T Messung, weitere flexibel	-
Kältemaschine		
Systemkonzept	Komponentenanordnung, Prinzip	u

Prozesseinstellung	Kältemittelauswahl	u
	Kreislaufberechnung	u
Verdampfer	vertikale Kältemittelverteilung	u
	Elektronikanbindung in Bauraumdurchmesser: 70mm	u
Kondensator	Konstruktion als tragendes Modul bei 600bar, 250°C	u
	Werkstoffverbindung	u
Verdichter	Verdichter Auslegung und Konstruktion Bauraumdurchmesser: 78mm,	n
	Kolbendichtungen, Werkstoffe, Auslegung, Erprobung	n
	kompakte Ventile, temperatur- und chemiebeständig	u
	Antriebssystem Motorauswahl, Hub- und Kraftübertragungskonstruktion	n
Expansionselement	Auslegung und Abstimmung auf Kältemittel und Prozess	n

3.2 Aufbau des Gesamtsystems

Um den Bauraumbeschränkungen Rechnung zu tragen, ist eine grundsätzlich vertikale Anordnung der Systemkomponenten zielführend. Hierbei muss zudem sichergestellt werden, dass Durchgänge für Kabel zur Energieversorgung und Datenübertragung zwischen Werkzeugmodulen über die gesamte Länge vorgesehen sind.

Für die unterschiedlichen Teilsysteme Verdampfer, Kondensator, Expansion, Verdichter und Antrieb sind unterschiedliche Anforderungen bezüglich Wärmedämmung gegenüber der Umgebung und anderen Komponenten sowie der gegenseitigen Anordnung im Werkzeuggehäuse zu beachten. Dazu gehört auch, dass das Gesamtsystem in bestehende Werkzeuge und in Kombination mit verschiedenen Anwendungen montierbar sein soll.

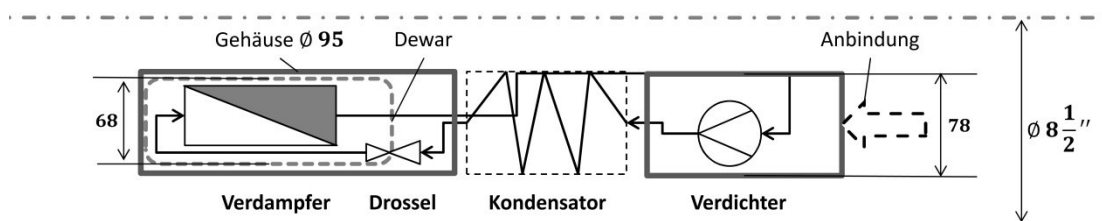


Abbildung 7: Anordnung und Dimensionen der Untertagewerkzeug-Kältemaschine

Der Außendurchmesser der Untertagewerkzeuge beträgt 95mm. Mit einer Gehäusewandstärke von 8mm bleibt ein Bauraum von maximal 79mm. Zwischen den Gehäuseteilen befinden sich, mit O-Ringen abgedichtete, einschraubbare Verbindungsflansche.

Weil die Bohrungen häufig Neigungen aufweisen [51], ist auch die Länge der Werkzeuge begrenzt, da die Gefahr besteht, dass ein Werkzeug mit den vorliegenden starren Gehäusemodulverbindern sich verklemmt. Die Werkzeuge sollten in ihrer Gesamtheit, also mit allen Modulen von Kabelanbindung bis Anwendung, um unterhalb der Länge von Bohrkopf- und Gestänge Abschnitten zu bleiben, eine Länge von 3m nicht überschreiten.

Ganz unten (Abbildung 7, links) befinden sich Bauteile, Sensoren, Motoren sowie die Elektronik für die jeweilige Anwendung des Werkzeugs in einem radial durch ein Dewar mit Vakuum und MLI (Multi Layer Insulation) gedämmten Bereich. Die Elektronik und andere zu kühlende Bauteile sind auf dem Verdampfer montiert. Durch die radiale Dämmung ist der Bauraum auf einen Durchmesser von 68mm verringert. Die axiale Dämmung zwischen den Gehäuseteilen besteht aus PTFE-Körpern.

Das Drossel-Element (Kapillare, Ventile) bildet system- und prozessbedingt einen Übergang zwischen gedämmtem und nicht gedämmtem Bereich, der sich auch durch die Einbauposition im Kühlsystem darstellt.

Am oberen Gehäuseende des gekühlten Bereichs ist der Kondensator wie ein Gehäuseelement montiert. Dieser hat kein schützendes Druck-Gehäuse, sondern steht in direktem Kontakt mit der Bohrlochumgebung. Er hat den Werkzeugaußendurchmesser von 95mm und beinhaltet einen Durchgang, um Kabel und Leitungen vom Werkzeugkopf in den gekühlten Bereich führen zu können.

Am oberen Ende der Untertagewerkzeug-Kältemaschine, unmittelbar unterhalb der Werkzeuganbindung und Energieversorgung, befindet sich der Verdichter. Er ist in einem nicht wärmegeprägten Gehäuseteil untergebracht, da bei der Verdichtung eine Erhitzung des Kältemitteldampfes, sowie der Verdichter-Komponenten oberhalb der Umgebungstemperatur auftritt und ein Wärmestrom aus dem Werkzeug an die Umgebung zu erwarten ist. Die Kältemittel führenden Bereiche des Verdichters sind in einem, im Druckgehäuse liegenden, zweiten, abgedichteten, aber zu öffnenden Gehäuse montiert. Damit wird verhindert, dass Kältemittel, aufgrund von Leckagen im Kolbenbereich, dampfförmig oder flüssig, unkontrolliert ins Werkzeug strömt. Allerdings verringert sich der Bauraum für den Verdichter im Durchmesser hierdurch auf maximal 78mm. Da dieser in einem zusätzlichen Gehäuse abgedichtet wird, bleibt für den inneren Aufbau des Verdichters nur ein Bauraum von 76mm Durchmesser.

3.3 Kältemittelauswahl

Für den Kühlprozess wird ein, auf die Einsatzbedingungen abgestimmtes Kältemittel eingesetzt. Hierzu wird zunächst eine theoretische Vorauswahl getroffen, deren Ziel es ist, die Zahl der Kältemittel einzuschränken, deren thermodynamisches Verhalten im Prozess und Verträglichkeit mit eingesetzten Werkstoffen experimentell untersucht werden,.

Weil der Verdichter die kritischste Komponente darstellt, konzentriert sich die Auswahl des Kältemittels maßgeblich auf den Verdichtungsprozess, mit dem Ziel, einen minimalen Aufwand für die Verdichtung zu erreichen. Eine erste Vorauswahl habe ich, basierend auf verfügbaren Stoffdaten aus der Literatur [52] und Stoffdatenbanken, [53] getroffen. Soweit vorhanden wurden diese Daten für Berechnungen in diesem Kapitel verwandt, beziehungsweise fehlende Stoffwerte nach Kleiber und Joh berechnet [54]. Als Kriterien galten, gemäß den gegebenen Randbedingungen, eine Verdampfungstemperatur T_1 unter 100°C (bei 1bar) und eine kritische Temperatur T_c über 230°C , um zu gewährleisten, dass bei der Kondensation ein definierter Flüssigzustand oberhalb der Umgebungstemperatur erreicht wird.

Für die Vergleichbarkeit der berechneten Verdichtungsgrößen gelten die Annahmen, dass die Verdampfung bei einem Druck von $p_1=1\text{bar}$ erfolgt und eine Verdichtung (ohne Überhitzung) auf Kondensationstemperatur $T_2=215^\circ\text{C}$ stattfindet. Der sich daraus ergebende Verdichtungsdruck für die im Folgenden untersuchten Stoffe ist in Tabelle 2 dargestellt.

Den nachfolgenden Berechnungen ist das Modell eines Einkolbenverdichter, mit Zylinderdurchmesser $d_z=20\text{mm}$, Hubfrequenz $f_v=10\text{Hz}$ und Kühlleistung $P_K=100\text{W}$ zu Grunde gelegt.

Tabelle 2: Ausgewählte Kältemittel für theoretische Untersuchung

		Formel	T ₁ (°C)	T _c (°C)	p ₂ (bar) bei 215°C
1	Brom	Br ₂	58,7	311,02	33,52
2	Wasser	H ₂ O	100	373,97	20,58
3	Phosphortrichlorid	PCl ₃	75	290,02	18,79
4	Tetrachlorsilan	SiCl ₄	57,2	233,92	27,13
5	Schwefelkohlenstoff	CS ₂	46,2	278,92	34,05
6	Dichlormethan	CH ₂ Cl ₂	39,8	236,92	43,31
7	Trichlormethan	CH ₂ Cl ₃	61,1	263,32	27,59
8	Tetrachlormethan	CCL ₄	76,7	283,22	17,92
9	1,1 Dichlorethan	CH ₄ Cl ₂	57,1	249,92	30,88
10	1,1,1 Trichlorethan	C ₂ H ₃ Cl ₃	74,1	271,92	19,23
11	1- Chlorpropan	C ₃ H ₇ Cl	46,5	230,02	36,08
12	1-Chlorbutan	C ₄ H ₉ Cl	78,7	268,87	17,58
13	Hexan	C ₆ H ₁₄	68,7	234,66	22,34
14	Hexen 1	C ₆ H ₁₂	63,5	230,92	24,17
15	Cyclopentan	C ₅ H ₁₀	49,2	238,57	32,25
16	Methylcyclopentan	C ₆ H ₁₂	71,8	259,62	20,09
17	Cyclohexan	C ₆ H ₁₂	80,7	280,47	16,62
18	Benzol	C ₆ H ₆	80,1	288,88	17,78
19	Methanol	CH ₄ O	64,5	240,25	51,94
20	Ethanol	C ₂ H ₆ O	78,2	240,77	38,98
21	Isopropanol	C ₃ H ₈ O	82,2	235,12	32,87
22	Aceton	C ₃ H ₆ O	56,1	234,97	34,06
23	Methylethylketon	C ₄ H ₈ O	79,6	262,42	20,07
24	Ethylpropylether	C ₄ H ₁₂ O	63,8	257,47	15,92
25	Ameisensäuremethylester	C ₂ H ₄ O ₂	31,8	214,12	58,42
26	Ameisensäureethylester	C ₃ H ₆ O ₂	54	235,32	34,74
27	Propionsäuremethylester	C ₄ H ₈ O ₂	79,5	257,47	20,54
28	n-Butylamin	C ₄ H ₁₁ N	77,5	258,82	21,61
29	Acetonitril	C ₂ H ₃ N	81,4	272,42	19,30
30	Acrylnitril	C ₃ H ₃ N	77,7	261,92	20,61

Um den Aufwand für die Verdichtung, abhängig von den Eigenschaften des jeweiligen Kältemittels zu vergleichen, wird der Verdichtungsaufwandkoeffizient K_V wie folgt definiert.

$$K_V = \frac{P_V + P_A}{P_K} \quad (3.1)$$

Dabei sind P_V die Verdichtungsleistung nach Gleichung (2.15) und P_A die Ausschiebeleistung, also die Leistung, die aufgebracht werden muss, um den verdichteten

Kältemitteldampf in ausreichendem Massenstrom gegen den Kondensatordruck p_2 auszuschieben, der nach Gleichung (3.2) berechnet wird.

$$P_A = \underbrace{\left(d_Z^2 * \frac{\pi}{4} * p_2 \right)}_{A_Z} * h_A * f_V \quad (3.2)$$

F_K

Hierbei sind A_Z der Zylinderquerschnitt, F_K die aufzubringende Kolbenkraft und h_A der Ausschleubehub, der sich aus dem Volumen des verdichteten Kältemittels V_2 ergibt.

$$h_A = \frac{V_2}{A_Z} = \frac{\dot{V}_2}{A_Z * f_V} \quad (3.3)$$

Der auszuschiebende Volumenstrom ergibt sich aus dem Massenstrom und Dichte des verdichteten Kältemittels ρ_2 .

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2} \quad (3.4)$$

Der Massenstrom hängt wiederum von der zur Verfügung stehenden Verdampfungsenthalpie des Kältemittels ab.

$$\dot{m} = \frac{P_K}{\Delta h_v * x_f} \quad (3.5)$$

Eine hervorzuhebende Erkenntnis hierbei ist, dass der Aufwand für die Verdichtung sich weder aus der jeweiligen Verdampfungsenthalpie der Kältemittel direkt ablesen lässt, wie Abbildung 8 zeigt, noch aus dem Druckverhältnis, wie in Abbildung 9 verdeutlicht.

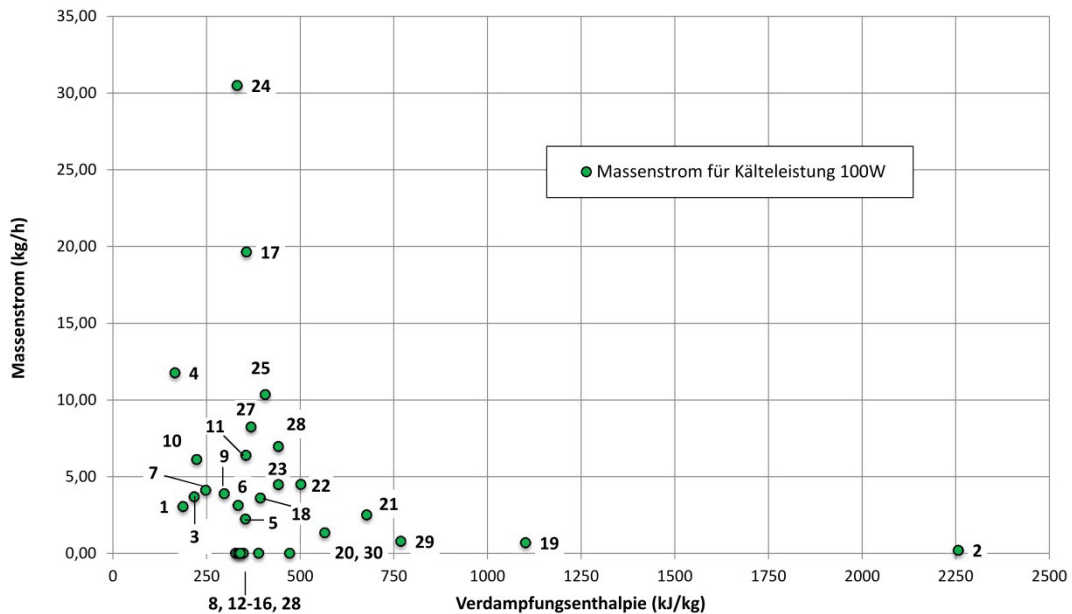


Abbildung 8: Benötigter Massenstrom für 100W Kälteleistung, abhängig von der Verdampfungsenthalpie (bei 1bar) ausgewählter Stoffe (1-30) laut Tabelle 2

Abbildung 8 zeigt den berechneten Massenstrom für eine Kälteleistung von 100W, unter Berücksichtigung des Flüssiganteils, aufgetragen über die gesamte Verdampfungsenthalpie beim Druck p_1 , für die betrachteten Kältemittel. Es zeigt sich eine zufällige Verteilung der Parameterpaare, die keinen Rückschluss auf eine eindeutige Korrelation zulassen. Die aus der Literatur zu entnehmenden Verdampfungsenthalpien, bei dem vorausgesetzten Verdampfungsdruck von 1bar für die in Frage kommenden Stoffe, sind kein nutzbares Kriterium zur Kältemittelauswahl.

Ähnlich verhält es sich beim Verdichtungsaufwand mit dem Druckverhältnis zwischen Verdampfungs- und Kondensationsdruck, wie Abbildung 9 zeigt. Dies verdeutlicht, dass für die Abschätzung des Verdichtungsaufwands der Flüssiganteil nach der Expansion entscheidend ist. Auch hier zeigt sich eine zufällige Verteilung. Eine klare Korrelation zwischen dem aufzubringenden Druckverhältnis und dem resultierenden Verdichtungsaufwand lässt sich nicht ablesen. Dieser Umstand verdeutlicht zwar, dass das Druckverhältnis für sich genommen ebenfalls kein geeignetes Kriterium für die Kältemittelwahl darstellt, nicht zu vernachlässigen ist jedoch, dass es sehr wohl einen entscheidenden Einfluss auf die konstruktive Auslegung des Verdichters hat. Ein größeres Druckverhältnis erfordert einen längeren Hub.

Das Druckverhältnis, das sich durch die Festlegung auf einen Verdampfungsdruck allein durch den Kondensationsdruck ergibt, ist dementsprechend als Kriterium für die Wahl des Kältemittels weiterhin berücksichtigt.

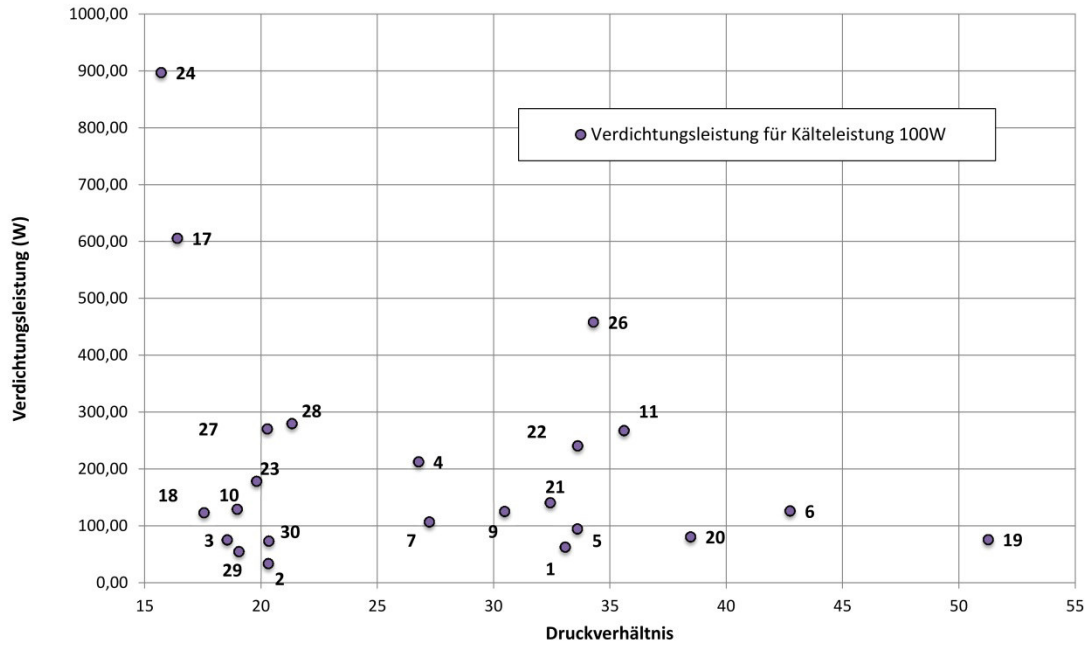


Abbildung 9: Benötigte Verdichtungsleistung für 100W Kälteleistung, abhängig vom Druckverhältnis ausgewählter Stoffe (1-30) laut Tabelle 2

Wie in Abbildung 10 dargestellt, hängt der Flüssiganteil x_f nach der Expansion vom Verlauf der Phasengrenzkurve des Kältemittels ab. Sind absolute Werte für die Enthalpie nach der vollständigen Kondensation h_2' und Verdampfung h_1'' bekannt, gilt:

$$x_f = \frac{h_1'' - h_2'}{\Delta h_v} \quad (3.6)$$

Unter der Annahme eines symmetrischen Phasenverlaufs (Abbildung 10, links) kann x_f nach Gleichung (3.7) berechnet werden, wobei bei abweichenden Phasengrenzkurven große Fehler entstehen können (Abbildung 10, rechts).

$$x_f = \frac{\Delta h_k + \frac{1}{2} * (\Delta h_v - \Delta h_k)}{\Delta h_v} \quad (3.7)$$

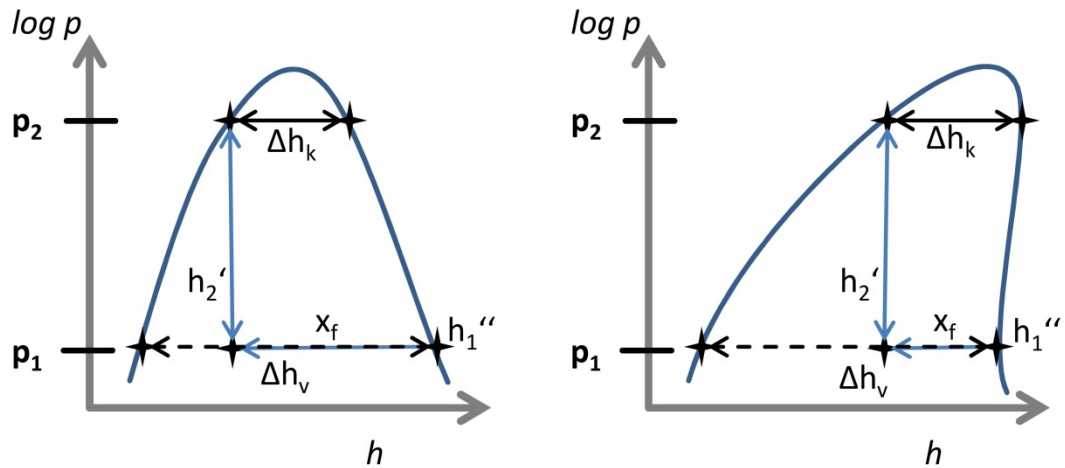


Abbildung 10: Symmetrische (links) und asymmetrische Phasengrenzcurve im logarithmischen Druck (p) - Enthalpie (h) Diagramm

Eine genauere Berechnung der nutzbaren Enthalpie kann durch iterative Berechnung des Phasenverlaufs, ausgehend von einem als Nullenthalpie gesetzten Punkt erfolgen. Aus der Definition der Enthalpie ergibt sich für reversible Zustandsänderungen die Beziehung [55]:

$$dH = \delta Q + Vdp \quad (3.8)$$

Um an der Phasengrenzcurve auf der linken Seite, an der Siedelinie entlang, nach rechts zu wandern, müssen sensible Wärme Q_s und Arbeit zugeführt werden. Das bedeutet die Temperatur und der Sättigungsdampfdruck werden erhöht. Damit kann der Verlauf mit bekannter Wärmekapazität cp_f , Dichte ρ_f und Dampfdruck p_s für eine Temperatur T_i , schrittweise berechnet werden:

$$h'_i = h'_{i-1} + cp_{f,i-1} * \Delta T + p_{s,i-1} * \frac{1}{\rho_{i-1}} \quad (3.9)$$

Für die Berechnung galt die Schrittweite $\Delta T=1K$. Als Startpunkt $h'_i=0kJ/kg$, habe ich $T_i=0^\circ C$ gewählt, beziehungsweise der Nullpunkt aus der Dampftafel übernommen, sofern eine vollständige Enthalpie-Tabelle vorlag, um die Werte vergleichen zu können.

Der Wert für die Enthalpie h''_i , bei gleichem Dampfdruck, auf der Taulinie ergibt sich aus Gleichung (3.10).

$$h''_i = h'_i + \Delta h_{v,i} \quad (3.10)$$

Hier ist $\Delta h_{v,i}$ die Verdampfungsenthalpie bei der Temperatur T_i .

Die für T_1 und T_2 so berechneten Werte ausgewählter Kältemittel und deren Abweichung von Berechnungen mit verfügbaren Tabellenwerten, sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Bei einigen Stoffen ergibt sich ein negativer Wert für x_f , was auf eine starke Asymmetrie der Phasengrenzkurve hinweist, sodass nach isenthalper Expansion von Punkt p_2-h_2' nur noch überhitzter Dampf vorliegt. Diese Stoffe scheiden damit als Kältemittel für die gegebenen Randbedingungen vollständig aus.

Tabelle 3: Aus Enthalpie und Dampftafel berechnete Flüssiganteile

		Gleichung (3.9) + (3.10)			Dampftafel	Ab- weichung
		$h_1''(kJ/kg)$	$h_2'(kJ/kg)$	$x_{fl} (-)$	$x_{f,r} (-)$	$x_{fl}/x_{f,r}$ (%)
1	Brom	214,486	96,254	0,63	-	-
2	Wasser	2.678,191	917,333	0,78	0,78	<1
3	Phosphortrichlorid	281,970	65,000	1,00	-	-
4	Tetrachlorsilan	213,375	182,771	0,18	-	-
5	Schwefelkohlenstoff	400,990	239,536	0,46	-	-
6	Dichlormethan	382,848	267,825	0,34	-	-
7	Trichlormethan	307,183	219,523	0,35	-	-
8	Tetrachlormethan	261,223	279,444	-0,09	-	-
9	1,1 Dichlorethan	379,400	286,863	0,31	-	-
10	1,1,1 Trichlorethan	305,206	246,401	0,26	-	-
11	1- Chlorpropan	433,567	377,255	0,16	-	-
12	1-Chlorbutan	468,654	545,492	-0,23	-	-
13	Hexan	335,257	432,177	-0,29	-0,28	-2,8
14	Hexen 1	480,897	551,043	-0,21	-	-
15	Cyclopentan	363,120	350,222	0,04	-	-
16	Methylcyclopentan	487,163	500,723	-0,04	-	-
17	Cyclohexan	377,743	401,971	-0,06	-	-
18	Benzol	394,993	295,737	0,25	0,25	1,1
19	Methanol	1.104,474	584,808	0,47	0,47	<1
20	Ethanol	850,788	542,851	0,36	0,39	6,7

21	Isopropanol	911,130	767,824	0,21	-	-
22	Aceton	503,408	426,649	0,15	0,16	4,4
23	Methylethylketon	620,636	540,204	0,18	-	-
24	Ethylpropylether	521,312	509,502	0,04	-	-
25	Ameisensäure-methylester	533,740	1.276,176	-1,57	-	-
26	Ameisensäure-ethylester	513,469	478,651	0,09	-	-
27	Propionsäure-methylester	528,309	484,583	0,12	-	-
28	n-Butylamin	648,860	597,151	0,12	-	-
29	Acetonitril	965,013	514,004	0,58	0,60	3,1
30	Acrylnitril	738,699	484,830	0,44	0,48	7,5

Trägt man den berechneten Flüssiganteil nach Expansion, für die gewählten Kältemittel, gegen den benötigten Massenstrom für eine Kühlleistung von 100W auf, erhält man die in Abbildung 11 dargestellte Trendlinie.

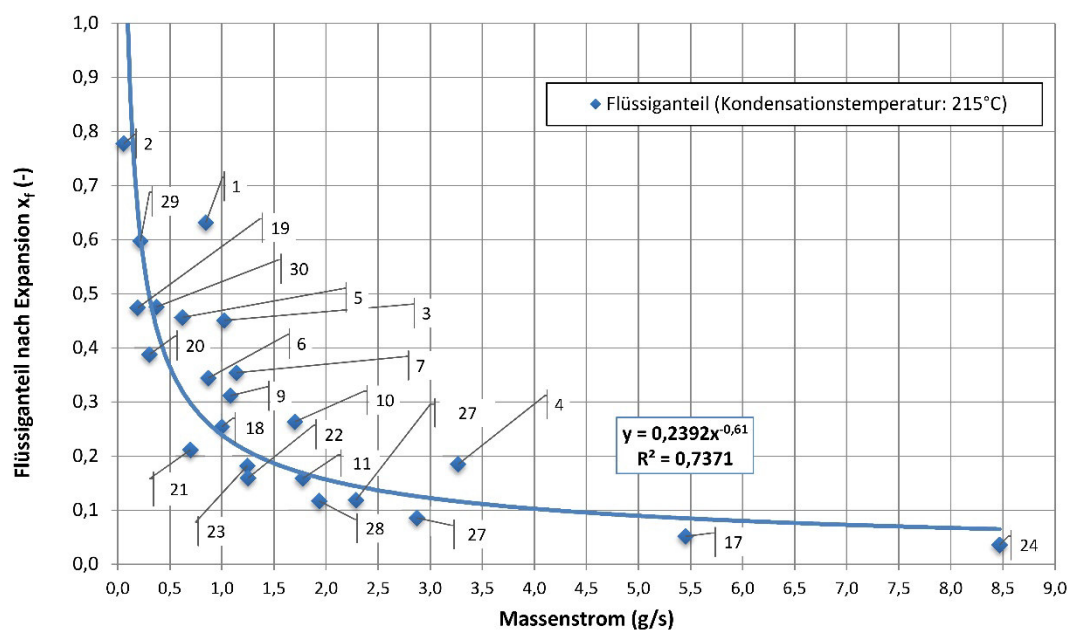


Abbildung 11: Massenstrom ausgewählter Stoffe für 100W Kälteleistung, abhängig vom Flüssiganteil nach Expansion ausgewählter Stoffe

Aus den, für Stoffe mit großem Flüssiganteil nach Expansion resultierenden kleinen Massenströmen, ergeben sich entsprechend geringe Leistungen für Verdichtung und

Ausschieben. Mit dem Flüssiganteil nach der Expansion ist für die untersuchten Kältemittel damit ein geeignetes Kriterium gefunden, um eine Auswahl mit dem Ziel eines möglichst geringen Verdichtungsaufwands zu treffen.

In Abbildung 12 sind die errechneten Leistungen für Verdichtung und Ausschieben und die summierte Gesamtleistung für den Verdichtungsprozess gezeigt. Bei Wasser, Methanol, Ethanol, Brom, Acetonitril, Acrylnitril, Schwefelkohlenstoff, Phosphortrichlorid, Benzol und Trichlormethan liegt dieser bei unter 200W, wodurch sich ein Verdichtungsaufwandskoeffizient von kleiner zwei ergibt.

Die errechneten Verdichtungsaufwandskoeffizienten nach Gleichung (3.1) und die Flüssiganteile der einsetzbaren Kältemittel sind in Abbildung 13 gezeigt. Die Darstellung verdeutlicht den Einfluss des Flüssiganteils x_f und ermöglicht eine Stoffauswahl durch Festlegung eines maximalen K_v . Einige Stoffe fallen scheinbar aus der Ordnung, mit linearem Zusammenhang zwischen x_f und K_v heraus. Hier kommt der Einfluss des Druckverhältnisses zum Tragen, dass, wenn es entsprechend groß ist, den Koeffizienten K_v überproportional vergrößert. Der generellen Gültigkeit des maßgeblichen Einflusses des Flüssiganteils nach Expansion, der den aufzubringenden Massenstrom bestimmt, tut dies keinen Abbruch. Vielmehr bietet sich das Verdichtungsverhältnis als weiteres Auswahlkriterium an.

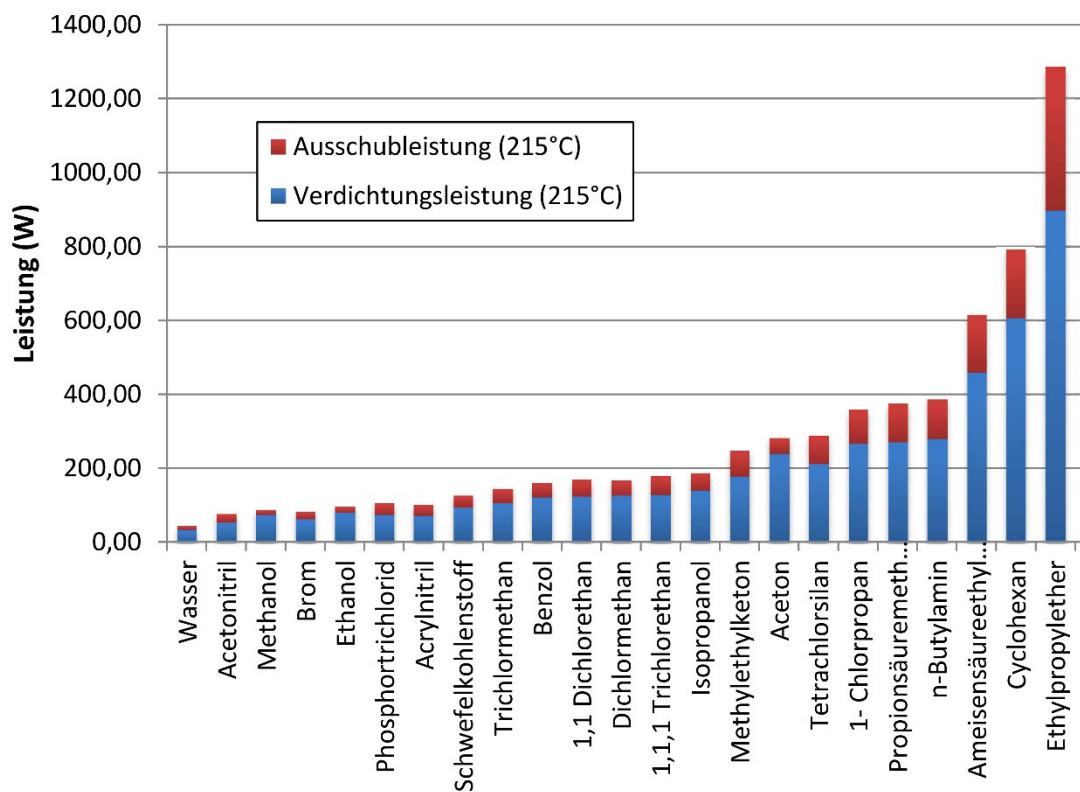


Abbildung 12: Verdichtungs- und Ausschubleistung für 100W Kälteleistung

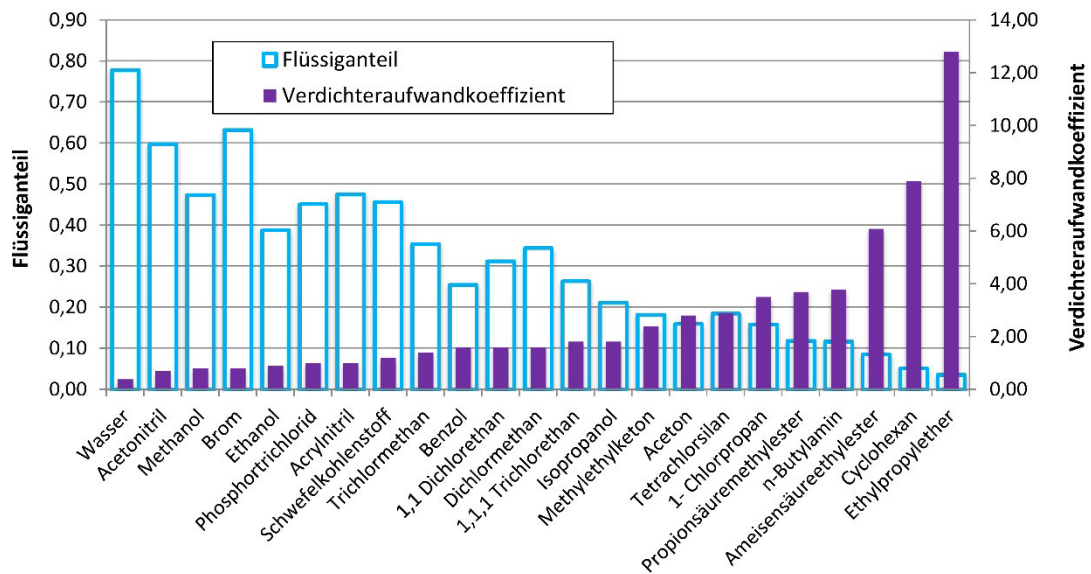


Abbildung 13: Verdichtungsauwandkoeffizient vs. Flüssiganteil nach Expansion

Weiter habe ich nur Stoffe mit Verdichtungsauwandkoeffizient von 1,6 und kleiner betrachtet. Das bedeutet für eine Kälteleistung von 100W müssen im Verdichter mindestens 160W aufgebracht werden, wobei keine Verluste berücksichtigt werden. Bei 300W für die Kühlung zur Verfügung stehender Leistung ergäbe sich eine maximal erreichbare Kühlleistung von 187,5W.

Für die im Weiteren beschriebenen experimentellen Untersuchungen habe ich eine engere Auswahl, unter Berücksichtigung gesundheitlicher und Umweltrisiken sowie der Handhabbarkeit für Versuche, getroffen. An dieser Stelle sind einige Aspekte hervorzuheben, die den besonderen Bedingungen der angestrebten Anwendung Rechnung tragen.

- Erstens ist für den Kühlprozess nur eine geringe Füllmenge an Kältemittel von wenigen Hundert Millilitern nötig. Im Falle des Verlustes ist dies, für die Verhältnisse auf Bohrlochbaustellen, mit Bohrspülflüssigkeiten in der Größenordnung tausender Liter, Öl- und Gasverunreinigungen und verschiedenster chemischer Substanzen im Bohrloch eine zu vernachlässigende Größe.
- Zweitens ist das Kältemittel durch den Aufbau des Kühlsystems, im eigentlichen Kühlkreislauf, bestehend aus den Einzelkomponenten und Rohrleitungen mindestens doppelt, durch statisch abgedichtete, druckfeste Gehäuse eingesperrt.
- Drittens unterliegt die Arbeits- und Gefährdungssituation auf Bohrplätzen speziellen Bedingungen.
- Viertens befindet sich das Werkzeug im schlimmsten Fall, wenn es unter Temperatur und Druck zu einer Zerstörung oder Leckage kommt, bei der Kältemitteldampf freigesetzt werden könnte, in kilometerweiter Entfernung zu Oberfläche und Personen.

Gesundheitsrisiken, Brennbarkeit und andere Gefahren sind demnach in erster Linie für die Untersuchung der Kühlkreislaufprozesse im Labor relevant. Die Auswahl der untersuchten Stoffe ist dargestellt in

Tabelle 4.

Tabelle 4: Auswahl experimentell untersuchter Kältemittel

Stoff	Verdichter- Aufwands- koeffizient K _v (-)	Verdampfungs- temperatur (1 bar) T ₁ (°C)	Kommentar/ Risiken	Auswahl
Wasser	0,4	100	<i>T₁ zu hoch</i>	Referenz
Acetonitril	0,7	81,4	<i>gesundheitsschädlich, reizend, entzündlich</i>	Ja
Methanol	0,8	64,5	<i>giftig, leicht entzündlich</i>	Ja
Brom	0,8	58,7	<i>Lebensgefahr bei Einatmen, ätzend, giftig für Wasserorganismen</i>	Nein
Ethanol	0,9	78,2	<i>reizend, leicht entzündlich</i>	Ja
Phosphortrichlorid	1	75	<i>Lebensgefahr bei Einatmen, ätzend, giftige Gasentwicklung bei Reaktion mit Wasser</i>	Nein
Acrylnitril	1	77,7	<i>krebserregend, leicht entzündlich, reizend, allergen, giftig für Wasserorganismen</i>	Nein
Schwefelkohlenstoff	1,2	46,2	<i>leicht entzündlich, reizend, organschädigend</i>	Nein

Mit Ausnahme von Wasser, welches als Referenzstoff mituntersucht wird, weisen alle aufgelisteten Stoffe Risiken für die Gesundheit bei direktem Kontakt und bezüglich Entzündbarkeit auf, allerdings gibt es starke qualitative Unterschiede. Stoffe, die lebensgefährlich, beziehungsweise unmittelbar schädigend wirken, werden von der weiteren Untersuchung ausgeschlossen.

Die als Reinigungsmittel und chemischer Grundstoff häufig eingesetzten Stoffe Methanol und Ethanol sowie das, den Eigenschaften von Aceton ähnliche Acetonitril, werden zur weiteren Untersuchung ausgewählt. Sie sind nicht risikofrei, können aber, wie ihre gängige Verwendung unterstreicht, ausreichend sicher gehandhabt werden.

Wasser kommt in der Liste der Stoffe eine Sonderrolle zu. Aufgrund seiner hohen Dichte und Verdampfungsenthalpie verspricht es zunächst einen effizienten Prozessverlauf, bringt aber einige entscheidende Nachteile mit. Wasser in flüssiger Form und dampfförmig befördert die Korrosion metallischer Bauteile, wobei dies durch erhöhte Temperaturen verstärkt wird. Heißer Wasserdampf beschädigt Polymere durch Versprödung. Vor allem aber liegt die Verdampfungstemperatur bei atmosphärischem Druck zu hoch, um Elektronik unter 100°C zu kühlen. Die Befüllung des Systems mit Unterdruck, ist, sowohl für Versuche, als auch für die Anwendung auf der Bohrbaustelle, unpraktisch und mit erheblichem Aufwand verbunden. Der Dampfdruck bei einer Verdampfungstemperatur von 80°C betrage 0,47bar, der Druck für Kondensation bei 215°C, 21,5bar. Daraus ergibt sich ein hohes Druckverhältnis von rund 45,7, im Vergleich zu 19,0 für Acetonitril, 29,3 für Methanol und 36,6 für Ethanol. Ein großes Druckverhältnis ist ein entscheidender technischer Nachteil für die Konstruktion des Verdichters mit beschränktem Bauraum. Die Vorteile von Wasser werden dadurch relativiert. Es wird ausschließlich als Referenzstoff in die Untersuchung mit einbezogen.

3.4 Kondensatorentwicklung

3.4.1 Umgebungsbedingte Konstruktion

Für die Entwicklung des Kondensators sind die speziellen Umgebungs- und Anwendungsbedingungen zu beachten, die sich sowohl auf die Auslegung der Wärmeübertragung als auch auf die thermomechanische Belastung auswirken. Der Kondensationsprozess findet mit überhitztem Dampf bei etwa 20bar, oberhalb 200°C statt. In der Zieleinsatztiefe herrscht ein Umgebungsdruck von rund 600bar. Das Umgebungsmedium ist Thermalwasser mit hoher Salinität, das stark korrosiv wirkt. Neben der Übertragung der Kondensationswärme an das umgebende Bohrlochfluid muss der Kondensator, als eine wie ein Gehäusemodul fungierende Komponente, auch tragende Aufgaben erfüllen. Entsprechend der Erkenntnisse aus der Untertagewerkzeugentwicklung am Institut soll der Kondensator aus Inconel 718 aufgebaut werden. Für die vertikale Anordnung des Kühlsystems muss die Verflüssigung des Kältemittels in einem Durchlauf, durch die Wärme abgebenden Kondensatorstrukturen erfolgen.

Zur Berechnung der benötigten Wärmeübertragungsfläche sind der Einfluss der Temperatur und der Salinität auf die Eigenschaften des Thermalwassers als Wärmesenke zu untersuchen. Wie aus Studien zu Thermalwassereigenschaften, etwa für die effiziente Auslegung von Kraftwerkskomponenten in der Geothermie bekannt ist, beeinflusst die Salinität die Wassereigenschaften wie Dichte, Viskosität, Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit, die für Wärmeübertragungsprozesse eine entscheidende Rolle spielen [56]. Allerdings sind belegbare Daten zu den entsprechenden Gewässerparametern, vor allem bei hohen Temperaturen, rar [57]. Verschiedene Studien beschäftigten sich mit der experimentellen Ermittlung von Wassereigenschaften am kritischen Punkt [58], beziehungsweise den Konsequenzen für die Berechnung von Wärmeübergängen, unter Berücksichtigung veränderter Eigenschaften [59]. Die, oberhalb des kritischen Punkts, bei 374°C und 221bar auftretenden, starken Veränderungen sind im vorliegenden Fall zwar nicht zu erwarten; bei 200°C und 600 bar befindet sich Wasser eindeutig im flüssigen Zustand. Dennoch spielen Temperatur und Salinität eine Rolle für den Wärmeübergang und mehr bezüglich Korrosion und thermomechanischer Belastung des Kondensators. Die Berechnungen zu Temperatur- und Salinitätseinflüssen basieren auf verfügbaren Literaturdaten.

Die Daten von reinem Wasser bei überhöhten Temperaturen wurden druckunabhängig nach [54] berechnet. Für die Berechnung des Einflusses der Salinität nutzte ich empirische Gleichungen aus der Literatur [60]. Reales Thermalwasser beinhaltet selbstverständlich, je nach Tiefe, geografischer Lage und geologischer Begebenheiten eine Reihe verschiedener gelöster Stoffe. Darunter können verschiedene Salze, Ionen und Reste von Spülmitteln und Ölen vom Bohrprozess in unterschiedlichen Mengen und Zusammenstellungen sein. Allerdings wird Natriumchlorid in verschiedenen Studien als wichtigster Faktor genannt, zu dessen Einfluss auf die Fluideigenschaften sich zudem Daten aus der Meerwasseruntersuchung finden [61]. Für die nachfolgenden Berechnungen wurde als Parameter deswegen ausschließlich der Natriumchloridgehalt berücksichtigt.

Die verschiedenen Eigenschaften verhalten sich unterschiedlich in Bezug auf erhöhte Temperatur und Salzgehalt. Die Dichte von Wasser nimmt mit zunehmender Temperatur ab und mit zunehmendem Salzgehalt zu. Die Wärmeleitfähigkeit ist durch den Salzgehalt kaum beeinflusst. Sie nimmt bis zu einer Temperatur von etwa 200 °C zu und darüber wieder ab. Die Viskosität sinkt mit zunehmender Temperatur und steigt mit zunehmendem Salzgehalt. Die Wärmekapazität hingegen steigt mit zunehmender Temperatur, nimmt aber mit zunehmendem Salzgehalt ab. Eine detaillierte quantitative Betrachtung der im Einzelnen untersuchten Stoffeigenschaften, in Bezug auf den Salzgehalt sowie eine darauf basierende thermische und mechanische Auslegung des Kondensators wurde in [62] veröffentlicht.

Zur Bestimmung der benötigten Wärmeübertragungsfläche des Kondensators, ist das Modell eines einzelnen, vertikal im Thermalwasser stehenden Rohres gewählt. Das Bohrlochwasser

hat eine gleichmäßige Temperatur (Bezugstemperatur) und ist unbewegt. Am Auslegungspunkt tritt der überhitzte Kältemitteldampf (Acetonitril), am oberen Ende mit 230°C in den Kondensator ein und liegt am unteren Rohrende vollständig flüssig bei 215°C (20bar) vor. Der Dampf strömt also entgegen der Auftriebsrichtung des Umgebungsfluids, beziehungsweise in Richtung der Schwerkraft. Mit einer Umgebungstemperatur von 200°C, ergibt sich damit ein mittlerer Temperaturgradient von $\Delta T_{w-u}=21,6\text{K}$. Nach [63] und [64], kann der äußere Wärmeübertragungskoeffizient α_a , für natürliche Konvektion wie folgt aufgestellt werden.

$$\alpha_a = \frac{\lambda}{d_a} * \left\{ 0,435 * \frac{L}{d_a} + \left[0,825 + 0,387 \left(\frac{c_p \rho^2}{\lambda \eta} \right) * \beta g L^3 * \Delta T_{w-u} * \left(1 + \left(\frac{0,492 \lambda}{c_p \eta} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{-\frac{16}{9}} \right]^2 \right\} \quad (3.11)$$

Die Geometrie des Rohres ist durch den Außendurchmesser $d_a=6\text{mm}$ (Wandstärke $s=1\text{mm}$) und die Bezugslänge $L=1\text{m}$ definiert. Für die Fluideigenschaften Wärmeleitfähigkeit λ , Viskosität η , Dichte ρ , thermischer Ausdehnungskoeffizient β und Wärmekapazität lässt sich keine unabhängige Korrelation zwischen den einzelnen Stoffeigenschaften und des resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten erkennen. Allerdings kann der resultierende gemeinsame Einfluss aller durch Salzgehalt und Temperatur veränderter Eigenschaften ermittelt werden.

Durch Berechnung von α_a für verschiedene Fluidtemperaturen und Salzgehalte ergibt sich dieser kumulierte Einfluss auf die Wärmeübertragung, dargestellt in Abbildung 14.

Die Darstellung zeigt: Erst ab hohem NaCl Gehalt, hier 200g NaCl pro Liter Wasser, zeigt sich eine signifikante Reduktion des Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser Trend nimmt ab etwa 200°C leicht zu. Allerdings ist die Datenlage zur Berechnung von Stoffwerten im oberen Temperaturbereich limitiert und mögliche Abweichungen entsprechend groß. Die Berücksichtigung der Salinität führt jedenfalls zu einer konservativen Auslegung des Wärmetauschers.

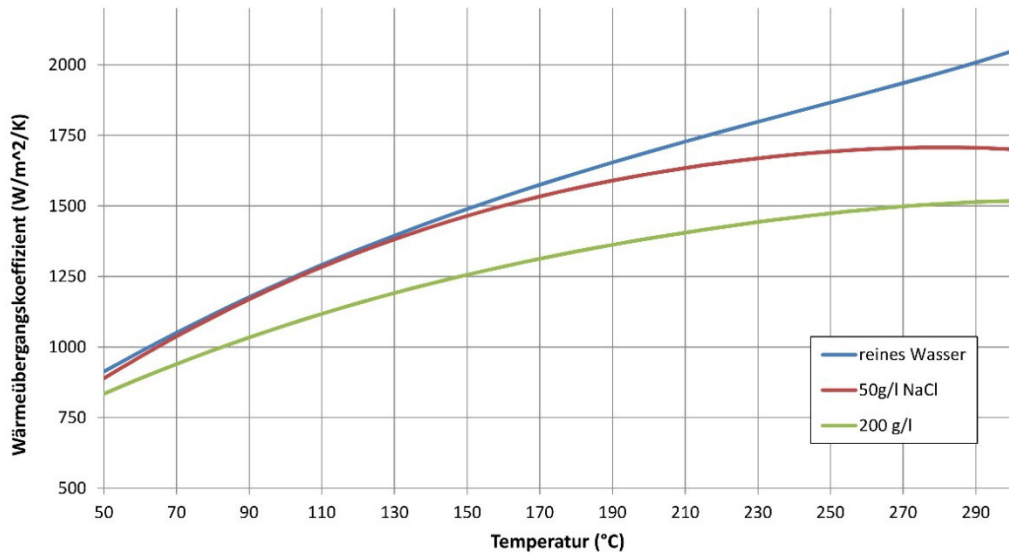


Abbildung 14: Einfluss des Salzgehalts auf den Wärmeübergangskoeffizient bei erhöhten Temperaturen

Der Wärmedurchgangskoeffizienten k_u und daraus die benötigte Übertragungsfläche A_u ergeben sich für eine zu übertragende Wärmeleistung \dot{Q}_a zu [65]:

$$\dot{Q}_a = k * A_u * \Delta T = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_a} \right)^{-1} * A_u * \Delta T \quad (3.12)$$

Hier ist die Wärmeleitfähigkeit des Inconelrohrs $\lambda_w=14\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Unter Annahme von Filmkondensation, wobei sich der Flüssiganteil von 0% (230°C) am Eingang auf 100% (215°C) am Ausgang des Wärmeübertragungsrohrs verändert, errechnet sich der innere Wärmeübergangskoeffizient nach [66]:

$$\frac{\lambda_f}{\left(\frac{\eta_f^2}{\rho_f^2 * g} \right)^{\frac{1}{3}}} * \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 \sqrt{\left(\frac{0,7 * Re_{f,i}^{-0,29}}{NU_{f,lam,i}} \right)^2 + \left(\frac{0,0283 * Re_{f,i}^{-0,292} * Pr_{f,i}^{0,333}}{1 + 9,66 * Re_{f,i}^{-0,375} * Pr_{f,i}^{-0,167}} \right)^2} \quad (3.13)$$

Dazu werden die Nusseltzahlen NU anhand der Reynolds- und Prandtlzahlen an vier Stützstellen: $i=1$: 1% Flüssiganteil, $i=2$: 30% Flüssiganteil, $i=3$: 50% Flüssiganteil und $i=4$: 100% Flüssiganteil ermittelt. Aus deren Mittelwert ergibt sich für Acetonitril, mit einem Massenstrom von 1,2kg/h (für die Kühlleistung: 150W), ein innerer Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_i=2399\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Mit einem Temperaturgradient $\Delta T=15\text{K}$ ergeben sich damit die in Abbildung 15 dargestellten Übertragungsflächen und Wärmedurchgangskoeffizienten.

Die zu übertragende Wärmeleistung mit 204W setzt sich aus sensibler Wärmeabgabe zwischen 230°C und 215°C, von etwa 18,5W und Kondensationswärme bei 215°C, von rund 185,5W zusammen. Als zusätzliche Sicherheit, zur Abdeckung unberücksichtigter Faktoren und Prozessabweichungen vom Auslegungspunkt werden 80% Leistung darauf geschlagen.

Für die Übertragung von 370W Wärmeleistung, mit den gegebenen Rohrmaßen, ist für Umgebungswasser mit 200g/l NaCl demzufolge eine Rohrlänge von 1,58m erforderlich. Aufgrund der Baulängenbeschränkung für das Kühlsystem darf der Kondensator eine Länge von 400mm nicht überschreiten, wobei unter der Berücksichtigung der Flansche zur Gehäuseverbindung und Abdichtung für die Wärmeübertragung eine Länge von 170mm bleibt. Um die benötigte Übertragungsfläche mit geraden Rohren darzustellen, ist ein Bündel von 10 Rohren erforderlich.

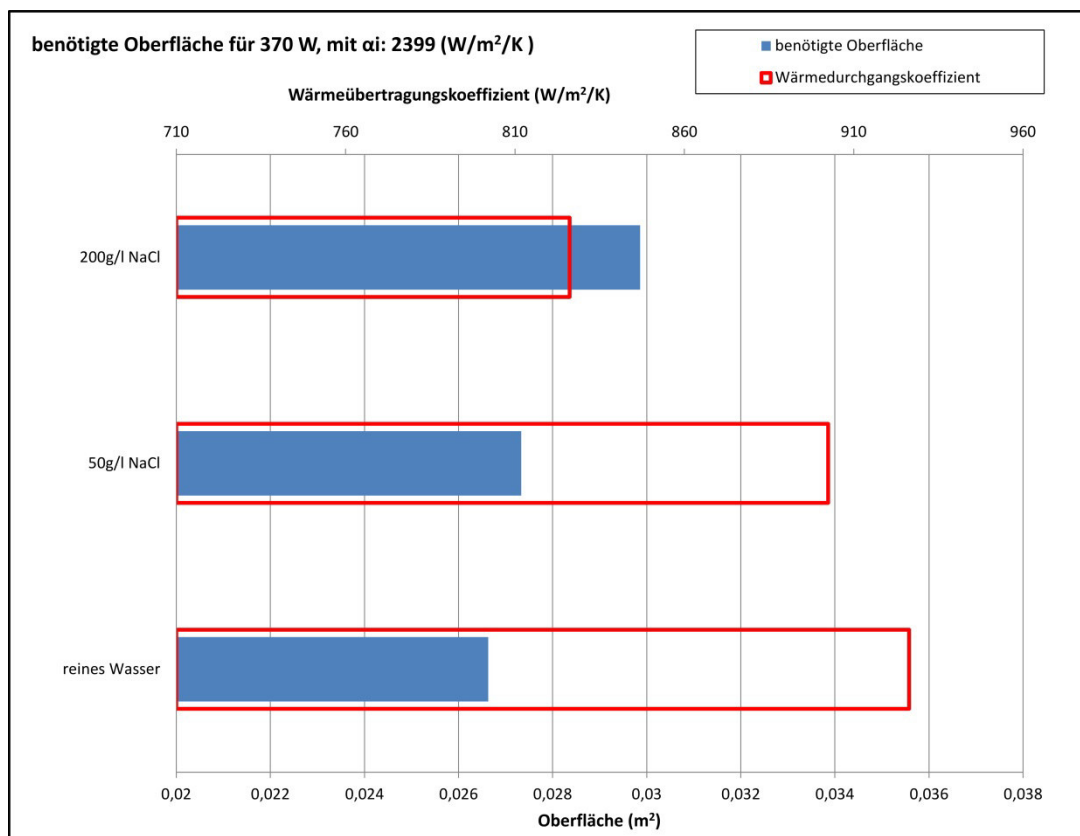


Abbildung 15: Wärmedurchgangskoeffizienten und benötigte Fläche für unterschiedliche Salzgehalte

3.4.2 Mechanischer Aufbau und Verbindungstechnik

Der Kondensator benötigt einen freien Durchgang, um Leitungen und Kabel vom darüber in den darunterliegenden Gehäuseteil verlegen zu können. Darüber hinaus fungiert er als tragendes Gehäuseelement. Der Aufbau mit einem Rohrbündel, aus geraden Rohren zur Wärmeübertragung, ist dadurch problematisch, weil die Wärmeübertragungsrohre auch mechanische Belastungen erführen. Eine ungleiche Temperaturentwicklung in einzelnen Wärmeübertragungsrohren birgt das Risiko hoher thermomechanischer Spannungen durch unterschiedliche Wärmeausdehnung. Die Vielzahl der nötigen Fügestellen wären potentielle Bruchstellen und bergen große Schwierigkeiten für die Schweiß- oder Lötverbindung der Kondensatorteile. Die Möglichkeiten durch Anordnung, erhöhte Wandstärke oder

Kühlstrukturen eine dahingehende Verbesserung zu erzielen, sind für die Einsatzsituation des Kondensators stark beschränkt.

Um Bauraum einzusparen und die Wärmeübertragungsfunktion von der tragenden Funktion zu trennen, wird die Wärmeübertragungsfläche durch ein spiralförmiges Rohr erzeugt, das sich, durch die radiale Verbindung in den Kondensatorflanschen sowohl radial, als auch axial spannungsfrei dehnen und spreizen kann. Der Durchgang und die tragende Struktur bildet ein dickwandiges gerades Zylinderelement. Die Kondensatorflansche und das tragende Rohr sind aus gehärtetem Inconel 718 [67]. Um das Wärmeübertragungsrohr zu wickeln und in Form halten zu können, muss es im weichgeglühten Zustand eingesetzt werden. Nach der Druckbehälterrichtlinie für Außendruckbelastung [68], bietet das Rohr mit den Abmessungen 6x1mm, eine ausreichende Sicherheit gegen Beulen bei 600bar Umgebungsdruck. Da der Wickelradius um ein Vielfaches größer als der innere Rohrdurchmesser ist, kann der Einfluss der Wicklung auf die Strömung im Rohr vernachlässigt werden.

Abbildung 16 zeigt ein Foto des zusammengebauten Kondensators, in vertikaler Position. An beiden Enden finden sich baugleiche Flansche, mit O-Ring Nuten und Außengewinde zur druckdichten Anbindung von Gehäuseelementen. Diese sind verbunden durch einen zentrierten Zylinder. Zwischen dem Außendurchmesser des Zylinders und der Flansche, befindet sich das gewickelte Wärmeübertragungsrohr. In den Flanschen sind vier Nuten zur Anbringung von Anker mit Muttern und Federscheiben vorgesehen. Die Anker erfüllen unterschiedliche Funktion. Sie dienen der Positionierung und Fixierung der Kondensatorelemente beim Verbindungsprozess. Im Bohrlocheinsatz sollen sie das Wärmeübertragungsrohr vor Stößen und Verkanten am Bohrgestein schützen. Zudem geben sie zusätzliche mechanische Sicherheit, um im Falle besonderer Belastungen, etwa durch Verklemmen des Untertagewerkzeugs an der Bohrlochwand, die Gefahr des Verlustes des unteren Sondenteils im Bohrloch zu reduzieren.

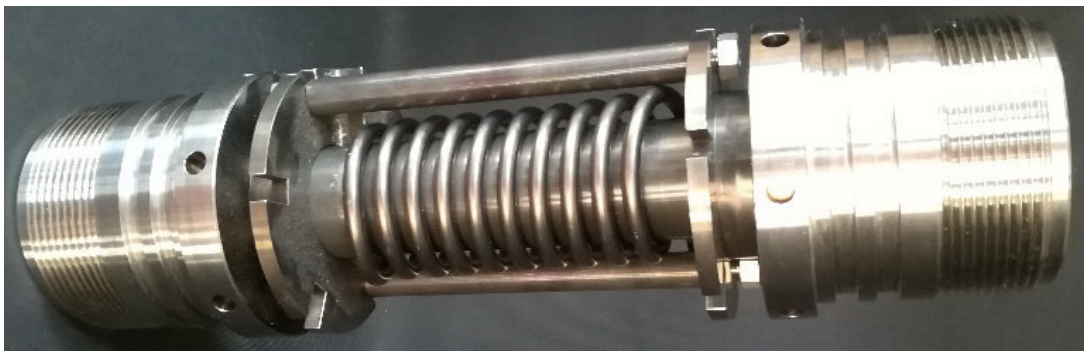


Abbildung 16: Foto des zusammengebauten Kondensators aus Inconel 718

Eine bemaßte Zeichnung des Kondensators findet sich im Anhang (Abbildung 73). Es ergeben sich 4 Verbindungsstellen in verschiedenen Lagen. Aufgrund der engen Einbauverhältnisse und der Verdeckung durch die einzelnen Elemente kommt als Verbindungsmethode nur Lötten in Frage. In Abbildung 17 sind die Lötstellen in unterschiedlichen Lagen dargestellt.

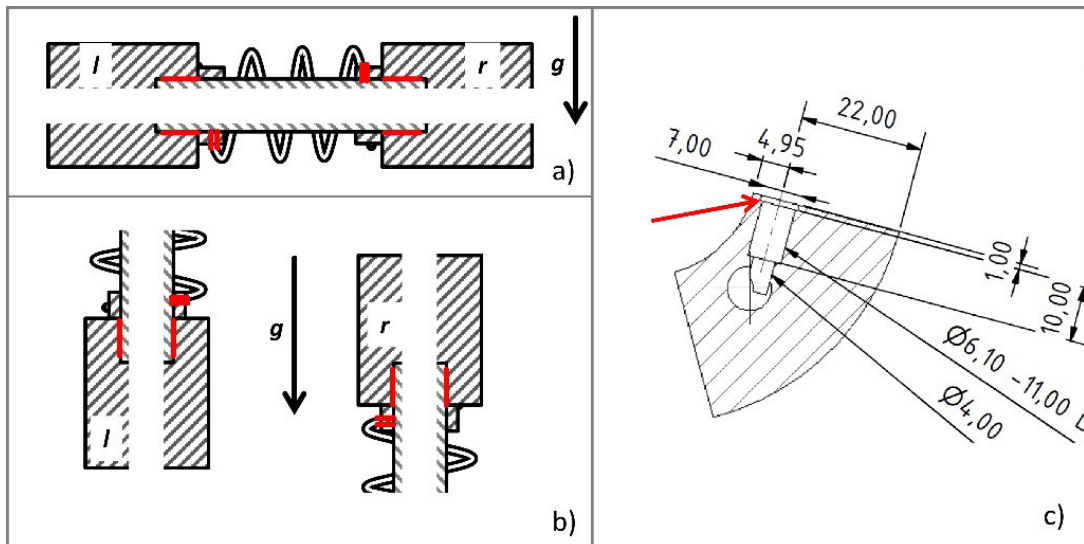


Abbildung 17: Kondensator Lötstellen in unterschiedlichen Lagen a), b) und radiale Lötgeometrie c)

Zur vollständigen Verfüllung der Lotspalte ($50\mu\text{m}$) sind die Fließ Eigenschaften des Lots für die gegebene Lötgeometrie entscheidend. Die unterschiedlichen Lötstellen müssen in einem Durchlauf in unterschiedlichen Lagen verlötet werden, was nur durch Kapillarwirkung möglich ist. Das Verlöten der speziellen Legierung Inconel 718 ist kein Standardverfahren. Im Rahmen der Arbeiten am Baukasten für Untertagewerkzeuge ist unter anderem die Verlötung von Inconel mit transparenten Keramiken ein Forschungsthema. Hierzu wurden in einer Bachelorarbeit Untersuchungen zu Lötparametern und deren Auswirkungen auf das Gefüge von Inconel 718 gemacht [69]. In Absprache mit den Lotexperten der Firma Wesgo Ceramics GmbH wurden die Speziallote Incusil-ABA [70], Ticusil [71] und Incusil-10 [72], mit geeigneten Löteigenschaften hinsichtlich Löttemperatur und Lötprofil identifiziert.

3.4.3 Experimentelle Untersuchung der Lötverbindung

Um die Lötverbindungen hinsichtlich Füllung der Lotspalte und Dichtheit zu untersuchen, habe ich Testadapter entworfen. Die Geometrie der Lotspalte und Komponenten entspricht der Kondensator konstruktion. Wie in Abbildung 18 gezeigt, werden Tests der verschiedenen Lagen der Lötung ermöglicht. Der Testadapter erlaubt die Montage der gelöteten Rohr-Flansch-Verbindung in einen Autoklav, für Dichtheitstests bei realen Betriebsbedingungen (600bar , 200°C).

Für die empfohlenen Inconel Speziallote wurden Lötproben erstellt und verschiedenen Untersuchungen unterzogen. Die Verlötung erfolgte unter Vakuum ($<10^{-4}$ mbar), mit individuellen Temperaturverläufen. Per Heliumlecktest wurde jeweils zunächst die Geschlossenheit der Lötung verifiziert. War dieser erfolgreich, testete ich die Lötverbindung auf Dichtheit im Autoklav. Einige getestete Proben wurden zudem zerschnitten, um die Lötung mikroskopisch untersuchen zu können, zur Feststellung eventueller Benetzungsmängel oder offener Porositäten.

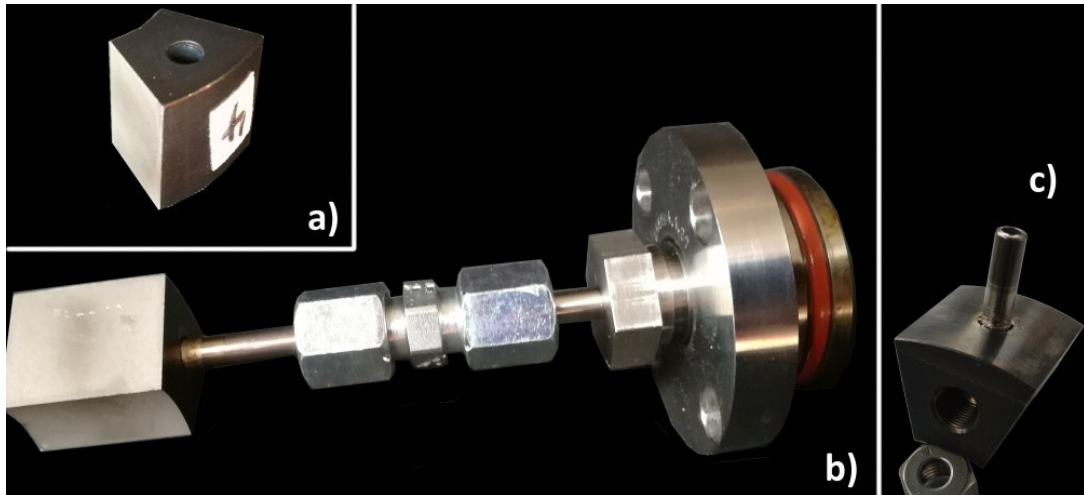


Abbildung 18: Lötprobe axial a); Testadapter für Autoklavtest b); Lötprobe radial, Rohr 6x1mm eingelötet c)

Incusil ABA liegt als Paste und Folie vor. Mit keiner der beiden Ausführungen, noch mit einer Kombination, konnte die Lötung erfolgreich hergestellt werden. Der Heliumlecktest offenbarte jeweils eine undichte Verbindung. Die Untersuchung der Lötung zeigte eine offene Porosität, die auf eine mangelhafte Füllung des Lotspalts zurückzuführen ist. Das Fließverhalten des Lots ist für die vorliegende Lotgeometrie offenbar nicht geeignet.

Ticusil wurde als Folie eingebracht. Sowohl der Heliumlecktest, als auch der Autoklav Test mit der Ticusil-Lötung belegten die Dichtheit der Verbindung, was durch die mikroskopische Betrachtung der Lötstelle bestätigt wurde.

Abbildung 20 zeigt den Temperatur- und Druckverlauf des Tests der Ticusilprobe im Autoklav. Aus Gründen der Betriebssicherheit kann der Druckaufbau im Autoklav nur händisch, über ein Ablassventil gesteuert werden. Bei gleichzeitiger Erhitzung des Wassers, muss immer wieder Druck abgelassen werden, um ein Überschreiten des erlaubten Drucks und dadurch die Zerstörung der eingesetzten Berstscheibe zu verhindern. Dadurch ergibt sich der gezackte Druckverlauf im oberen Bereich. Relevant für die Beurteilung der Lötprobe ist nur, ob bei Überschreiten von 600bar Druck, bei 200°C Temperatur eine Beschädigung oder Undichtigkeit auftritt. Dies war bei der Ticusil Lötung nicht der Fall. Die Verbindung blieb dicht. Bei der anschließenden mikroskopischen Untersuchung der Lötung konnten keine Beschädigungen oder offene Porosität festgestellt werden.

Incusil-10 liegt als Draht vor. Die Verwendung ringförmigen Lots bringt für die Bestückung der Kondensator-Bauteile Vorteile mit sich, weil die das Lot an den verschiedenen Lötstellen, in unterschiedlichen Positionen, für eine Verlötung in einem Durchgang problemlos angebracht werden kann. Bei der Verlötung der Proben im Vakuumofen traten Probleme auf. Das Incusil-10 benetzte den Lotspalt nicht, sondern verblieb in seiner ursprünglichen Ringform. In mehrfachen Versuchen, unter Erhöhung der Ofentemperatur konnte keine Benetzung erreicht werden. Im Incusil-10 fehlt Titan, welches durch seine Reaktionsfreudigkeit die Benetzung unterstützt, wie bei den Loten Incusil-ABA und Ticusil der Fall. Die mangelnde Benetzung kann darauf zurückgeführt werden, dass das Inconel stark passiv ist. Dies bestätigten auch die Benetzungstests (Abbildung 19). Nach dem Durchlauf des Lotprozesses bei unter 10^{-4} mbar müsste das Lot nach dem Schmelzen fließen und eine Kugel bilden. Löttests an Luft, unter Einsatz von Flussmittel zur Reinigung der Teile, belegten, dass die Passivschicht des Inconel für die mangelnde Benetzung verantwortlich ist. Bei 740°C verflüssigte sich das Lot und benetzte das Inconel. Flussmittel kann jedoch im Vakuumofen nicht eingesetzt werden.

Die anodische Aktivierung der Inconel Proben, in Salz- und Schwefel- oder Flusssäure, zeigte keine ausreichende Wirkung. Um die Benetzung des Lotspalt zu unterstützen, wurde auf dem Inconel darum galvanisch Kupfer, in einer Schichtdicke von 2-3µm abgeschieden.

Im Anschluss wurden die Teile elektrolytisch, in alkalischer Lauge (kathodisch bei 5V, 40°C) entfettet.



Abbildung 19: Benetzungstest für Incusil-10 auf Inconel 718 im Vakuumofen

Bei den mit Kupfer beschichteten Proben, zeigte sich hingegen eine ausreichende Benetzung sodass der Lotspalt vollständig gefüllt wurde. Die Lötung mit Incusil-10 der beschichteten Probe erwies sich auch im Heliumlecktest und im Autoklavtest als dicht und stabil. In Abbildung 21 b) ist eine erfolgreiche Lötprobe abgebildet.

Der Autoklavtest der Incusil-10-Probe ist in Abbildung 22 dargestellt. Die Probe wurde über Stunde auf über 600bar gehalten. Bei über 200°C Wassertemperatur wurde sie mit etwa 630bar Umgebungsdruck belastet. Die Probe wies weder Undichtigkeiten noch Beschädigungen an Rohr oder Flansch auf.

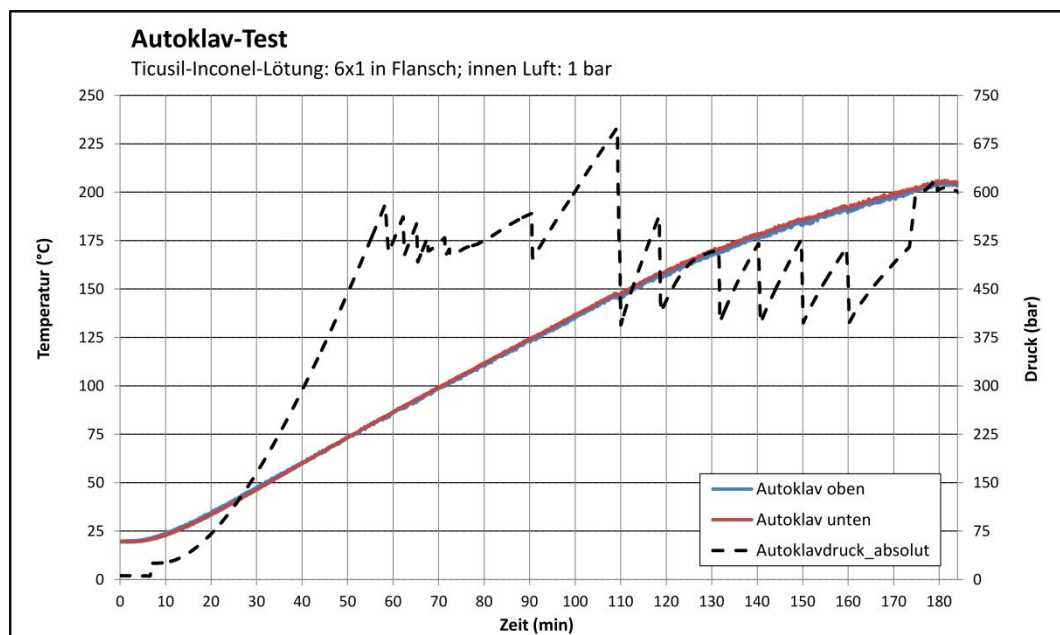


Abbildung 20: Druck und Temperaturverlauf eines Autoklavtests mit Ticusil-Lötung

Aus dem Druckverlauf des Autoklavtests geht hervor, dass Drücke von bis zu 700bar erreicht wurden. Bei 200°C wurde ein Druck von über 600bar erzeugt. Diese Belastungstests bestätigen zugleich die Festigkeit der Inconel-718 Röhrenchen mit 6x1mm, im weichgeglühten Zustand.



Abbildung 21: Montage im Autoklav a), einer Lötprobe mit kupferbeschichtetem Inconel-718 und Incusil-10 Lot b)

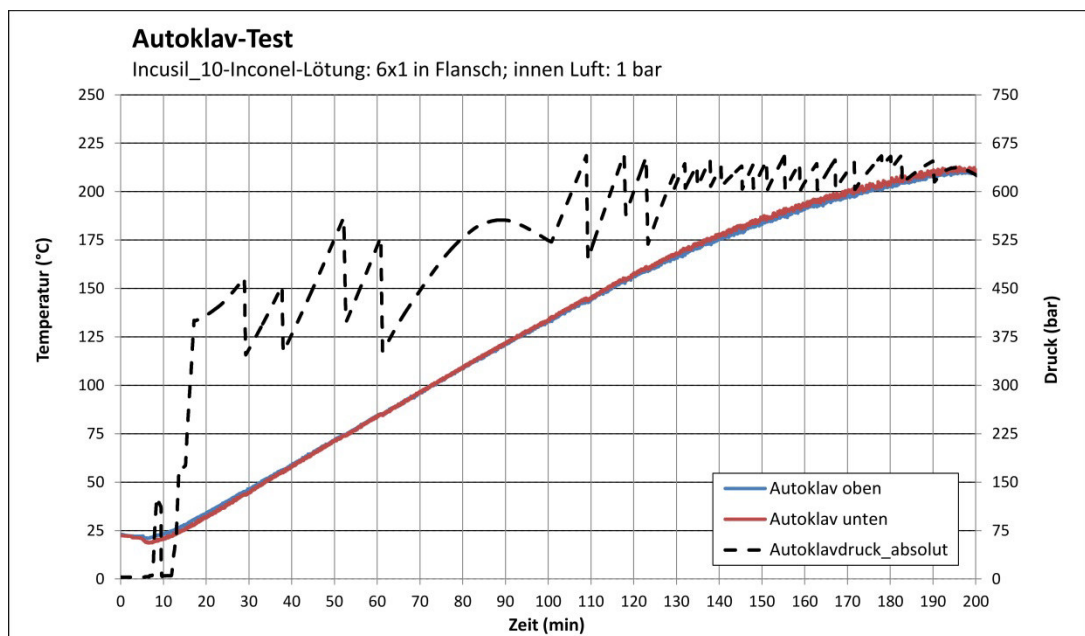


Abbildung 22: Druck und Temperaturverlauf eines Autoklavtests mit Incusil-10 Lötung

Die Löttemperaturen zunächst geeignet erscheinender Lote, die mit Nickelbasislegierungen kompatibel sind, liegen oberhalb des, von den Herstellern ausgezeichneten Einsatzbereichs von Inconel 718 von 650 °C. Es besteht daher das Risiko, dass es während des Lötprozesses zu Gefügeveränderungen kommt, die Änderungen der Werkstoffeigenschaften mit sich bringen. Hierdurch auftretende Werkstoffschwächungen sind auszuschließen, um sicher zu gehen, dass die Dimensionierung des Kondensators den Einsatzbedingungen genügt. Die Inconel-Legierung wird bei 925-1010°C lösungsgeglüht und schnell abgekühlt, um die hohe Festigkeitswerte zu erreichen. Sie wird in zwei Schritten ausscheidungsgehärtet. Im ersten Schritt wird sie für acht Stunden auf 720°C gehalten und anschließend im Ofen auf 620°C gekühlt, bevor sie nach weiteren acht Stunden luftgekühlt wird. Ein Verfahren, das von Herstellern angewandt wird, um mit geringem Aufwand Gefüge-, beziehungsweise

Eigenschaftsveränderungen zu identifizieren, ist die Messung der Werkstückhärte vor und nach der Wärmebehandlung. Liegt keine Härteveränderung vor, ist nicht von einer Werkstoffveränderung auszugehen. Eine Veränderung der Härte weist hingegen darauf hin, dass das Gefüge durch die angelegte Wärme beeinflusst wurde.

Um eine Veränderung der Eigenschaften aufgrund des Lötprozesses auszuschließen, wurden Härtetests an den Lötproben vor und nach dem Lötvorgang gemacht. Die wärmebedingte Veränderung des Werkstoffgefüges im Detail ist nicht Gegenstand der Arbeit. Es wird lediglich überprüft, ob eine deutliche Abweichung der ermittelten Härtewerte auftritt. Liegt die Abweichung innerhalb der Messgenauigkeit, muss nicht von einer Veränderung des Gefüges ausgegangen werden. Dieses Kriterium ist ausreichend, um eine Werkstoffschwächung auszuschließen.

Die Härtewerte wurden an den Probeflanschen als Vickers-Härte HV30 gemessen. Dazu wird eine Diamantpyramide mit Öffnungswinkel 136° , mit einer Prüfkraft von 294,2 N, für 15 Sekunden auf das Werkstück gedrückt. Aus dem arithmetischen Mittel der beiden Diagonalen der Eindringkerbe und der Prüfkraft, ergibt sich der Härtewert [73]. Die Härtemessungen haben eine Genauigkeit von etwa ± 20 (ca. $\pm 5\%$). Vor dem Löten wurde für die Flansche eine Härte von 441HV30 ermittelt.

Incusil-ABA (Paste und Folie) wird mit einer Rampe von 10K/min auf 520°C gebracht, dort 20 Minuten gehalten, dann mit einer Rampe von 10K/min auf 750°C erhitzt und für 30 Minuten, auf dieser höchsten Löttemperatur gehalten. Die niedrigste Härtemessung ergab mit 429HV30, eine Abweichung zum Ausgangsstück innerhalb der Messgenauigkeit. Somit ist eine Werkstoffschwächung durch den Lötprozess nicht zu erwarten.

Ticuil wird zunächst mit 10K/min auf 600°C erhitzt und dort 30 Minuten gehalten und anschließend mit 10K/min auf 700°C gebracht und für 20 Minuten gehalten. Danach wird es mit 10K/min auf 860°C gebracht und 10 Minuten gehalten. Es trat eine deutliche Härtereduzierung auf bis zu 357HV30 auf. Diese weist auf eine Gefügeveränderung hin, die die Werkstofffestigkeit verringern könnte.

Incusil-10 wird mit 7,5K/min bis 690°C erhitzt, dort 20 Minuten gehalten, dann mit 2,5K/min auf 740°C gebracht und dort 10 Minuten gehalten. Mit der minimalen Härte von 432HV30 lag die Härteverringern innerhalb der Messgenauigkeit und ist demnach vernachlässigbar.

Incusil-10 ist aufgrund der Untersuchungsergebnisse geeignet, um den Kondensator zu verlöten. Eingebracht wird es als Ring mit den Maßen $6,5 \times 1\text{mm}$ für die beiden radialen Lötstellen zur Verlötung des spiralförmigen Wärmeübertragungsrohres und als Ring mit den Maßen $41,6 \times 1\text{mm}$ für das dickwandige, gerade Kabeldurchführungsrohr im Zentrum, wobei hier jeweils 3 Ringe pro Lotspalt nötig sind, um eine ausreichende Füllung zu erreichen.

Die Lötparameter, die Ergebnisse der Härteuntersuchungen und die Eigenschaften der Lötstellen sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Tabelle 5: Übersicht der Lötungseigenschaften

Eigenschaft/Parameter	Incusil ABA	Ticusil	Incusil 10
Dehngrenze $R_{p0,2\%}$ (MPa)	338	292	345
Löttemperatur (°C)	765	950	780
Dichtheit (Heliumtest)	nein	ja	ja
Drucktest bei 200 °C (bar)	-	> 630	> 630
Härteveränderung (vor Löten: 441)	429	357	432
radiale Lotspaltfläche (mm ²)	0,95		
axiale Lotspaltfläche (mm ²)	6,35		
Lotringe	1x Ø1mm x 6,5mm		
Volumenabdeckung V_{Lot}/V_{Spalt}	3x Ø1mm x 41,6mm		
axiale Belastbarkeit (N) <i>1,5-fache Sicherheit</i>	1431,74	1236,89	1461,39

3.5 Verdampferentwicklung

3.5.1 Konzept der kapillaren Benetzung mit Vliesen

Für die Kältemittelverteilung und Benetzung der Wärme übertragenden Flächen im vertikal angeordneten Verdampfer wird das Konzept der kapillaren Benetzung mittels Vliesen verfolgt. Eine detaillierte Herleitung der verwandten Gleichungen und eine ausführliche Beschreibung durchgeführter Benetzungs- und Verdampfungsversuche wurden von Holbein und Schulenberg veröffentlicht [74].

Die Nutzung des Kapillareffekts zum Transport oder zur Unterstützung des Transports von Fluiden ist ein seit Langem und weitläufig behandeltes Forschungsfeld. Beispielsweise wurden im Rahmen einer Machbarkeitsstudie für die NASA, 1966, Wärmeübertragungsschleifen getestet mit einem kapillaren Fluidtransport mittels Quarzfilzdochten. In einer Schleife von 15m Länge (Durchmesser: 4,57mm) wurde dabei eine Wärmeabsorption von 95kW/m^2 erreicht [75]. Andere Studien untersuchten die Benetzung mit Wasser, in Graphen- und Silberoxiden [76] oder Stahldochten in Verbindung mit Methanol [77]. Auch zur Reduktion der Pumpenleistung, in einem ORC (Organic Rankine Cycle), wurde der Kapillareffekt in porösen Sinteredelstählen mit den Arbeitsmedien Ethanol und Wasser eingesetzt [78]. Ein anderes Beispiel ist der Einsatz metallischer Dochte zur Benetzung mit Wasser. In einer flachen Verdampfer Heatpipe mit einer beheizten Fläche von 484 mm^2 wurden damit bis zu 200 W Kühlleistung erreicht [79].

Bei analytischen Untersuchungen zum Einfluss des kapillaren Anstiegs auf die Wärmeübertragung wurde gezeigt, dass Porosität, Permeabilität und Schichtdicke der porösen Strukturen die entscheidenden Faktoren sind [80]. Bei Tests in Dochtstrukturen und Schäumen aus Stahl, Kupfer und Nickel, wurde zudem nachgewiesen, dass kleinere Netzgrößen zur besseren Benetzung beitragen [81], [82], [83].

Im Gegensatz zu bisherigen Ansätzen kommen in dieser Arbeit Vliese mit natürlichen, feinen und inhomogenen Strukturen wie Wolle und Zellulose zum Einsatz. Der Verdampfer, dargestellt in Abbildung 23, den ich hierzu entwickelt habe, besteht aus einem erodierten Aluminiumkörper mit planen Außenflächen zur Montage zu kühlender Elektronikbauteile und einem Hohlraum, in dem die Verdampfung des Kältemittels stattfindet. An beiden Enden befinden sich runde Flansch, die mit, per O-Ringen abgedichteten Deckeln verschlossen werden. In den Deckeln sowie auf einer der schmalen Seiten am unteren Ende befinden sich Gewindebohrungen zum Anschluss von Zu- und Ausgangsleitungen beziehungsweise Messtechnik. Dadurch ist es möglich, das flüssige Kältemittel sowohl von unten als auch von oben in den Verdampfer fließen zu lassen, für den Fall, dass der kapillare Anstieg zur vertikalen Benetzung nicht ausreichend ist. Der innere Aufbau besteht aus einem u-förmigen Lochblech als Abstandhalter, welcher das Vlies gegen die breiten Innenwände des Hohlraums presst. Dieser Aufbau erlaubt das einfache Austauschen der Vliese, um unterschiedliche Vliesmaterialien und Schichtungen zu testen. Die Flansche des Verdampfers haben einen Durchmesser von 64mm. Die Montageflächen haben eine breite von 52mm und eine Länge von 250mm. Der Hohlraum hat eine breite von 8mm, sodass mit der Lochblechstärke von 1mm und dem Blechabstand von 2mm die Vliese auf beiden Seiten auf eine Stärke von 2mm gepresst werden. Eine bemaßte Zeichnung des Verdampfers findet sich im Anhang (Abbildung 72).

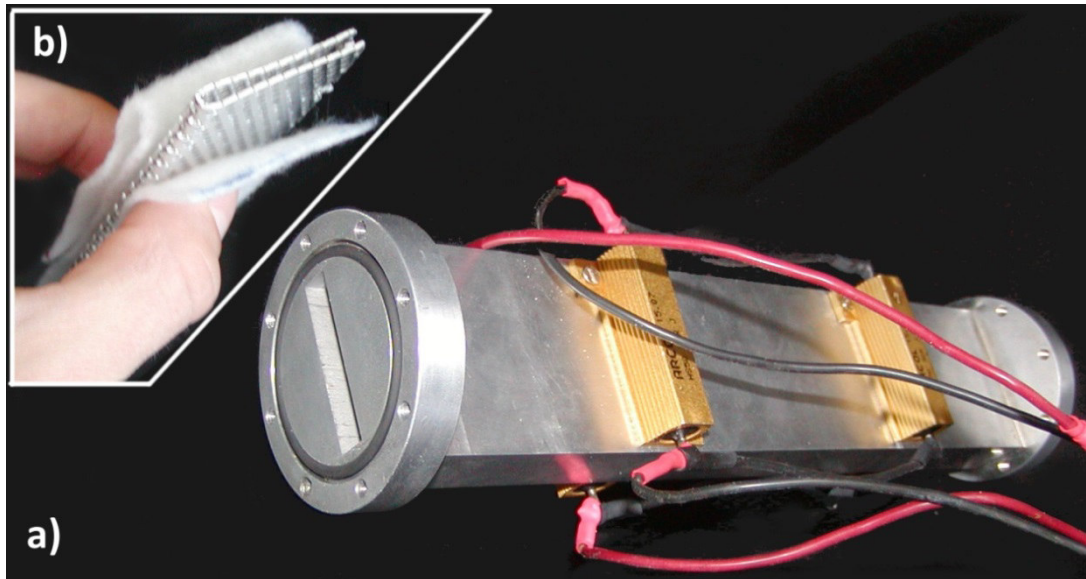


Abbildung 23: Bild des Kapillarverdampfers mit Kupferkörper a) und innerem Vliesaufbau b)

In Analogie zum Kapillarröhrchen kann der Kapillardruck, der die Flüssigkeit ins Vliesmaterial zieht, mit der Oberflächenspannung σ und der effektiven Krümmung $R_{\text{eff}}=R/\cos\vartheta$, anstelle des Kontaktwinkels ϑ und des Rohrradius R berechnet werden.

$$p_{\text{Kap}} = 2\sigma * \frac{\cos\vartheta}{R} \quad (3.14)$$

Um einen kapillaren Anstieg, mit der Geschwindigkeit u zu erzeugen, muss der Kapillardruck, wie durch die Darcy Gleichung beschrieben, den hydrostatischen Druck und die Druckverluste durch Reibung überwinden. Hierbei gilt die Annahme, dass die Vliesporen unterhalb der Benetzungsgrenze komplett mit Fluid gefüllt sind.

$$p_{\text{Kap}} = \rho g l * \sin\alpha + \frac{\mu}{\kappa} * l * u \quad (3.15)$$

Wobei ρ die Dichte, g die Erdbeschleunigung, α der Neigungswinkel, μ die Viskosität und κ die Permeabilität ist. Bei einem stationären Zustand, wenn nach Erreichen der maximalen vertikalen Steighöhe l_{max} kein weiterer Anstieg erfolgt, also $u=0$ ist, lässt sich die effektive Krümmung daraus wie folgt bestimmen:

$$\frac{R}{\cos\vartheta} = \frac{2\sigma}{\rho g l_{\text{max}}} \quad (3.16)$$

Die Permeabilität κ kann für die horizontale oder geneigte Benetzung unterschiedlich berechnet werden. Bei nicht geneigter Benetzung, mit $\alpha=0$, wird der hydrostatische Druck null und die benetzte Länge unendlich groß. Durch Einsetzen von $u=dl/dt$ ergibt sich eine Differentialgleichung, aus der, nach Integration, die Permeabilität bestimmt werden kann.

$$\kappa = \frac{\int \mu l * dl}{\int p_{Kap} * dt} = \frac{\mu}{2p_{Kap}} * \frac{l^2(t)}{t} \quad (3.17)$$

Für den vertikalen Fall oder geneigten Fall ergibt sich aus der Differentialgleichung, mit den Substitutionen: $a = \frac{\rho g \sin \alpha}{p_{Kap}}$ und $\frac{1}{b} = \frac{\mu}{\kappa * p_{Kap}}$ das Integral:

$$\int 1 * dt = \int \frac{l}{b - ab * l} * dl \quad (3.18)$$

Ausintegriert ergibt sich:

$$t = -\frac{1}{a^2 b} * (1 + \ln(1 - al)) \quad (3.19)$$

Setzt man die substituierten Werte wieder ein folgt:

$$t = -\frac{\mu * p_{Kap}}{\kappa * (\rho g \sin \alpha)^2} * \left(\ln \left(1 - \frac{\rho g \sin \alpha * l}{p_{Kap}} \right) + \frac{\rho g \sin \alpha * l}{p_{Kap}} \right) \quad (3.20)$$

Gleichung (3.20) beschreibt, in Anlehnung an Schuberts Berechnungen des kapillaren Anstiegs in Schüttungen [84], den zeitlichen kapillaren Anstieg in Vliesen.

3.5.2 Charakterisierung von Vliesen für mögliche Kältemittel

In einem einfachen Vorversuch habe ich verschiedene Vliesmaterialien, die für eine hohe Saugfähigkeit bekannt sind, darunter Polyester, Zellulose mit unterschiedlichen Walzungen, Glasfaser und Baumwolle untersucht. Eine Übersicht ist in Tabelle 6 dargestellt.

Die Vliesstücke wurden auf einer Platte befestigt, um sie, in unterschiedlicher Neigung: horizontal, 45° geneigt und vertikal zu benetzen. Hierzu wurden sie und mit einer Längenskala versehen und bis zu einer Höhe von 1cm in Wasser, Acetonitril sowie Methanol getaucht und der kapillare Anstieg im Zeitraum von vier Minuten beobachtet. Die Versuchsreihen zeigten einen deutlich schnelleren Anstieg in den Papiervliesen, im

Vergleich zu anderen Materialien. Das mit P1 bezeichnete Vlies zeigte in allen Versuchen den höchsten Anstieg und wurde für die weitere Untersuchung ausgewählt [74].

Für die genauere Untersuchung der kapillaren Benetzung und die Benetzung beeinflussende Faktoren habe ich einen, an den schmalen Seiten offenen Rahmen, mit den Abmessungen des Hohlraums im Verdampfer aus Plexiglasplatten gebaut. Unter Verwendung des Abstandshalters für die Vliesmontage im Verdampfer können darin Vliese, wie im Inneren des Verdampfers montiert, und der kapillare Anstieg visuell beobachtet werden.

Tabelle 6: Untersuchte Vliese und Dimensionen

Abkürzung	Beschreibung	Breite (mm)	Länge (mm)	Stärke (mm)	Gewicht (g)
F1	Polyester	42	200	2	0,2
F2	Polyester	42	200	6	2,8
P1	Zellulose, perforiert	42	200	0,14	0,53
P2	Zellulose, innere Faltung	42	200	0,1	0,32
PL	Zellulose, voluminös	42	200	0,17	0,63
VF	Baumwolle	42	200	7	0,1
LW	Baumwolle, gewebt	42	200	1,4	7,2

Für die Versuchsreihen bei Raumtemperatur (20 °C) sowie mit auf Verdampfungstemperatur gebrachten Fluiden nutzte ich eine Videokamera zur Aufzeichnung des Anstiegs. Aus den Aufnahmen wurde der zeitliche Anstieg mit einer Auflösung von 5mm und 1s ermittelt. Die Vliese wurden auf eine Breite von 40mm und eine Länge von 250mm zugeschnitten. Sie wurden ein- und mehrlagig getestet. Die Vliese wurden über eine Schale montiert und mit dem unteren, aus dem Rahmen ragenden Teil, bis zu einer Höhe von 1cm in das Fluid getaucht.

In Abbildung 24 sind die gemessenen Steighöhen in Abhängigkeit von der Zeit für Versuche mit kalten Fluiden aufgetragen.

Entsprechend dem Aufbau für den kalten Versuch zeichnete ich den Anstieg mit siedenden Fluiden auf. Hierzu wurde die Schale auf eine Heizplatte gestellt und die jeweiligen Fluide zum Sieden gebracht. Die mittlere Fluidtemperatur, bezogen auf die benetzte Höhe, wurde mit Thermoelementen Typ K bestimmt (siehe Abbildung 25).

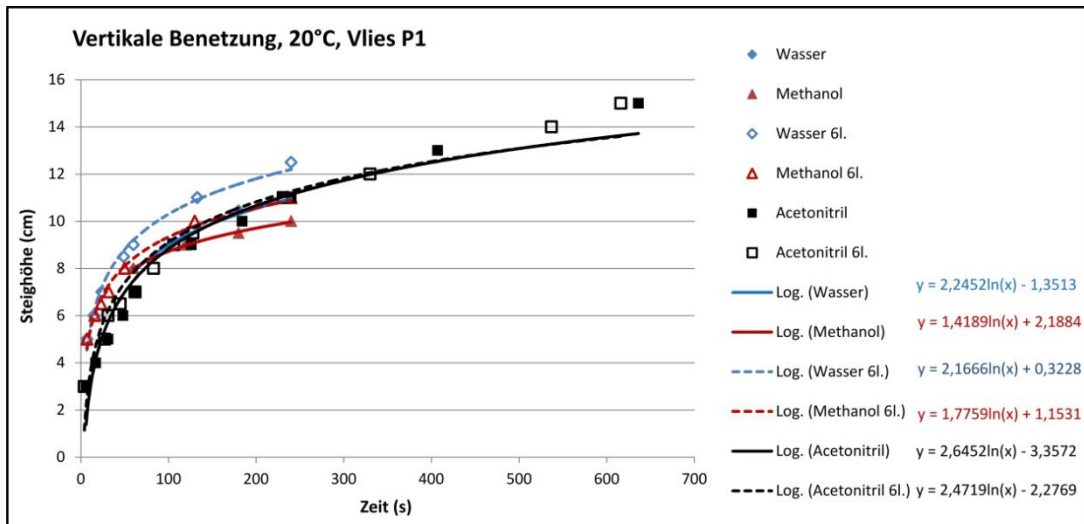


Abbildung 24: Vertikale Benetzung mit Wasser, Methanol und Acetonitril im perforierten Zellulosevlies P1 bei Raumtemperatur 20 °C

Sowohl kalt, als auch bei erhöhter Temperatur stieg Wasser am schnellsten. Methanol zeigte in beiden Fällen den langsamsten Anstieg. Siedende Fluide stiegen deutlich schneller im Vlies.

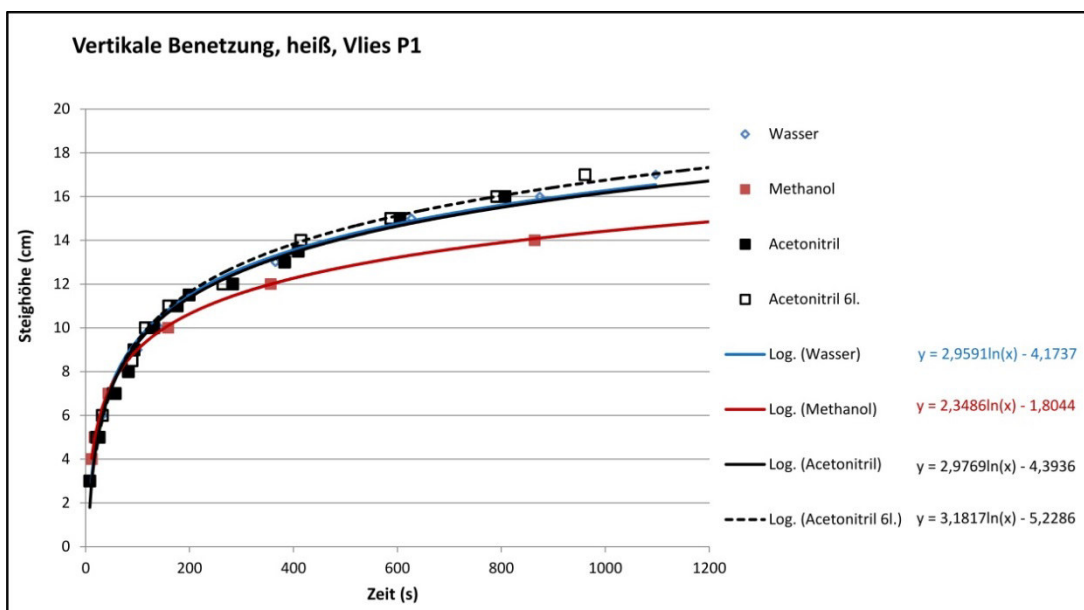


Abbildung 25: Vertikale Benetzung mit Wasser, Methanol und Acetonitril im perforierten Zellulosevlies P1 bei Siedetemperatur

Die Trendkurven der über die Zeit aufgetragenen Steighöhe zeigen einen logarithmischen Verlauf. Nach zwanzig Minuten war kaum noch ein Anstieg beobachtbar. Als maximale Steighöhe l_{max} , wird der, mit der logarithmischen Trendkurve berechnete Wert für eine Stunde angenommen. Die zur Berechnung der Vlieseigenschaften wichtigen Parameter, der berechnete Kapillardruck p_{Kap} und die effektive Krümmung $R/\cos\theta$, sind in Tabelle 7 zusammengefasst.

Die Ergebnisse zeigen, dass die effektive Krümmung mit steigender Temperatur sinkt, was auf einen kleiner werdenden Kontaktwinkel zurückzuführen ist. Insgesamt bewirken Mehrlagigkeit und erhöhte Temperatur einen stärkeren Anstieg.

Tabelle 7: Fluid- und Vliesparameter mit Vlies P1

Temperatur (°C)	Flüssig- dichte (kg/m ³)	Viskosi- tät (Pa*s)	Oberflächen- spannung (N/m)	L _{max} (cm)	p _{Kap} (Pa)	R/cosθ (m)	Vlies- lagen (-)
Wasser							
20	998	1*10 ⁻³	7,28*10 ⁻²	17	1668	8,72*10 ⁻⁵	1
				18,1	1769	8,22*10 ⁻⁵	6
68,3	979	4,13*10 ⁻⁴	6,7*10 ⁻²	20,1	1926	6,95*10 ⁻⁵	1
Methanol							
20	791	5,85*10 ⁻⁴	2,26*10 ⁻²	13,8	1071	4,22*10 ⁻⁵	1
				15,7	1218	3,71*10 ⁻⁵	6
49,65	763	3,9*10 ⁻⁴	1,9*10 ⁻²	17,4	1304	2,91*10 ⁻⁵	1
Acetonitril							
20	593	3,66*10 ⁻⁴	2,9*10 ⁻²	18,3	1065	5,44*10 ⁻⁵	1
				18	1045	5,55*10 ⁻⁵	6
60	549	2,59*10 ⁻⁴	2,4*10 ⁻²	20	1076	4,46*10 ⁻⁵	1
				20,8	1122	4,28*10 ⁻⁵	6

Aus Gleichung (3.17) erhält man, für die horizontale Anordnung, eine Gerade mit Steigung κ , wenn man l_2 über $p_{Kap}/\mu t$ aufträgt. Für die vertikale Anordnung kann die Gleichung (3.20) mit der Substitution: $\tau = \frac{\mu * p_{Kap}}{(\rho g \sin \alpha)^2}$ und $l_0 = \frac{p_{Kap}}{\rho g \sin \alpha}$ so umgeschrieben werden, dass wieder eine Geradengleichung mit Steigung κ entsteht.

$$\kappa * \frac{t}{\tau} = - \left(\ln \left(1 - \frac{l}{l_0} \right) + \frac{l}{l_0} \right) \quad (3.21)$$

Damit ergeben sich zwei Möglichkeiten, eine, ausgehend von der horizontalen Benetzung, und eine andere, ausgehend von der vertikalen Benetzung, um die Permeabilität des Vlieses zu ermitteln.

In Abbildung 26 sind die ermittelten Permeabilitätswerte für horizontale Benetzung bei Raumtemperatur dargestellt. Abbildung 27 zeigt diese für die vertikale Anordnung. Die Permeabilitäten aus den Versuchen mit siedenden Fluiden sind in Abbildung 28, für horizontale und Abbildung 29 für vertikale Anordnung dargestellt.

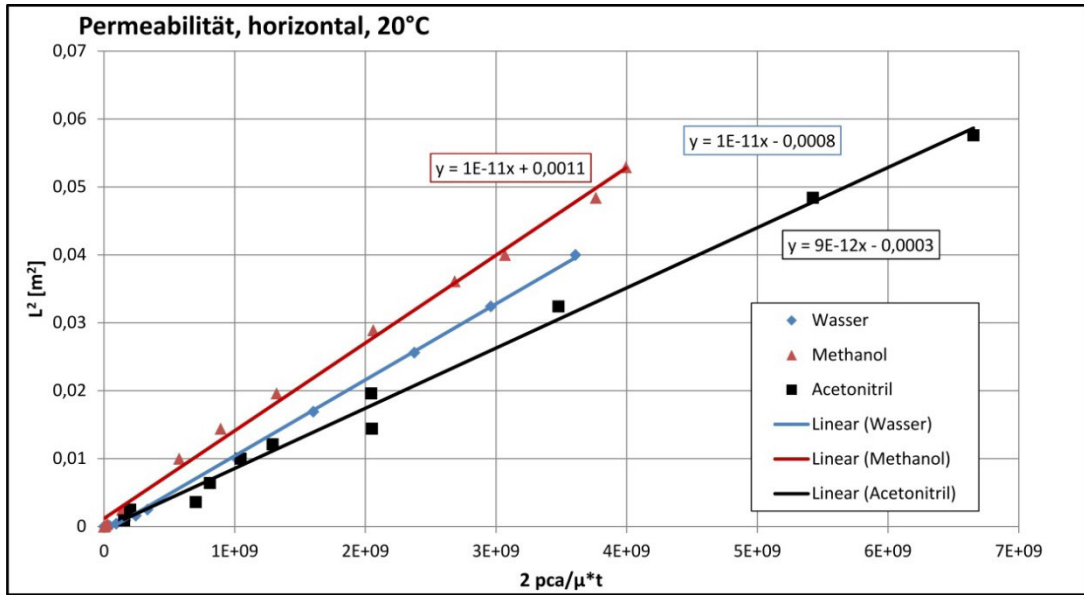


Abbildung 26: Permeabilität für horizontale Anordnung bei Raumtemperatur

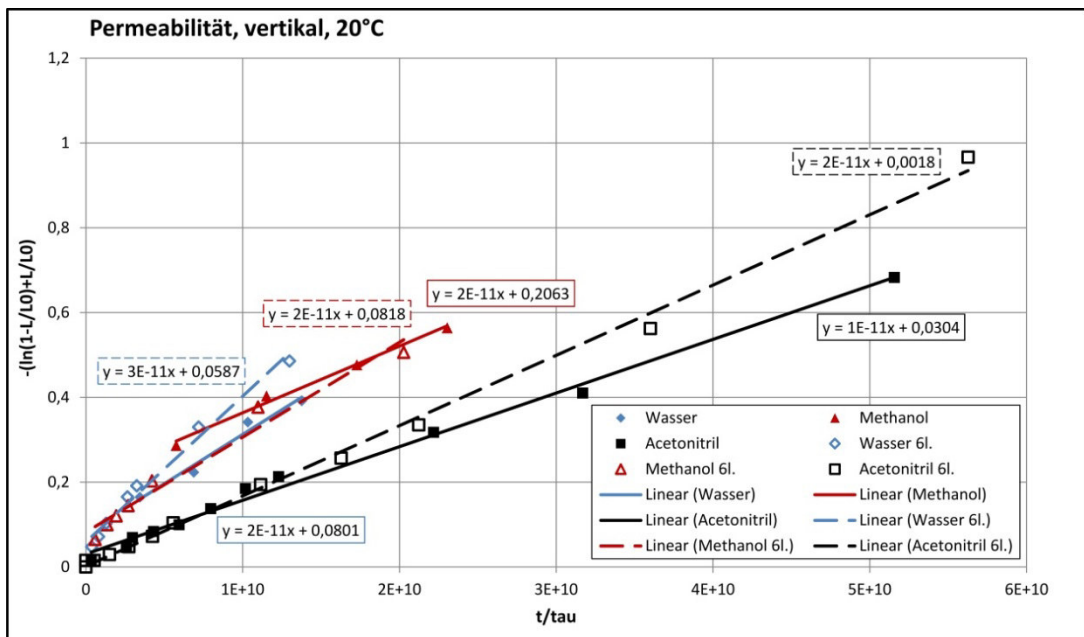


Abbildung 27: Permeabilität für vertikale Anordnung bei Raumtemperatur

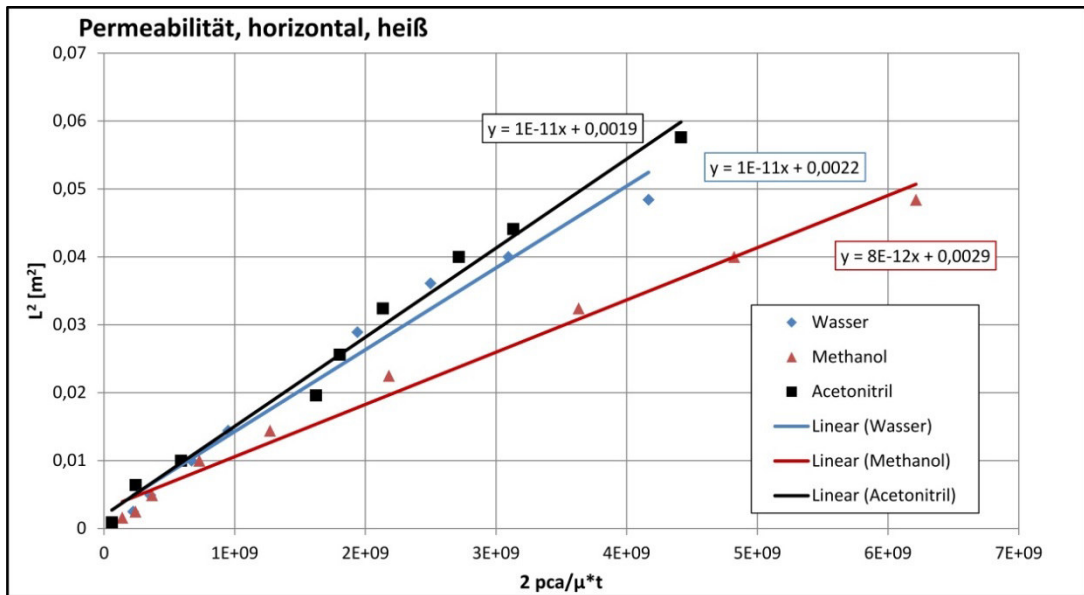


Abbildung 28: Permeabilität für horizontale Anordnung bei Siedetemperatur

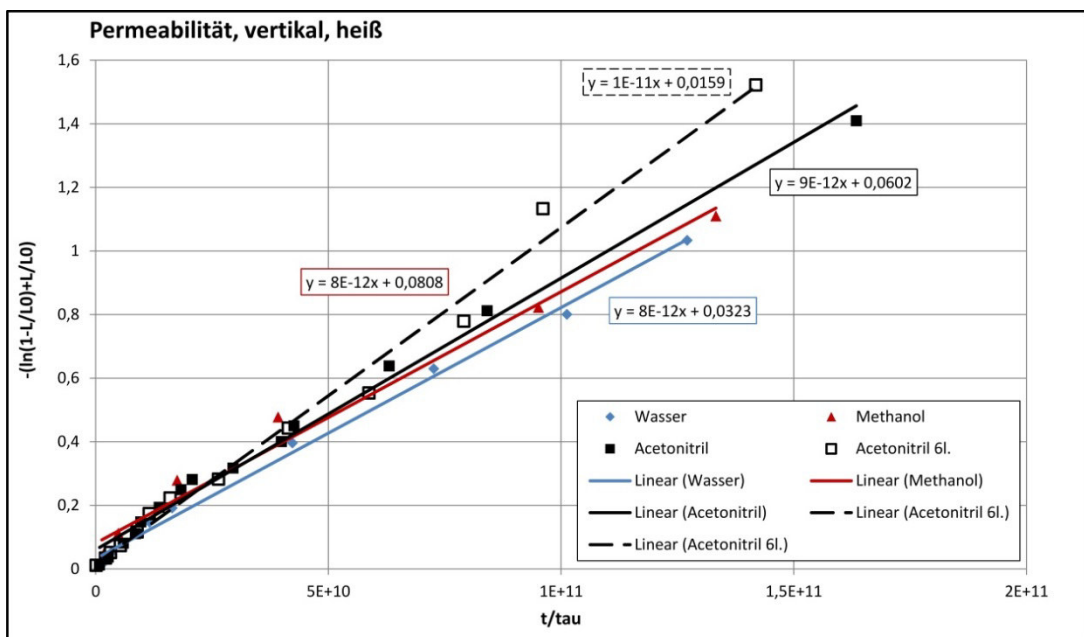


Abbildung 29: Permeabilität für vertikale Anordnung bei Siedetemperatur

Aus den Geradensteigungen lassen sich, wenn man von mehrlagigen Versuchen absieht, Permeabilitätswerte von $8\mu\text{m}^2$ bis $10\mu\text{m}^2$ mit einer Standardabweichung von $2\mu\text{m}^2$ ablesen. Die Abweichung unter Berücksichtigung mehrlagiger Vliese mit Maximalwerten von $30\mu\text{m}^2$ ist um ein Vielfaches größer. Die starken Abweichungen sind auf verschiedene Einflüsse zurückzuführen. Zum einen handelt es sich bei den Vliesen um stark inhomogene und zufällige Strukturen, zum anderen spielen die unterschiedliche Pressung und Wellung, der eingebauten Vliesstücke eine entscheidende Rolle. Dieser Faktor wiegt umso schwerer, wenn mehrere Lagen Vlies aufeinanderliegen. Bei den Versuchen mit siedenden Fluiden konnten zudem aufsteigende Dampfblasen beobachtet werden, die durch Mitreißen von Flüssigkeit zu einem beschleunigten Anstieg führten.

3.5.3 Experimentelle Untersuchung der Verdampferfunktion

Der Versuchsaufbau zur Bestätigung der Funktionalität des Verdampfers ist in Abbildung 30 dargestellt. Abbildung 31 zeigt den Querschnitt des getesteten Verdampfers mit dem inneren Aufbau aus Vlieslagen, die von einem Lochblech in U-Form als Abstandshalter an die Innenwände gedrückt werden, an denen der Wärmeübergang von Verdampferkörper zum Kältemittel stattfindet.

Für die Versuche wurde an beiden Seiten des Verdampferkörpers Leistungswiderstände angebracht, um Wärme einzutragen. Die jeweils zwei Widerstände wurden parallelgeschaltet, mit einem resultierenden ohmschen Widerstand von 15Ω . Die Befüllung mit Fluid (ca. 20°C) über den Einlassstutzen erfolgte mit einem skalierten Behälter. Die Füllhöhe im Verdampfer wurde damit auf etwa 5cm eingestellt. Die Temperatur wurde an acht Stellen, an den Außenflächen sowie im Inneren des Verdampfers, mit Thermoelementen Typ K gemessen. Zur Wärmeisolation nach außen wurde der Verdampfer in Keramikwolle eingepackt.

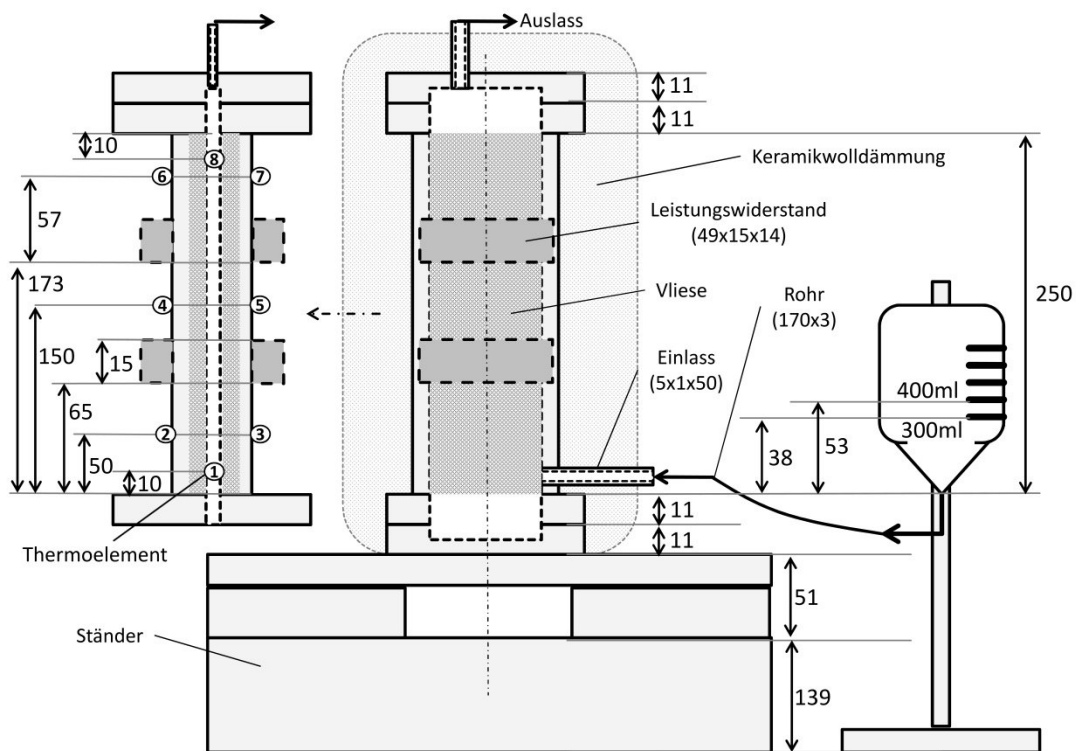


Abbildung 30: Versuchsaufbau für Verdampfungsversuche

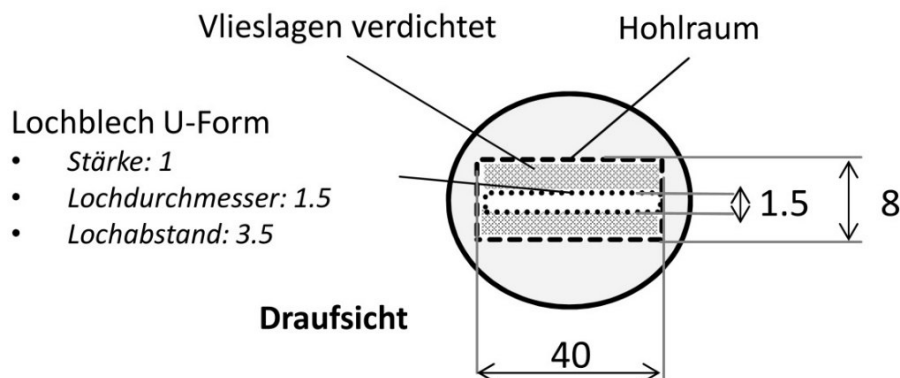


Abbildung 31: Querschnitt des inneren Verdampferaufbaus

Aufgezeichnet wurden die Temperaturen und die verbrauchte Fluidmenge, abhängig von der Zeit. Im Folgenden sind die Ergebnisse zu folgenden Versuchen zusammengefasst:

- 1) Wasser, 3 Lagen Vlies je Seite, Wärmeleistung von 45W je Seite - Abbildung 32
- 2) Wasser, ohne Vlies, 2x45W - Abbildung 33
- 3) Methanol, 2x3 Lagen, 2x24W - Abbildung 34
- 4) Methanol, ohne Vlies, 2x24W - Abbildung 35

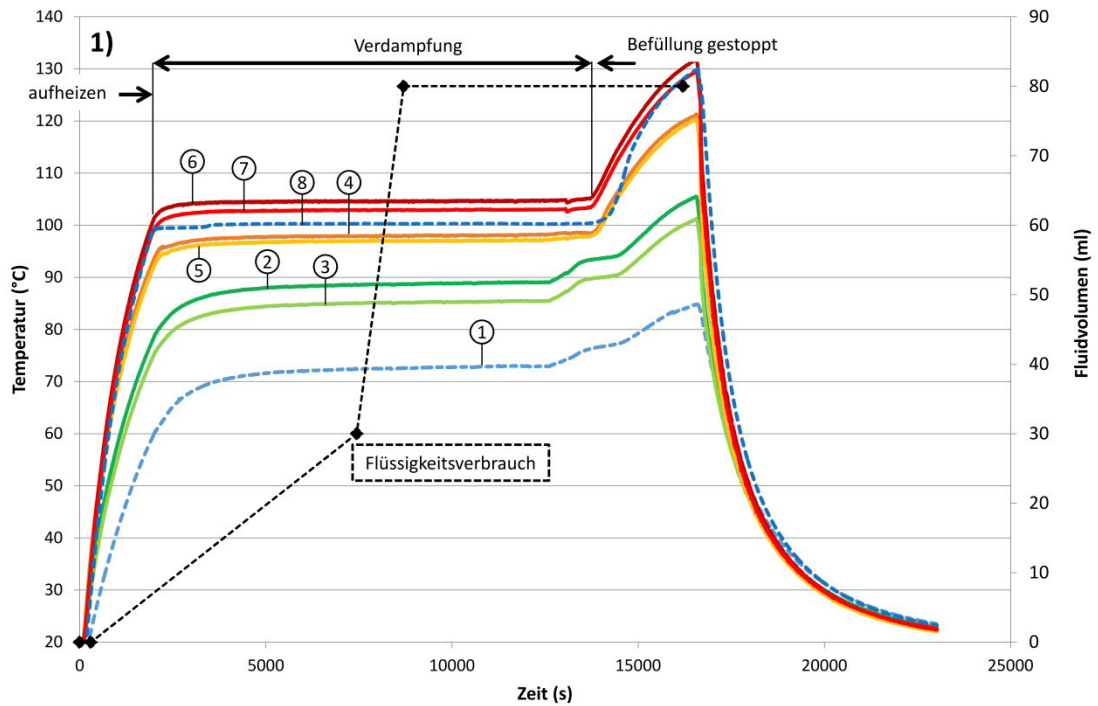


Abbildung 32: Versuch 1, Wasser, 90 W, Temperaturmessstellen 1-8 laut Abbildung 31

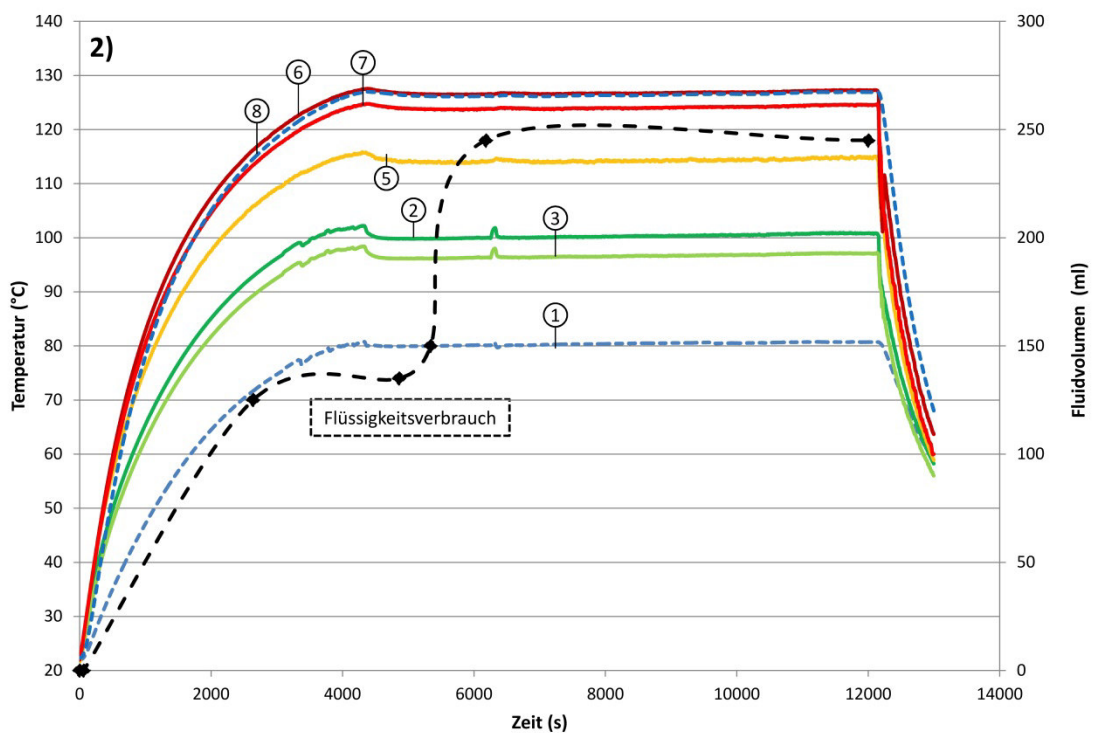


Abbildung 33: Versuch 2, Wasser, 90 W, ohne Vlies

Die Versuchsergebnisse mit Wasser zeigen, dass es mit Vlies im oberen Verdampferbereich zu einer geringeren Überhitzung oberhalb der Siedetemperatur kommt. Diese ist ohne eingesetzte Vliese, ebenso wie die Aufheizgeschwindigkeit stark erhöht. Mit Vlies wird im Bereich bis 18cm Höhe, eine Temperatur von 100°C nicht überschritten.

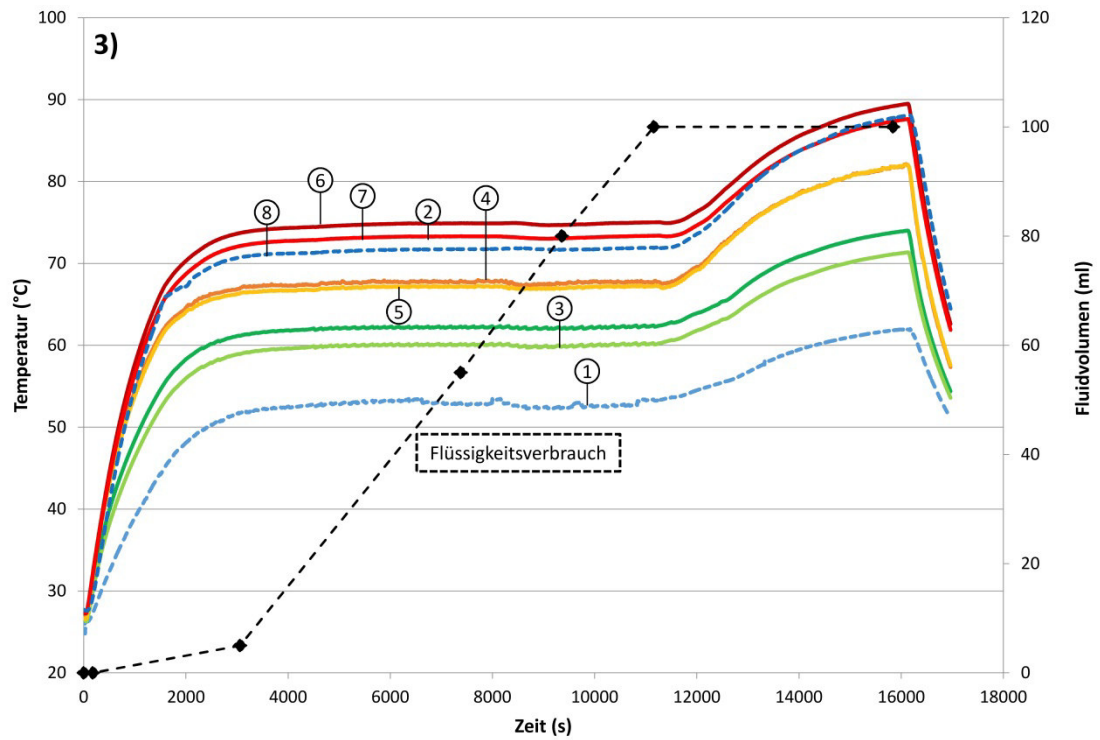


Abbildung 34: Versuch 3, Methanol, Vlies P1, 48 W

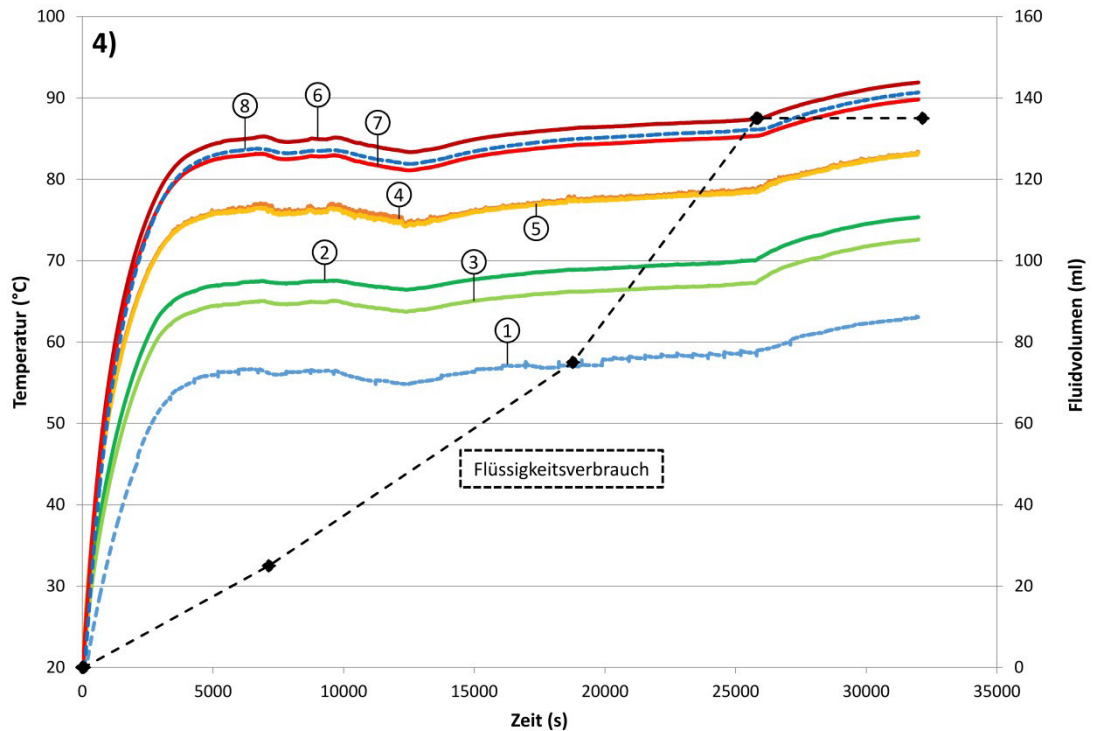


Abbildung 35: Versuch 4, Methanol, 48 W, ohne Vlies

Die Ergebnisse für Methanol zeigten dieselbe Wirkung der Vliese, im Gegensatz zum Versuch ohne Vlies. Das generelle Temperaturniveau über den Versuchsverlauf ist, aufgrund der niedrigeren Siedetemperatur, tiefer als mit Wasser.

Insgesamt konnte die Funktionalität des Verdampfers, mit einer durch den Einsatz der Vliese deutlich gesteigerten Kühlleistung bestätigt werden. Das Papiervlies P1 zeigte sich, im Einsatz mit Methanol, Ethanol und Acetonitril darüber hinaus als stabil. Es musste über mehrere, mehrtägige Dauereinsätze im Verdampfer nicht ausgetauscht werden und zeigte beim Ausbau keine Zeichen von Zersetzung.

3.6 Verdichterentwicklung

Die Entwicklung des Verdichters umfasst im Wesentlichen drei Bereiche, den Kolben- und Zylinderaufbau mit geeigneten dynamischen und statischen Dichtungen, die Auswahl und Anbindung eines geeigneten Antriebs, eingebettet in eine, den beschränkten Bauraum berücksichtigende Anordnung im Sondengehäuse. Neben den hohen Betriebstemperaturen und dem beschränkten Bauraum ist die Minimierung des Totraums, der sich beim hohen Druckverhältnis mit gleichzeitig kleinen Volumina sehr schädlich auswirkt, entscheidend.

Linearantriebe kommen, obwohl sie naheliegend für die axiale Kolbenbewegung scheinen, nicht in Frage. Zum einen sind sie, aufgrund der Tendenz zur Überhitzung insbesondere bei hohen Betriebstemperaturen, nicht für Dauerbetrieb geeignet. Die begrenzten Stellgeschwindigkeiten und Stellwege lassen sich durch den beschränkten radialen Bauraum nicht durch einen größeren Zylinderdurchmesser kompensieren. Um mit einer, für in Frage kommende, kompakte, robuste und leistungsstarke Linearmotoren vergleichsweise hohen Verfahrgeschwindigkeit von 30mm/s, den für Acetonitril benötigten Volumenstrom von $1,57 \cdot 10^{-5} \text{m}^3/\text{s}$ zu erreichen, wäre ein Zylinderdurchmesser von knapp 82mm nötig [85] [86]. Hinzu kommt, dass bei größerem Zylinder höhere Druckkräfte auf den Kolben wirken und ein, im Verhältnis zum Hub größerer Totraum entsteht. Generell sind hohe Hubfrequenzen mit kleinem Zylinderdurchmesser günstiger hinsichtlich Verlusten durch Leckage.

Neuere Antriebskonzepte zum Antrieb des Bohrkopfs in Bohrsträngen für Öl-, Gas- und Geothermiebohrungen setzen auf Kolbenmotoren. Hier wird eine axiale Kolbenbewegung, die vom Bohrfluid (drilling mud) erzeugt wird, mittels kugelförmigen Übertragungselements in eine Rotationsbewegung übertragen [87]. Im Falle einer alternativen Anwendung der Untertagekältemaschine in einem Bohrstrang, anstatt in Wireline-Tools, könnte der Verdichter direkt durch das Bohrfluid angetrieben werden und ein elektrischer Antrieb entfielen.

3.6.1 Funktionsprinzip und Aufbau

Zunächst sollen auftretende Kräfte berechnet und die Verdichterkomponenten untersucht werden. Hierzu habe ich eine Kolbenbewegung per Kurbelscheibe, angetrieben durch einen normal dazu montierten Rotationsmotor untersucht. Die Rotationsbewegung des Antriebs zur translatorischen Bewegung des Kolbens wird über die Schubstange (der Länge c) an die Kolbenstange übertragen. Der erzeugte Hub entspricht dem Durchmesser des Drehkreises vom Anbindungspunkt der Schubstange an der Scheibe (siehe Abbildung 36).

Dieser einfache Aufbau mit einem einzelnen Kolben und einstufiger Verdichtung ist für die Anwendung in Untertagewerkzeugen bei dem beschränkten Bauraum und hinsichtlich der periodischen Belastung des Motors nicht einsetzbar. Allerdings ist für die experimentelle Untersuchung des Verdichtungsprozesses, insbesondere der Kolbenfunktion und Kolbendichtungen (siehe Abschnitt 4), eine reduzierte Komplexität von Vorteil, um die Zahl der Einflussparameter zu verringern und zugleich einen einfachen Testaufbau zu ermöglichen. Eine der Einbausituation und verfügbaren Antrieben gerecht werdende Konstruktion des Verdichters findet sich im Abschnitt 3.6.4 Aufbau des Verdichters im Untertagewerkzeug.

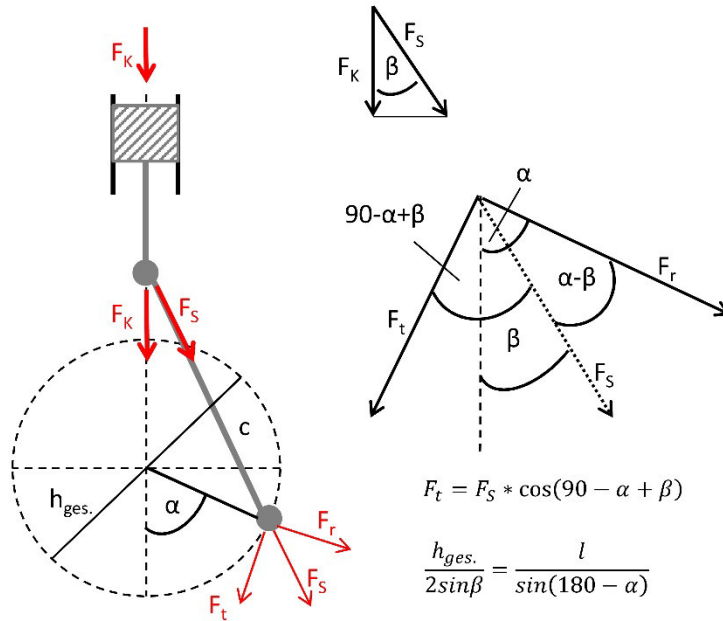


Abbildung 36: Prinzipskizze des Kolbenverdichters mit Kurbelscheibe

Der Durchmesser des Kolbens, beziehungsweise des Verdichtungsraums im Zylinder, stellt einen Zielkonflikt zwischen der Minimierung der Kolbenkraft sowie des Hubes dar. Die obere Grenze ist durch den Bauraum mit einem maximalen Zylinderdurchmesser von 64mm gegeben. Bei einem Maximaldruck von 20bar ergäbe sich damit eine maximale Kolbenkraft von 6,4kN auf die Fläche von $3,2 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$. In einer Masterarbeit zur Dimensionierung der Verdichterkomponenten wurden die Mindestmaße der mechanischen Verdichterkomponenten Kolben- und Schubstange sowie Verbindungsbolzen für Edelstahl ermittelt [88]. Den Pleuellagerdurchmesser habe ich auf 8mm festgelegt, um ausreichend Sicherheit unter Berücksichtigung von Querschnittverengungen an Gewinden zu gewährleisten. Der Zylinderinnendurchmesser beträgt 20mm, wodurch Bauraum zur Gestaltung von Pleuellem und Pleuellagerungen zur Verfügung bleibt. Daraus ergibt sich die gesamte Pleellenfläche zu $3,14 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$ und eine maximale Pleellenkraft bei 20bar Druck von 628N. Auf den Aufbau des Pleelens wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen.

Aus Abbildung 36 lassen sich die geometrischen Bedingungen der Pleellenverdichtung mit Pleellenplatte ablesen. Ein Zyklus entspricht einer Pleellenumdrehung, um den Winkel α , mit Pleellenungs- (0-180°) und Pleellenhub (180-360°). Beim unteren Pleellenpunkt UT ist das Volumen über dem Pleellen maximal und der Abstand zum oberen Pleellenpunkt OT entspricht dem gesamten Pleellen $h_{ges.} = h_1$, dem Pleellen beim Startdruck p_1 . Im stationären Zustand steigt der Druck beim Pleellenhub bis zum Erreichen des Enddrucks p_2 , der im Kondensator herrscht. Beim Pleellenziehen zwischen dem Pleellenhub h_A und dem OT bleibt der Druck konstant.

$$\text{für } h(\alpha) \leq h_A \rightarrow p_2(\alpha) = p_2; \text{ für } h(\alpha) \geq h_A \rightarrow p_2(\alpha) = p_1 * \left(\frac{V_1}{V_2(\alpha)}\right)^n \quad (3.22)$$

Wobei für den Pleellenverlauf gilt:

$$h(\alpha) = \frac{h_{ges.}}{2} * (1 + \cos\alpha) \quad (3.23)$$

Die auf den Kolben wirkende Kraft F_K ergibt sich aus der Druckdifferenz am Kolben und der Kolbenfläche A_K zu:

$$F_K = (p_2(\alpha) - p_1) * A_K + m_K * g \quad (3.24)$$

Aus der Neigung der, zwischen Kurbelscheibe und Kolbenstange antreibenden Schubstange, zur Kolbenbahn β berechnet sich die, auf die Schubstange wirkende Kraft F_S zu:

$$F_S = F_K * \cos\beta \quad (3.25)$$

Das resultierende Drehmoment am Antrieb ergibt sich aus der Tangentialkraft F_t und dem Hebelarm, der dem halben Gesamthub entspricht $h_{ges}/2$.

$$M_M = F_t * \frac{h_{ges}}{2} = F_S * \sin(\alpha - \beta) * \frac{h_{ges}}{2} \quad (3.26)$$

Wird der Neigungswinkel β durch α ausgedrückt,

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{h_{ges}}{2 * c} * \sin\alpha \right) \quad (3.27)$$

können Druck-, Kraft- und Momentverlauf, in Abhängigkeit vom Drehwinkel gradweise berechnet werden. Der berechnete Druckverlauf ist in Abbildung 37, Drehmoment und Motorleistung sind in Abbildung 38 aufgetragen.

Für die Berechnungen für Acetonitril ist ein Kondensationsdruck von 20bar angenommen, was einer Kondensationstemperatur von über 215 °C (Dampfdruck 19,3bar) entspricht. Der Gesamthub von 50mm, bei einer Hubfrequenz von 10Hz, ist für eine Kühlleistung von etwa 100W angesetzt. Eine Kolbenmasse von 140g und die Kolbenstangenlänge $c=195$ mm sind berücksichtigt.

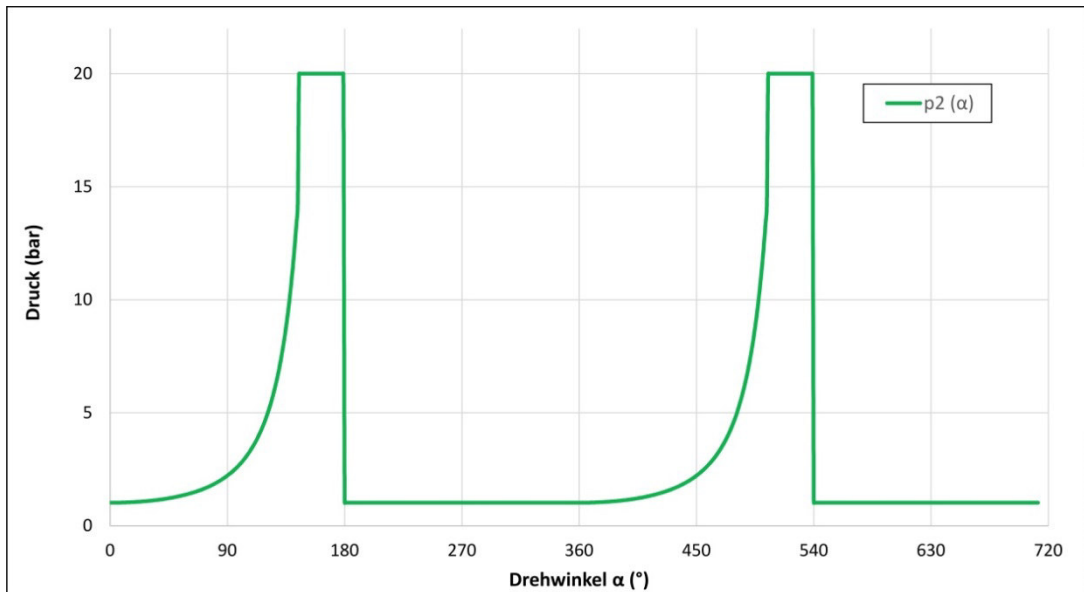


Abbildung 37: Berechneter Druckverlauf mit Acetonitril im 1-Kolbenverdichter

Die mechanische Motorleistung ergibt sich mit der Drehzahl=Hubfrequenz f zu:

$$P_M = 2\pi * M_M * f \quad (3.28)$$

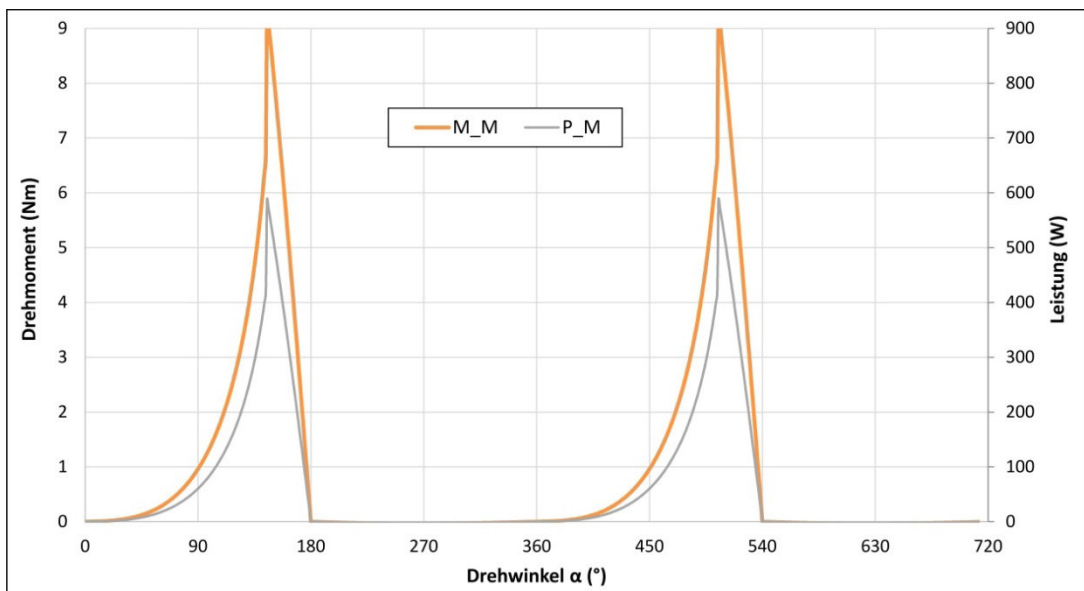


Abbildung 38: Mechanische Motorleistung und Drehmoment im 1-Kolbenverdichter

Für die Verdichtung mit einem Kolben ergibt sich eine maximale Motorleistung von 588W, bei einem Drehmoment von 9,3Nm.

Sowohl in Saug- als auch in Druckrichtung sind Rückschlagventile notwendig. Die vorgesehenen, für die Einsatzbedingungen angepassten Ventile der Firma WEH GmbH Verbindungstechnik weisen einen geringen Öffnungsdruck von $0,10\text{bar} \pm 0,05\text{bar}$ auf, sind

chemikalien- und temperaturbeständig und haben eine Durchflussweite von 4mm. Sie haben einen Außendurchmesser von 35mm und beidseitige G3/8 Zollgewinde. Damit passen keine zwei Ventile stirnseitig an den Zylinderkopf.

Die Totvolumen, welche sich aus der Ventilöffnung zu etwa 70mm³ und aus dem Dichtungssitz am Kolben zu etwa 15mm³ ergeben, sind in den obigen Berechnungen berücksichtigt.

3.6.2 Kolben- und Zylinderkonstruktion

Das von mir entwickelte Kolbendesign zielt zum einen auf eine Minimierung des Totvolumens und einen raumsparenden Zylinderaufbau ab und soll zudem Flexibilität hinsichtlich des Einsatzes verschiedener Dichtungen bieten. Die Erfindung, an der Herr Dr. Jörg Isele zu 35% beteiligt ist, wurde am 21.09.2018 beim Deutschen Marken- und Patentamt angemeldet [Titel: „Kolben, Kolbenverdichter und Pumpe“, DE102018123258.6].

Um das saugseitige Rückschlagventil einzusparen, ist im Kolben eine passiv gesteuerte Saugventilfunktion integriert. Der Kolben hat hierfür einen speziellen, mehrteiligen Aufbau. Funktionsweise und Aufbau des Kolbens sind in Abbildung 39 zusammengefasst.

Der eigentliche Kolben besteht aus zwei Edelstahlkörpern und einem innenliegenden, fest mit der Kolbenstange verbundenen bronzenem Gleitstift. Auf dem unteren Kolbenteil ist eine Nut angebracht, auf der ein Führungsring montiert wird. Der obere Kolbenteil ist austauschbar. Durch unterschiedliche Passflächenausführungen und Passringe können unterschiedliche Kolbendichtungen montiert werden. Durch diesen Aufbau können mit geringem Aufwand verschiedene Dichtungen eingebaut und untersucht werden.

Der um den Gleitstift herum zusammengeschaubte Kolbenkörper ist axial beweglich. Die Bewegung relativ zur Kolbenstange ist durch den Gleitstift in beide Richtungen begrenzt und nach oben hin durch eine Bohrung im oberen Kolbenteil geführt. Auf dem Gleitstift sitzt eine Innendichtung, die beim Verdichtungshub im Kolbeninneren komprimiert wird und diese Bohrung verschließt. Dadurch wird der Fluidfluss durch den Kolben in den, unter dem Kolben liegenden Zylinderbereich verhindert. Beim Saugvorgang wird der Kolbenkörper durch die Reibhaftung der Kolbendichtung an der Zylinderinnenwand festgehalten, während sich die Kolbenstange unten bewegt, bis zum unteren Anschlag des Gleitstifts. Dadurch wird die Bohrung am oberen Kolbenende geöffnet und der Durchfluss durch den Kolben vom unter zum über den Kolben liegenden Bereich ermöglicht.

Die ins Kolbeninnere verlagerte Ventilfunktion weist nicht die üblichen Platz einschränkungen durch Ventilkappen oder Ähnliches auf. Darüber hinaus erfüllt die Innendichtung eine Dämpfungsfunktion, die es erlaubt den Kolben bis zum Anschlag an den Zylinderkopf zu fahren, wodurch das Totvolumen stark reduziert wird. Am Punkt der höchsten Kompression der dämpfenden Dichtung, schiebt sich der Stift in die Ventilbohrung und reduziert das, durch diese verursachte Totvolumen zusätzlich.

Durch die zweiteilige Ausstattung mit Kolbendichtung und Führungsring ist der Kolben stabil im Zylinder zentriert, wodurch ein Kippen verhindert wird. Die Kolbenstange ist am Eingang des Zylinders, im Zylinderboden durch eine Gleitbuchse geführt. Das druckseitige Rückschlagventil ist im Zylinderkopf zentriert eingeschraubt. Die Dampfzufuhr in den Zylinder erfolgt durch eine Öffnung im Zylinderboden. Um die Passung von Gleitbuchse und Stangendichtung zu ermöglichen und für eine höhere Montagefreundlichkeit, ist der Zylinderboden aus mehreren Teilen aufgebaut, die mit O-Ringen aus FFKM gegeneinander statisch abgedichtet sind. Zylinderboden und Kopf sind mit Zugankern von beiden Seiten gegen das Zylinderrohr verspannt und mit Hochdruckflachdichtungen aus Grafit abgedichtet. Die nahtlosen, rollpolierten Zylinderrohre (AD: 30mm / ID: 20mm L: 180mm, Passung H8, Ra<0,4, EN 10305-1,E355+SR) lassen sich dadurch austauschen, wenn das aus Verschleißgründen nötig wird.

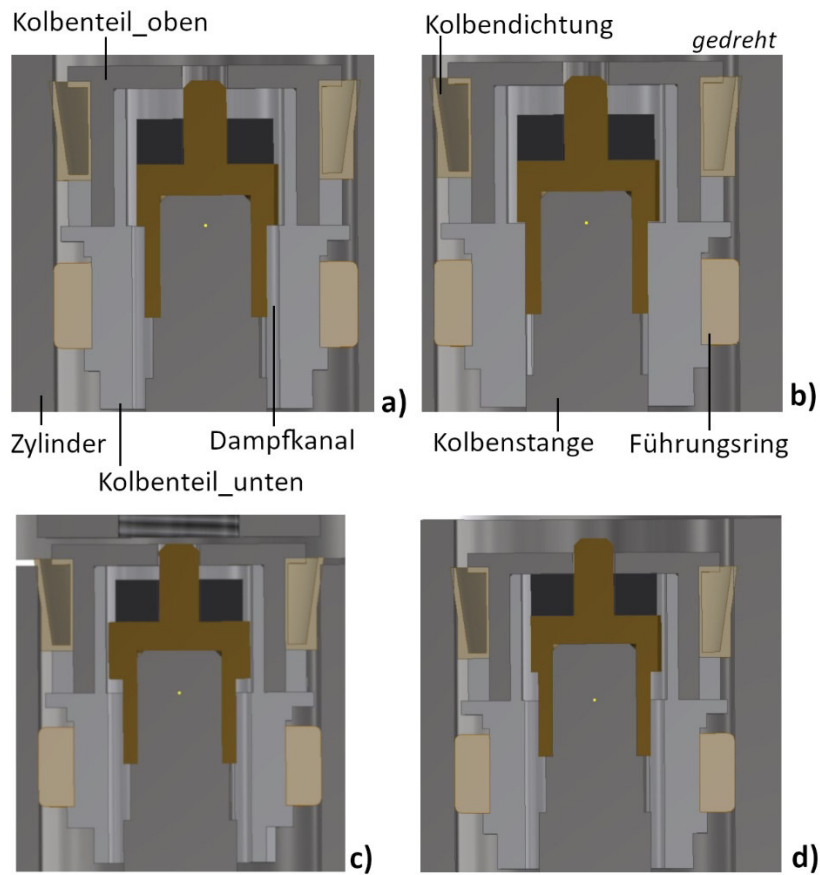


Abbildung 39: Funktionsweise des Spezialkolbens: a), b) Ansaugvorgang; c) Übergangsphase; d) Verdichtungsvorgang

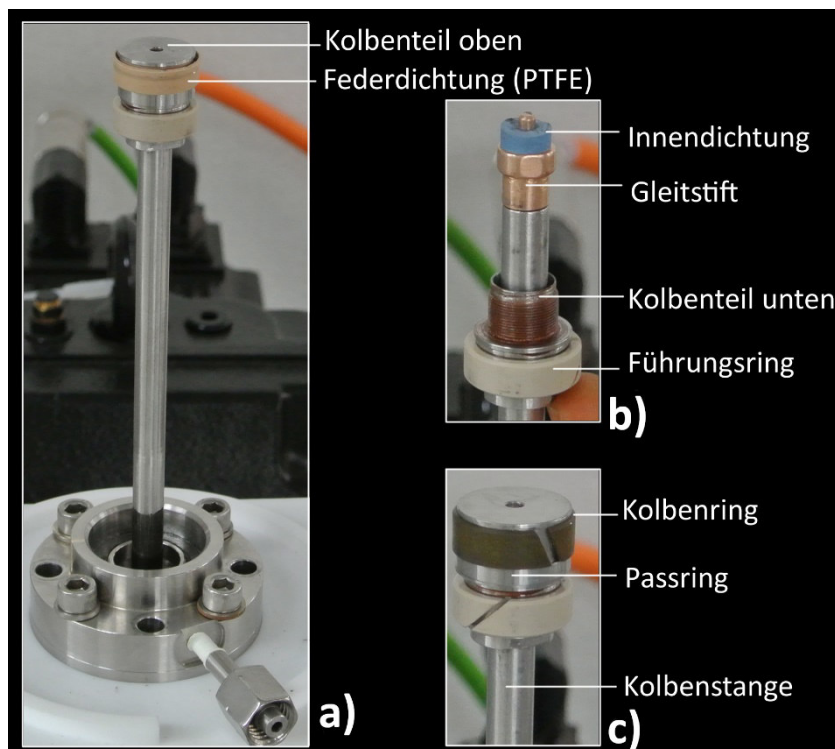


Abbildung 40: Erprobte Ausführungsbeispiele des Kolbens: a) Führung im Zylinderboden; b) innerer Aufbau; c) äußerer Aufbau

Eine Zusammenstellung der getesteten Dichtungen, unterschiedlicher Funktion und Ausführung, erfolgt im nachfolgenden Abschnitt.

3.6.3 Kolbendichtungen

Wie aus dem Aufbau des Kolbens hervorgeht, gibt es zwei Arten von Dichtungen, die für die Kolbenfunktionen Verdichten und Saugventil nötig sind. Für die Dichtfunktion zwischen Kolben und Zylinderwand wurden Kolbenringe und Federdichtungen aus verschiedenen Werkstoffen untersucht.

Weil es sich bei den verdichteten Kältemitteln um chemisch aggressive Heißdämpfe handelt sind Fett- oder Ölschmierung ausgeschlossen. Als Kriterium für einsetzbare Dichtungsmaterialien ist neben ausreichender Temperaturbeständigkeit demnach auch die Selbstschmiereigenschaft entscheidend. Dadurch sind ein höherer Verschleiß und eine aufgrund des fehlenden Schmiermittelfilms eingeschränkte Dichtheit zu erwarten.

Zur Herstellung der inneren Dichtungen aus Silikongrundstoffen habe ich eine Aluminiumgießform entworfen, mit der unterschiedliche Dichtungsdurchmesser und Stärken herstellbar sind. Die zweiteilige Form mit Stiften zur Erzeugung der inneren Bohrung für den Gleitstift im Kolben sowie Beispiele hergestellter Dichtungen, sind in Abbildung 41 dargestellt.



Abbildung 41: Gießform für 2-Komponentensilikon a) und Proben von Innendichtungen unterschiedlicher Materialien b)

Tabelle 8: Übersicht untersuchter innerer Kolbendichtungen

Bezeichnung/ Hersteller	Lieferform	Material	Bauform	Temperatur- beständigkeit (°C)	Härte (20 °C)	Wärmeausdehnung (10 ⁻⁶ /K)	Druckbeständigkeit 20 °C (MPa)
----------------------------	------------	----------	---------	-----------------------------------	---------------	--	-----------------------------------

Innere Dichtung

Köraform A 50T/ CHT [89]	2 Komponenten flüssig	Silikon-Kautschuk	Scheibe - gebohrt	250	Shore A 43		
ALPA-Sil EH/ CHT [90]				200	Shore A 26	-	-
Knetosil 90/ Silikonfabrik [91]	2 Komponenten Knete	Silikon		200	Shore A 90	-	-
Knetosil 40/ Silikonfabrik [92]				200	Shore A 40	-	-
PTFE virginal/ Felten	Scheibe	Polytetrafluoräthylen		260	Shore D 56	-	-
PTFE + 25% GF/ Felten				260	Shore D 60	-	-
PTFE Peek/ Felten [93]				250	Shore D 60	-	-

Zylinderdichtung

Sigraflex/ IDT [94]	Flachdichtung	Graphit	Scheibe	450	-	-	250
------------------------	---------------	---------	---------	-----	---	---	-----

Es gibt verschiedene Typen von Dichtungen, die zur Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder eingesetzt werden können. Dazu gehören neben O-Ringen unter Anderem Kolbenringe und Federringe aus unterschiedlichsten Werkstoffen. Nachfolgend sind einige in Frage kommende Varianten aufgelistet.

- Kolbenring mit geradem Stoß (Schlitz) aus Metall
- Kolbenring mit schrägem Stoß aus Metall
- Kolbenring mit schrägem Stoß aus Metall
- Kolbenring mit schrägem Stoß aus PTFE-Legierung
- Kolbenring aus Graphit oder Polyamid
- Federringdichtung (ohne Schlitz) aus PTFE-Legierung

Für Gase und Dämpfe sind bei Drücken über 10bar Kolbenringe mit schrägem Stoß erforderlich. Kolbenringe werden im Zylinder radial komprimiert, wodurch sich die Flanken des Stoßes aneinanderschmiegen und ein geschlossener Ring entsteht. Die eigentliche Dichtfunktion zwischen Kolbendichtung und Zylinder erfolgt jedoch durch den Schmiermittelfilm. Aufgrund der chemischen Aggressivität der einsetzbaren Kältemittel und der hohen Dampftemperaturen ist der Einsatz von Schmierstoffen ungeeignet, da diese aufgelöst würden. Somit scheiden metallische Kolbenringe aus und nur Dichtungswerkstoffe mit selbstschmierenden Eigenschaften kommen für die Untertagekältemaschine in Frage. Eine weitere Problematik, die bei allen Kolbenringen auftritt, ist dass zur Abdichtung eine Passung zwischen Kolben, Kolbendichtung und Zylinder mit möglichst geringem Spalt notwendig ist. Da bei der vorliegenden Anwendung ein breiter Temperaturbereich abgedeckt werden muss und eine wechselnde Wärmeentwicklung im Verdichter zu erwarten ist, lässt sich für die Dimensionierung dieser Passung kein exakter Betriebspunkt bestimmen. Unterschiedliche Wärmeausdehnungen von Zylinder, Kolben und Dichtung führen dann entweder zu überhöhter Reibung, die wiederum eine stärkere Erwärmung bewirkt, oder zu einer verringerten Dichtwirkung. Letztlich ist in jedem Fall eine verringerte Lebensdauer und Dichtwirkung zu erwarten.

Unabhängig von der Passung von Kolbenringen ist eine gewisse Leckage nicht auszuschließen, die üblicherweise durch eine hohe Frequenz verringert wird, weil das komprimierte Medium keine Zeit hat, um durch den Restspalt zu strömen. Im vorliegenden Fall sind jedoch sowohl aufgrund der geringen Massenströme, als auch durch die nötige Untersetzung zum Erreichen ausreichend hoher Drehmomente für die Verdichtungsdrücke nur relativ geringer Hubfrequenzen realisierbar. Theoretisch könnte eine Verringerung der Kolbenfläche die aufzubringenden Drehmomente verringern und eine höhere Hubfrequenz ermöglichen. Hier setzt aber der konstruktive Aufbau des Kolbens Grenzen.

Die Federdichtungen aus PTFE-Ekonol haben eine Öffnung in Druckrichtung, mit innenliegender Feder und O-Ring, wodurch sie auch eine statische Dichtfunktion aufweisen. Bei erhöhtem Druck spreizen sie sich auf und schmiegen sich an die Zylinderwand. Dadurch ist die Dichtfunktion unabhängiger von unterschiedlichen Wärmeausdehnungen durch sich ändernde Temperaturniveaus. Sie weisen eine hohe Dichtwirkung, auch bei niedrigen Drehzahlen auf.

Die äußeren Kolbendichtungen wurden zum Teil als fertige Bauteile mit Standardmaßen oder als Sonderanfertigungen zugekauft und zum Teil als Halbzeug bezogen. Verschiedene Passungen mit +/-1mm im Durchmesser und Stoßbreite für die als Halbzeug bezogenen G450 (Graphit) und Tecasint (Polyamid) wurden am Institut gefertigt und getestet.

Die für den Kolbenringeinsatz prognostizierten Probleme sowie die Eignung der PTFE-Federdichtung im Vergleich zu einfachen Kolbenringen konnten in der experimentellen Untersuchung (Abschnitt 4) nachgewiesen werden. Die drehzahl- und temperaturunabhängige Dichtfunktion der Federdichtungen bringt auch Vorteile für den Teillastbetrieb, beziehungsweise bei niedrigeren Umgebungstemperaturen (Abschnitt 3.8 Exemplarische Konstruktion des Gesamtsystems).

Tabelle 9: Übersicht untersuchter äußerer Kolbendichtungen

Bezeichnung/ Hersteller	Lieferform	Material	Bauform	Temperaturbeständigkeit (°C)	Härte (20 °C)	Wärmeausdehnung (10 ⁻⁶ /K)	Druckbeständigkeit 20 °C (MPa)
Gleittherm G450/ AGK Hochleistungswerkstoffe [95]	Halbzeug, Zylinder	Carbon- Graphit	Ring, schräger Stoß	450	HR 80	2,9	90
Iglidur Z/ Iigus [96]	Kolbenring, Standardmaße	Tribo-Polymer		250	Shore D 81	-	65
Iglidur X6/ Iigus [97]				250	Shore D 89	-	150
Tecasint 4021/ Ensinger [98]	Halbzeug, Zylinder	Polymid (15% Grafitt)		350	Shore D 86	XY:39 Z:54	208
Führungssring/ Felten	Sonderanfertigung	PTFE- PEEK		250	M 93	140	61
Federdichtung/ Felten [99]		PTFE-Ekonol, EPDM Ring, VA Feder	Spezial Simmerring	260	Shore D 56	84	11

3.6.4 Aufbau des Verdichters im Untertagewerkzeug

Die notwendigen Verdichtungsverhältnisse und damit einhergehenden Hübe eines einstufigen Verdichters passen nicht in den verfügbaren Bauraum im Untertagewerkzeug. Da der Hub zum überwiegenden Teil vom Verdichtungsverhältnis abhängt, wird ein zweistufiges System vorgeschlagen. Des Weiteren erfordert die Einbausituation, dass Motor

und Zylinder axial zueinander angeordnet werden. Ein weiterer Faktor, der dabei berücksichtigt wird, ist eine gleichmäßigere Belastung des Motors. Diese wird, erreicht, indem zwei Kolben je Stufe zum Einsatz kommen, wodurch die Hubfrequenz je Kolben halbiert und eine Redundanz erreicht wird, da bei Ausfall eines Kolbens, eine fortwährende Kühlwirkung, eventuell mit verringerter Leistung, erreicht werden kann. Zwar ließe der Bauraum im Untertagewerkzeug sogar vier Kolben je Stufe und dadurch eine weitere Homogenisierung der Motorbelastung zu, allerdings erhöhten sich dadurch auch die Kolbenverluste durch Leckage und Reibung. Weil die Fluidförderung nur einen geringen Anteil am Gesamthub hat, ließe sich insgesamt hierdurch kaum eine größere Effizienz erzielen. Durch die Beschränkung auf zwei Kolben im Umfang bleibt außerdem Bauraum zur Montage von Rohrkanälen, die zur Hindurchführung von Kabeln und Leitungen durch den Verdichter hindurch benötigt werden.

Im Folgenden wird der Verdichteraufbau für die Integration in Untertagewerkzeugen beschrieben. Die Verdichtung erfolgt hier nicht über eine Kurbelscheibe, weil Motor und Zylinder, um 90° versetzt, keinen Platz im Bauraum des Werkzeugs finden. Der Hub wird durch eine Hubscheibe erzeugt, die den Kolben in den Zylinder schiebt. Eine oberhalb dieser, auf der Motorwelle gelagerte Rückholscheibe, zieht den Kolben beim Saugvorgang wieder aus dem Zylinder. Die Konstruktion ist in Abbildung 75 dargestellt.

Der Verdichter besteht aus zwei getrennten Kammern, in denen je ein Zylinder und zwei Kolben sitzen. Der Motor befindet sich oberhalb des Einlasses für Kältemitteldampf in der ersten Kammer und wird durch, aus dem Verdampfer an ihm vorbeiströmenden Kältemitteldampf, gekühlt. Die beiden Hubscheiben, eine je Stufe, und die zugehörigen Rückholscheiben sind auf einer, durch beide Kammern gehende Motorwelle gelagert. Diese ist am Eingang zur zweiten Kammer durch eine Wellendichtung abgedichtet. Die beiden Kolben je Stufe vollziehen den Hubvorgang um 180° Scheibenumdrehung versetzt, wodurch eine gleichmäßigere Motorbelastung erzielt wird. Die beiden Kolben der jeweils anderen Stufe laufen parallel, sodass immer ein Kolben verdichtet und ein Kolben saugt. Der erste Kolbensatz, der Kältemitteldampf auf dem Verdampfer ansaugt, verdichtet in die Kammer, aus der der zweite Kolbensatz Dampf ansaugt. Durch die zwischen den beiden Verdichtungsstufen liegende Druckkammer entsteht ein Puffer, der eine hohe Toleranz gegenüber Druckschwankungen aufweist. Zwischen der ersten und zweiten Kammer sowie am oberen Ende der zweiten Kammer befindet sich der Zylinderblock mit zwei Zylinderräumen mit 20mm Durchmesser, an deren Ende jeweils ein per Flachdichtung (siehe Verdichter Teststand) abgedichteter Deckel sitzt. In diesen sind die temperaturbeständigen Rückschlagventile eingepasst. Die beiden Ausgänge der Rückschlagventile der zweiten Stufen sind direkt mit der Rohrleitung verbunden, die mit dem Kondensatoreingang verbunden ist. Die Konstruktionszeichnungen von Hub- und Rückholscheibe finden sich im Anhang (Abbildung 74 und Abbildung 75). Der Gesamtaufbau des Verdichters ist in Abbildung 45 dargestellt.

In Abbildung 42 ist die Huberzeugung mit der Hubscheibe skizziert. Daraus ergeben sich die geometrischen Beziehungen zwischen Scheibendurchmesser, Steigung und Hub.

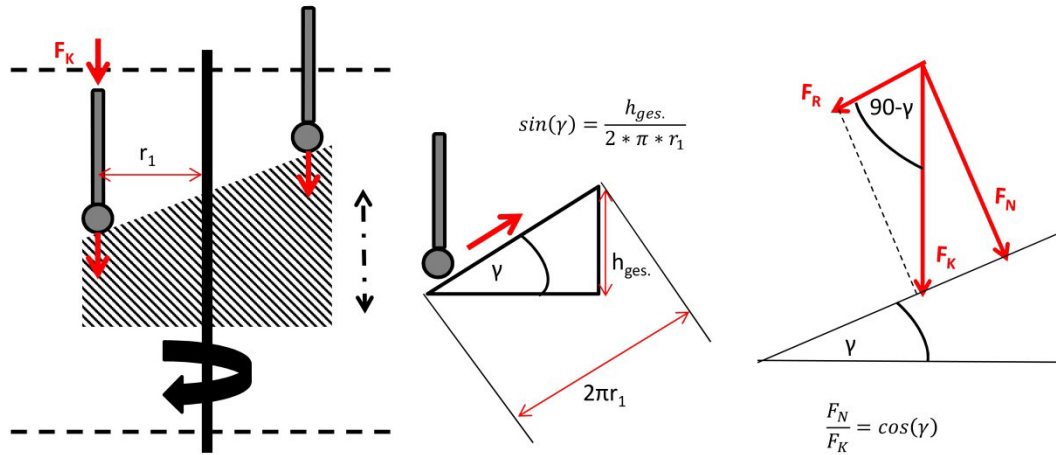


Abbildung 42: Prinzipskizze und Geometrie der Hubscheibe

Die über die Hubscheibe wirkenden, vom Motor aufzubringenden resultierenden Reibkräfte für die einzelnen Kolben ($i=1-4$) ergeben sich aus druckabhängiger Kolbenkraft (Formel 3.29), Steigung des Hubprofils γ und der Reibungszahl μ_R , in Abhängigkeit des Motordrehwinkels α :

$$F_{R,i} = [(p_{2,i}(\alpha) - p_{1,i}) * A_K + m_K * g] * \mu_R * \cos(\gamma) \quad (3.29)$$

Hieraus wird der Drehmomentverlauf mit dem Drehkreisradius r_1 berechnet.

$$M_{M,res.} = \sum F_{R,i} * r_1 \quad (3.30)$$

Die resultierenden Verläufe für die Kolben 1,2 (1. Stufe), 3,4 (2. Stufe) sind in Abbildung 43 gezeigt.

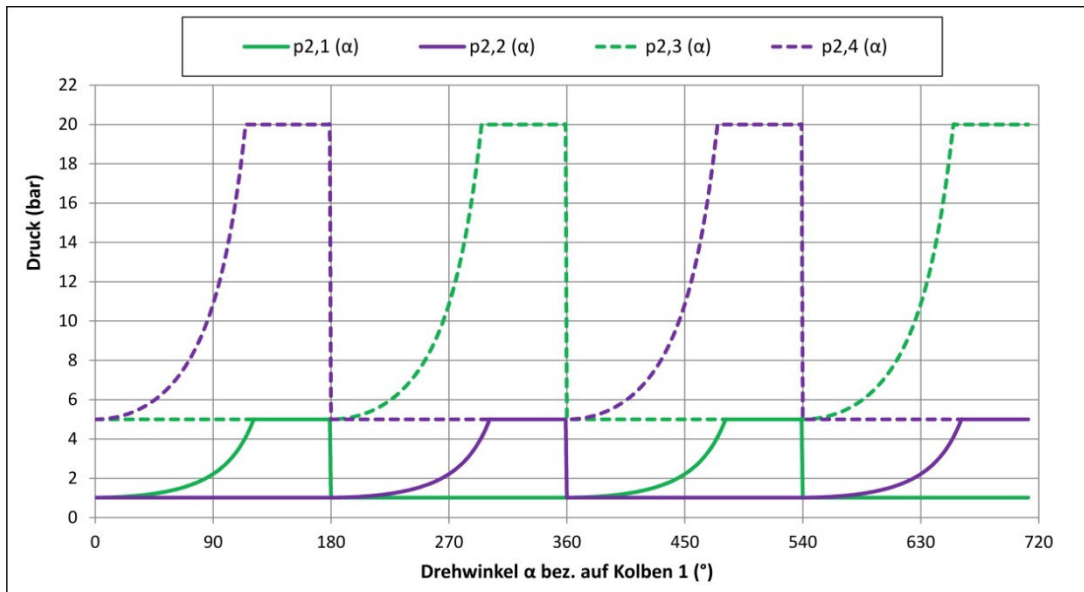


Abbildung 43: Berechneter Druckverlauf mit Acetonitril im 4-Kolbenverdichter

Wie der Druckverlauf verdeutlicht, überdecken sich jeweils ein Saug- und ein Verdichtungshub. Die Kolben sind in der Darstellung durchnummeriert. Der Drehwinkel α bezieht sich auf den ersten Kolben der ersten Stufe. Druck $p_{2,1}(\alpha)$ ist der Druckverlauf des Kolbens der von 0° - 180° Drehung der ersten Hubscheibe verdichtet, Druck $p_{2,2}(\alpha)$ gehört zum zweiten Kolben der ersten Verdichtungsstufe, der bis 180° Scheibendrehung ansaugt und von 180° - 360° verdichtet. Entsprechend versetzt sind die, mit gestrichelten Linien gezeichneten Druckverläufe der zweiten Stufe $p_{2,3}(\alpha)$ und $p_{2,4}(\alpha)$.

Aus den prognostizierten Druckverläufen berechnen sich gradweise die, über die Hubscheibe vom Motor aufzubringenden Kräfte nach Formel (3.29), woraus sich das resultierende Drehmoment nach (3.30) und die mechanische Motorleistung nach (3.28) ermitteln lassen. Drehmoment und mechanische Motorleistung sind in Abbildung 44 gezeichnet.

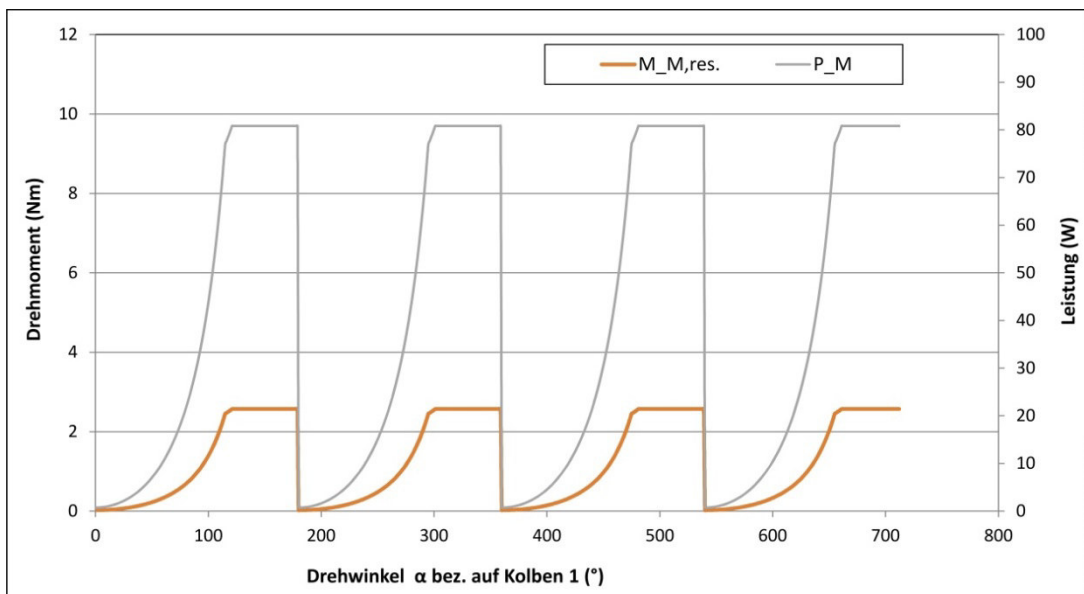


Abbildung 44: Drehmoment und mechanische Motorleistung im 4-Kolbenverdichter

Als Gleitreibungswert für Bronze auf Stahl, ohne Schmierung, ist $\mu_R=0,18$ eingesetzt [100]. Der Ansaugdruck für die erste Verdichtungsstufe beträgt 1bar. Die zweite Stufe verdichtet,

ausgehend 5bar Druck, auf 20bar. Die angesetzte Drehzahl von 300 Umdrehungen pro Minute entspricht einer Drehfrequenz von 5Hz, aufgrund der zwei Kolben je Stufe ergibt sich aber eine resultierende Hubfrequenz von 10Hz. Das aufzubringende Drehmoment für den Verdichtungsdruck von 20bar, bei einem Hub von 21,5mm, beträgt 2,6Nm, daraus ergibt sich eine maximale Motorleistung von 81W.

Als Antrieb kommen bürstenlose Gleichstrommotoren für Spezialanwendungen von Maxon [101] mit passenden Planetengetrieben in Frage [102]. In Tabelle 10 sind die Daten von Varianten in zwei Leistungsklassen zusammengefasst. Der Zylinderwirkungsgrad entspringt der konservativen Abschätzung des Reibeinflusses aus den Verdichtungstests. Die Hochleistungsvariante ist laut Herstellerhinweis in Öl zu betreiben. Bei Studien mit Hochtemperaturtests an Luft zu einer entwickelten Hochtemperatursteuerungsplatine, in Zusammenhang mit der 480W Variante [19], zeigte sich jedoch, dass der Motor auch an Luft betrieben werden kann. Allerdings ist mit einer verminderten Lebensdauer zu rechnen. Dieser Umstand ist im Zusammenhang von Untertagewerkzeugen hinnehmbar.

Der Motorbetrieb in Öl in der Untertagewerkzeug-Kältemaschine kann durch konstruktive Maßnahmen realisiert werden. Hierzu wird der Gehäusebereich im Verdichter, der als Motorsitz dient, wellenseitig durch eine zusätzliche Dichtung statisch abgedichtet und der Kältemitteldampf in einem Rohr, durch den ölgefüllten Motorbereich hindurch in den Ansaugbereich geleitet.

Tabelle 10: Motor- und Getriebedaten für Hochtemperatur EC Motoren

	Motor		Planetengetriebe			
Neendrehzahl	T max.	Dauerdrehmoment M_n	Dauerdrehzahl	Antriebswirkungsgrad	Kolben Wirkungsgrad	Dauerfrequenz bei M_n
1/min	°C	Nm	1/min	-	-	Hz
220W Motor in Luft						
6470	200-240	4	258,8	0,66	0,75	2,1
480W Motor in Öl						
5340	200- 240	3	674,6	0,798	0,75	6,7

Die resultierenden Prozessdaten für beide Motorvarianten sind in Tabelle 11 aufgelistet. Die leistungsschwächere Motorvariante verspricht erwartungsgemäß eine geringere Kühlleistung von 48W. Mit der 480W Motorvariante ist, bei 5Hz Hubfrequenz je Kolben, eine Kühlleistung von 151W zu erwarten. Mit der maximalen Dauerfrequenz von 6,7Hz kann sogar eine Kühlleistung von 202W erreicht werden.

Zur Ermittlung der Prozesswerte werden zwei Wirkungsgrade unterschieden, aus denen sich die resultierende Leistung ergibt. Der Antriebswirkungsgrad ist das Produkt aus Motor- und

Getriebewirkungsgrad, gemäß den Herstellerangaben für 200°C Betriebstemperatur. Der Kolbenwirkungsgrad ist eine Abschätzung der auftretenden Verluste durch Rückexpansion aus dem Totvolumen, Leckage und Reibung im Zylinder. Ein Wert von ca. 25% im Bereich der betrachteten Druckverhältnisse von 4-5 und Hubfrequenzen von etwa 5Hz wurde durch den Vergleich der Motorleistung beim Ansaugen und Verdichten (Abschnitt 4), experimentell unterstützt.

Tabelle 11: Berechnete Leistungsdaten für Motor-Getriebekombination und Prozess

Druckverhältnis		Hub	Saugvolumen	Totvolumen	Saugvolumenstrom	Ausschiebevolumenstrom	Hubfrequenz	maximale Kühlleistung
Y_{p1}	Y_{p2}	h	V_0	V_{tot}	\dot{V}_0	\dot{V}_A	f	P_K
-	-	mm	m ³	m ³	m ³ /s	m ³ /S	Hz	W
220W Motor in Luft								
4,89	4	21,5	$6,75 \cdot 10^{-6}$	$1,72 \cdot 10^{-7}$	$2,14 \cdot 10^{-6}$	$5,67 \cdot 10^{-6}$	2x2,1	48
480W Motor in Öl								
4,89	4	21,5	$6,75 \cdot 10^{-6}$	$1,72 \cdot 10^{-7}$	$6,75 \cdot 10^{-5}$	$1,79 \cdot 10^{-5}$	2x5	151

Grundsätzlich sind alle drei Varianten: 480W Motor in Öl, 480W Motor mit verminderter Lebensdauer in Luft (Dampf) und 220W Motor, für die Untertagekältemaschine geeignet. Für die meisten Anwendungen ist eine dauerhafte Kühlleistung von knapp 50W ausreichend. Angesichts der harschen Einsatzbedingungen in Bohrlöchern und dem anwendungsbedingt, generell hohen Einsatzaufwands sind verminderte Lebensdauern für Werkzeugkomponenten, beziehungsweise regelmäßiger Wartungsbedarf akzeptabel.

Generell stellt der Antrieb des Verdichters den limitierenden Faktor für die Ausweitung des Einsatzbereichs hinsichtlich Kühlleistung und Umgebungstemperatur. Mit leistungsstärkeren Motoren und alternativen Antriebsmechanismen könnte die Leistung der Kältemaschine zukünftig gesteigert werden.

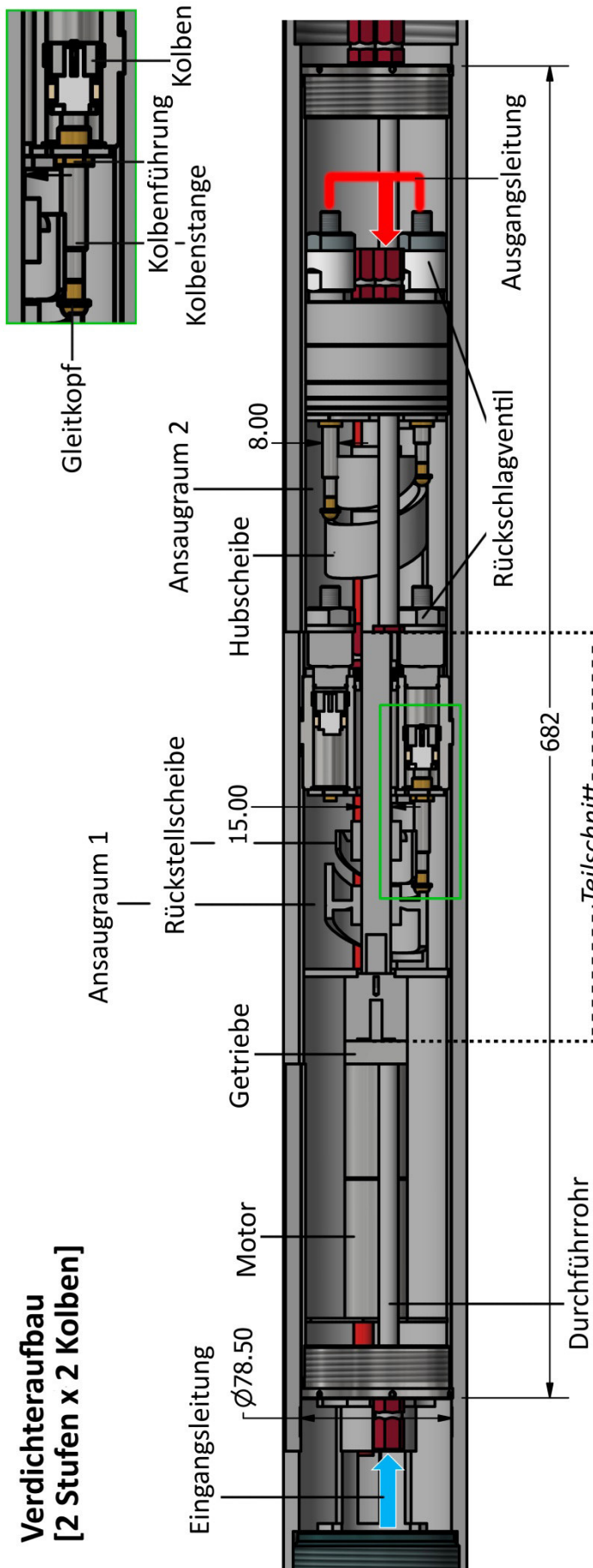


Abbildung 45: Konstruktionsskizze des Verdichters im Untertagewerkzeug

3.7 Drosselkomponente

Die Drosselkomponente ist für die Expansion des, im Kondensator verflüssigten Kältemittels zuständig. Dies kann durch eine Kapillare erreicht werden. Der Massenstrom, den eine Kapillare bestimmten Strömungsquerschnitts durchlässt, hängt von der Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausgang sowie von den Eigenschaften des expandierenden Stoffes ab. Eine grundsätzliche Schwierigkeit ist die Abstimmung des Drosselmassenstroms mit dem Fördermassenstrom des Verdichters, unter Berücksichtigung des zur Kondensation bei vorliegender Umgebungstemperatur nötigen Drucks. Wenn sich die Umgebungsbedingungen ändern, kann es zu instationären Zuständen kommen. Stellt sich aufgrund einer niedrigeren Umgebungstemperatur ein niedrigerer Kondensationsdruck als der ein, bei dem der Massenstrom durch die Kapillare dem Fördermassenstrom entspricht, wird der Massenstrom durch die Kapillare zunächst reduziert. Weil nun der Fördermassenstrom des Verdichters größer ist als der von der Kapillare hindurch gelassene, steigt der Druck vor der Kapillare und damit der Massenstrom durch die Kapillare wieder an. Es kommt zu Druckschwankungen. Um die schwankenden Betriebsbedingungen abzdämpfen ist ein Sammler vor dem Verdampfereingang vorgesehen. Er ist so dimensioniert, dass er etwa die doppelte Kältemittelmenge des Gesamtsystems fassen kann. Das bereitgestellte Volumen kann auch Dampf auffangen, welcher beim Expansionsvorgang entsteht.

In Abbildung 46 dargestellt ist der schematische Systemaufbau mit den wichtigsten Komponenten und Sensoren. Am unteren Ausgang des Sammlers ist ein Dosierventil vorgesehen. Mit diesem kann die zum Verdampfer strömende Kältemittelmenge eingestellt werden. Aufgrund des Aufbaus des Verdampfers ist sowohl ein Einströmen von oben, wobei die Vliese in Schwerkraftrichtung benetzt werden, als auch von unten möglich. Die Zuflussrichtung könnte mit einem elektrisch gesteuerten Ventil als Stellglied vor den beiden Verdampfereingängen geregelt werden.

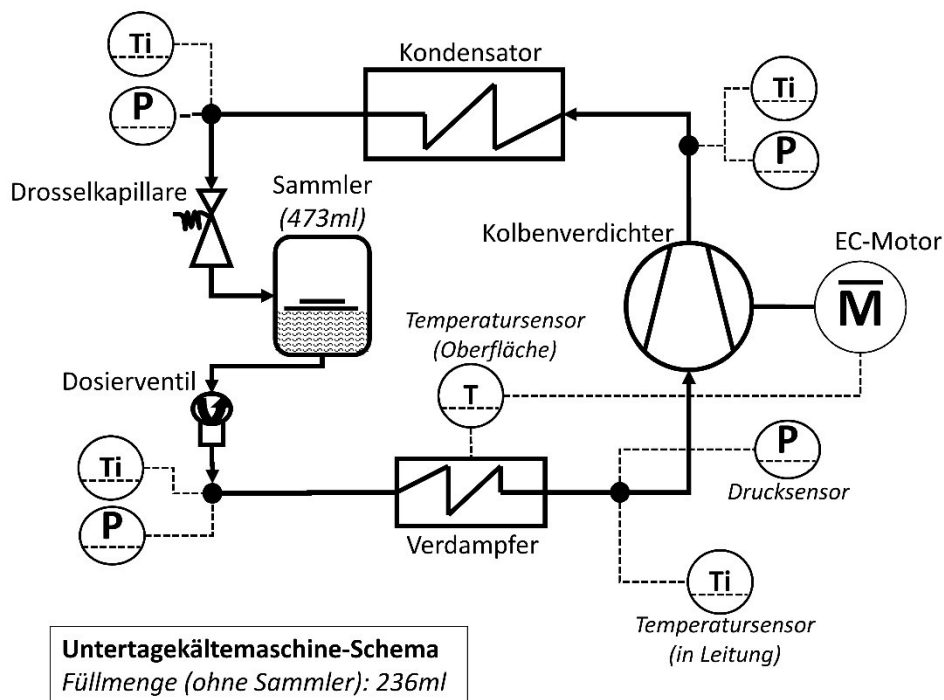


Abbildung 46: Schema der Untertagekältemaschine mit Sammler und Sensoren

Temperatursensoren auf den Elektronikplatinen können als Indikator für lokale Überhitzung im oberen Verdampferbereich und als Signal zur Anpassung von Einströmstelle und Menge dienen.

Die Strömungssituation in der Kapillare ist durch die Temperatur- und Druckveränderung sowie die teilweise Verdampfung des Kältemittelkondensats während der Expansion nicht trivial. Die genaue Abstimmung von Kapillarlänge und Durchmesser, abhängig vom angestrebten Fördermassenstrom und der vorliegenden Umgebungstemperatur, stellt ein Optimierungsproblem für eine weiterführende Teststudie dar. Eine nicht sehr genaue aber einfache Einstellmöglichkeit bietet der vorgeschlagene Aufbau mit Sammler und Dosierventil. Zusätzliche Temperatur- und Drucksensoren in Saug- und Druckleitung liefern Überwachungs- und Regelparameter für den Kühlprozess.

Bei Tests mit geschlossenem Kreislauf (Abschnitt 4.3.3 Langzeittests) kamen unterschiedliche Kapillarquerschnitte mit Einheitslänge und Form zum Einsatz.

3.8 Exemplarische Konstruktion des Gesamtsystems

Im unteren Gehäuse des Untertagewerkzeugs befindet sich, oberhalb eventueller Sensorik und Aktuatoren für die jeweilige Anwendung, der Verdampfer, auf dem die hitzeempfindlichen Elektronikbausteine und Platinen montiert sind. Am Eingang des Verdampfers, am oberen Deckel angeschlossen ist ein thermostatisches oder elektrisch gesteuertes Ventil. Darüber wird die in den Verdampfer fließende Menge an flüssigem Kältemittel dosiert und der Einflussort bestimmt.

Um Verdampfer, Elektronik und Sensorik dient ein Dewar, mit 69mm Innendurchmesser der radialen Wärmedämmung. Axial wird der Gehäuseabschnitt mit Teflon-Stützen gedämmt.

Im oberen Teflon-Stützen des, den Verdampfer beherbergenden Gehäuses eingebettet befindet sich die Kapillare. Sie ist am unteren Ende in den Deckel des Einlassventils eingelassen und am oberen Ende per Rohrverschraubung am unteren Flansch des Kondensators angeschlossen.

Der Kondensator bildet mit seinem Außendurchmesser von 95mm einen eigenen Gehäuseteil. Der untere Kondensatorflansch mit M85 Außengewinde ist in das untere Gehäuseteil geschraubt und statisch mit O-Ringen abgedichtet. An den Stirnseiten der Flansche befinden sich die Gewindeanschlüsse für den Kältemittelfluss. Am oberen Flansch ist die Ausgangsleitung des Verdichters angeschlossen. In der, durch den Kondensator hindurchführende Öffnung sind zum Elektronikbereich führende Kabel sowie die Schlauchleitung zwischen Verdampferausgang und Verdichtereingang verlegt. Der obere Flansch des Kondensators ist in das, den Verdichter umschließende Werkzeuggehäuse eingeschraubt.

Der Verdichter hat ein eigenes, im Werkzeuggehäuse liegendes, zweigeteiltes Gehäuse mit einem Außendurchmesser von 78,5mm. Im unteren Teil befindet sich die Motor-Getriebekombination, an der der vom Verdampfer kommende Kältemitteldampf vorbeiströmt. Die darüber liegende Kammer ist vom Zylinderblock, in den die Rückschlagventile für die beiden Zylinderräume eingeschraubt sind, statisch gegen den oberen Gehäuseteil abgedichtet. Der obere Zylinder schließt entsprechend den oberen Gehäuseteil. An die im oberen Zylinderdeckel eingeschraubten Rückschlagventile angeschlossen, ist die Ausgangsleitung, die mit dem oberen Kondensatorflansch verbunden ist. Durch das zweiteilige Verdichtergehäuse führen, mit Klemmringverschraubungen abgedichtete Leerrohre zur Verlegung von Kabeln und Leitungen.

Die Kolben sind mit dem speziell entwickelten Aufbau und den qualifizierten Federdichtungen ausgeführt. Die Zylinder sind entsprechend dem getesteten Aufbau, mit Kolbenstangenführung und statischen Dichtelementen aufgebaut, allerdings ohne Abdichtung der Kolbenstange gegen den Gehäuseraum, aus dem angesaugt wird.

Die Steuerung des Motors erfolgt mittels der, am Institut entwickelten Hochtemperatur-Steuerung [18]. Die Verdichtungsleistung wird über die Motordrehzahl gesteuert.

Temperatursensoren im Bereich der gekühlten Platine und der Verdampferumgebung dienen Temperatursensoren auf den Elektronikplatinen und im gekühlten Bereich dienen als Eingangssignal. Bei Überschreiten der Verdampfungstemperatur von 80°C startet der Verdichter mit 20% der Nenndrehzahl (3204/min, Gesamtwirkungsgrad: 0,6). Findet eine weitere Überhitzung um 2K statt, wird die Drehzahl auf 40% erhöht. Die Drehzahlerhöhung findet in fünf Stufen (320,4/min/K) bis zur Nenndrehzahl statt. Fällt die maximale Elektroniktemperatur unter 75°C, stoppt der Verdichter. Unter Verwendung des 480W Motors ergäben sich die folgenden Leistungsschritte:

- 1) Motor: 640,8/min; Getriebe: 80,9; Frequenz/Kolben: 1,3Hz; Kühlleistung: 40W
- 2) Motor: 1281,6/min; Getriebe: 161,8; Frequenz/Kolben: 2,7Hz; Kühlleistung: 82W
- 3) Motor: 1922,4/min; Getriebe: 242,8; Frequenz/Kolben: 4Hz; Kühlleistung: 120,8W
- 4) Motor: 2563,2/min; Getriebe: 323,7; Frequenz/Kolben: 5,4Hz; Kühlleistung: 163W
- 5) Motor: 3204/min; Getriebe: 404,7; Frequenz/Kolben: 6,7Hz; Kühlleistung: 203,7W

Am Auslegungspunkt mit der resultierenden Frequenz von 10Hz ist die Motordrehzahl 2374/min, die Drehzahl am Getriebeausgang 300/min, die Drehfrequenz 5Hz und es ergibt sich eine Kühlleistung von 151W.

Unter Verwendung des 220W Motors (Gesamtwirkungsgrad: 0,5) ergibt sich entsprechend:

- 1) Motor: 640,4/min; Getriebe: 25,6/min; Frequenz/Kolben: 0,43Hz; Kühlleistung: 9,8W
- 2) Motor: 1280,8/min; Getriebe: 51,2/min; Frequenz/Kolben: 0,85Hz; Kühlleistung: 19,5W
- 3) Motor: 1921,2/min; Getriebe: 76,86/min; Frequenz/Kolben: 1,28Hz; Kühlleistung: 29,3W
- 4) Motor: 2561,6/min; Getriebe: 102,48/min; Frequenz/Kolben: 1,7Hz; Kühlleistung: 38,9W
- 5) Motor: 3202/min; Getriebe: 128,1/min; Frequenz/Kolben: 2,14Hz; Kühlleistung: 48,8W

Auslegungspunkt: Motordrehzahl: 3150/min; Ausgangsdrehzahl: 126/min; Drehfrequenz: 2,1Hz; Kühlleistung: 48W. Der 220W Motor arbeitete demnach nahe der Motornenndrehzahl.

Der Verdichteraufbau bildet ein abgeschlossenes Modul mit dichtem Gehäuse, welches zum Zwecke der Wartung oder Anpassung geöffnet werden kann. Über dieses Modul wird das Werkzeuggehäuse (95x8mm) geschoben und oben durch einen Verbindungsflansch an weitere Gehäuseteile angebunden oder mit einem Kabelkopf (cablehead) abgeschlossen.

Axiale Dämmungen einzelner Werkzeuggehäuse sind durch Teflon-Stützen realisiert. Leerrohre für Kabel und Kältemittelleitungen sind mit Standard VA Rohren 6x1mm oder Schlauchleitungen mit Edelstahlgeflecht und passenden Klemmringfittings ausgeführt.

Der Aufbau der Kältemaschine ist konstruktiv unabhängig von eingesetzten Kolbendichtungen und Vliesen. Es sind also nachträglich Optimierungen möglich.

Das gesamte System unterschreitet eine Länge von 1.500mm und passt in die Gehäuse der Systemplattform für Untertagewerkzeuge mit Außendurchmesser von 95mm und Innendurchmesser von 79mm. Es bietet demnach noch 1.500mm Bauraum in der Länge, um anwendungsspezifische Module anzubringen, ohne dass eine Gesamtsondenlänge von 3m überschritten wird.

In Abbildung 47 sind der Aufbau der Untertagewerkzeug-Kältemaschine, die Anordnung der einzelnen Komponenten und die Gehäusedimensionen illustriert.

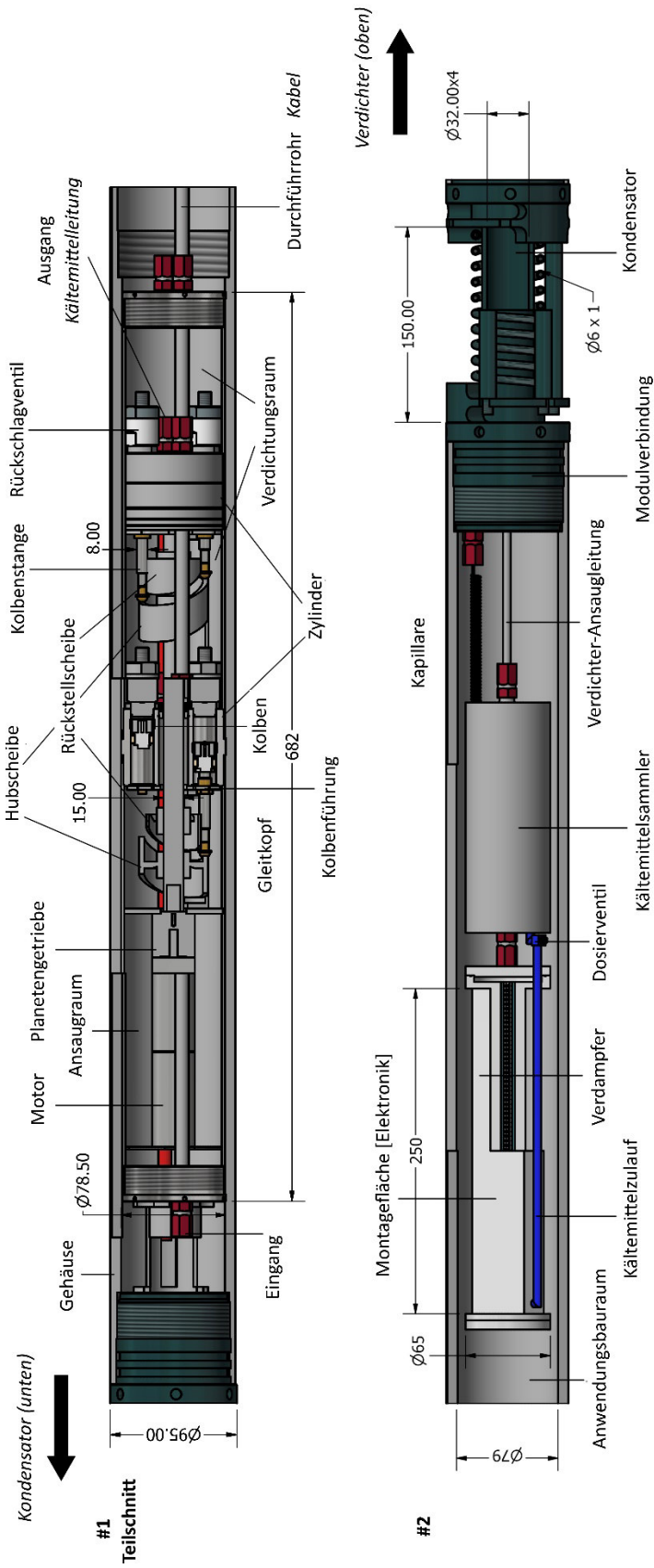


Abbildung 47: Übersichtsdarstellung der Untertage-Kältemaschine

4 Experimentelle Untersuchung von Verdichterfunktion und Dichtungen

Den in diesem Abschnitt beschriebenen Testaufbau habe ich konzipiert und aufgebaut, um die Funktion der Verdichterkomponenten und die Dichtfunktion und Haltbarkeit verschiedener Dichtungen experimentell zu untersuchen.

Der Testaufbau erfüllt hierbei mehrere Funktionen:

- Untersuchung des Verdichtungsprozesses, ohne anwendungsgerechtem Antrieb
- Testen der Kolbenfunktion und Dichtungen
- Einsatz unterschiedlicher Kältemittel
- Austauschbarkeit innerer und äußerer Kolbendichtungen
- Austauschbarkeit von Zylinder und Zylinderdichtungen
- Anpassung des Verdichtungshubs
- Anpassung der Hubfrequenz
- Aufnahme von Drehmoment- und Leistungsdaten des Antriebs

4.1 Testaufbau

Der Testaufbau besteht aus einer Montageplatte, auf welcher der Antriebsmotor sowie ein Montagerahmen für den Aufbau des Verdichters, aus Zylinderflanschen, Zylinder und Kolben montiert sind. Der Antrieb des Kolbens erfolgt über eine Kurbelscheibe, die auf der Motorwelle sitzt. Über eine, in die Kurbelscheibe geschraubte Welle, die mit einem Rollenkugellager in die Schubstange eingepresst ist, wird die, mit einem Kugelgelenk am oberen Ende der Schubstange montierte Kolbenstange angetrieben. Zur Erzeugung des Kältemitteldampfes wird der entwickelte Vlies-Verdampfer verwendet. Der Testaufbau, mit den einzelnen Komponenten und Abmessungen ist in Abbildung 48 und Abbildung 49 skizziert.

Durch unterschiedliche Teilkreisradien der Montagebohrungen auf der Schubscheibe und unterschiedlich lange Schubstangen kann der Verdichtungshub verändert werden, wobei der obere Totpunkt unverändert bleibt.

Die Kolbenstange ist im Zylinderboden mit einer Gleitbuchse aus Kupfer-Zinn-Legierung für Hochtemperaturanwendungen [103] geführt und mittels Simmerring, aus PTFE-Ekonol mit V2A Feder gegen die Umgebung abgedichtet [99]. Am Ausgang des Rückschlagventils ist ein Rohrleitungsaufbau, bestehend aus Edelstahlrohren (15x1,5mm) und Schneidring-Fittings, montiert. Über ein Kreuzstück sind ein Mantelthermoelement und ein Drucksensor angebunden. Im Rohraufbau ist ein Kugelhahn zur Absperrung eingebaut.

Um einen geschlossenen Kreis mit dem Verdampfereingang herzustellen, beziehungsweise als endlicher Strömungswiderstand, können als Drosselement Kapillare, die beidseitig in einen Rohrstutzen eingelötet sind, am Ende des Rohraufbaus montiert und mit dem Verdampfereingang verbunden werden. Dafür kamen, um ein Rohr (AD: 15mm) gewickelte Edelstahlkapillare mit 3m Länge und einem Außendurchmesser von 1/16 Zoll, unterschiedlicher Innendurchmesser (ID: 0,1; 0,18; 0,2; 0,25; 0,3) zum Einsatz [104].

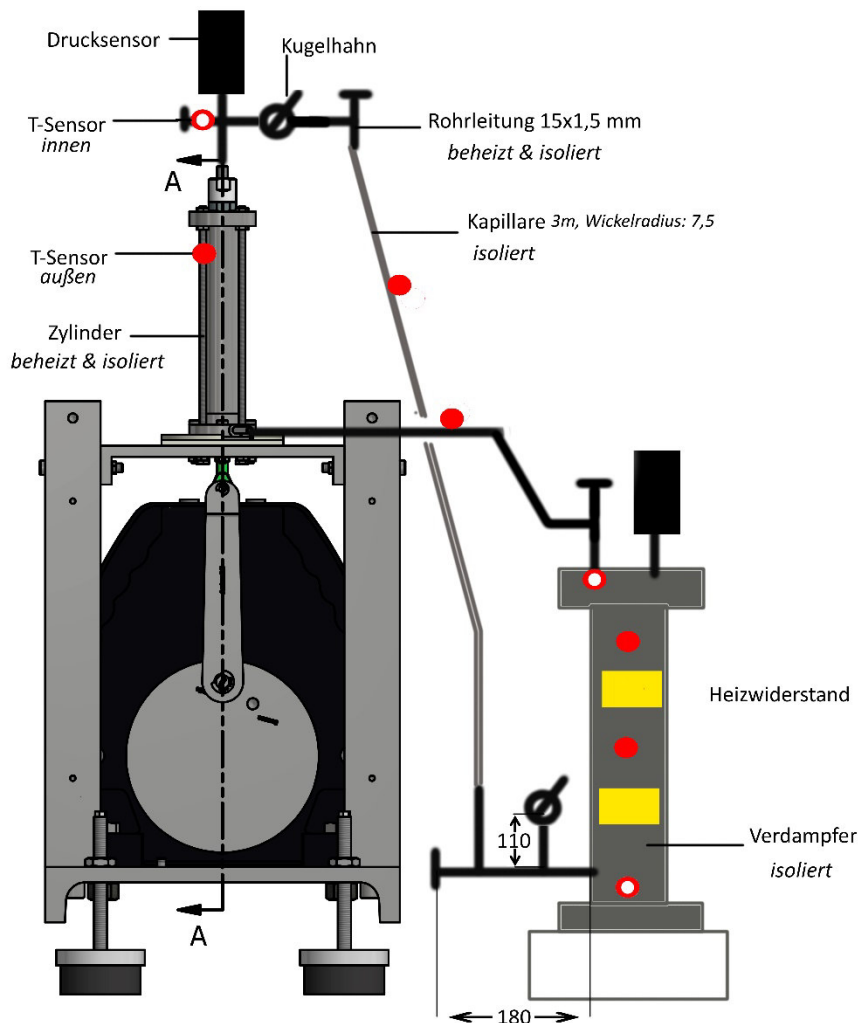


Abbildung 48: Aufbau des Verdichtertests (Frontansicht)

Um das Rohrsystem am Ausgang und die Stahlschlauchverbindung zwischen Verdampferausgang und Zylindereingang zu beheizen, sind diese mit Heizbändern (HBS bis 450°C und HSTP bis 250°C) versehen, die über Kompaktregler (HT42) mit PT100-Elementen, per Sollwertabgleich geregelt werden. Zur Beheizung des Zylinders dient eine isolierte Heizmanschette mit Innendurchmesser 60mm und 250mm Länge, mit 200W Leistung (HFH, 350°C, HT43 Regler) [105]. Die Rohrleitungen sind mit Silikonschutzschläuchen, der Verdampfer mit einem Keramikwollmantel isoliert. Die Beheizung des Verdampfers erfolgt mit jeweils zwei parallel geschalteten Leistungswiderständen je Seite (300Ω, 50W) [106]. Sie werden in zwei Gruppen mit einem Gesamtwiderstand von jeweils 150Ω mit einem Labornetzgerät betrieben.

Zur Temperaturmessung an Verdampfer, Zylinder, innen und außen am Rohrsystem sind Thermoelemente Typ K mit PTFE Leitung für äußere Montage und Mantelthermoelemente für die Montage per Klemmringverschraubung im Rohrsystem eingebaut [107]. Die Temperaturwerte werden über einen Datenlogger mit einer Auflösung von 1/s mit einer Genauigkeit von $\pm 1,5\text{K}$ aufgezeichnet [108].

Der Verdichtungsdruck wird, mit einem zur Elektronik temperaturkompensierten Drucksensor (Precont S70, Messbereich: 0 bis 100bar), oberhalb des Rückschlagventils, mit einer Auflösung von 0,1bar/s und einer Genauigkeit von $\pm 0,5\%$ gemessen [109]. Ein zweiter Sensor (Precont S20, Messbereich: -1 bis 1bar) ist am Deckel des Verdampfers angeschlossen. Er hat im Temperaturbereich bis 100°C eine Genauigkeit von $\pm 2,5\%$ und zeichnet in einer Auflösung von 0,01bar/s auf [110]. Die Druckwerte werden mit einem Bildschirmschreiber visualisiert und aufgezeichnet [111].

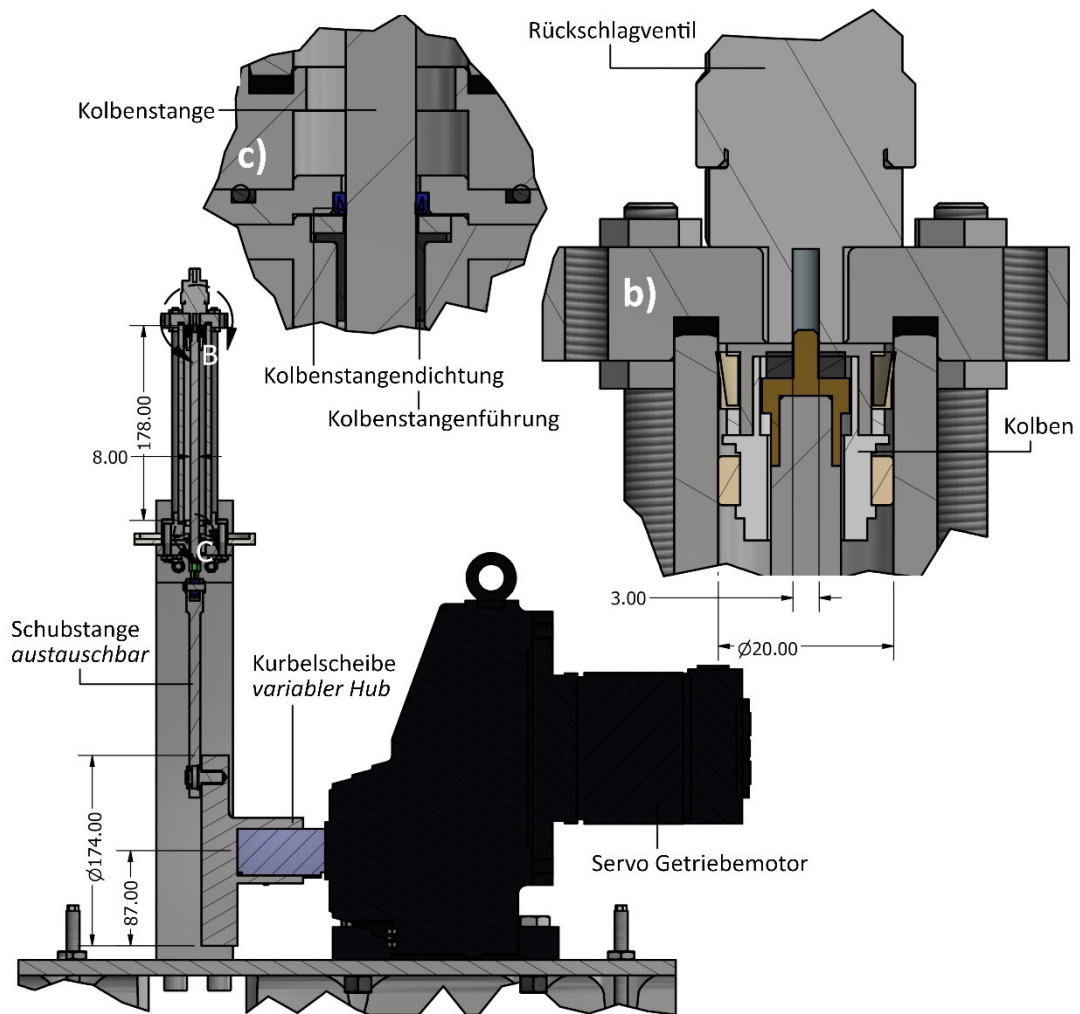


Abbildung 49: Testaufbau Verdichter (Seitenansicht, Teilschnitt)

Als Antrieb kommt ein Synchron-Stirnradtriebemotor (SEW RX87 CMP80S/KY/RH1M/SM1) mit einer Nenndrehzahl von 3000 Umdrehungen pro Minute und einem Stillstandsrehmoment M_0 von 13,4Nm zum Einsatz [112]. Dieser wird über einen Umrichter (MDX61B0055-5A3-4-00/DER11B) mit der Software MOVITOOLS® gesteuert [113]. Das Antriebsset ist so dimensioniert, dass ein Dauerrehmoment von 50Nm aufgebracht werden kann, um Probleme aufgrund einer limitierten Antriebsleistung auszuklammern.

Für den Motorumrichter, das Aufzeichnungsgerät der Drucksensoren und das Netzgerät zur Beheizung des Verdampfers habe ich einen Schaltschrank mit 16A Netzanschluss aufgebaut, der den sicheren Motorbetrieb ermöglicht. Die Heizelemente sowie der Laptop zur Motorsteuerung und Messdatenaufnahme werden getrennt versorgt.

Der Motor kann per Sollwertvorgabe Drehzahl geregelt werden. Als Parameter werden unter anderem der Wirkstrom I , relativ zum Ausgangsnennstrom I_0 , die Geräteauslastung und die Ist-Drehzahl n aufgezeichnet. Daraus lässt sich aus dem Polynom der Motorkennlinie das Motordrehmoment M_M berechnen.

$$M_M = M_0 * \sum_{i=1}^5 a_i \left(\frac{I}{I_0}\right)^i \quad (4.1)$$

Entsprechend der Angaben des SEW Service gelten hierfür die Koeffizienten: a_1 : 0,899387; a_2 : 0,151813; a_3 : -0,0628942; a_4 : 0; a_5 : 0,0009081. Das Drehmoment errechnet sich mit einer Abweichung von +/-10%. Die Abweichung der Ist-Drehzahl, aufgrund der Nachregelung zum Sollwert, wird auf +/-3% beziffert. Die mechanische Motorleistung kann aus dem Motordrehmoment und der Ist-Drehzahl bestimmt werden.

$$P_{M,mech.} = 2\pi M_0 n * \left[a_1 * \left(\frac{I}{I_0} \right) + a_2 * \left(\frac{I}{I_0} \right)^2 + a_3 * \left(\frac{I}{I_0} \right)^4 + a_5 * \left(\frac{I}{I_0} \right)^5 \right] \quad (4.2)$$

4.2 Untersuchungen

Mit dem Testaufbau wurden verschiedene Versuchsreihen gemacht, um Lösungen für die einzelnen Elemente und Funktionen des Verdichters zu erproben. Diese folgten dem, dieser Arbeit zugrundeliegenden Prinzip, die Problemstellung weitestgehend zu reduzieren, um eine, unter Berücksichtigung der technischen Voraussetzungen, möglichst geringe Komplexität des Versuchsobjekts zu erzielen und nicht im Fokus der jeweiligen Untersuchung liegende Faktoren auszublenden. Die kurzgefassten Untersuchungen im Einzelnen waren:

- Funktionstests des Kolbens für die Doppelfunktion Verdichten und Saugventil
- Funktionserfüllung und Abnutzung der inneren Kolbendichtungen
- Dichtheitstest der statischen Zylinderdichtung
- Dichtfunktion und Abnutzung der äußeren Kolbendichtungen
- Einsatz unterschiedlicher Kältemittel
- Tests bei erhöhter Temperatur (beheizter Zylinder)
- Änderung der Prozessparameter Kühllast und Motordrehzahl
- Änderung des Druckniveaus durch unterschiedliche Kapillare
- Langzeittests mit präferierter Dichtungs- und Kältemittelkombination

Um die Funktionalität des entwickelten Kolbenaufbaus und die dafür in Frage kommenden, inneren Dichtungen zu untersuchen, wurde zunächst Laborluft angesaugt und im unbeheizten Zylinder verdichtet. Zur Ermittlung des maximal erreichbaren Drucks wurde die Rohrleitung hinter dem Rückschlagventil abgesperrt (Kugelhahn). Im nächsten Schritt wurden die Versuche mit beheiztem Zylinder wiederholt. Hierdurch konnten einzelne Dichtungsvarianten bereits ausgeschlossen werden. Für weitergehende Untersuchungen mit Kältemitteldampf kamen nur noch die verbleibenden Varianten zum Einsatz.

Für die Untersuchungen der Verdichtung unterschiedlicher Kältemitteldämpfe wurde der Prozess offen geführt. Das heißt, der verdichtete Dampf expandierte in einen separaten, vom Zulauf des Verdampfers getrennten Behälter. Hierbei beschränkte ich die Kältemittelmenge und dadurch die Versuchsdauer durch Befüllung des Zulaufbehälters. Die daraus erbrachten, weiteren Erkenntnisse zur Beständigkeit und Funktionserfüllung der Dichtungsvarianten führten zur Reduktion auf eine präferierte Lösung.

Aufbauend auf den vorhergehenden Versuchsreihen steigerte ich die Komplexität der Versuchskonfiguration und den zeitlichen Aufwand für die ausgewählte Dichtungs- und Kältemittelkombination. Um Langzeitversuche fahren zu können, wurde der Prozessaufbau geschlossen, indem der Ausgang der Kapillare am Eingang des Verdampfers angeschlossen wurde. Durch diese Konfiguration ist ein vollständiger Kühlkreislauf gegeben, wobei als Kondensator, zur Verflüssigung des Kältemittels, lediglich die Rohrleitung zwischen

Rückschlagventil und Kapillare fungiert. Um den Faktor der, bei der Kondensation zu vollziehenden Wärmeübertragung an die Umgebung auszuklammern, wurde diese Rohrleitung zunächst nicht beheizt. Somit konnte die Kondensation bei Raumtemperatur, mit erhöhtem Temperaturgradient, bei verringertem Flächenbedarf und Druckniveau stattfinden. Für die Interpretation der Temperatur- und Druckdaten der Versuche mit beheizter Ausgangsleitung ist zu berücksichtigen, dass der Testaufbau weder einen adäquaten Kondensator noch die Anwendungsrandbedingungen für den Kondensationsprozess aufweist.

Die über einen längeren Zeitraum von mehreren Tagen ablaufenden Versuche nutzte ich auch zur Untersuchung des, durch Drehzahl-, Kapillardurchmesser und Kühllast geänderten Prozessverlaufs.

Die Vielzahl der ermittelten Untersuchungsergebnisse und die damit einhergehende Menge an Messdaten habe ich auf die wesentlichen Ergebnisse und repräsentative Versuchsverläufe komprimiert, wie sie in den folgenden Abschnitten dargelegt sind.

4.3 Ergebnisse der Untersuchungen

Nachfolgend sind die zentralen Erkenntnisse aus den unterschiedlichen Versuchsreihen zusammengefasst.

4.3.1 Übersicht der Testergebnisse

Die Untersuchungen am Verdichter Teststand belegten die Funktionalität des entwickelten Kolbens als Saugventil und zur Verdichtung eingesetzter Fluide. Zudem konnten die Funktionalität des Zylinderaufbaus, hinsichtlich Kolbenstangenführung und statischer Abdichtung, als auch die Funktion und Haltbarkeit des eingesetzten Rückschlagventils bestätigt werden. Sowohl die PTFE Kolbenringe als auch die Graphitflachdichtungen, zur statischen Dichtung des Zylinderaufbaus, zeigten, über Betriebszeiträume von mehreren Wochen, bei 200 °C und mit wechselnden Fluiden, keine Schädigungen oder Undichtigkeiten. Der Austausch von Dichtungen an Zylinder und Kolben sowie von Kolbenteilen ist, ebenso wie die Anpassung des Verdichtungshubs, durch Austausch von Schubstange und Kurbelscheibe, mit einem zeitlichen Aufwand von zwei Stunden durchführbar. Die Versuchsvorbereitung insgesamt, inklusive Reinigung der Komponenten, Fixierung der Sensoren, Dichtheitsüberprüfung, Einstellung der Betriebsparameter und Vorbereitung der Heizungen, dauert etwa sechs Stunden.

Um die inneren Kolbendichtungen zu qualifizieren, wird die Lebensdauer bei gleichen Testbedingungen verglichen.

Tabelle 12 zeigt eine Übersicht für die untersuchten inneren Dichtungen, für Durchläufe mit unbeheiztem und auf 200°C beheizten Zylinder. Jeweils wurden Versuchsreihen kalt und beheizt, mit Luft als verdichtetes Fluid gemacht. Bei einer weiteren, beheizten Versuchsreihe wurde Wasserdampf als Fluid eingesetzt. Die Verdichtung erfolgte gegen geschlossenen Kugelhahn, mit einem Hub von 109mm, und einer, auf die Kurbelscheibe bezogenen Drehzahl von 318 Umdrehungen pro Minute (Hubfrequenz 5,3Hz), um einen Verdichtungsdruck von 40bar (kalt) zu halten. Bei Versuchen mit beheiztem Zylinder sank das Druckniveau auf ca. 26bar.

Während Luft aus der Atmosphäre angesaugt werden konnte, musste das Wasser dem Verdampfer zugeführt und dort verdampft werden. Die Versuche mit Luft wurden in zwei Phasen à 24 Stunden gemacht, zwischen denen der Zylinder abgekühlt und wieder aufgeheizt wurde. Die Versuche mit Dampf erfolgten in zwei Phasen à sechs Stunden. Hier stellten sich geringere Drücke von rund 20bar ein. Um die Dichtwirkung zu überprüfen, wurde der Druck über den Kugelhahn zu Beginn, am Ende und alle 4-6 Stunden während der Versuchslaufzeit abgelassen und beobachtet, ob er wieder aufbaut wird. Ein nicht wieder Erreichen des

Zieldrucks ist als Ende der Funktionsdauer definiert, wodurch die erreichbare Betriebsdauer der jeweiligen Dichtungsmaterialien verglichen werden kann.

Tabelle 12: Übersicht der Testergebnisse für innere Dichtungen

Kolbendichtung: Federdichtung PTFE		Verdichtungs- druck p_v (bar):	Hub (mm): 109	Hubfrequenz (Hz): 5,3
Dichtung	Zeit bis p_v (s)	Funktionsdauer		
		innerhalb 48 Stunden (Std.)		innerhalb 12 Std. (Std.)
		kalter Zylinder (40 bar)	Zylinder beheizt auf 200°C (26 bar)	Zylinder beheizt auf 200°C (20 bar)
		Luft		Wasserdampf
Köraform A	264	> 48	< 38	< 12
ALPA-Sil	201	> 48	< 33	< 6
Knetosil 40	240	< 4,5	< 1	< 1
Knetosil 90	304	> 48	< 12	< 3
PTFE virginal	520	> 48	> 48	> 12
PTFE GF	541	> 48	> 48	> 12
PTFE Peek	543	> 48	> 48	> 12

Aus den Ergebnissen ging eindeutig hervor, dass keiner der silikonbasierten Werkstoffe längere Einsatzzeiten überlebten. Niedrigere Shore-Härten begünstigen die Dichtwirkung, was durch einen schnelleren Druckaufbau verdeutlicht wird. Aufgrund der höheren Verformbarkeit wird die Dichtung im Kolbeninneren erhöht und Leckagen verringert. Traten bei den kalten Versuchen im betrachteten Zeitraum, mit Ausnahme der Knetsilikondichtung mit Shore-Härte 40, noch keine sichtbaren Zerstörungen auf, sank die Lebensdauer bei beheiztem Zylinder, ungeachtet der Herstellerangaben zur Temperaturbeständigkeit, erheblich. Die Funktionsdauern für silikonbasierte Dichtungen sanken beim Verdichten von Dampf auf wenige Stunden und die Dichtringe wurden teilweise vollständig aufgelöst. Die PTFE basierten Dichtringe zeigten einen verlangsamten Druckaufbau, konnten jedoch die Dichtwirkung über die betrachteten Zeiträume aufrechterhalten.

Im Hinblick auf die für das Kühlsystem angestrebte Kühldauer von mehreren Tagen sind die höheren Leckageverluste der PTFE Dichtringe zu Gunsten einer deutlich verlängerten Einsatzdauer hinzunehmen. PTFE Peek wies über alle Versuche die größte Haltbarkeit auf. Abbildung 50 zeigt Proben der inneren Dichtung aus PTFE-virginal sowie PTFE-Peek nach Langzeitbetrieb sowie vor dem Einsatz. Die starken Verformungen resultieren aus den Stößen am oberen Totpunkt. Nach einer Einlaufphase trat nur eine verminderte weitere Verformung auf, sodass der Verlust der Dichtfunktion im Langzeittest jeweils aufgrund der äußeren Dichtung eintrat und die innere Dichtung ihre Funktion noch länger hätte erfüllen können.

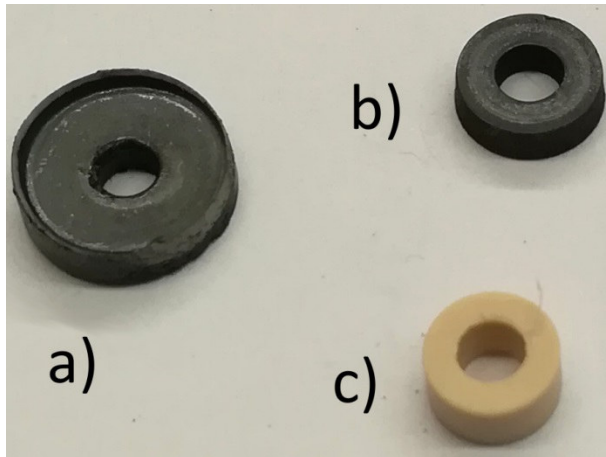


Abbildung 50: Innere Dichtungen aus PTFE-virginal nach 264h Betrieb a); Peek nach 342h Betrieb b) und Peek neu c)

Die äußeren Kolbendichtungen mit hohem Graphitanteil (G450) versprachen eine sehr hohe Temperaturbeständigkeit sowie chemische Beständigkeit und gute Schmiereigenschaften. Allerdings stellte ich einen, bereits bei der Montage auftretenden starken Abrieb fest. Im Verdichtungseinsatz führte dieser zu einem schnellen Verschleiß mit abnehmendem Druckaufbau und zur Verschmutzung von Zylinder, Kolbenstangenführung, Kolben und Rückschlagventil sowie dem Kältemittel.

Die auf Polyamid basierenden Kolbenringe (Tecasint) wiesen einen deutlich geringeren Abrieb und damit einhergehende Abnutzung auf. Gleichzeitig zeigten sie geringe Schmiereigenschaften, was zu starker Reibung an der Zylinderinnenwand und Wärmeentwicklung im Zylinder führte. Ein ähnliches Verhalten, jedoch mit verbesserter Schmiereigenschaft und dadurch geringer Reibung, zeigten die Kolbenringe aus PTFE-Legierung (Iglidur X/Z).

Bei allen Dichtungen in der Bauform als Kolbenringe zeigten sich die erwarteten Probleme aufgrund sich verändernder Passungen im Zuge der Wärmeentwicklung im Zylinder und daraus resultierender, unterschiedlicher Wärmeausdehnungen der Bauteile. Des Weiteren bestätigte sich, dass bei niedrigen Drehzahlen nur eine sehr geringe Dichtwirkung zu erreichen ist, da starke Leckagen durch den Kolbenringpalt in den Bereich unterhalb des Kolbens auftraten. Durch Erhöhung der Drehzahlen verstärkte sich wiederum der Effekt der durch Aufheizung der Bauteile veränderten Passung. Die verringerte Dichtwirkung wurde zusätzlich dadurch verstärkt, dass die für den Kolben mit Saugventilfunktion nötige Reibhaftung beim Saugen, bei zu starker Wärmeausdehnung des Zylinders, beziehungsweise aufgrund zunehmenden Abriebs der Kolbenringe teilweise nicht mehr ausreichte, um die Öffnung des Kolbens zu erzielen. Hierdurch verringerte sich das angesaugte Volumen.

Die PTFE Federdichtungen zeigten auch bei sehr geringen Drehzahlen eine hohe Dichtwirkung. Zwar wurde diese ebenfalls negativ durch die Wärmeausdehnung bei beheiztem Betrieb beeinflusst, erreichte jedoch auch bei Langzeitversuchen unter Wärmeeinfluss noch ausreichend hohe Dichtungseigenschaften. Ein sichtbarer Abrieb konnte erst nach mehrtägigem Dauerbetrieb festgestellt werden, wobei die Dichtwirkung, trotz Abrieb nicht vollkommen einbrach, sondern schleichend abnahm. Auch in Saugrichtung zeigten die Federdichtungen eine ausgeprägte Reibwirkung, was für die Ventilfunktion des Kolbens, der sich durch die Reibhaftung zwischen äußerer Kolbendichtung und Zylinder öffnet, vorteilhaft ist. Allerdings ergeben sich dadurch erhöhte Reibungsverluste. Abbildung 51 zeigt eine Federdichtung im Auslieferungszustand sowie nach mehrtägigem Dauereinsatz.

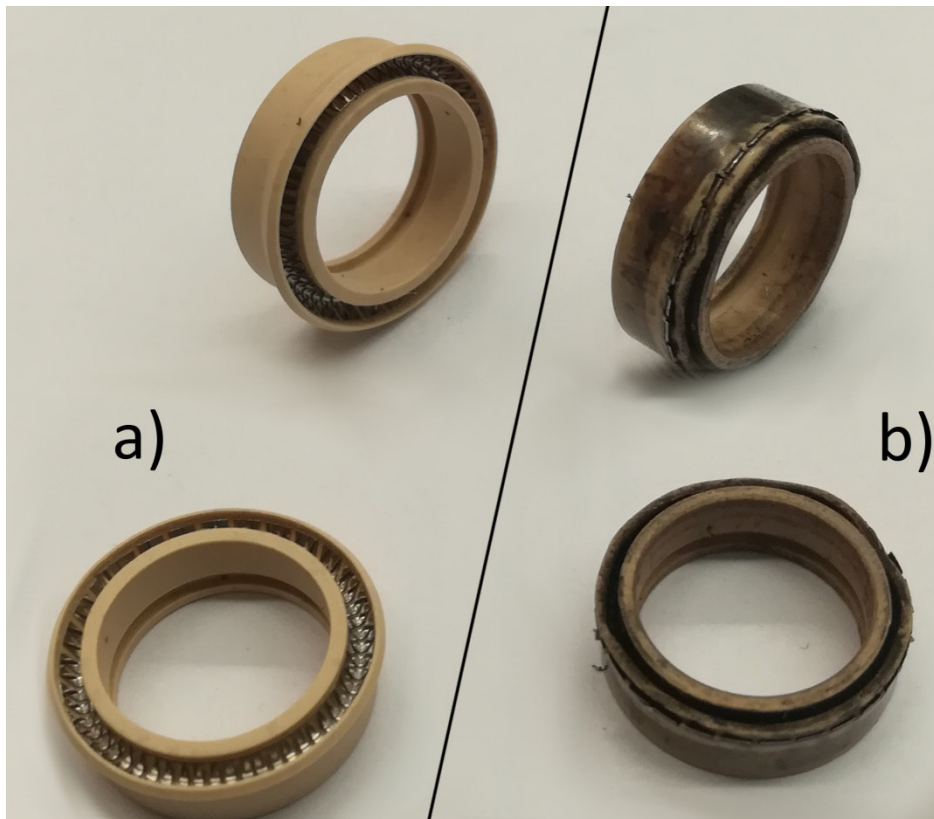


Abbildung 51: PTFE-Ekonol Federdichtung neu a) und nach 342h Betrieb b)

In Tabelle 13 sind einige Testergebnisse für die äußeren Kolbendichtungen zusammengestellt. Verglichen werden die erreichten Drücke und die Lebensdauer (innerhalb der Versuchsdauer) für Versuche mit Luft und Acetonitril, bei unterschiedlichen Drehzahlen und Hüben. Die Versuche mit Luft wurden mit einer Dauer von bis zu 12 Stunden gemacht, wobei keine erkennbaren Zerstörungen der Dichtungen eintraten. Die Versuche mit Acetonitril dauerten bis zu mehreren Tagen, wobei für die Festlegung der Lebensdauer der Zeitpunkt des Auftretens eines stetigen Druckabfalls ausschlaggebend war. Als erreichter statischer Druck ist der höchste erreichte Druck, der bei den angegebenen Betriebseinstellungen für mindestens vier Stunden aufrechterhalten wurde, definiert. Für die gezeigten Versuche wurde jeweils eine Zylindertemperatur von 200°C und eine Kühllast von 64,5W am Verdampfer angelegt. Als innere Kolbendichtung kamen PTFE Peek Ringe zum Einsatz.

Aus den Versuchsergebnissen geht hervor, dass die erreichten Druckniveaus mit Kolbenringen bei den eingestellten Hubfrequenzen von 2,7 bis 8Hz deutlich unterhalb der, mit der Federdichtung erreichten Drücke lagen. Mit den Federdichtungen wurden Verdichtungsdauern von mehr als fünf Tagen erreicht, bevor eine durch Abnutzung der Dichtungen hervorgerufene Abnahme der Dichtwirkung messbar war. Der Einsatz engerer Kapillare führte erwartungsgemäß zu höheren Druckniveaus, wobei diese unterhalb der bei geschlossenem Kugelhahn erreichten Drücke blieben. Außerdem traten, sich langsam auf- und abbauende Druckschwankungen auf. Beides deutet darauf hin, dass der, durch die Kapillare dem Verdampfer zugeführte Massenstrom und der Fördermassenstrom des Verdichters sich unterschieden, sich also kein stabiler stationärer Zustand einstellte. Das ist auch auf den im Versuchsaufbau, aufgrund des minimierten Aufbaus für die Dichtungsuntersuchung weggelassenen Sammler zurückzuführen.

Tabelle 13: Übersicht der Testergebnisse für äußere Kolbendichtungen

innere Dichtung: PTFE Peek			Zylindertemperatur: 200 °C		Kühl-Last: 64,5 W	
Dichtung	Fluid	Drehzahl (1/min)	Hub (mm)	Kapillardurchmesser (mm)	statischer Druck >4 Stunden (bar)	Lebensdauer (Std.)
G450 21x19mm	Luft	159	109	Ventil zu	14,8	-
Iglidur X 20x18mm					4,3	-
Federdichtung					40,2	-
G450	Acetonitril	423	50	0,18	6,8	20
Tecasint				0,18	5,9	10
Federdichtung				0,3	5,5	> 120
				0,25	9,1	> 120
				0,18	12,7	> 120
				0,1	12,5	> 120
				476	0,18	14,4
317				32	0,18	7,4

Aus den, bei unterschiedlichen Drehzahlen ermittelten Prozesswerten, ergibt sich für die unterschiedlichen Dichtungen ein charakteristischer Druckniveau-Drehzahl Verlauf, wie in Abbildung 52 dargestellt. Dazu sind die stationären Drücke von Acetonitril, bei den jeweilig eingestellten Hubfrequenzen, bei einem Hub von 50mm und Kapillare mit 0,18mm Innendurchmesser aufgezeichnet. Die Trendkurven folgen im betrachteten Bereich, zwischen 5 und 8Hz Hubfrequenz, Potenzfunktionen. Bei den Kolbenringen ist die Steigung in der Potenz größer, steigt der aufrechtgehaltene Druck, bei hohen Drehzahlen also überproportional an. Dieser Effekt prägt sich bei höheren, über den untersuchten Bereich hinausgehenden Drehzahlen deutlicher aus. Bei Drehzahlen, die unter den zur Verfügung stehenden Antriebsmöglichkeiten erreichbar sind, ist die Federdichtung den Kolbenringen klar überlegen. Die Kurven der Federdichtung für 50mm und zum Vergleich mit 32mm Hub zeigen einen beinahe linearen Verlauf.

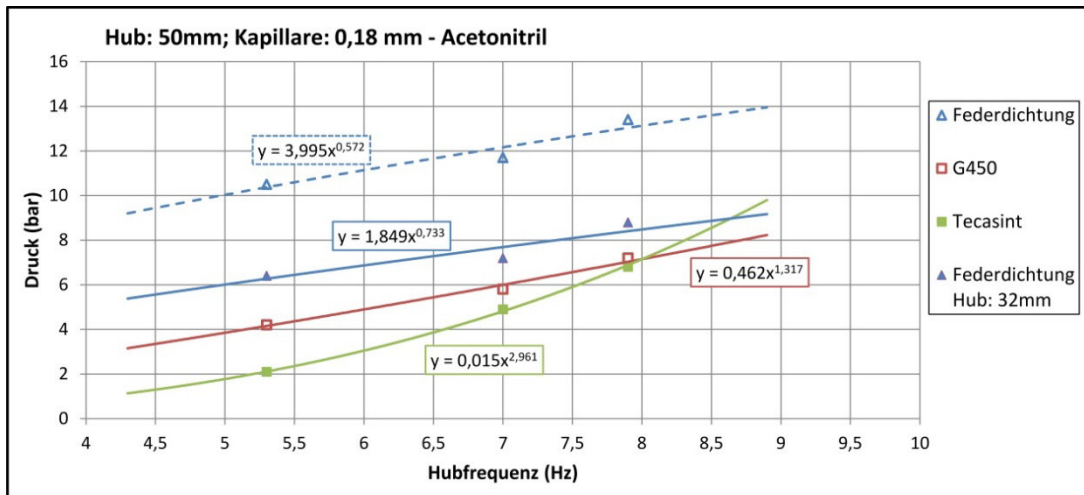


Abbildung 52: Druckaufbau für Drehzahlerhöhung unterschiedlicher Dichtungen

Bei der Federdichtung, die auch bei geringen Frequenzen eine hohe Dichtigkeit zur Zylinderwand garantiert, ist die Leckrate vorwiegend auf die innere Dichtung im Kolben zurückzuführen. Im relevanten Frequenzbereich zwischen 5 und 10Hz ist die Wirkung der Federdichtung signifikant höher.

Trägt man die (länger als sechs Stunden) näherungsweise konstanten Drücke für die Federdichtung, in Abhängigkeit von der Hubfrequenz, für unterschiedliche Kapillardurchmesser auf, ergeben sich Trendkurven, die ebenfalls durch Potenzfunktionen beschrieben werden können. Bei den in Abbildung 53 gezeichneten Kurven liegt ein Hub von 50mm vor. Der durch die Rohrreibung in den Kapillaren bestimmte Strömungswiderstand steigt bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten, beziehungsweise Hubfrequenzen, wodurch sich ein höheres Druckniveau einstellt.

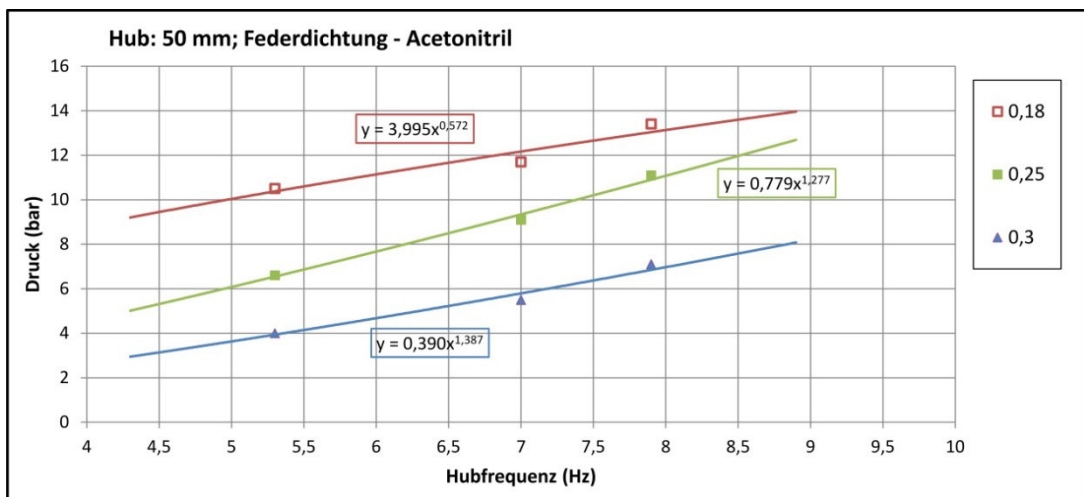


Abbildung 53: Druckaufbau für Drehzahlerhöhung bei unterschiedlichen Kapillaren

Bei einer Hubfrequenz von 10Hz, die für Acetonitril einer Kühlleistung von 100W entspricht, sollte, entsprechend der Prozessauslegung, ein Druck von 20bar aufrechterhalten werden. Für 65,5W sollte sich dieser Druck entsprechend bei 6,5Hz einstellen. Das Druckniveau errechnet sich für die 0,25mm Kapillare für 6,5Hz zu 8,5bar und für 10Hz zu 14,7bar. Für die 0,18mm Kapillare ergeben sich 11,7bar, beziehungsweise 14,9bar. Diese Ergebnisse verdeutlichen, dass eine zweistufige Verdichtung, wie in 3.6.4 Aufbau des Verdichters im Untertagewerkzeug beschrieben, notwendig ist. Eine engere Kapillare führt langfristig nicht automatisch zu einem höheren Druckniveau, wenn sich Kältemittel vor ihr

anstauen und ohne Vorhandensein eines Kältemittelpuffers zum temporären Austrocknen des Verdampfers führen kann. Um ein stabileres Druckniveau zu erreichen, müsste der Massenstrom durch die Drossel und der Fördermassenstrom aufeinander abgestimmt sein, wie im Aufbau des Gesamtsystems mittels Sammler und Dosierventil vorgesehen.

Abbildung 54 zeigt die Anlaufphase eines Versuchs mit Acetonitril, 50mm Hub, bei einer Hubfrequenz von 7Hz. Zunächst steigt der Druck gegen die Kapillare (0,3mm) an, ab 6bar wird der Kugelhahn kurzzeitig geschlossen, was zu einem Drucksprung führt. Der Druck nähert sich nach etwa 20 Minuten dem Maximalwert von 9,3bar an. Die mechanische Motorleistung schwingt zu Beginn zwischen Verdichtungs- und Saughub bei 60 bis 160W. Mit steigendem Druck verbreitert sich das Leistungsfeld. Die fehlenden Leistungsdaten zwischen den aufgezeichneten Messperioden ergeben sich aus dem Speichervermögen des Umrichters, der während dem Zwischenspeichern der Daten nicht weiter aufzeichnet. Die steigenden Maximalwerte der Motorleistung sind mit steigenden Drücken erklärt. Dass die Minimalwerte der Leistung beim Saugvorgang sinken, hängt mit einem Einlaufen der Dichtung zusammen, wodurch die Reibung verringert wird. Der Effekt wird dadurch verstärkt, dass im Totvolumen verbliebener Kältemitteldampf rückexpandiert und den Kolben auf dem Weg nach unten beschleunigt. In Zusammenhang mit der Massenträgheit, führt das beim hohen Druckverhältnis sogar zu negativen Motorleistungen beim Saugvorgang.

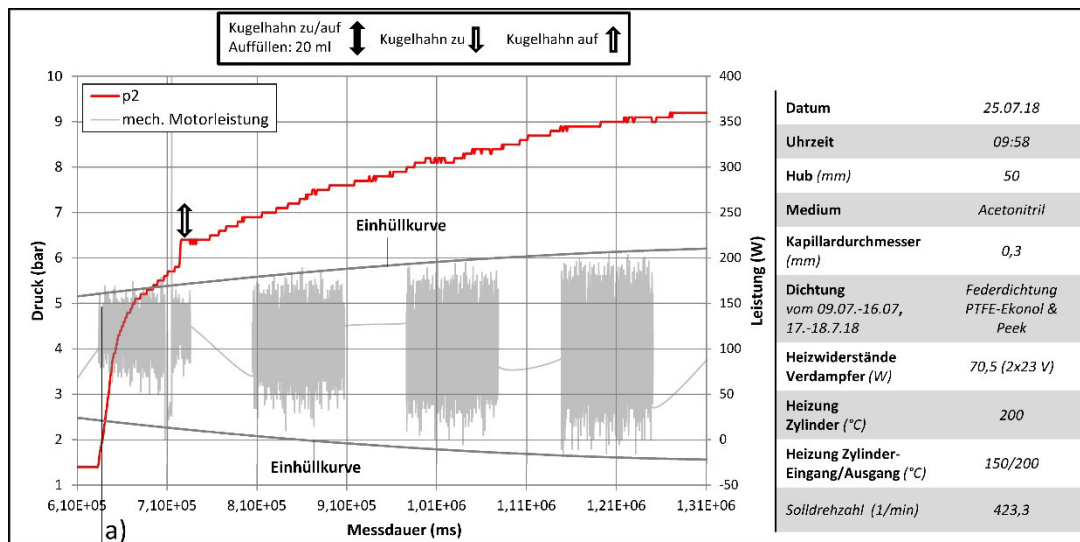


Abbildung 54: Anlaufphase des Druckaufbaus a)

Abbildung 55 zeigt für die Startphase des Anlaufversuchs eine einzelne Leistungsperiode des Motors und den zugehörigen Druckanstieg (links). Rechts gezeigt ist die Veränderung des Wirkstroms mit der Position des Kolbens. Die Leistungskurve zeigt zunächst den erwarteten polynomen Verlauf bis zum Maximalwert, fällt dann jedoch nicht wie der Idealverlauf schlagartig ab, weil die Reibung auch bei der nach unten Bewegung des Kolbens überwunden werden muss. Die Wirkstromlinie folgt dem Hubverlauf bis zum Erreichen des maximalen Drucks und bleibt für den Vorgang des Ausschlebens konstant.

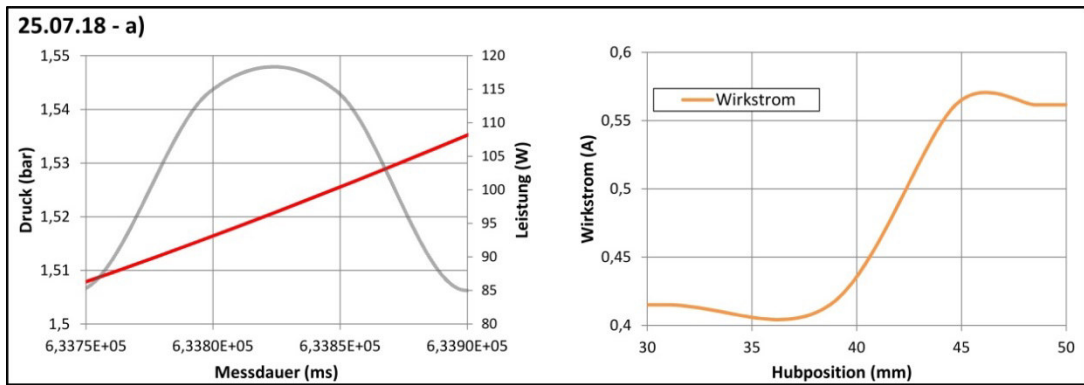


Abbildung 55: Anlaufphase a): Einzelperiode (links), Wirkstrom (rechts)

Aus dem Wirkstrom und der Übersetzung des Stirnradgetriebes (3,78) ergibt sich die Kurve des Ausgangsdrehmoments, das von der Getriebewelle an der Kurbelscheibe angreift (Abbildung 56).

Das Ausgangsdrehmoment steigt, dem Hubverlauf folgend, zwischen 38mm und 46mm Hubfortschritt nahezu linear an. Ausgehend von 1,85Nm überschreitet es dabei 2,6Nm. Ab 47mm Hubfortschritt, nachdem die Verdichtungsphase überschritten ist, bleibt das Drehmoment während des Ausschiebehubs kurzzeitig nahezu konstant.

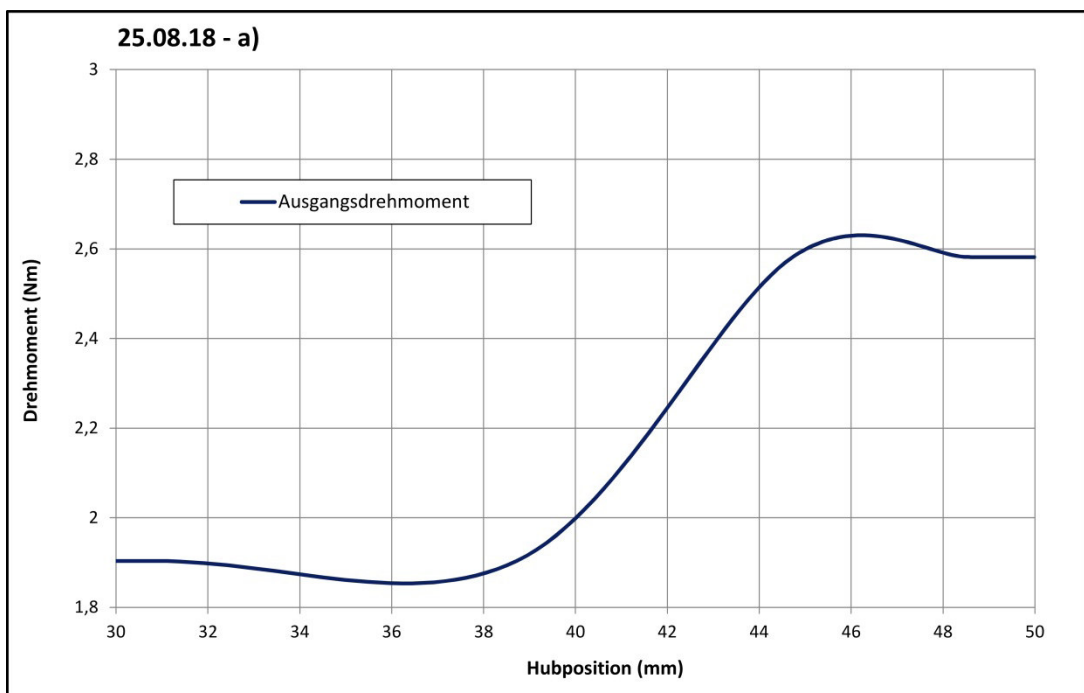


Abbildung 56: Verlauf des Drehmoments am Getriebeausgang zu 25.07.18 a)

Abbildung 57 zeigt eine Anlaufphase über einen längeren Bereich. Der Druck steigt bei geschlossenem Kugelhahn schnell auf 10bar. Nach Öffnen des Ventils fällt er zunächst ab und baut sich langsam weiter auf, bis er sich im Versuchsverlauf einem Maximalwert von rund 12bar annähert. Das Niveau der mechanischen Motorleistung sinkt leicht und pendelt sich beim Maximalwert 180W im Verdichtungszyklus und -50W im Ansaugzyklus ein.

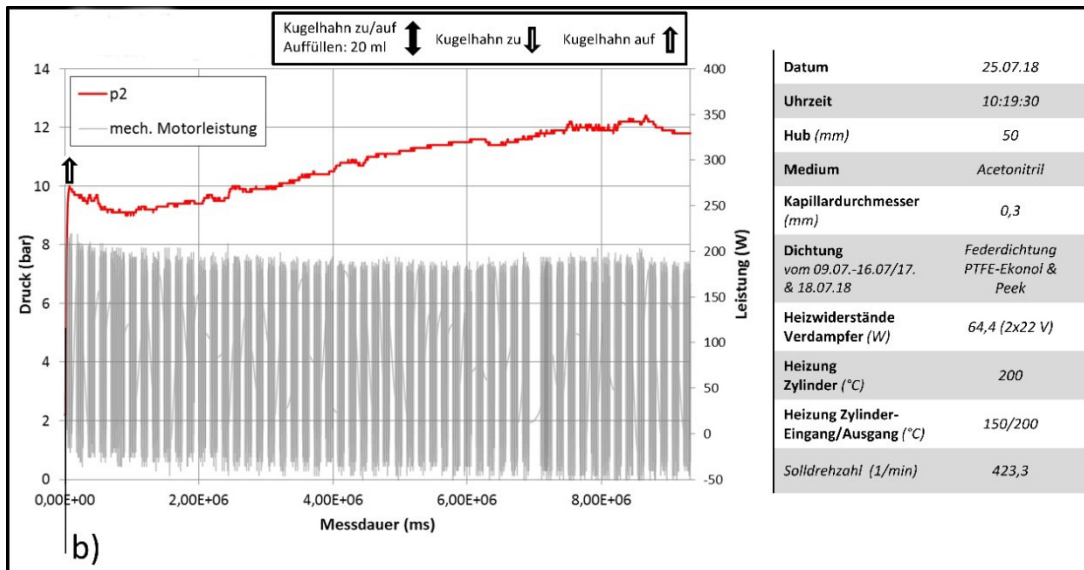


Abbildung 57: Anlaufphase des Druckaufbaus b)

Abbildung 58 zeigt wieder die Einzelperiode der Motorleistung (links) mit Druckanstieg auf einem erhöhten Niveau zwischen 2,7 und 2,9bar. Entsprechend liegt der Umkehrpunkt der Kurve höher, bei 145W. Die Wirkstromkurve (rechts) zeigt denselben Verlauf relativ zur Kolbenposition, auf einem um 0,05A erhöhten Niveau, mit konstantem Wirkstrom im Bereich der Ausschleppphase zwischen 47mm und 50mm Hubfortschritt.

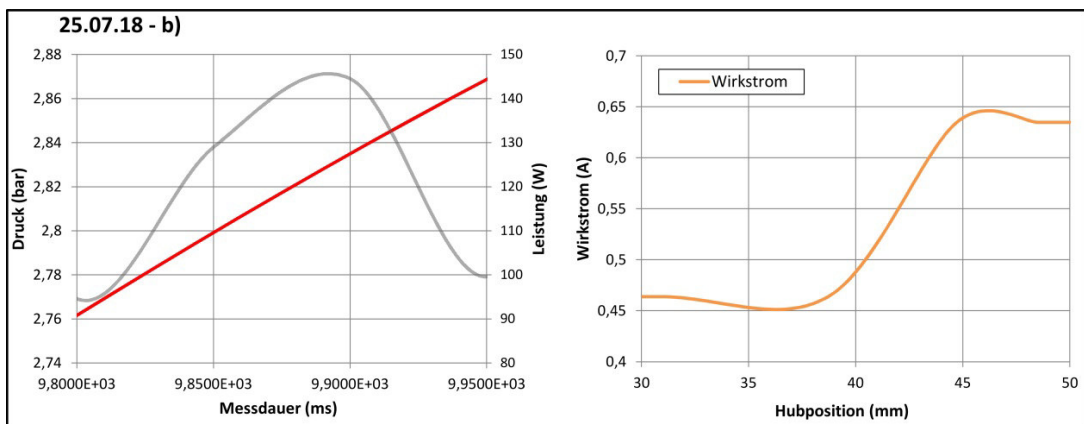


Abbildung 58: Anlaufphase b): Einzelperiode (links), Wirkstrom (rechts)

Aus dem Wirkstromverlauf lässt sich wiederum das Ausgangsdrehmoment ermitteln, dargestellt in Abbildung 59.

Bei diesem Verlauf zeigt sich dieselbe Kurvenform, auf einem höheren Niveau. Das Drehmoment steigt zwischen Hubposition: 38mm und 46mm von 2,1Nm auf knapp 3Nm an, bevor es während des Ausschlebens bei etwa 2,86Nm bleibt.

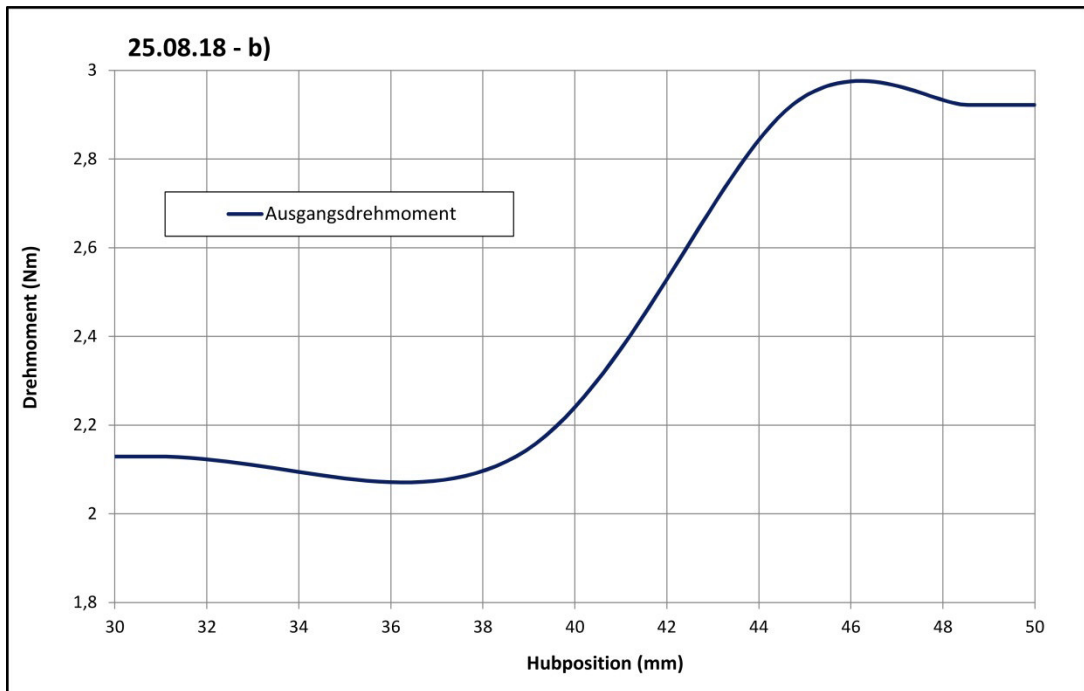


Abbildung 59: Verlauf des Drehmoments am Getriebeausgang zu 25.07.18 b)

4.3.2 Kurzzeittests

Nachfolgend beschrieben sind exemplarische Versuche, über Zeiträume von wenigen Stunden, unter Verdichtung von Luft aus der Atmosphäre. Das erreichte Druckniveau bei geschlossenem Kugelhahn und die Dauer bis zum Erreichen desselben geben Aufschluss über die Dichtheit der Kolbendichtung und die Rate an Leckage. Für die gezeigten Versuche habe ich jeweils einen Hub von 109mm eingestellt. Als innere Kolbendichtung wurden Ringe aus Silikon (ALPA-Sil EH) eingesetzt.

Abbildung 60 zeigt den Druckaufbau mit unbeheiztem Zylinder, für die G40 Graphitkolbenringe, mit 0,2mm Stoßbreite. Der Druck baut sich bei einer Hubfrequenz von 1,76Hz zunächst schnell bis etwa 8bar auf. Darüber ist der Anstieg abgeflacht und wird erst durch Erhöhung der Hubfrequenz auf 2,65Hz und anschließend 3,53Hz wieder beschleunigt.

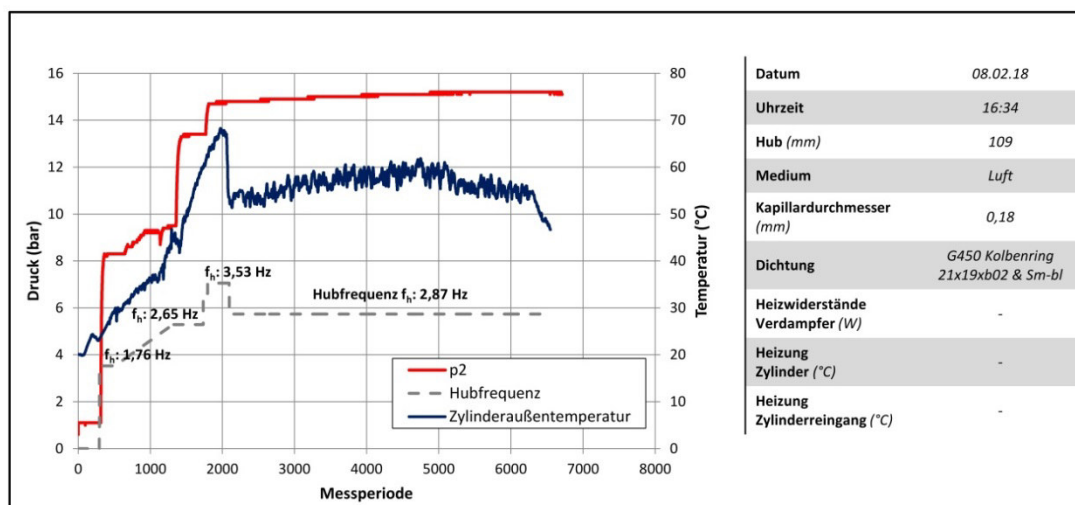


Abbildung 60: Verdichtungstest G450 Kolbenring, kalt

Bei einem Druck von rund 14,7bar stellt sich trotz Änderung der Hubfrequenz keine weitere Druckerhöhung ein. Der Zylinder heizt sich durch die Reibung zwischen Kolbenring und Zylinderwand auf. Die Verringerung der Hubfrequenz reduziert die Entwicklung von Reibungswärme deutlich.

In Abbildung 61 ist der entsprechende Druckverlauf für die PTFE Federdichtung gezeigt. Mit einer konstanten Frequenz von 1,76Hz baut sich in wenigen Minuten ein Druck von knapp 40bar auf. Der Zylinder heizt sich nur geringfügig auf, wonach vergleichsweise geringe Reibverluste, beziehungsweise gute Schmiereigenschaften auftreten.

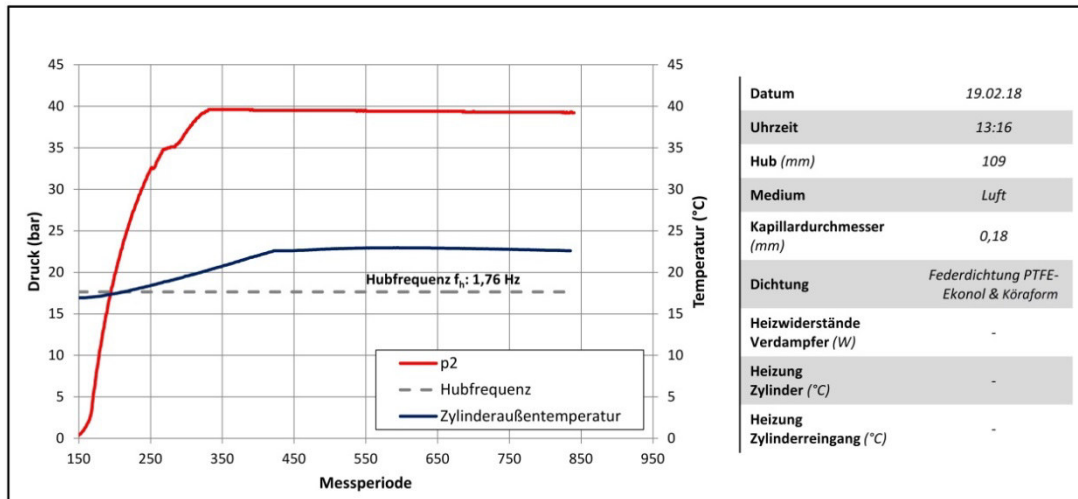


Abbildung 61: Verdichtungstest PTFE Federdichtung, kalt

Die in Abbildung 62 und Abbildung 63 dargestellten Diagramme zeigen die Druck- und Zylindertemperaturverläufe für den G450 Kolbenring und die Federdichtung mit auf 200°C beheizten Zylinder.

Der erreichte Druck mit Graphitkolbenring ist deutlich geringer als beim kalten Versuch und kann trotz Erhöhung der Hubfrequenz auf 5,29Hz 5bar nicht überschreiten. Erst nach Abkühlen des Zylinders (Heizung abgeschaltet) unter 60°C steigt der Druck wieder an und erreicht ein Niveau von 9bar. Die Dichtwirkung unter Temperatureinfluss ist deutlich reduziert.

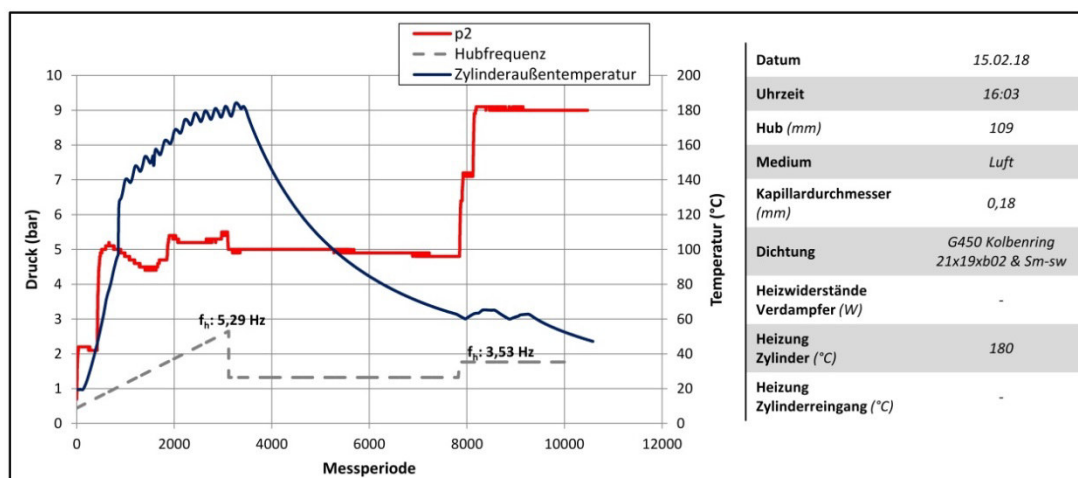


Abbildung 62: Verdichtungstest G450 Kolbenring, heiß

Das erreichte Druckniveau mit der Federdichtung (Innendichtung Kōraform) ist durch Beheizung des Zylinders ebenfalls reduziert und erreicht bei einer Hubfrequenz von 1,76Hz

noch ein Niveau von 16,5bar. Eine Erhöhung der Frequenz auf 2,65Hz führt nicht zu einem weiteren Druckanstieg, erhöht jedoch die Reibwärme. Die Aufheizung des Zylinders ist beschleunigt.

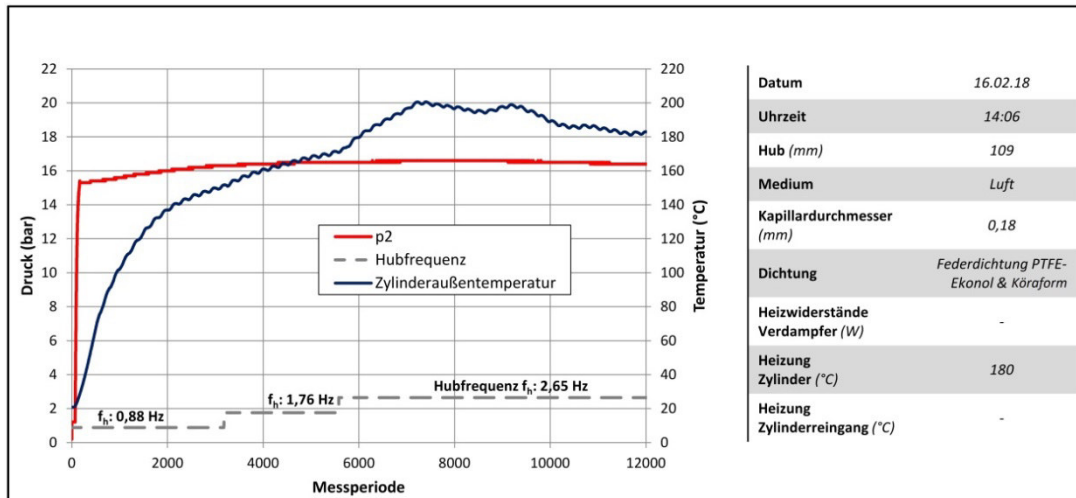


Abbildung 63: Verdichtungstest PTFE Federdichtung, heiß

4.3.3 Langzeittests

Um Versuche über mehrere Tage machen zu können, habe ich den Kreislauf durch Anschluss des Kapillarausgangs an den Verdampfer geschlossen. Das primäre Untersuchungsziel war die Haltbarkeit der Dichtung und nicht die Wirksamkeit des gesamten Kühlkreislaufs, auch wenn eine Langzeitkühlwirkung ebenfalls nachgewiesen wurde. Erste vorläufige Beobachtungen und Schlüsse der Verdichtungstests wurden in [114] veröffentlicht.

Die einfache Füllmenge im Verdampfer betrug, bedingt durch den Aufbau, 50ml. Das entspricht bei 50W Wärmeeintrag einer Kühldauer von rund 7 Minuten, 5 ½ Minuten bei 65,5W und 3 ½ Minuten bei 100W Kühlleistung. Über die langen Versuchsdauern wurden von Zeit zu Zeit kleinere Mengen Acetonitril nachgefüllt, um auftretende kleinere Leckageverluste und sich im Rohrsystem verteilte Kältemittelvolumina auszugleichen. Die Nachfüllmenge von 20ml entspricht bei 65,5W einer Kühldauer von 2 Minuten. Bei den errechneten Kühldauern ist die sensible Wärmeaufnahme, zur Erwärmung von 20°C Fülltemperatur auf 80°C Verdampfungstemperatur, für die mittlere Wärmekapazität von Acetonitril in diesem Temperaturbereich berücksichtigt.

Abbildung 64 zeigt den Verdichtungsdruckverlauf sowie den Verlauf von Verdampfertemperaturen und an der Zylinderoberfläche eines über acht Tage andauernden Versuchs. Die dabei eingesetzten Kolbendichtungen (PTFE-Ekonol Federdichtung und Peek Innendichtung) waren zuvor bereits 120 Stunden im Einsatz. Im Verlauf des Versuchs wurden Dichtungstest durchgeführt, wobei der Kugelhahn nach dem Rückschlagventil geschlossen wurde, um zu überprüfen, ob die Dichtwirkung der Kolbendichtungen besteht. Zusätzlich wurde zu verschiedenen Zeitpunkten, im Abstand von ein bis zwei Tagen Versuchsdauer, Kapillarwechsel und Drehzahländerungen vorgenommen, woraus sich unterschiedliche, stationäre Druckniveaus einstellen. Die starken Druckeinbrüche sind durch kurzzeitige Motorstopps zum Zweck des Versuchsumbaus zu erklären. Zum Ausgleich der beim Umbau auftretenden Kältemittelverluste wurden jeweils 20ml nachgefüllt.

Auf den verschiedenen Druckniveaus traten teilweise Schwankungen von +/-1bar auf. Während des Versuchszeitraums von 192 Stunden wurde eine Kühllast von 65,5W abgeführt. Nahezu stabile Druckniveaus, für 24 Stunden, stellten sich bei 0,1mm Kapillare, mit Hubfrequenz 7Hz zu 18,5bar und 0,18mm Kapillare, Hubfrequenz 4,8Hz zu 15bar ein. Beim Dichtungstest nach 36 Stunden konnte ein Verdichtungsdruck von ca. 20bar erreicht

werden. Beim Dichtungstest nach 192 Stunden wurde durch Verdichtung von 16bar auf 17bar die andauernde Dichtwirkung nachgewiesen.

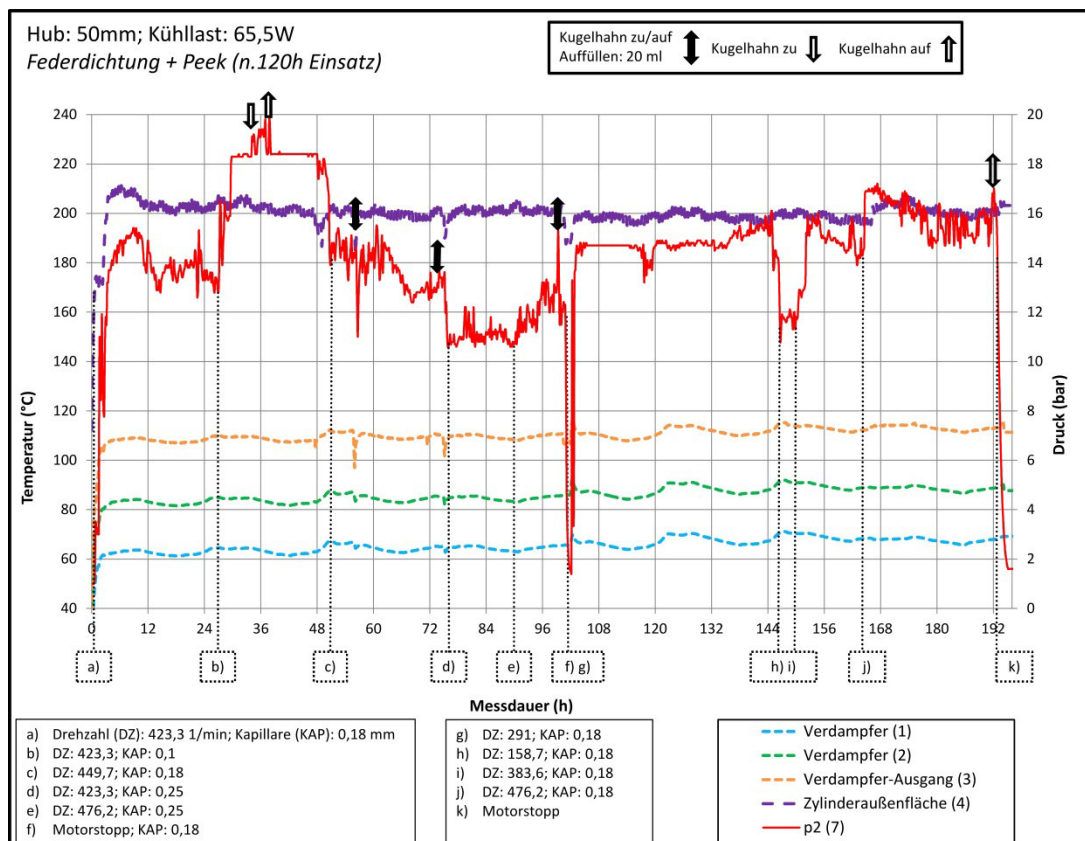


Abbildung 64: Langzeittest mit verschiedenen Drehzahl- und Kapillareinstellungen, Acetonitril

Abbildung 65 zeigt einen Versuchsdurchlauf mit 32mm Hub, bei Hubfrequenz 5,3Hz und 65,5W Kühllast. Nach 23 Stunden wurde die Kapillare von 0,18mm Innendurchmesser auf 0,25mm Innendurchmesser getauscht. Das stationäre Druckniveau sinkt hierdurch von 7 auf 6,5bar. Nach dem Tausch der Kapillare dauert es mehrere Stunden, bis sich der Verdichtungsdruck wieder stabilisiert. Nach 48 Stunden treten Druckschwankungen von ca. +/-0,5bar auf. Gleichzeitig steigt das Temperaturniveau im Verdampfer um 4-5K an, stabilisiert sich jedoch bei unter 90°C. Nach Abschalten des Motors sinkt der Druck schnell ab und die Temperaturen im Verdampfer steigen an. Die Anlaufphase dieses Versuchs ist in Abbildung 66 dargestellt. Beim Druckaufbau bis Erreichen von 6bar erreicht die mechanische Motorleistung beim Verdichtungshub bis 130W und bis 70W beim Saughub. Nach Erreichen des Druckniveaus von 6bar, schwingt sie sich auf 120W zu 40W ein.

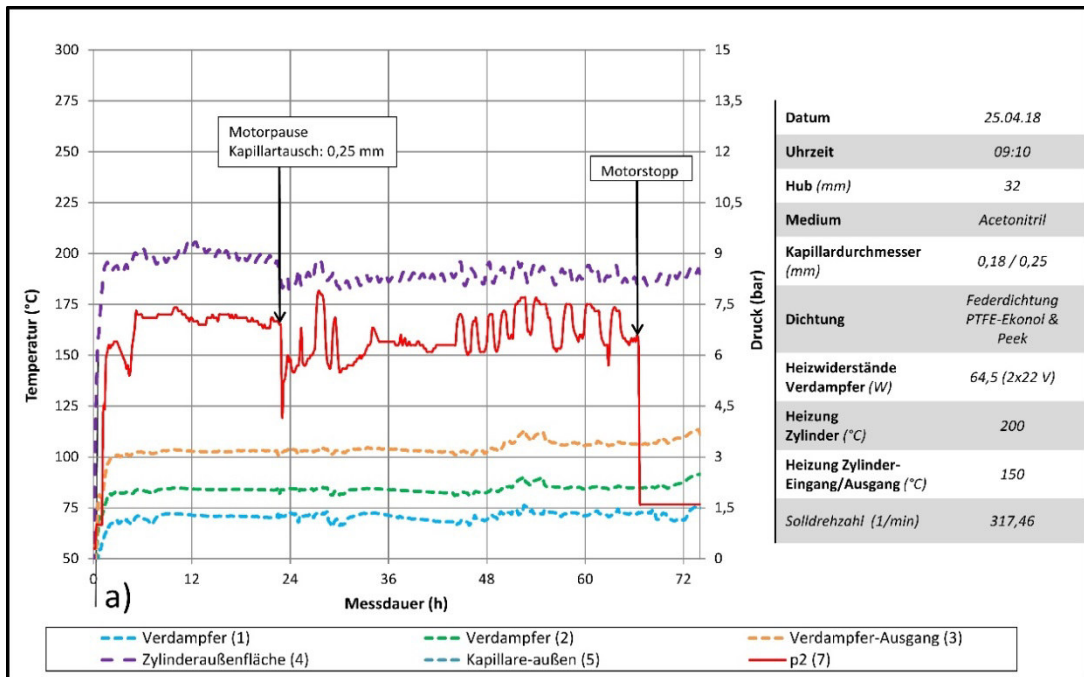


Abbildung 65: Testlauf Acetonitril mit Federdichtung, Hub: 32 mm

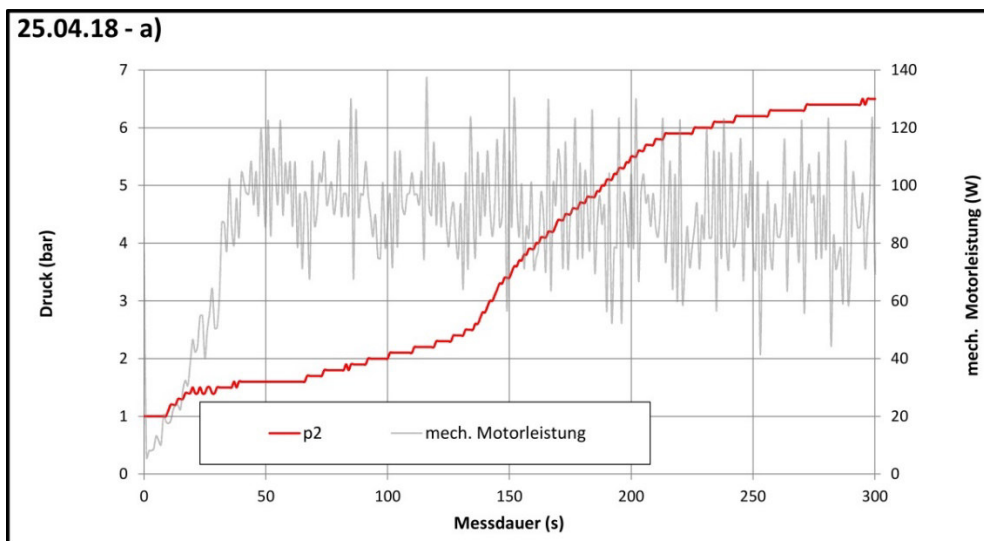


Abbildung 66: Anlaufphase Druckaufbau, Testlauf 25.04 -a), Acetonitril

In Abbildung 67 sind die aufgebrachte Kraft beim Verdichtungshub und Saughub über dem Kolbendruck aufgetragen. Links ist der Verlauf, ausgehend von 1bar nach einer Betriebsdauer von insgesamt 120 Stunden, rechts, ausgehend von 2bar nach einer Betriebsdauer von insgesamt 240 Stunden gezeigt. Der Hub des Versuchsdurchlaufs war auf 32mm eingestellt. Der Versuch wurde mit Acetonitril, bei einer Kühllast von 65,5W, einer Hubfrequenz von 5,3Hz, mit einer 0,3mm Kapillare und mit der Federdichtung und Peek Innendichtung betrieben. Die eingesetzte Dichtung war zu Versuchsbeginn bereits 120 Stunden bei 200°C Zylindertemperatur im Einsatz, woraus sich die gesamte Betriebsdauer der Dichtung ergibt.

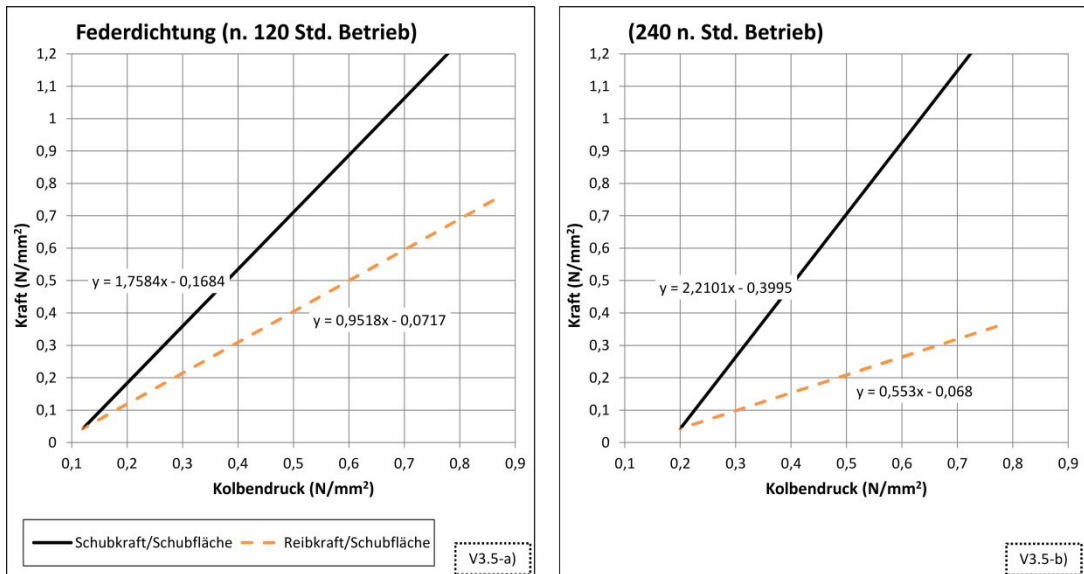


Abbildung 67: Veränderung der Kolbenkräfte durch Abnutzung der Dichtung, Acetonitril

Der Vergleich der Reib- und Schubkraft, der Motorkraft beim Saugen und Verdichten, bezogen auf die kraftübertragende Fläche im Kolben, zeigt die Abnutzung der Dichtung. Nach 240 Stunden ist die Steigung der Schubkraft kaum erhöht. Die Steigung der Reibkraft ist hingegen um etwa 30% gesunken. Trotz verringerter Reibung ist somit ein größerer Aufwand für die Verdichtung nötig, um das Druckniveau aufrecht zu halten.

Im Versuchsverlauf machte sich dieser Effekt, der bei verschiedenen Versuchen, nach mindestens 120 Stunden und im Maximalfall nach summierter Einsatzdauer der Dichtung von 300 Stunden auftrat, durch ein stetiges, schleichendes Absinken des Druckniveaus bemerkbar, wie der Druckverlauf in Abbildung 68, eines Testlaufs mit bereits mehrere Tage eingesetzten Dichtungen, zeigt.

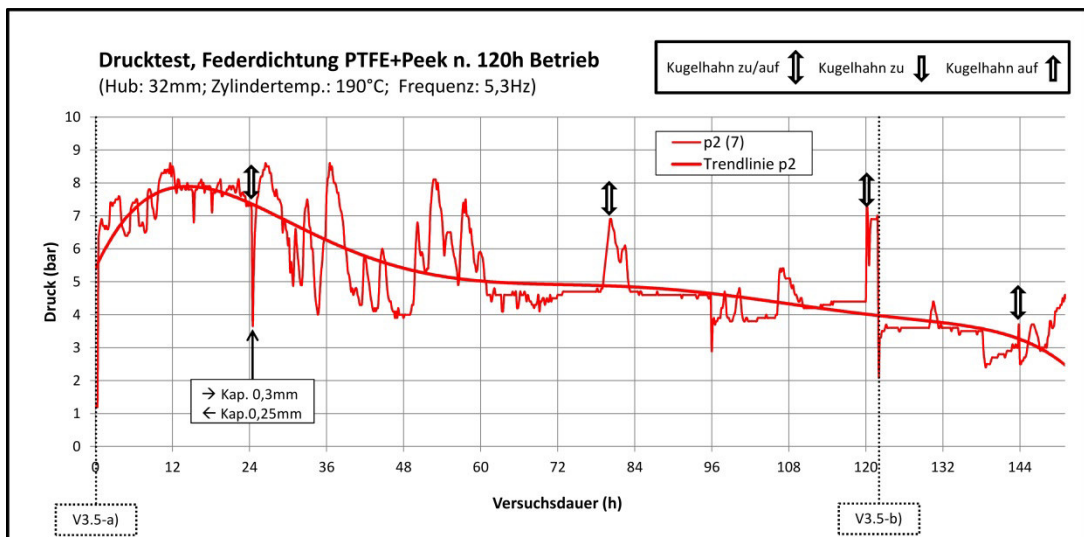


Abbildung 68: Druckabfall mit Federdichtung nach 120h Betrieb, Acetonitril

In weiteren Versuchsdurchläufen, wie dem in Abbildung 69 dargestellten Beispiel, wurde das Rohrleitungssystem zwischen Rückschlagventil und Kapillare, wie der Zylinder auf 200°C beheizt. Dabei zeigten sich große Druckschwankungen im Versuchsverlauf, die

zunächst fälschlicherweise auf eine verstopfte Kapillare zurückgeführt wurden. Diese Vermutung wurde durch Testen der Drosselwirkung der Kapillare im Nachhinein widerlegt. Stattdessen lässt sich das Auftreten der Druckschwankungen dadurch erklären, dass die kurze Rohrleitung keine adäquate Oberfläche zur Übertragung der Kondensationswärme in einem Durchlauf hat. Der Kältemitteldampf sammelt sich dadurch zunächst im Rohrsystem und kondensiert an der kältesten Stelle, am Übergang zur Kapillare, schubweise, wodurch der Druck schlagartig abfällt. Die erreichten Spitzendrücke von knapp 12bar entsprechen einer Kondensationstemperatur über 180°C (10,8bar für 180°C, 11,8bar für 185°C). Die Temperaturen im Verdampfer steigen beim Aufbau des Drucks an, die Kältemittelmenge die durch die Kapillare in den Verdampfer gelangt, ist also zu gering. Bei Abfällen des Drucks sinken sie wieder ab, weil wieder flüssiges Kältemittel von der Kapillare einströmt. Der Aufbau und Abbau des Dampfstaus vor der Kapillare spielt sich in Zeiträumen über 12 Stunden ab. Die Darstellung des kompletten Kreislaufs, inklusive Kondensator war nicht Gegenstand dieser Versuche. Diese dienten allein der Untersuchung der Haltbarkeit der Dichtungen. Die Beobachtung ist dennoch von Interesse, weil sie den Zusammenhang zwischen der Kühlleistung und dem geförderten Kältemittelstrom, in Abstimmung mit dem Kondensationsvorgang darstellt und die Wichtigkeit einer vollständigen Kondensation in einem Kondensatordurchlauf verdeutlicht.

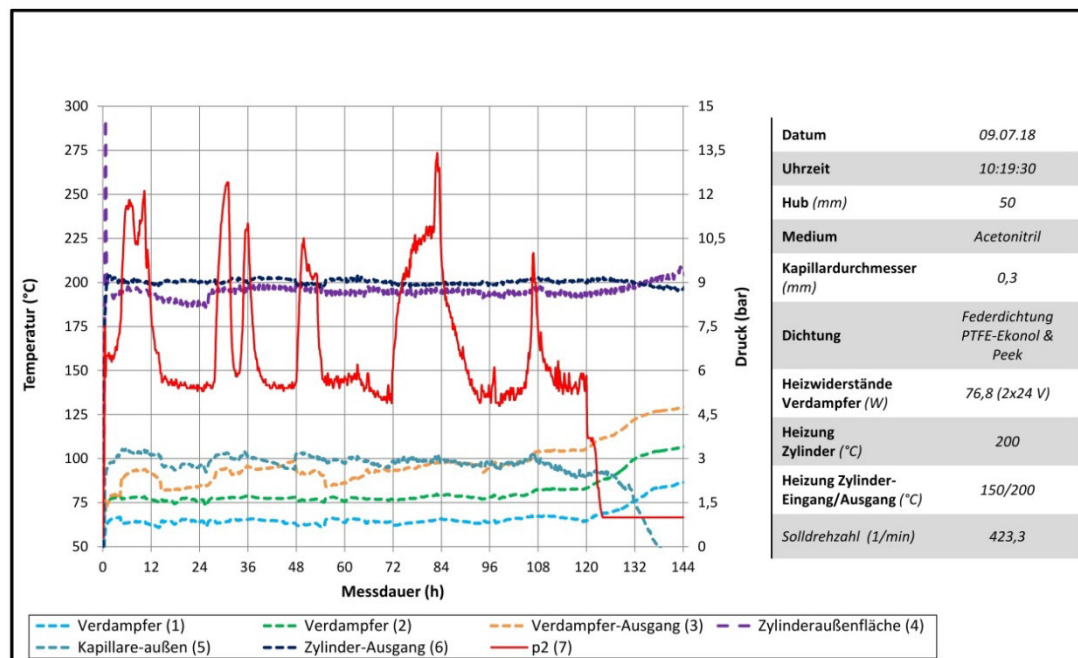


Abbildung 69: Testlauf mit erhitztem Rohrsystem am Zylinderausgang

In Abbildung 70 sind für einen Versuchsdurchgang mit Acetonitril, bei 70,5W Kühllast, einem Hub von 50mm, einer 0,3mm Kapillare und angelegter Hubfrequenz von 6Hz, die Temperaturen im Verdampfer und am Zylinder sowie der Verlauf des Verdichtungsdrucks zusammengefasst. Es zeigt sich ein stationäres Druckniveau von 6,5bar und eine Kühlung auf rund 90°C im Verdampferbereich über einen Zeitraum von über zwei Tagen. Durch Nachfüllen von Kältemittel kühlt sich der Verdampfer kurzzeitig ab und erreicht wieder das konstante Niveau. Kurzzeitiges Verschließen des Kugelhahns führt zum Druckanstieg, was die bestehende Dichtwirkung der Federdichtung belegt. Der Druck fällt nach öffnen des Ventils ab und pendelt sich anschließend wieder auf das stationäre Niveau ein. Die zwei aufeinanderfolgenden Dichtungstests nach 48 und 50 Stunden zeigen, dass die Dichtung noch Drücke von über 17bar erreicht.

Unten in Abbildung 70 dargestellt sind die Phasen des Druckaufbaus zu Beginn (links) und beim Dichtungstest nach 47 ½ Stunden (rechts). Zu Beginn bewegt sich der Bereich der mechanischen Motorleistung von 50W (Saugen) bis 180W (Verdichten), bei einem Druckniveau von 6bar. Beim Schließen des Kugelhahns steigt die mechanische Motorleistung, bei der Verdichtung auf 15,5bar auf 210W an, Beim Saugvorgang werden Negativwerte von bis zu -40W erreicht. Beim erhöhten Druckniveau sind die Verluste durch Rückexpansion signifikant höher, wobei die Reibung im Zylinder im Vergleich zur Startphase gesunken ist.

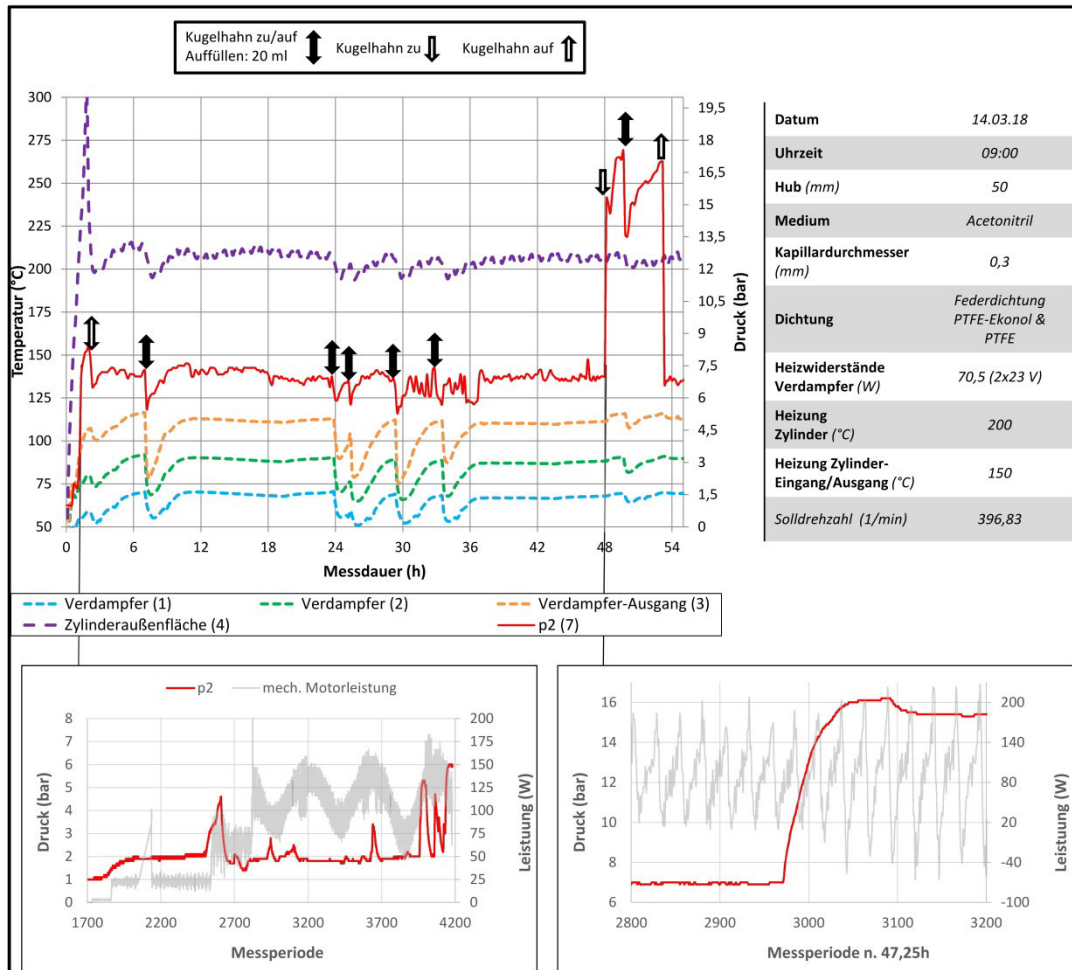


Abbildung 70: Testlauf Acetonitril mit Federdichtung, 0,3 mm Kapillare

Abbildung 71 zeigt den zugehörigen Verlauf von Motor- und Ausgangsdrehmoment. Auffällig ist, dass das Feld zwischen Minimalwert und Maximalwert des Drehmoments mit zunehmendem Druck breiter wird. Bewegt es sich bei einem Druckverhältnis von 7 noch zwischen 0Nm und 4Nm, treten oberhalb eines Druckverhältnisses von 15 Schwankungen zwischen -0,8Nm und 4,8Nm auf. Es wirkt kein, für jeden Hubzyklus gleichmäßiger Verdichtungsverlauf. Im Bereich hoher Druckverhältnisse wird der Kolben auf dem Weg nach unten (Saugen) durch den expandierenden Kältemitteldampf im Totvolumen so stark beschleunigt, dass die, zur Überwindung der Reibung aufzubringenden Kräfte überschritten werden.

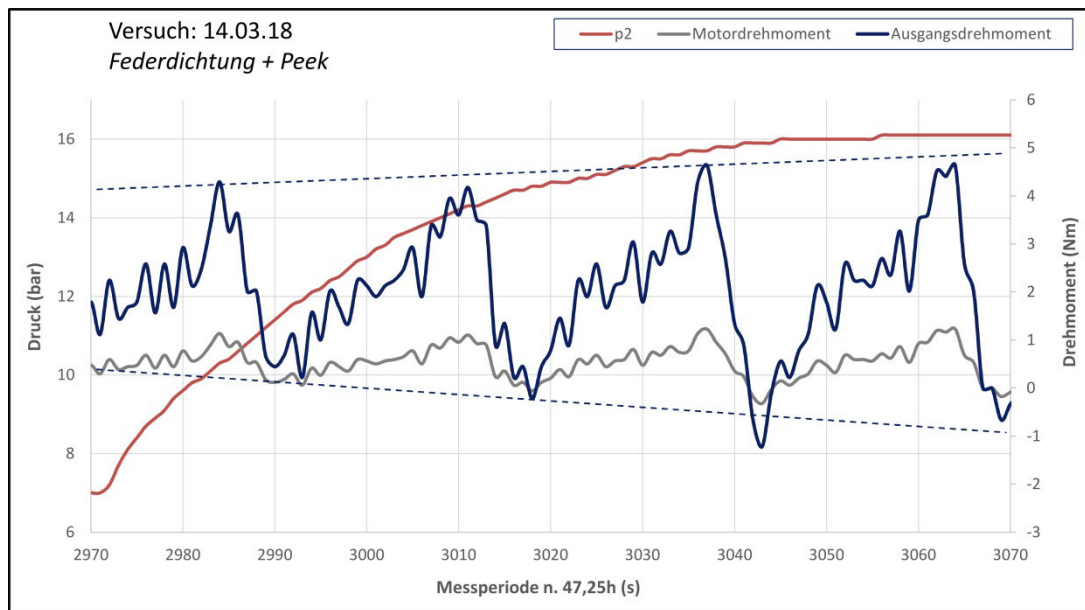


Abbildung 71: Motordrehmoment und Ausgangsdrehmoment

4.4 Konsequenzen der Testergebnisse

Durch die Versuchsreihen konnte die Eignung von Acetonitril zur Kühlung auf unter 90°C im Verdampfer bei Kühllasten bis 70W gezeigt werden. Die Kombination aus PTFE-Ekonol Federdichtung und Innendichtung aus Peek zeigten eine ausreichende Dichtwirkung bei Betriebsdauern von über fünf Tagen.

Kolbenringe erwiesen sich als nicht geeignet für die vorliegende Anwendung, weil sie im niedrigen Hubfrequenzbereich zwischen 5-10Hz zu hohe Leckraten aufwiesen. Des Weiteren wurde festgestellt, dass die nötige Passung für ausreichend hohe Drücke unter dem Einfluss der Verdichtertemperaturen nicht einstellbar ist, zumal der Betrieb in einer breiten Temperatur- und Leistungsspanne gewährleistet sein soll. Die Graphitdichtungen zeigten außerdem einen, durch starken Abrieb verursachten schnellen Verschleiß. Die Federdichtung zeigte nach längeren Einsatzzeiten ebenfalls eine verringerte Dichtwirkung, wies aber im Vergleich einen deutlich geringeren Abrieb auf und zeigte auch bei geringen Drehzahlen eine hohe Dichtwirkung.

Bei allen Versuchsdurchläufen zeigten sich bei hohen Druckverhältnissen große Verluste durch Rückexpansion. Zudem konnte bei Druckverhältnissen bis 7 ein stationärer Verlauf über Tage erreicht werden, wohingegen bei höheren Druckniveaus größere Schwankungen im zeitlichen Verlauf auftraten. Die Verluste durch Rückexpansion könnten durch eine weitere konstruktive Reduzierung des Totvolumens, etwa durch Verringerung des Bohrungsdurchmessers der Rückschlagventile oder durch eine schmalere Auflageschulter der Dichtungen, am oberen Kolbenteil etwas verringert werden. Allerdings ist das Verhältnis aus großem Verdichtungs- und kleinem Förderhub grundsätzlich ungünstig für einen stabilen Verlauf, da sich Verluste aufgrund des Totvolumens sehr stark auswirken. Daher ist ein zweistufiger Verdichteraufbau, mit jeweils geringeren Druckverhältnissen zielführend.

Unter Vernachlässigung des Einflusses der Kolbenmasse können aus der mechanischen Motorleistung beim Saugvorgang die Verluste durch Reibung im Zylinder auf bis zu ¼ der Schubleistung abgeschätzt werden, wobei die Reibverluste bei höheren Drücken durch die Schubkraft des rückexpandierenden Kältemittels aus dem Totvolumen überlagert werden.

Bezogen auf den Bereich von Druckverhältnissen kleiner 7 ist die Annahme eines Kolbenwirkungsgrads von 0,75 konservativ.

Zu bemerken ist, dass für die Langzeitversuche, bei Versuchslaufzeiten von bis zu über 10 Tagen im Dauereinsatz, große Datenmengen entstanden, deren Auswertung, insbesondere in Bezug auf auftretende Schwankungen eingeschränkt war. Trotz des Versuchs, die Komplexität des Verdichtungsprozesses weitestgehend zu reduzieren, bedingten die Langzeitmessungen verschiedene Einflussfaktoren, darunter Kapillarverhalten und Wärmeeinflüsse auf die Kolbenfunktion, die im Einzelnen nicht eindeutig zu quantifizieren sind. Um lange Versuchszeiten zu erreichen, musste die Auflösung der Motordaten reduziert werden, sodass diese bei Langzeitversuchen geringer als der Hubzyklus war. Als Kompromiss wurden zusätzliche Anlaufversuche mit erhöhter Auflösung aufgezeichnet. Davon abgesehen ist jedoch als grundlegendes Resultat festzuhalten, dass das Aufrechterhalten einer Kühlwirkung für einen Zeitraum von mehreren Tagen, für den Anwendungsbereich in Untertagewerkzeugen, einen bedeutenden Fortschritt im Vergleich zu gängigen Kühlvarianten darstellt, die nur wenige Stunden wirken.

Die primären Ziele der Untersuchungen des Verdichtungsprozesses wurden erreicht. Die Funktionalität der Kolbenkonstruktion, mit der Doppelfunktion aus Verdichtung und Ansaugventil, wurde verifiziert, geeignete innere Dichtungen mit Dämpfungseigenschaften wurden erprobt und begrenzende Parameter bezüglich Druckverhältnis und Hubfrequenz wurden identifiziert und abgeschätzt. Ein mehrteiliger Zylinderaufbau in geeigneten Dimensionen, mit statischen Dichtungen und temperaturbeständigem Rückschlagventil, der eine Demontage zum Zwecke der Wartung ermöglicht, konnte erfolgreich getestet werden. Schmierfreie, chemie- und temperaturbeständige Kolbendichtungen konnten, unter Berücksichtigung der Konstruktion des Verdichters im Untertagewerkzeug, für einen mehrtägigen Einsatz qualifiziert werden.

5 Übersicht und Einordnung der Arbeit

5.1 Aufstellung der entwickelten Teilsysteme

Für den angestrebten Einsatzbereich von 100°C bis über 200°C Umgebungstemperatur, wurde, basierend auf den Randbedingungen des Einsatzes in Untertagewerkzeugen sowie für Versuche, Acetonitril als geeignetes Kältemittel ausgewählt und die wichtigen Prozesswerte berechnet. Acetonitril verdampft unterhalb 90°C bei atmosphärischem Druck, sodass die Kühlung von Standardelektronikbauteilen möglich ist. Eine Evakuierung zur Absenkung der Verdampfungstemperatur, die ein vergrößertes Druckniveau bedeutete und den Montage- und Füllvorgang kompliziert machte, entfällt dadurch. Zudem ist die nötige Leistung zur Verdichtung und Förderung des Kältemittels vergleichsweise gering.

Der Verdampfer erreicht die Benetzung der wärmeübertragenden Flächen im Inneren, durch kapillaren Anstieg in Vliesen. Die Funktionalität des Verdampfers wurde nachgewiesen, wobei eine Kühlwirkung nur bei Steighöhen bis 20cm erreicht wurde. Die eingesetzten Zellulosevliese erwiesen sich als ausreichend haltbar. Das, zur Charakterisierung untersuchter Verdampfer-Vliese vorgestellte Verfahren, kann dazu dienen, alternative, saugfähigere Vliese zu ermitteln, um die Benetzungsfunktion zu verbessern. Der Verdampfer ist so dimensioniert, dass er innerhalb der Dewar-Dämmung montiert werden kann. Die Konstruktion ermöglicht auch ein Einfließen des Kältemittels von oben, für den Fall, dass die kapillare Benetzung nicht ausreicht.

Der Kondensator wurde unter Berücksichtigung der Randbedingungen im Bohrloch und als sicher ausgelegtes, tragfähiges Werkzeugmodul entwickelt. Zur druck- und temperaturfesten Verbindung der Kondensatorelemente wurde ein geeignetes Lot identifiziert und das zugehörige Lotverfahren, sowie die Festigkeit der Lotverbindung unter realistischen Einsatzbedingungen erfolgreich getestet. Der Kondensator ist ohne weiteres modular in bestehende Sonden integrierbar.

Der spezielle Kolben erreicht durch Übernahme der Doppelfunktion Saugventil und Verdichtung Bauraumeinsparungen und durch seinen Aufbau ein verringertes Totvolumen. Dafür wurden innere Kolbendichtungen untersucht, wobei sich PTFE-Peek als geeignetes Material herausstellte. Die geringere Dämpfungswirkung und größere Leckageverluste, im Vergleich zu alternativen, silikonbasierten Dichtungen, stellen im Hinblick auf eine längere Lebensdauer einen vertretbaren Kompromiss dar. Aus den Untersuchungen der Dichtungen stellte sich die selbstschmierende PTFE-Ekonol Federdichtung als geeignete Variante der äußeren Kolbendichtung heraus. Unter Verwendung dieser Dichtungskombination wurden Betriebsdauern von über fünf Tagen, bei 200°C Umgebungstemperatur nachgewiesen. Optimierungspotential gibt es bei der Zusammensetzung der Dichtungsmaterialien der inneren, wie der äußeren Dichtungen. Durch optimierte Legierungen könnten Haltbarkeit, Schmier- oder Dämpfungseigenschaften erhöht werden.

Die erprobte Kolben- und Zylinderkonstruktion, inklusive eingesetzter statischer und dynamischer Dichtungen, lassen sich ohne Skalierungsbedarf in den Untertagewerkzeugaufbau übertragen. Die Maße und der mehrteilige Aufbau sind kompatibel mit der vorgestellten zweistufigen Verdichter-Konstruktion.

Für den Aufbau des Verdichters im Untertagewerkzeug wurde ein, durch die Ergebnisse aus der Verdichtungstests bestätigtes, zweistufiges Verdichtungskonzept mit zwei parallelen Kolben und einer resultierenden Hubfrequenz von 10Hz entwickelt. Hierzu wurden zwei Varianten geeigneter Motor-Getriebekombinationen ausgewählt und berechnet. Eine mechanische Fertigung der angepassten Verdichterkomponenten, sowie deren Implementierung konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr erfolgen und muss Teil einer weitergehenden Produktentwicklung sein. Das vorgestellte Verdichtungskonzept verspricht

einen stabileren Druckaufbau, durch die Aufteilung auf mehrere Kolben in zwei Stufen und die Aufteilung der Saugräume. Letztere verringert auftretende Druckschwankungen. Totvolumina und Kolbenverluste wirken sich bei den jeweils geringeren Druckverhältnissen weniger stark aus. Durch die geringere Belastung der einzelnen Kolben ist auch eine Erhöhung der Lebensdauer der Dichtungen sowie eine gleichmäßigere und geringere Belastung des Motors, verglichen mit den Ergebnissen aus den Verdichtertests mit vereinfachtem Aufbau zu erwarten. Weil jede Verdichtungsstufe zwei Kolben besitzt, ist eine gewisse Redundanz, wenn auch bei halbem Massenstrom und halber Leistung gegeben. Kürzere Hübe und ein insgesamt kompakterer Aufbau reduzieren ebenfalls auftretende Verluste und Verschleiß.

Eine exemplarische Konstruktion des Gesamtsystems mit einem Bauraumkonzept, Gehäuseteilen und Rohrleitungselementen wurde beschrieben. Zur Fertigstellung des Gesamtsystems sind die zu kühlenden Elektronikbauteile auf den Verdampferflächen zu montieren. Falls eine größere Montagefläche erforderlich wäre, könnte ein zweiter Verdampfer im Gehäuse verbaut und hydraulisch an die Kältemaschine angebunden werden. Hierzu wären zusätzliche Rohrleitungen vorzusehen. Ein Einlassventil mit dem vorgeschlagenen Aufbau oder in einer alternativen Ausführung sollte gefertigt oder zugekauft werden. Die axialen Dämmelemente aus Teflon sind im Detail zu dimensionieren und zu fertigen. Die modularen Kältemaschinekomponenten sind in jeweilige Sondengehäuse zu montieren und mit Gehäuseverbindern zu einem zusammenhängenden Werkzeug zu kombinieren. Am oberen Sondenende ist die Energieversorgung und Kommunikationsanbindung per Kabelkopf anzubringen und mit den eingebauten Elektronikkomponenten zu verbinden. Das Anwendungsmodul mit Sensorik und Aktuatoren sollte am unteren Werkzeugende angebracht oder im Gehäuse des Verdampfers montiert werden.

Das Komplettsystem mit einer Länge von unter 2,5m kann im Autoklav des Instituts einem Funktionstest unterzogen werden. Eine Möglichkeit wäre, ein hitzeempfindliches elektronisches System, wie eine Kamera, sowie Temperatursensoren im gekühlten Gehäuse zu überwachen und einen mehrtägigen Betriebstest in Wasserumgebung, bei 200°C und 600bar Druck durchzuführen.

Nach erfolgreichem Test unter Realbedingungen im Autoklav könnte ein Feldtest in einem Bohrloch erfolgen.

5.2 Zusammenfassung

Diese Arbeit liefert die wissenschaftlichen Grundlagen und Konstruktionslösungen für einzelne Komponenten und Teilprozesse zur Entwicklung einer Untertagewerkzeug Kältemaschine zur Langzeitkühlung von Standardelektronik. Im Einzelnen wurden entsprechend Tabelle 1: Übersicht behandelter Problemstellung in Teilsystemen der Untertagewerkzeug-Kältemaschine folgende Fortschritte erzielt:

- Es wurde ein Verdampfer entwickelt, gefertigt und getestet, der bei den beschränkten Platzverhältnissen, einen ausreichenden Wärmeentzug von zu kühlenden Bauteilen, ohne zusätzliche Umwälzeinrichtungen oder Lüfter, bei einem Temperaturniveau von unter 100°C ermöglicht.
- Es wurde ein Kondensator entwickelt, gefertigt sowie eine geeignete Lötverbindung ausgewählt und getestet. Dieser ermöglicht eine ausreichende Wärmeabfuhr an die Bohrlochumgebung, ist ins Gesamtsystem integrierbar und genügt den Anforderungen an Druck- und Korrosionsbeständigkeit, Form und mechanischer Belastung für Untertagewerkzeuge.

- Es wurde ein geeignetes Kältemittel ausgewählt und erprobt, dass einen effizienten Prozessverlauf ermöglicht, dabei ausreichende Handhabbarkeit verspricht und mit den Konstruktionen der Komponenten Verdichter, Verdampfer und Kondensator kompatibel ist.
- Es wurde ein Teststand konzipiert, aufgebaut und in Betrieb genommen, mit dem Untersuchungen zum Verdichtungsprozess, unter Einfluss unterschiedlicher Kapillare, veränderlichen Hubfrequenzen, Hübren, unterschiedlicher Dichtungsformen, Prozessbedingungen und unter Einsatz unterschiedlicher Kältemittel gemacht wurden.
- Es wurde ein Kolben entwickelt, in verschiedenen Ausführungen gefertigt und getestet, der durch seine zusätzliche Ventilfunktion für Bauraumeinsparungen sorgt und eine Verringerung des Totvolumens erbringt. Hierzu wurden Dichtungen untersucht, die dem Verdichtungskonzept entsprechende Druckniveaus erreichen und einem mehrtägigen Betrieb unter den Zielumgebungsbedingungen standhalten.
- Es wurde ein Verdichter konstruiert, der im beschränkten Bauraum und mit den zur Verfügung stehenden Antriebsmöglichkeiten aufgebaut werden kann.
- Es wurden Verbesserungs-, Weiterentwicklungs- und Optimierungsbedarfe für die einzelnen Komponenten charakterisiert, die im Rahmen einer Produktentwicklung anzugehen sind. Die vorliegende Arbeit präsentiert hierfür konkrete Ansatzpunkte.

Die vorliegende Arbeit bezieht sich auf das Anwendungsfeld von Untertagewerkzeugen mit extremen technischen und ökonomischen Betriebsbedingungen im Bohrloch und an der Oberfläche, wo technische Lösungen im Bereich des Wärmemanagements, ungeachtet von Wartungs- und Einsatzkosten, gefordert sind. Die entwickelten und erprobten Methoden zur Bewertung und Untersuchung von Kältemitteln und Werkstoffen, die entworfenen mechanischen Lösungen und die experimentellen Ansätze zur Bewertung von Kühlkreisläufen mit speziellen Randbedingungen können darüber hinaus auch als Grundlage oder Ergänzung für andere Anwendungen, beziehungsweise für Problemstellungen in anderen Anwendungsgebieten dienen.

Im Rahmen der Öl- und Gasgewinnung, Geothermie und Tiefseebergbau ist die Ausweitung der Einsatzgrenzen für Elektronik ein Schlüsselfaktor. Vor dem Hintergrund existierender Systeme, die sich vorwiegend auf den Einsatz von Hochtemperaturelektronik und Wärmedämmung, beziehungsweise Kühlmöglichkeiten mit temporären Wärmesenken ohne flexible Anpassung mit Einsatzdauern von wenigen Stunden beschränken, sind die hier erbrachten Ergebnisse für eine technisch machbare Lösung zur aktiven Kühlung als Fortschritt zu bewerten.

Die präsentierten Lösungen stellen einen wichtigen Schritt zur Realisierung eines Kühlsystems zur Langzeitkühlung von Standardelektronik dar, mit dem ein neues Feld an Bohrlochelektronik und davon abhängender Anwendungen erschlossen werden könnte.

Literaturverzeichnis

- [1] C. Dezayes, S. Gentier und A. Genter, „Deep Geothermal Energy in Western Europe: The Soultz Project,“ Abschlussbericht, BRGM/RP-54227-FR, 2005.
- [2] B. Holbein, S. Dietze, F. Hurst, J. Isele, L. Spatafora, F. Wiegel und V. Hagenmeyer, „Quality management and improvement for geothermal energy projects using the platform-based tool development technology – ZWERG,“ *Geothermics*, pp. 320-330, Januar 2018.
- [3] I. Stober, T. Fritzer, K. Obst, R. Schulz, „Deep Geothermal Energy - Application Possibilities in Germany,“ Federal Ministry for Economic Affairs and Energy (BMWi), Public Relations, Berlin, 2014.
- [4] M. D. Shende und A. Mahalle, „Cooling Of Electronic Equipments with Heat Sink: A Review of Literature,“ *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, pp. 56-61, Vol. 5 2013.
- [5] J. R. Sisler, J. S. Zarrouk, R. Adams, „Improving Down-Hole Working Time of PTS Probes Used in Geothermal Wells,“ in *Geothermal Ressources Council, 38th Annual Meeting, Transactions*, Portland, Oregon, 2014.
- [6] R. Normann, C. Normann, J. Henfling, D. A. Glowka, M. Soares, „Development of a Geothermal Well Inspection Camera with Active CO2 Cooling,“ in *Geothermal Ressources Council, 40th Annual Meeting, Transactions*, Sacramento, Kalifornien, 2016.
- [7] E. M. Alawadhi und C. H. Amon, „PCM Thermal Control Unit for Portable Electronic Devices: Experimental and Numerical Studies,“ *Transactions on components and packaging technologies, IEEE, Vol. 26*, pp. 116-125, 05 06 2003.
- [8] M. Hutchinson, „Putting Drilling Intelligence Downhole,“ *Oil and Gas Magazine*, p. 33ff, 01 2014.
- [9] M. Picozzi, C. Milkereit, S. Parolai, K. H.Jaeckel, I. Veit, J. Fischer, J. Zschau., „GFZ Wireless Seismic Array (GFZ-WISE), a Wireless Mesh Network of Seismic Sensors: New Perspectives for Seismic Noise Array Investigations and Site Monitoring,“ *Sensors*, pp. 3280-3304, 10 2010.
- [10] B. Paulsson, „Development of 300°C Fiber Optic Seismic Sensors for Geothermal Reservoir Imaging and Monitoring,“ in *Geothermal Ressources Council, 37th Annual Meeting, Transactions*, Las Vegas, Kalifornien, 2013.
- [11] iO, Vision, „visionio.com,“ 31 03 2016. [Online]. Available: <http://visionio.com/wp-content/uploads/2017/04/Vision-iO-WellCAM-Platform-specification-sheet-rev.-18-31-03-2016.pdf>. [Zugriff am 19 06 2017].
- [12] M. Sato, T. Okabe, H. Nakata, S. P. White, N. Yanagisawa, „Development of a High Temperature Borehole Fluid Sampler and Its Field Experiment in The Origi Geothermal Field Japan,“ in *Geothermal Ressources Council, 26th Annual Meeting, Transactions*, Davis, Kalifornien, 2002.

- [13] M. Broaddus, J. I. Katz, P. Hirtz, R. Kunzmann, „Advancements in Tracer Flow Testing: Development of Real-Time Technology for Flow and Enthalpy Measurements,“ in *Geothermal Resources Council, 34th Annual Meeting, Transactions*, Sacramento, Kalifornien, 2010.
- [14] L. Spatafora, B. Holbein und J. Isele, „Progress report: GeoKam - a modularly designed real-time video inspection system,“ in *Geothermal Resources Council, 41st Annual Meeting*, Salt Lake City, Utah, 2017.
- [15] J. Isele, L. Spatafora, F. Wiegel, B. Holbein, „Kamerainspektionssystem für tiefe Geothermiebrunnen,“ Abschlussbericht, BMWi, Forschungsvorhaben 0325580, 2016.
- [16] B. Holbein, J. Isele und L. Spatafora, „New downhole tool designs for EGS based on platform development approach,“ in *Geothermal Resources Council, 41st Annual Meeting, Transactions*, Salt Lake City, Utah, 2017.
- [17] B. Holbein, J. Isele und L. Spatafora, „KIT test-hall for geothermal tools. Experimental results and cosequent engineering solutions,“ in *40th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, Stanford, CA, 2015.
- [18] C. Bauer, „Hardwareaufbau und Softwareentwicklung eines temperaturbeständigen Servoreglers,“ Bachelorarbeit, Insitut für Angewandte Informaik, Karlsruher Institut für Technologie, Duale Hochschule Karlsruhe, 2011.
- [19] C. Bauer und S. Dietze, „Elektronik - Systemkonzepte für hohe Temperaturbereiche in Bohrlochsonden,“ in *Der Geothermiekongress*, Essen, 2014.
- [20] Baker Hughes Inc und R. Difoggio, „SYSTEM AND METHOD FOR DOWNHOLE COOLING OF COMPONENTS UTILIZING ENDOTHERMIC DECOMPOSITION“. USA Patent WO002010068898A3, 11 12 2009.
- [21] B. Zalba, J. M. Marin, L. F. Cabeza und H. Mehling, „Review on thermal energy storage with phase,“ *Applied Thermal Engineering* 23, pp. 251-283, Januar 2003.
- [22] P. D. Engelder, „Thermally isolated well instruments“. USA Patent US000004440219A, 10 Januar 1983.
- [23] Y. Ma, B. Shang, R. Hu und X. Luo, „Thermal management of downhole electronics,“ in *17th International Conference on Electronic Packaging Technology*, Wuhan, China, 2016.
- [24] B. H. Storm, R. L. Schultz und M. L. Fripp, „Heating and cooling electrical components in a downhole operation“. USA Patent US000008220545B2, 26 Januar 2010.
- [25] A. Sinha und Y. K. Joshi, „Downhole Electronics Cooling Using a Thermoelectric Device and Heat Exchanger Arrangement,“ *Journal of Electronic Packaging*, V.

- [26] R. Difoggio, „DOWNHOLE TOOL WITH THIN FILM THERMOELECTRIC COOLING“. USA Patent WO002010014243A3, 30 07 2009.
- [27] A. T. Champness und E. Champness, „Downhole drilling tool cooling system“. USA Patent US000005715895A, 23 04 1996.
- [28] W. P. S. LTD, „Method of cooling a downhole tool and a downhole too“. USA Patent US020070235193A1, 07 04 2006.
- [29] S. Bedouet, N. Ellson, Prad RES & DEV LTD, E. Quam und Schlumberger CA LTD, „COOLING APPARATUS AND METHODS FOR USE WITH DOWNHOLE TOOLS“. USA Patent WO002011044071A3, 05 10 2010.
- [30] A. Martinez und Schlumberger Technology Corp, „Methods and systems for downhole active cooling“. USA Patent US000008453738B2, 05 01 2010.
- [31] Halliburton Energy Serv Inc und A. Singh, „OPEN LOOP COOLING SYSTEM AND METHOD FOR DOWNHOLE TOOLS“. USA Patent US020130092379A1, 04 11 2009.
- [32] J.-M. Hache, „Apparatus and method for actively cooling instrumentation in a high temperature environment“. USA Patent US000006769487B2, 11 12 2002.
- [33] M. Zetsche, „Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher,“ Dissertation, Universität Stuttgart, 2012.
- [34] H. Jungnickel, R. Agsten und E. Kraus, Grundlagen der Kältetechnik, Berlin: Technik GmbH, 1990.
- [35] P. A. Bergren und R. Difoggio, „Downhole sorption cooling and heating in wireline logging and monitoring while drilling“. USA Patent US020070095096A1, 24 10 2006.
- [36] C. Strubel, „Entwicklung eines Kühlsystems für eine Geothermie Bohrlochsonde,“ Masterarbeit, Institut für Angewandte Informatik, Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [37] B. Holbein, „Entwicklung eines Kühlsystems für Geothermie-Bohrlochsonden,“ Bachelorarbeit, Institut für Angewandte Informatik, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [38] GtV, „Bundesverband Geothermie,“ November 2011. [Online]. Available: <http://www.geothermie.de/sciencebar/sbposter11.html>. [Zugriff am 18 Januar 2018].
- [39] B. Holbein, „Entwicklung eines Kühlsystems für Geothermie-Bohrlochsonden,“

in *Der Geothermiekongress*, Karlsruhe, 2012.

- [40] B. Holbein, „Kühlsystem für Messeinrichtungen in tiefen Bohrlöchern,“ *Geothermische Energie, Band 2, Nr. 76*, pp. 22-24, 2013.
- [41] M. Antes, „Entwicklung und Konstruktion eines Gehäuses zum Wärmemanagement einer Inspektionssonde für Geothermiebrunnen,“ Diplomarbeit, Institut für Angewandte Informatik, Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [42] P. Armbruster, „Konstruktion eines Verdichters für das Kühlsystem einer Geothermie-Bohrlochsonde,“ Bachelorarbeit, Insitut für Angewandte Informatik, Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [43] J. Isele, L. Spatafora, F. Wiegel und B. Holbein, „Kamerainspektionssystem für tiefe Geothermiebrunnen (GeoKam), Forschungsvorhaben: 0325580,“ Institut für Angewandte Informatik, Karlsruher Institut für Technologie, Projektträger Jülich, Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, 2016.
- [44] B. Holbein, „Entwurf, Aufbau und Instrumentierung eines Versuchsstands für die Entwicklung einer Bohrloch-Kältemaschine,“ Masterarbeit, Institut für Angewandte Informatik, Karlsruher Institut für Technologie, 2014.
- [45] B. Holbein, J. Isele und L. Spatafora, „Cooling System for Borehole Tools,“ in *39th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, Stanford, CA, 2014.
- [46] B. Holbein, J. Isele und L. Spatafora, „Test-stand for Geothermal Borehole Probes,“ in *Geothermal Resources Council, 38th Annual Meeting*, Portland, Oregon, 2014.
- [47] B. Holbein, J. Isele und L. Spatafora, „Integrated Cooling Systems for an Extended Operation Range of Borehole Tools,“ in *Geothermal Resources Council, 39th Annual Meeting*, Reno, Nevada, 2015.
- [48] W. Eifler und K. Küttner, *Küttner Kolbenmaschinen*, 7. Auflage, Wiesbaden: Vieweg und Teubner Verlag, GWV Fachverlage, 2009.
- [49] G. Vetter, *Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik*, Essen: Vulkan Verlag, 2006.
- [50] C. J. Ebner, „Development and Design of a Hydraulic System for Water Sampling with a Geothermal Borehole Probe,“ Masterarbeit, Insitut für Automation und Angewandte Informatik, Karlsruher Insitut für Technologie, 2016.
- [51] H. Kreuter, T. Mutschler, M. Schoenball, S. Tembe, S. Rübél, C. Osan, K. Balthasar, A. Wenke und A. Sperber, „Reduzierung der geologisch bedingten bohrtechnischen Risiken, Abschlussbericht,“ Institut für Bodenmechanik und Felsmechanik, Karlsruher Institut für Technologie, Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Förderkennzeichen: 0327599, 2010.

- [52] M. Kleiber und R. Joh, „D3, Stoffwerte von sonstigen reinen Fluiden,“ in *VDI Wärmeatlas*, Berlin, Springer Verlag, 2013, pp. 357-465.
- [53] E. W. Lemmon, M. L. Huber und M. O. Linden, „NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP,“ National Institute of Standards and Technology, Version 9.1, 2013.
- [54] M. Kleiber und R. Joh, „D1, Berechnungsmethoden für Stoffeigenschaften,“ in *VDI-Wärmeatlas*, Berlin, Springer Verlag Berlin, 2013, pp. 137-175.
- [55] A. Heintz, „Der erste Hauptsatz der Thermodynamik,“ in *Thermodynamik - Grundlagen und Anwendungen*, Berlin, Springer-Verlag GmbH Deutschland, 2017, p. 102ff.
- [56] S. Hongbing, R. Feistel, M. Koch, A. Markoe, „New equations for density, entropy, heat capacity, and potential temperature of saline thermal fluid,“ *Deep-Sea Research I, Vol. 55, ELSEVIER*, pp. 1304-1310, 01 06 2008.
- [57] E. Schröder, K. Thomauske, J. Schmalzbauer, S. Herberger, „Measuring techniques for in situ measurements of thermodynamic properties of geothermal water,“ in *Proceedings, World Geothermal Congress*, Melbourne, Australia, 2015.
- [58] C. I. Krau, D. Kuhn, T. Schulenberg, „Heat Transfer Phenomena of Supercritical Fluids,“ in *IYNC, 20.-26. September, Paper Nr. 352*, Interlaken, Schweiz, 2008.
- [59] M. F. Loewenberg, E. Laurien, A. Class, T. Schulenberg, „Supercritical water heat transfer in vertical tubes: A look-up table,“ *Progress in Nuclear Energy, V. 50*, pp. 532-538, 2008.
- [60] S. Mostafa J. H. Lienhard V, S. M. Zubairb, „Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data,“ *Desalination and Water Treatment 16, 1-3*, pp. 354-380, 03 08 2012.
- [61] H. Francke und M. Thorade, „Density and viscosity of brine: An overview from a process engineers perspective,“ *Chemie der Erde, Geochemistry 70, 3*, pp. 23-32, 2010.
- [62] B. Holbein, J. Isele, V. Hagenmeyer, T. Schulenberg, „Heat exchanger for down-hole condensation process,“ in *Geothermal Resources Council, 40th Annual Meeting*, Sacramento, Kalifornien, 2016.
- [63] F. Incoopera und P. DeWitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, New York: Wiley & Jons, 1996.
- [64] T. Fuijii und H. Vehana, „Laminar natural-convective heat transfer from the outer surface and other phenomena,“ *AICHE, Vol. 18*, pp. 1121-1128, 1970.
- [65] H. Baehr und K. Stephan, „Wärmedurchgang,“ in *Wärme- und Stoffübertragung, 8th edition*, Berlin, Deutschland, Springer Vieweg, 2013, p. 311ff.

- [66] R. Numrich und J. Müller, „Filmkondensation reiner Dämpfe,“ in *VDI Wärmeatlas, 11. Auflage*, Berlin, Deutschland, Springer Vieweg, 2013, p. 1011ff.
- [67] Special Metals, „specialmetals.com,“ [Online]. Available: http://www.specialmetals.com/assets/smc/documents/inconel_alloy_718.pdf. [Zugriff am 01 09 2017].
- [68] V. d. T. Ü.-V. e.V., „AD 2000 B2, Berechnung von Druckbehältern,“ Beuth Verlag, Berlin, 2000.
- [69] G. Pörtl, „Charakterisierende Untersuchungen zur Einflussnahme eines Aktivlötprozesses auf einen Inconel 718/Perlucor Verbund,“ Bachelorarbeit, Institut für Angewandte Informatik, Karlsruher Institut für Technologie, 2018.
- [70] Wesgo ceramics GmbH, *Incusil-ABA*, www.morganadvancedmaterials.com: Datenblatt, 2018.
- [71] Wesgo ceramics GmbH, *Ticusil*, www.morganadvancedmaterials.com: Datenblatt, 2018.
- [72] Wesgo ceramics GmbH, *Incusil-10*, www.morganadvancedmaterials.com: Datenblatt, 2018.
- [73] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., „techportal.de,“ [Online]. Available: <https://web.archive.org/web/20130319113023/http://www.techportal.de/docs/links/haerte2003.pdf>. [Zugriff am 27 09 2018].
- [74] B. Holbein und T. Schulenberg, „Investigation on refrigerant transport by capillary effect with fleeces in an evaporator for a high temperature cooling machine,“ *International Journal of Refrigeration, Vol. 93*, pp. 18-28, 09 2018.
- [75] F. J. Stenger, „Feasibility Study of Water-Filled Capillary-Pumped Heat-Transfer Loops,“ National Aeronautics and Space Administration, Technical Memorandum, Washington D.C., 1966.
- [76] W. Tong W. Ong, S. Chai, M. K. Tan, Y. M. Hunga,, „Enhanced Evaporation Strength through Fast Water Permeation in Graphene-Oxide Deposition,“ *Scientific Reports, Nature Online, June 23*, 23 06 2015.
- [77] D. Wang, Z. Liu, J. Shen, B. Chen, „Experimental study of the loop heat pipe with flat disk-shaped evaporator,“ *Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 57*, pp. 157-164, 2014.
- [78] D. Mikielewicz und K. Blauciak, „A Concept of Evaporator Aided by Capillary Effect,“ in *12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Malaga, Spain, 2016.
- [79] J. Wei und X. Lu, „Experimental study on a novel loop heat pipe with both flat evaporator and boiling pool,“ *Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 79*, pp. 54-63, 2014.

- [80] Y. X. Wang und G. P. Peterson, „Analytical Model for Capillary Evaporation Limitation in Thin Porous Layers“, *Journal of Thermodynamics and Heat Transfer, Vol. 17*, pp. 145-149, 04 2003.
- [81] C. Li und G. P. Peterson, „Evaporation/Boiling in Thin Capillary Wicks (II) – Effects of Volumetric Porosity and Mesh Size“, *Journal of Heat Transfer, Vol. 128*, pp. 1320-1328, 2006.
- [82] W. Zhou, W. Ling, L. Duan, K. S. Hui, K.N. Hui, „Development and tests of loop heat pipe with multilayer“, *Applied Thermal Engineering, Vol. 94*, pp. 324-330, 2016.
- [83] R. Singh, T. Nguyen und M. Mochizuki, „Capillary evaporator development and qualification for loop heat“, *Applied Thermal Engineering, Vol. 63*, pp. 406-418, 2014.
- [84] H. Schubert, „Poröse Schüttungen“, in *Kapillarität in porösen Feststoffsystemen*, Berlin, Springer Verlag, 1982, pp. 236ff, 275ff, 288ff.
- [85] PI Linearaktuatoren, „<https://www.physikinstrumente.de>“, [Online]. Available: http://www.actuators.de/pdf/Katalog_Linearaktuatoren_Linearaktoren_C.pdf. [Zugriff am 01 06 2018].
- [86] Wittenstein Cyber Motor, „<https://cyber-motor.wittenstein.de>“, [Online]. Available: https://www.wittenstein.de/download/cyber-linear-motors-de.pdf#_ga=2.137559414.757548585.1536742341-1652992976.1536742341. [Zugriff am 01 06 2018].
- [87] D. W. Raymond, „Modular fluid powered linear piston motors with harmonic coupling“. USA Patent 10100850, 16 10 2018.
- [88] Y. Wang, „Konzeptionierung eines Teststand zum Testen von Dichtungen für eine Bohrlochkältemaschine“, Masterarbeit, Institut für Automation und Angewandte Informatik, Karlsruher Institut für Technologie, 2017.
- [89] CHT, „shop.gtttag.ch“, [Online]. Available: https://shop.gtttag.ch/data/dokumente/00003547/Koeraform_A50T.pdf. [Zugriff am 07 01 2018].
- [90] CHT, „[scabro.com](https://www.scabro.com)“, [Online]. Available: [http://www.scabro.com/images/companies/1/\[WEBSHOP\]%20TDS/CHT/CHT%20TDS%20Origineel/ALPA_EH_eng.pdf?1460557686011](http://www.scabro.com/images/companies/1/[WEBSHOP]%20TDS/CHT/CHT%20TDS%20Origineel/ALPA_EH_eng.pdf?1460557686011). [Zugriff am 07 01 2018].
- [91] Silikonfabrik, „[silikonfabrik.de](https://www.silikonfabrik.de)“, [Online]. Available: <https://www.silikonfabrik.de/silikone/knetsilikon/knetosil-90-silikon.html>. [Zugriff am 07 01 2018].
- [92] Silikonfabrik, „[silikonfabrik.de](https://www.silikonfabrik.de)“, [Online]. Available: <https://www.silikonfabrik.de/silikone/knetsilikon/knetosil-40-silikon.html>.

[Zugriff am 07 01 2018].

- [93] Felten, „felten-online.de,“ [Online]. Available: https://felten-online.de/files/prospekt_stand18_01_2013.pdf. [Zugriff am 15 01 2018].
- [94] IDT, „idt-dichtungen.de,“ [Online]. Available: <https://idt-dichtungen.de/download.php?f=23bb818a1dcb98e0bc5558bb9e5a5e49&fname=Graphit-Flachdichtung-SIGRAFLEX-HOCHDRUCK-WS3885-FD01-2009-04-de.pdf>. [Zugriff am 08 01 2018].
- [95] AGK, „agk.de,“ [Online]. Available: https://www.agk.de/pdf/produkte/AGK_Werkstoffkatalog_DE.pdf. [Zugriff am 08 01 2018].
- [96] Igus, „igus.de,“ [Online]. Available: https://www.igus.de/_product_files/download/pdf/22_gl_igl_z_rz.pdf. [Zugriff am 20 11 2017].
- [97] Igus, „igus.de,“ [Online]. Available: https://www.igus.de/contentData/Product_Files/Download/pdf/02_D_GL7_2_iglidur_web.pdf. [Zugriff am 20 11 2017].
- [98] Ensinger, „ensinger-online.com,“ [Online]. Available: http://www.ensinger-online.com/modules/public/sheet/createsheet.php?SID=1446&FL=1&FILENAME=HZ_TECASINT_4021_black_DE_DE_201808.pdf&ZOOM=1.2. [Zugriff am 22 11 2017].
- [99] Felten, „felten-online.de,“ [Online]. Available: https://felten-online.de/files/parker_ptfe-seals.pdf. [Zugriff am 15 12 2017].
- [100] H. Kuchling, „Reibungszahlen,“ in *Taschenbuch der Physik*, München, Fachbuchverlag Leipzig, Carl Hanser Verlag, 2004, p. 617.
- [101] Maxon, „maxonmotor.de,“ 07 2018. [Online]. Available: <https://www.maxonmotor.de>, <http://maxon.blaetterkatalog.ch/b9990/catalog/index.html?data=b9990/b999011&lang=d#237>. [Zugriff am 01 08 2018].
- [102] Maxonmotor (Getriebe), „maxonmotor.de,“ 07 2018. [Online]. Available: <http://maxon.blaetterkatalog.ch/b9990/catalog/index.html?data=b9990/b999011&lang=d#351>. [Zugriff am 01 08 2018].
- [103] SL Gleitlagertechnik, „sl-gleitlagertechnik.de,“ [Online]. Available: <https://www.sl-gleitlagertechnik.de/de/datenblaetter?download=4:datenblatt-slg-5001>. [Zugriff am 15 02 2018].
- [104] Techlab, „techlab.de,“ [Online]. Available: <https://techlab.de/web/index.php?WSparam=2&WSdaten=4726@>. [Zugriff am 01 10 2017].

- [105] Hillesheim, „hillesheim-gmbh.de,“ [Online]. Available: <https://www.hillesheim-gmbh.de/de/bibliothek/Hillesheim-Hauptkatalog-2018-deutsch.pdf?m=1528976027&>. [Zugriff am 12 09 2017].
- [106] RS, „rs-online.com,“ [Online]. Available: <https://de.rs-online.com/web/p/leistungswiderstande-im-alugehause/6150498/>. [Zugriff am 15 01 2018].
- [107] RS, „rs-online.com,“ [Online]. Available: <https://docs-emea.rs-online.com/webdocs/15e5/0900766b815e5302.pdf>. [Zugriff am 02 09 2017].
- [108] PSE, „pico-technology-deutschland.de,“ [Online]. Available: <https://www.pico-technology-deutschland.de/Pico-USB-TC-08-8-Kanal-Temperatur-Datenlogger-fuer-Thermoelemente>. [Zugriff am 12 09 2017].
- [109] ACS, „acs-controlsystem.de,“ [Online]. Available: http://www.acs-controlsystem.de/fileadmin/user_upload/dateien/produkte/3_druck/precont_s_d/2_datenblatt/db_precont_s70_de.pdf. [Zugriff am 05 12 2017].
- [110] ACS, „acs-controlsystem.de,“ [Online]. Available: http://www.acs-controlsystem.de/fileadmin/user_upload/dateien/produkte/3_druck/precont_s_d/2_datenblatt/db_precont_s20_de.pdf. [Zugriff am 05 12 2017].
- [111] ACS, „acs-controlsystem.de,“ [Online]. Available: http://www.acs-controlsystem.de/fileadmin/user_upload/dateien/produkte/6_registrierung/rce_300/db_regicont_rce_300_de.pdf. [Zugriff am 05 12 2017].
- [112] SEW, „sew-eurodrive.com,“ [Online]. Available: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/21932778.pdf>. [Zugriff am 11 10 2017].
- [113] SEW, „sew-eurodrive.com,“ [Online]. Available: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16920805.pdf>. [Zugriff am 11 10 2017].
- [114] B. Holbein, „Breakthrough in Permanent Cooling of Instrumentation Electronics – Results of Systematic Experimental & Analytical Refrigerant Selection, Dynamic Seals Evaluation and Robust Engine Design,“ in *Geothermal Ressources Council, 42nd Annual Meeting*, Reno, Nevada, 2018.

Nomenklatur

Symbol	Bedeutung	Einheit
Lateinische Zeichen		
A	Fläche	[mm ²]
b	Dicke	[mm]
cp	Wärmekapazität	[kJ/kg/K]
f	Frequenz	[Hz]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
h	Hub; Enthalpie	[mm]; [kJ/kg]
I	Strom	[A]
K	Koeffizient	[-]
l	Länge	[mm]
m	Masse	[kg]
M	Moment	[Nm]
n	Polytrophenexponent	
p	Druck	[bar]
P	Leistung	[W]
Q	Wärme	[J]
R	elektrischer Widerstand; Radius	[ohm]; [mm]
r	Radius	[mm]
s	Entropie	[kJ/kg/K]
t	Zeit	[s]
T	Temperatur	[°C]
u	Geschwindigkeit	[m/s]
v	spezifisches Volumen	[m ³ /kg]
V	Volumen	[m ³]
w	Arbeit	[J]
Y	Druckverhältnis	[-]
Griechische Zeichen		
α	Winkel; Wärmeübergangskoeffizient	[grad]; [W/m ² /K]
β	Winkel	[grad]
γ	Steigungswinkel	[grad]
Δ	Gradient	[-]
ζ	Koeffizient	[-]
η	Viskosität; Wirkungsgrad	[Pa*s]; [-]

ϑ	Kontaktwinkel	[grad]
κ	Permeabilität	[m ²]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/m/K]
μ	Viskosität; Reibkoeffizient	[Pa*s]; [-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
σ	Oberflächenspannung	[N/m]

Indizes

A	Ausschub
a	außen
f	flüssig
i	Rechenschritt; innen
K	Kühlen; Kolben
k	Kondensation
M	Motor
r	radial
R	Reibung
S	Stange
t	tangential
u	Umgebung
v	Verdampfung
V	Verdichtung
w	Wand
z	Zylinder

Danksagung

Mein erster Dank geht an Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Schulenberg, der sich bereit erklärt hat, meine Doktorarbeit zu betreuen, für seine fordernde und kritische Art.

Des Weiteren danke ich Herrn Prof. Dr. Veit Hagenmeyer dafür, dass er mir durch meine Anstellung und das zur Verfügung stellen der nötigen Mittel erst ermöglicht hat, die hier zusammengefassten Arbeiten zu machen.

Außerdem danke ich den Kollegen meiner Arbeitsgruppe Herrn Luigi Spatafora und Herrn Friedrich Wiegel für die harmonische und produktive interdisziplinäre Zusammenarbeit und Unterstützung in Rat und Tat. Ebenso danke ich Herrn Richard Jumar herzlich für die Unterstützung beim Verschalten und in Betrieb nehmen elektrischer Aufbauten.

Ein besonderer Dank geht auch an Herrn Daniel Moser, der bei der Fertigung und Nachbearbeitung von Bauteilen, durch schnelle Arbeit und fachmännische Beratung eine große Hilfe war.

Für seine große Geduld bei der Durchführung von Lötversuchen mit unterschiedlichen Parametern, Probestücken und Arbeitsvorbereitungen gebührt Herrn Joachim Konrad Dank.

In diesem Zuge bedanke ich mich auch recht herzlich bei Julia Lorenz, die mit ihrem Fachwissen im Bereich der Galvanik und ihrem Engagement bei der Vorbereitung der Lötproben sehr hilfreich war.

Zu guter Letzt danke ich meinem Projektleiter, Herrn Dr. Jörg Isele, für die wichtige mentale Aufmunterung, für seine Initiative für meine Person und mein Thema, die Grundlage für diese Arbeit waren und dafür, dass er mir mit seiner Erfahrung und seinem Einsatz stets zur Seite stand.

Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

Abbildungen

Abbildung 1: Nutzung und Bedingungen der tiefen Geothermie in Mitteleuropa.....	4
Abbildung 2: Übersicht über Plattformelemente und Werkzeuge für die Geothermie.....	6
Abbildung 3: Carnot Prozess (Kompressionskältemaschine) im Temperatur (T) - Entropie (s) Diagramm	9
Abbildung 4: Schematischer Aufbau von Adsorptions- (links), Absorptions- (mitte) und Kompressionskältemaschine (rechts).....	10
Abbildung 5: Carnot Prozess (Absorptionskältemaschine) im Temperatur (T) - Entropie (s) Diagramm	11
Abbildung 6: Vergleich des Carnot Prozess (1c-4c) mit dem polytropen Prozess (1-6)	17
Abbildung 7: Anordnung und Dimensionen der Untertagewerkzeug-Kältemaschine.....	20
Abbildung 8: Benötigter Massenstrom für 100W Kälteleistung, abhängig von der Verdampfungsenthalpie (bei 1bar) ausgewählter Stoffe (1-30) laut Tabelle 2.....	24
Abbildung 9: Benötigte Verdichtungsleistung für 100W Kälteleistung, abhängig vom Druckverhältnis ausgewählter Stoffe (1-30) laut Tabelle 2	25
Abbildung 10: Symmetrische (links) und asymmetrische Phasengrenzkurve im logarithmischen Druck (p) - Enthalpie (h) Diagramm.....	26
Abbildung 11: Massenstrom ausgewählter Stoffe für 100W Kälteleistung, abhängig vom Flüssiganteil nach Expansion ausgewählter Stoffe.....	28
Abbildung 12: Verdichtungs- und Ausschubleistung für 100W Kälteleistung.....	29
Abbildung 13: Verdichtungsaufwandkoeffizient vs. Flüssiganteil nach Expansion.....	30
Abbildung 14: Einfluss des Salzgehalts auf den Wärmeübergangskoeffizient bei erhöhten Temperaturen.....	34
Abbildung 15: Wärmedurchgangskoeffizienten und benötigte Fläche für unterschiedliche Salzgehalte	35
Abbildung 16: Foto des zusammengebauten Kondensators aus Inconel 718	36
Abbildung 17: Kondensator Lötstellen in unterschiedlichen Lagen a), b) und radiale Lötgeometrie c).....	37
Abbildung 18: Lötprobe axial a); Testadapter für Autoklavtest b); Lötprobe radial, Rohr 6x1mm eingelötet c)	38
Abbildung 19: Benetzungstest für Incusil-10 auf Inconel 718 im Vakuumofen	39
Abbildung 20: Druck und Temperaturverlauf eines Autoklavtests mit Ticusil-Lötung	39
Abbildung 21: Montage im Autoklav a), einer Lötprobe mit kupferbeschichtetem Inconel-718 und Incusil-10 Lot b)	40
Abbildung 22: Druck und Temperaturverlauf eines Autoklavtests mit Incusil-10 Lötung ...	40
Abbildung 23: Bild des Kapillarverdampfers mit Kupferkörper a) und innerem Vliesaufbau b).....	44
Abbildung 24: Vertikale Benetzung mit Wasser, Methanol und Acetonitril im perforierten Zellulosevlies P1 bei Raumtemperatur 20 °C	47

Abbildung 25: Vertikale Benetzung mit Wasser, Methanol und Acetonitril im perforierten Zellulosevlies P1 bei Siedetemperatur.....	47
Abbildung 26: Permeabilität für horizontale Anordnung bei Raumtemperatur.....	49
Abbildung 27: Permeabilität für vertikale Anordnung bei Raumtemperatur.....	49
Abbildung 28: Permeabilität für horizontale Anordnung bei Siedetemperatur	50
Abbildung 29: Permeabilität für vertikale Anordnung bei Siedetemperatur	50
Abbildung 30: Versuchsaufbau für Verdampfungsversuche	51
Abbildung 31: Querschnitt des inneren Verdampferaufbaus.....	51
Abbildung 32: Versuch 1, Wasser, 90 W, Temperaturmessstellen 1-8 laut Abbildung 31 ...	52
Abbildung 33: Versuch 2, Wasser, 90 W, ohne Vlies	52
Abbildung 34: Versuch 3, Methanol, Vlies P1, 48 W	53
Abbildung 35: Versuch 4, Methanol, 48 W, ohne Vlies.....	54
Abbildung 36: Prinzipskizze des Kolbenverdichters mit Kurbelscheibe.....	56
Abbildung 37: Berechneter Druckverlauf mit Acetonitril im 1-Kolbenverdichter.....	58
Abbildung 38: Mechanische Motorleistung und Drehmoment im 1-Kolbenverdichter	58
Abbildung 39: Funktionsweise des Spezialkolbens: a), b) Ansaugvorgang; c) Übergangsphase; d) Verdichtungsvorgang.....	60
Abbildung 40: Erprobte Ausführungsbeispiele des Kolbens: a) Führung im Zylinderboden; b) innerer Aufbau; c) äußerer Aufbau.....	60
Abbildung 41: Gießform für 2-Komponentensilikon a) und Proben von Innendichtungen unterschiedlicher Materialien b)	61
Abbildung 42: Prinzipskizze und Geometrie der Hubscheibe	66
Abbildung 43: Berechneter Druckverlauf mit Acetonitril im 4-Kolbenverdichter.....	67
Abbildung 44: Drehmoment und mechanische Motorleistung im 4-Kolbenverdichter.....	67
Abbildung 45: Konstruktionsskizze des Verdichters im Untertagewerkzeug	70
Abbildung 46: Schema der Untertagekältemaschine mit Sammler und Sensoren.....	71
Abbildung 47: Übersichtsdarstellung der Untertage-Kältemaschine.....	74
Abbildung 48: Aufbau des Verdichtertests (Frontansicht)	76
Abbildung 49: Testaufbau Verdichter (Seitenansicht, Teilschnitt).....	77
Abbildung 50: Innere Dichtungen aus PTFE-virginal nach 264h Betrieb a); Peek nach 342h Betrieb b) und Peek neu c).....	81
Abbildung 51: PTFE-Ekonol Federdichtung neu a) und nach 342h Betrieb b).....	82
Abbildung 52: Druckaufbau für Drehzahlerhöhung unterschiedlicher Dichtungen	84
Abbildung 53: Druckaufbau für Drehzahlerhöhung bei unterschiedlichen Kapillaren	84
Abbildung 54: Anlaufphase des Druckaufbaus a)	85
Abbildung 55: Anlaufphase a): Einzelperiode (links), Wirkstrom (rechts).....	86
Abbildung 56: Verlauf des Drehmoments am Getriebeausgang zu 25.07.18 a).....	86
Abbildung 57: Anlaufphase des Druckaufbaus b)	87
Abbildung 58: Anlaufphase b): Einzelperiode (links), Wirkstrom (rechts).....	87
Abbildung 59: Verlauf des Drehmoments am Getriebeausgang zu 25.07.18 b).....	88

Abbildung 60: Verdichtungstest G450 Kolbenring, kalt	88
Abbildung 61: Verdichtungstest PTFE Federdichtung, kalt	89
Abbildung 62: Verdichtungstest G450 Kolbenring, heiß	89
Abbildung 63: Verdichtungstest PTFE Federdichtung, heiß	90
Abbildung 64: Langzeittest mit verschiedenen Drehzahl- und Kapillareinstellungen, Acetonitril	91
Abbildung 65: Testlauf Acetonitril mit Federdichtung, Hub: 32 mm.....	92
Abbildung 66: Anlaufphase Druckaufbau, Testlauf 25.04 -a), Acetonitril.....	92
Abbildung 67: Veränderung der Kolbenkräfte durch Abnutzung der Dichtung, Acetonitril	93
Abbildung 68: Druckabfall mit Federdichtung nach 120h Betrieb, Acetonitril	93
Abbildung 69: Testlauf mit erhitztem Rohrsystem am Zylinderausgang	94
Abbildung 70: Testlauf Acetonitril mit Federdichtung, 0,3 mm Kapillare.....	95
Abbildung 71: Motordrehmoment und Ausgangsdrehmoment	96
Abbildung 72: Bemaßte Zeichnung der Verdampferkonstruktion.....	122
Abbildung 73: Bemaßte Zeichnung der Kondensatorkonstruktion	123
Abbildung 74: Konstruktionszeichnung der Hubscheibe für den Verdichter	124
Abbildung 75: Konstruktionszeichnung der Antriebsteile: Kolbengleitbolzen, Hub- und Rückholscheibe auf Motorwelle	124
Abbildung 77: Bemaßte Zeichnung von Kolbenteilen und Kolben.....	125
Abbildung 78: Schnittzeichnung des Kolbenaufbaus	126

Tabellen

Tabelle 1: Übersicht behandelter Problemstellung in Teilsystemen der Untertagewerkzeug-Kältemaschine.....	19
Tabelle 2: Ausgewählte Kältemittel für theoretische Untersuchung	22
Tabelle 3: Aus Enthalpie und Dampf tafel berechnete Flüssiganteile	27
Tabelle 4: Auswahl experimentell untersuchter Kältemittel.....	31
Tabelle 5: Übersicht der Lötungseigenschaften.....	42
Tabelle 6: Untersuchte Vliese und Dimensionen.....	46
Tabelle 7: Fluid- und Vliesparameter mit Vlies P1	48
Tabelle 8: Übersicht untersuchter innerer Kolbendichtungen	62
Tabelle 9: Übersicht untersuchter äußerer Kolbendichtungen.....	64
Tabelle 10: Motor- und Getriebe daten für Hochtemperatur EC Motoren	68
Tabelle 11: Berechnete Leistungsdaten für Motor-Getriebekombination und Prozess	69
Tabelle 12: Übersicht der Testergebnisse für innere Dichtungen.....	80
Tabelle 13: Übersicht der Testergebnisse für äußere Kolbendichtungen	83
Tabelle 14: Auszug verfügbarer Hochtemperat urelektronik (Datenblätter - Kataloge).....	116

Anhang

Übersicht verfügbare Hochtemperaturelektronikbausteine

Tabelle 14: Auszug verfügbarer Hochtemperaturelektronik (Datenblätter - Kataloge)

Halbleiter			
CISSOID	CHT-7400	<i>quad 2-input NAND, 3,3V to 5V supply, Package CDIL14 or CSOIC16</i>	Logikbausteine
	CHT-7404	<i>hex inverter, 3,3V to 5V supply, Package CDIL14 or CSOIC16</i>	
	CHT-74021	<i>Quad 2-input NOR, 3,3V to 5V supply, Package CDIL14 or CSOIC16</i>	
	CHT-7432	<i>Quad 2-input OR, 3,3V to 5V supply, Package CDIL14 or CSOIC16</i>	
	CHT-7474	<i>Dual D-type flip-flop, 3,3V to 5V supply, Package CDIL14 or CSOIC16</i>	
	CHT-7486	<i>Quad 2-input XOR, 3,3V to 5V supply, Package CDIL14 or CSOIC16</i>	
	CHT-74132	<i>Quad NAND Schmitt trigger, 3,3V to 5V supply, Package CDIL14 or CSOIC16</i>	
	CHT-744040	<i>12-stage asynchronous binary counter, 3,3V to 5V supply, Package CDIL16 or CSOIC16</i>	
	CHT-PTC8	<i>8 bits programmable Comparator, 5V supply only, 2,6µs typ. delay, Package CSOIC16</i>	
	CHT-RIV1675A	<i>Rail to Rail high speed Comparator, push-pull CMOS output ±16mA, Package Ceramic TDFP16 (5mm x 5mm)</i>	
Honeywell	HT1204	<i>Quad Analog Switch, Input Voltage VSS to VDD, Max. V+ to V- = 13V</i>	Analog Switch
	HT506	<i>Single 16 Channel Analog Multiplexer, Analog Input voltage: 0V-10V or ±5V, Ron=100Ω</i>	
	HT507	<i>Dual 8 Channel Analog Multiplexer, Analog Input voltage: 0V-10V or ±5V, Ron=100Ω</i>	
Texas Instruments	OPA2333-HT	<i>1.8-V Micropower CMOS Op Amp, single supply 1,8V to 5,5V, Gain Bandwidth Product: 0,35MHz</i>	Signal-conditioning
	OPA211-HT	<i>Low Noise, Low Power, rail to rail precision Op Amp, Supply Range: ±2.25V to ±18V, 4.5V to 36V, Gain Bandwidth Product: 45MHz</i>	
	OPA820-HT	<i>Unity-Gain Stable, Low Noise, Voltage- Feedback Operational Amplifier, supply range dual ±2.5V to ±5V, Single +5V, Gain</i>	

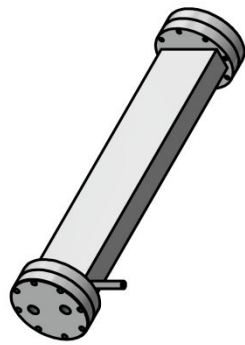
		<i>Bandwidth Product: 150MHz</i>	
	THS4521-HT	<i>low power differential Amp, rail-to-rail output, supply 2.5V (±1.25V) to 3.3V (±1.65V), Gain Bandwidth Product: 13MHz</i>	
	INA129-HT	<i>Precision, low Power Instrumentation Amplifier, supply range ±2.25V to ±18V, Gain Bandwidth Product: 1,3MHz</i>	
	INA333-HT	<i>Low Power, Precision Instrumentation Amplifier, rail to rail out, RFI Filtered Inputs, Gain Bandwidth Product: 150kHz</i>	
	INA271-HT	<i>Voltage Output Current-Shunt Monitor, supply +2,7V to +18V, internal prepared TP-Filter, output voltage scale: 20V/V</i>	
CISSOID	CHT-OPA	<i>Quad operational amplifier, Gain Bandwidth Product: 1.8MHz, Supply Voltage VDD to VSS 4.5V to 20V</i>	
	CHT-GEM9813B	<i>Combo Triple OpAmp & Voltage Reference, Gain Bandwidth Product: 1.3MHz, VDD to VSS 4.5V to 20V, instrum. Amplifier with ext. R</i>	
	CHT-GEM6489A	<i>Dual, Ultra High Precision Operational Amplifier, Gain Bandwidth Product: 2,8MHz, Single supply 5V, Rail-to-Rail input and output</i>	
Honeywell	HTOP01	<i>Dual precision low power operational amplifier, Gain bandwidth = 2MHz, Single 5V Supply Operation</i>	
	HT114	<i>General purpose, quad operational amplifier, Gain Bandwidth = 1,4MHz, Single 10V Supply Operation</i>	
Texas Instruments	ADS1243-HT	<i>24-Bit Delta Sigma ADC, 8 Channel, PGA 1:128, programmable FIR Filter provides 50/60 Hz Notch, programmable Sample rate, max 15SPS</i>	AD-Converter
	ADS1278-HT	<i>Octal, 24-Bit Delta Sigma Analog-to-Digital Converters, up to 128kSPS, SPI Interface,</i>	
	ADS1282-HT	<i>Ultra High Resolution 31 Bit Delta Sigma ADC, up to 4kSPS, Flexible Digital Filter: Sinc + FIR + IIR (Selectable), selectable FIR data rates: 250 SPS to 4kSPS, filter bypass option</i>	
	ADS6142-HT	<i>14-bit 65MSPS pipeline ADC with selectable parallel CMOS or LVDS outputs,</i>	
	ADS8320-HT	<i>16-Bit, 100kSPS, SAR Analog-to-Digital Converter, SPI Interface</i>	
CISSOID	CHT-ADC10	<i>10-Bit, 25kSPS, SAR Analog-to-Digital Converter, SPI or parallel output</i>	
Honeywell	HTADC12	<i>12-Bit, 100kSPS, SAR Analog-to-Digital Converter, SPI or parallel output</i>	

Texas Instruments	SN65HVD233-HT	3.3-V CAN Transceiver, signal rate bus dependent up to 1Mbps, differential input voltage $\pm 6V$	Interfaces
	SN65HVD1040-HT	5V CAN Transceiver, signal rate bus dependent up to 1Mbps, differential input voltage $\pm 12V$,	
	SN65HVD11-HT	3.3-V RS-485 Transceiver, signal rate up to 10Mbps	
Texas Instruments	SM470R1B1M-HT	16/32Bit ARM7TDMI Flash Microcontroller, 60MHz, 1M-Byte Program Flash, 64K-Byte Static RAM (SRAM), 10-Bit AD Converter, up to 47IOs	Controller
	SM320F2812-HT	Digital Signal Controller, 128KB Flash, 36KB RAM, 150MHz, C28x CPU	
	SM320F28335-HT	Delfino Digital Signal Controller, 512KB Flash, 68KB RAM, 150MHz, C28x CPU	
Honeywell	HT83C51	8Bit Microcontroller with integrated 8kB ROM, Max. 16MHz, pin equivalent to Intel 8XC51FC microcontroller, MCS-51 Comp. Instruction Set, three 16bit timer, 256Byte RAM, 4x8 IOs	
Texas Instruments	REF5025-HT	Low Noise, Very Low Drift, 2.5V Voltage Reference, V_{in} 2,7V to 18V, drift: 40ppm/ $^{\circ}C$, output current $\pm 7mA$	Power
	TPS76901-HT	Low-Power 100-mA adjustable LDO Regulator, V_{out} = 1,2V bis 4,5V, V_{in} 5V to 10V	
	TPS40200-HT	Wide Input Buck DC/DC Controller, V_{in} = 4,5V to 52V, V_{out} 0,7V to 46V, 200-mA Internal PChannel FET Driver	
	TPS40210-HT	Wide Input Range Current Mode Boost Controller, V_{in} 5,5V to 52V, grounded NChannel FET driver, For Boost, Flyback, SEPIC, LED Driver Applications	
	TPS50301-HT	3A Synchronous Step Down Swift™ Converter, V_{out} = 0,785V bis 5,5V, V_{in} 3V to 6,3V, Integrated 55-m Ω /50-m Ω MOSFETs	
	TPS62000-HT	Step-Down Low Power DC-DC Converter, V_{in} = 2V to 5,5V, V_{out} = 0.9V to 5V, up to 300mA I_{out}	
	TPS7H1201-HT	Ultra Low Drop Out Linear Regulator, V_{in} = 1,5V to 7V, V_{out} = 1,2V to 6,8V	
CISSOID	CHT-BG3M	Positive voltage reference, V_{out} + 2V to V_{out} +12V, $\pm 2\%$ precision, max. output current 3mA	
	CHT-LDOP	Low-Dropout Linear-Regulator, V_{out} + 2,5V to V_{out} +15V, TO254 Package	
	CHT-STA4853B	Adjustable voltage regulator, V_{out} + 1,2V to V_{out} +3,3V, TDFP16 Package, max V_{in} =5,5V	

	CHT-STA5602C	Adjustable voltage regulator, Vout + 1,8V to Vout +28V, TDFP16 Package, max Vin=30V	
	STROMBOLI	Isolated DC-DC Converter Technology, Vin: up to 400V, Pout up to 150W, Efficiencies up to 70% at 225°C	
	VESUVIO	DC-DC Converter Technology, Vin from 6V to 30V, Vout from 1,2V to 0,9xVin , Iout up to 2A	
	EREBUS	DC-DC Converter Technology, Vin from 12V to 50V, Vout from 0,1xVin to 0,9xVin , Pout up to 280W (40V version) and 180W (50V version)	
	FUJI	DC-DC Converter Reference Design, Triple Voltage output 5V/3,3V/1,8V (customizable), Vin range: +12V to +28V,	
Honeywell	HTPLREG	Positive Linear Regulator, Vout+5V to Vout+15V	
	CHT-NMOS1	N-Channel MOSFET, 80V, Ron: 1,56Ω@225°C Vgs=-5V to +5V, TDFP16 Package, ΘJC= 11°C/W	
	CHT-NMOS8005	N-Channel MOSFET, 80V, Ron: 0,99Ω@225°C Vgs=0V to +5V, TO254 Package, ΘJC= 5°C/W	
	CHT-NMOS8010	N-Channel MOSFET, 80V, Ron: 0,44Ω@225°C Vgs=0V to +5V, TO254 Package, ΘJC= 5°C/W	
	CHT-NMOS4005	N-Channel MOSFET, 40V, Ron: 0,65Ω@225°C Vgs=0V to +5V, TO254 Package, ΘJC= 5°C/W	
	CHT-NMOS4010	N-Channel MOSFET, 40V, Ron: 0,36Ω@225°C Vgs=0V to +5V, TO254 Package, ΘJC= 3°C/W	
	CHT-NMOS4020	N-Channel MOSFET, 40V, Ron: 0,25Ω@225°C Vgs=0V to +5V, TO254 Package, ΘJC= 3°C/W	
CISSOID	CHT-PLA2016A	Dual N-Channel MOSFET 40V, Ron: 0,65Ω@225°C each channel, SOIC16 Package	Transistors
	CHT-SNMOS80	Small-signal N-channel MOSFET 80V, max. 300mA drain current @225°C, Vgs=0V to +5V	
	CHT-PMOS3002	P-Channel MOSFET 30V, Ron:3,9Ω@225°C Vgs=0V to -5V, TO254 Package, ΘJC= 5°C/W	
	CHT-PMOS3004	P-Channel MOSFET 30V, Ron:2Ω@225°C Vgs=0V to -5V, TO254 Package, ΘJC= 5°C/W	
	CHT-PMOS3008	P-Channel MOSFET 30V, Ron:1Ω@225°C Vgs=0V to -5V, TO254 Package, ΘJC= 5°C/W	
	CHT-SPMOS30	Small-signal P-channel MOSFET 30V, max. 310mA drain current @225°C, Vgs=0V to -5V	
	CHT-PLA8543C	High voltage Power SiC MOSFET 1200V, Ron: 0,15Ω@225°C Vgs=-2V to +20V, TO257 Package, ΘJC= 3°C/W	

Honeywell	HTNFET	N-Channel MOSFET 60V, Ron:0,4Ω@25°C/VGS=5V	
	CHT-PALLAS	Full Bridge n-channel MOSFET Driver, high side Gate Voltage up to 55V, CDIL40 Package	
	CHT-HYPERION	Half Bridge n-channel MOSFET Driver, high side Gate Voltage up to 50V, CDIL28, SOIC28	
CISSOID	CHT-ATLAS	Dual channel Power Transistor Driver, drive wide bandgap power transistors, Gate supply 5V to 30V	Driver Chips
	CHT-THEMIS	Power Transistor Driver Controller, controller block of CHT-ATLAS and CHT-THEMIS combination	
Honeywell	QA-T185	Accelerometer Sensor for high-temperature, operation temperature 185°C, 200°C intermittent	Sensors
Microsemi		200°C Pressure Sensor, 2mV/V differential output on standard ranges, Bandwidth 1kHz	
Texas Instruments	SM28VLT32-HT	4-MB Flash Storage Device, SPI Interface, 3,3V IO Supply, 1,9V core supply, erase Operation Supported Only for -55°C to 125°C	
Maxon	EC22HD	Brushless DC Motor for 200°C Ambient temperature: 240W (25°C) oil cooled	
	CHT-RHEA	Dual-Channel Isolated Data Transceiver, data rate 2Mbits/s, transmission delay < 100ns	
	CHT-CG50	Versatile Clock Generator, DC to 50MHz, programmable output frequency divider	
CISSOID	CHT-PUL9560A	Versatile Clock Generator (built in 1 to :512 divider), DC to 50MHz	
	CHT-555	Pin-to-pin 555 compatible timer	Andere
	CHT-MAGMA	PWM Controller, constant Switching frequency adjustable from 50kHz to 500kHz, CDIL28, CSOIC28	
	HTEE25608	EEPROM, 256Kbit (512x8), SPI and parallel, 5-year data retention at >225°C with periodic refresh (re-write)	
Honeywell	HT6256	Static RAM 32K x 8, read/write cycle times <50ns, 5V supply, 20MHz Clock supported, parallel Interface	
	HTCCG	Crystal Clock Generator, 8MHz tp 40MHz, Frequency Dividers:2,4,8,16; 5V, external Crystal required	
Passive Komponenten			
CISSOID	CHT-PLA5598C	Dual small signal diode (Dual Series), maxreverse voltage 80V, max forward current @ 225°C: 300mA	Diodes

	CHT-PLA5520A	Dual small signal diode (common anode), max reverse voltage 80V, max forward current @ 225°C: 300mA	
	CHT-PLA0738A	Dual Diode 80V/3A (Common Anode), max reverse voltage 80V, max forward current @ 225°C: 3A	
	CHT-PLA0738B	Dual Diode 80V/3A (Common Cathode), max reverse voltage 80V, max forward current @ 225°C: 3A	
	CHT-PLA0738C	Dual Diode 80V/3A (Dual Series), max reverse voltage 80V, max forward current @ 225°C: 3A	
AVX	Ceramic Multilayer (MLCC)	Package: leaded, SMD, Stacked diverse capacitance, voltage and packages values (max. Temp.: 200°C - 260°C)	Capacitors
	Tantal	2717 SMD Package, 100 to 220µF, V200°C = VRated x 0.33	
	TWC-Y HT Serie	Axial leaded, Wet tantalum capacitor, 22µF – 560µF, 6V bis 125V. 500h @ Tambient =200°C	
Kemet	Ceramic Multilayer (MLCC)	Package: leaded, SMD, diverse capacitance, voltages und Packages values (max. Temp.: 200°C - 260°C)	Capacitors
	T500 SMD Tantalum	Package: leaded, SMD, Stacked diverse capacitance, voltage and packages values (max. Temp.: 200°C - 260°C)	
Evanscap	High Temperature HyCap - HT series	Axial standard form, 25V – 75V @200°C 68µF – 1200 µF	Capacitors
SRT Resistor Technologies	CHR-HT, CHS-HT, CHM-HT, CRB-HT, TPS-HT, TNS-HT	Resistors for ambient temperatures of 300°C Packages: SMD 0402 -4020 and leaded, different Temperature coefficient possible, power derating necessary, at 200°C approx. 60% of max Power possible	Resistors
Coilcraft	Air-Core Inductor	200°C Temperatur, 1.65nH bis 43nH,	Inductors
	Power Inductor	200-240°C, 0.68µH bis 150µH,	
	Ferrit Core Inductor	300°C, 1µH bis 9,2µH,	



**Verdampfer
Übersichtszeichnung, Montage**

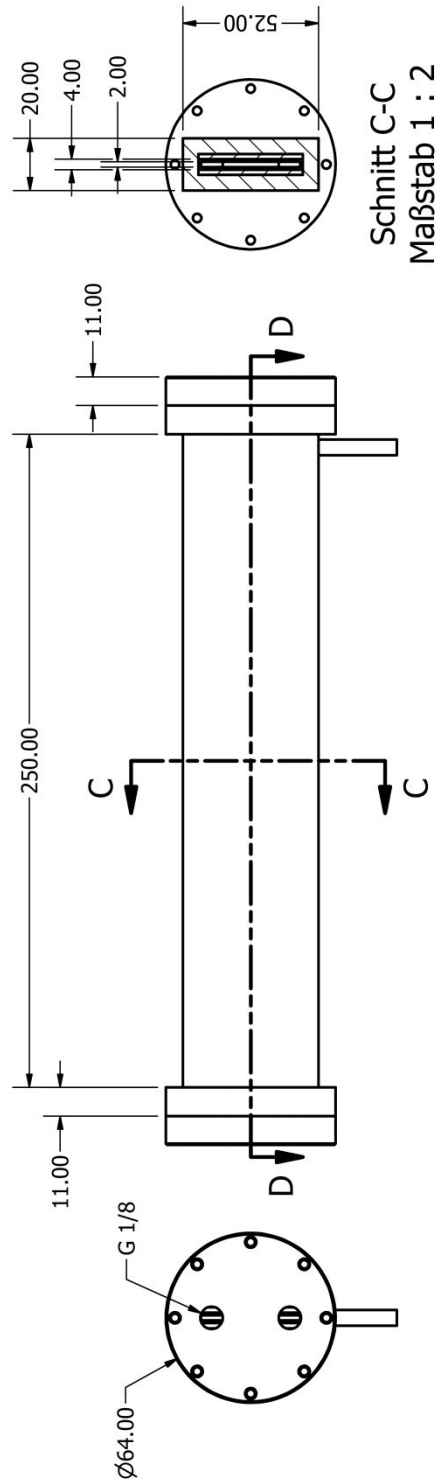
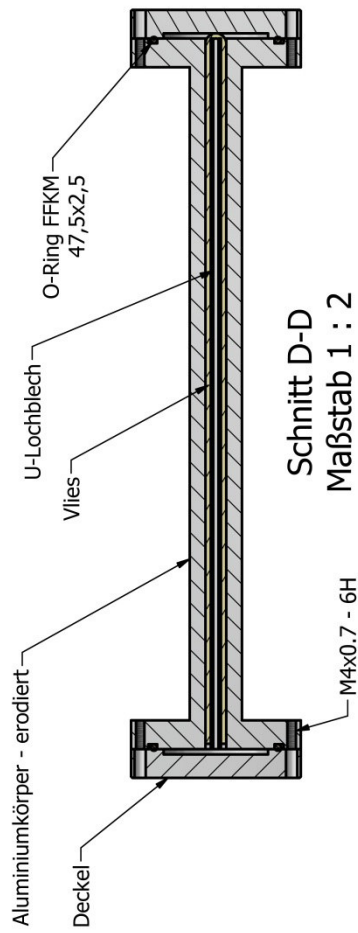


Abbildung 72: Bemaßte Zeichnung der Verdampferkonstruktion

**Kondensator
Übersichtszeichnung, Montage**

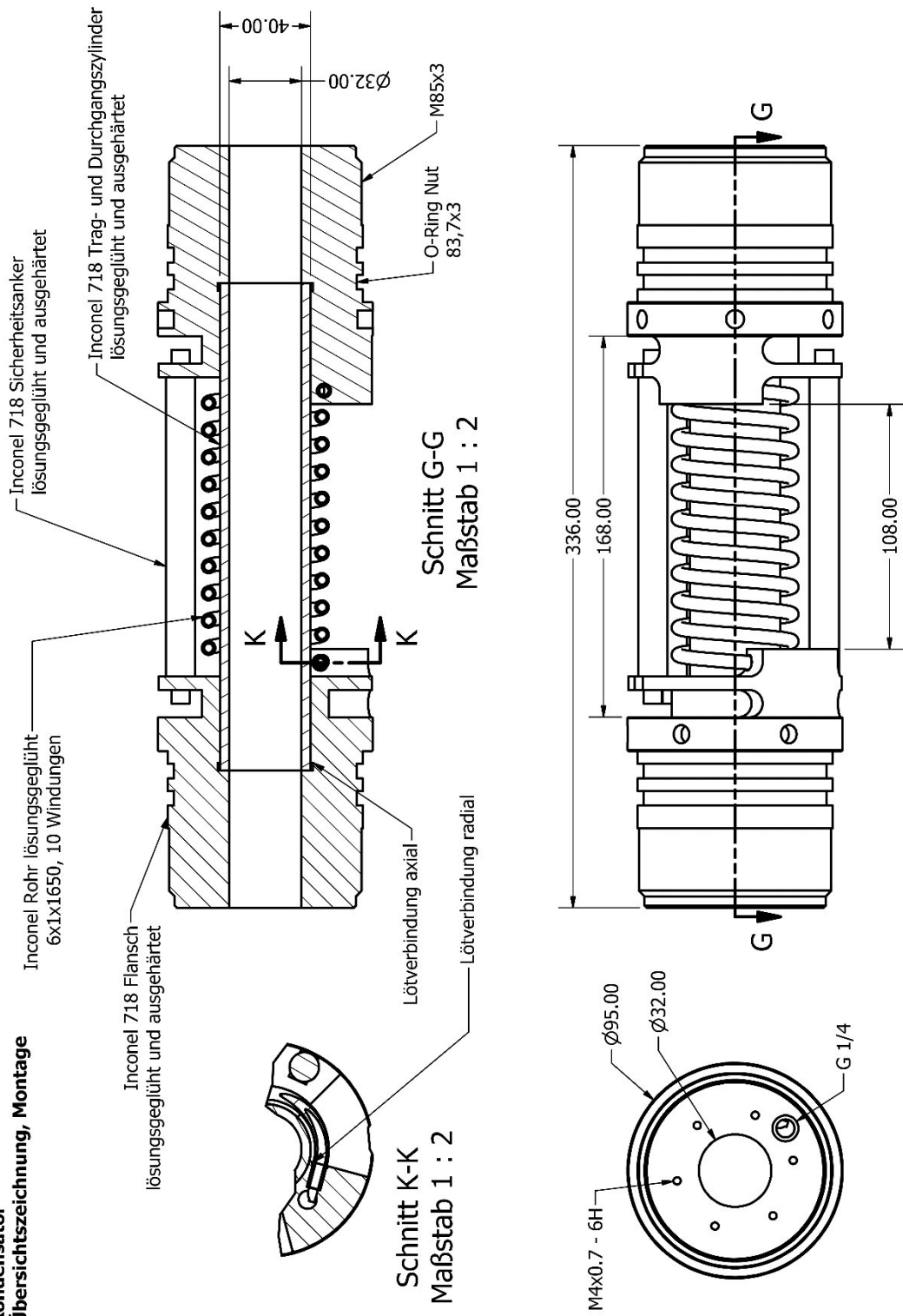


Abbildung 73: Bemaßte Zeichnung der Kondensator konstruktion

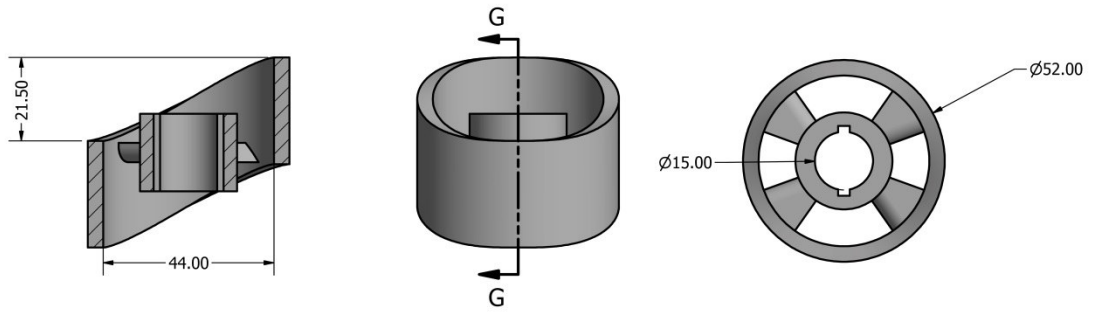


Abbildung 74: Konstruktionszeichnung der Hubscheibe für den Verdichter

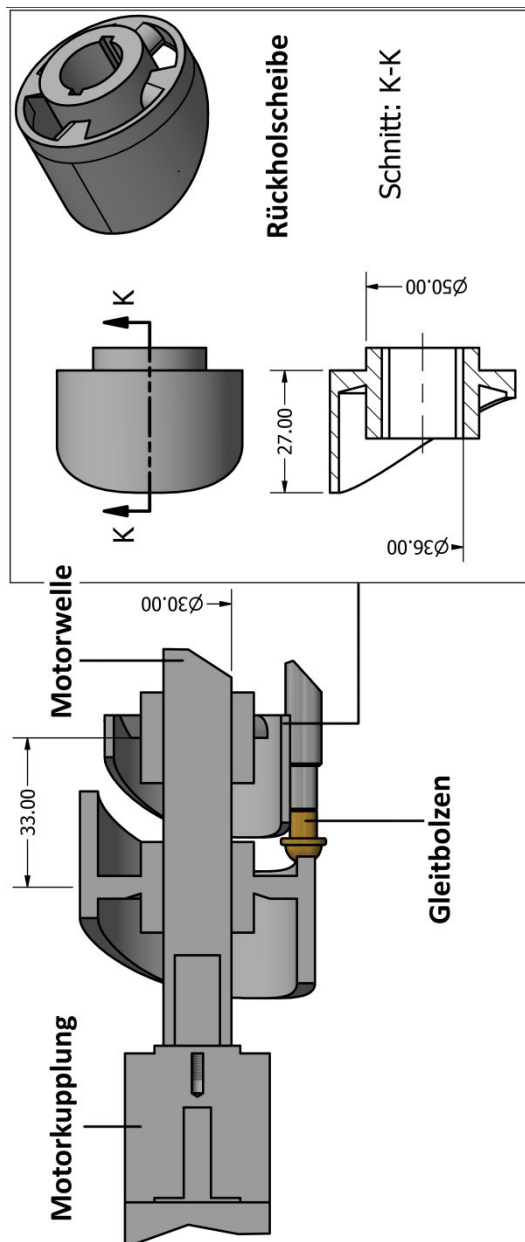


Abbildung 75: Konstruktionszeichnung der Antriebsteile: Kolbengleitbolzen, Hub- und Rückholscheibe auf Motorwelle

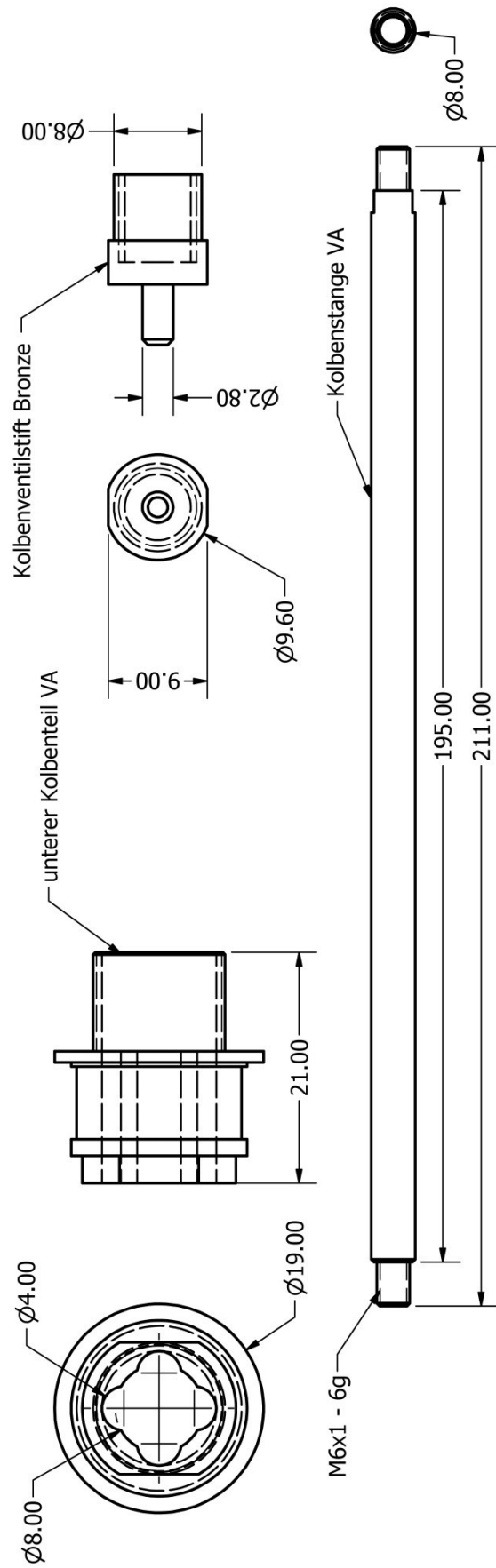
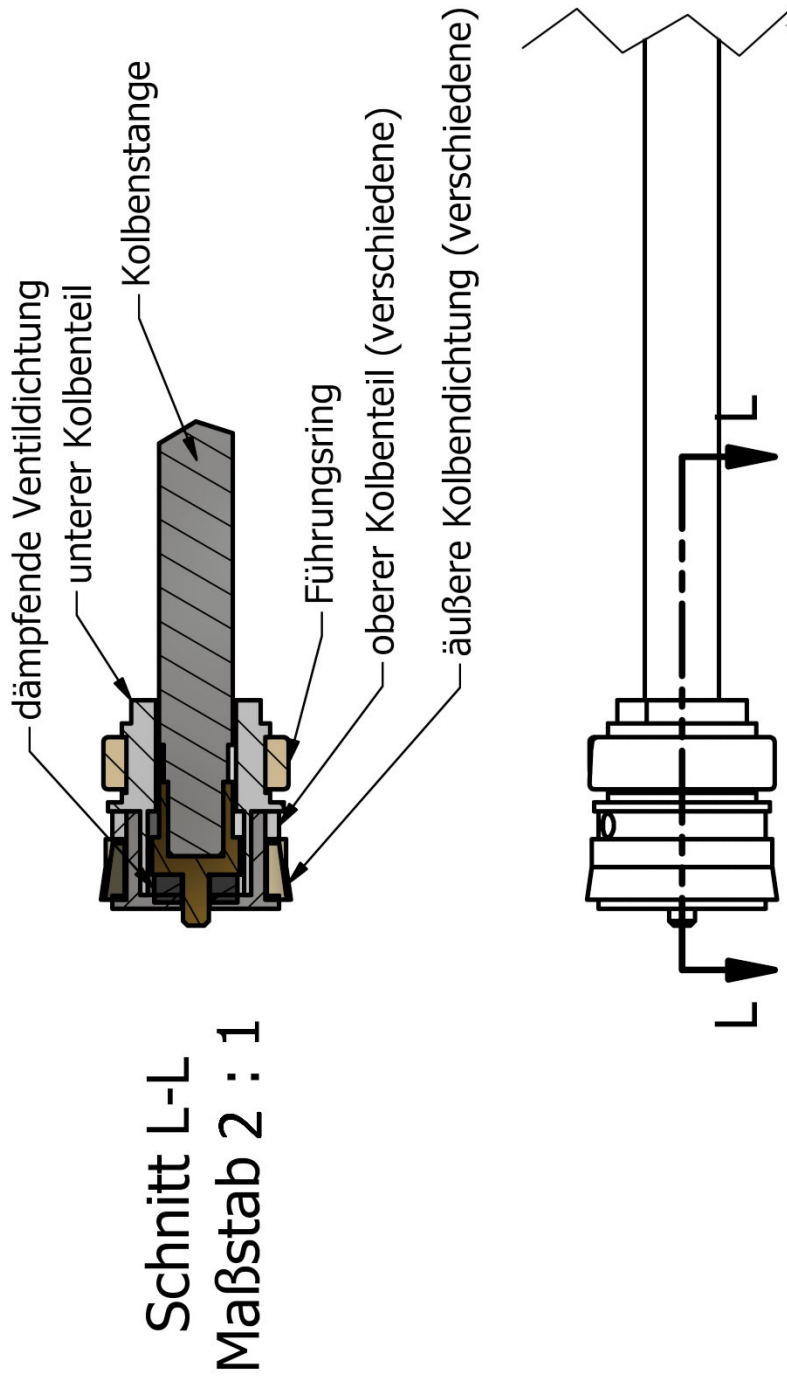


Abbildung 76: Bemaßte Zeichnung von Kolbenteilen und Kolben



Abbildung

77:

Schnittzeichnung

des

Kolbenaufbaus

