

MASTERARBEIT

BENEDICT HOLBEIN

Entwurf, Aufbau und Instrumentierung eines Versuchsstands für die Entwicklung einer Bohrloch- Kältemaschine


**INSTITUT FÜR ANGEWANDTE INFORMATIK IAI
KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT
HERRMANN VON HELMHOLTZ PLATZ 1
76344 EGGENSTEIN-LEOPOLDSHAFEN**

Erklärung

Ich versichere hiermit wahrheitsgemäß, die Abschlussarbeit selbstständig angefertigt, alle benutzten Hilfsmittel vollständig und genau angegeben und alles einzeln kenntlich gemacht zu haben, was aus Arbeiten anderer unverändert oder mit Abänderungen entnommen wurde.

Karlsruhe, den 08.März 2014

Unterschrift:

Benedikt Holbein


Vorwort/Danksagung

Ich danke dem Institut für Angewandte Informatik IAI und dem Karlsruher Institut für Technologie KIT sowie der Helmholtz-Gemeinschaft für die zur Verfügung gestellten Mittel und Infrastruktur, ohne die der Aufbau des Test-Stands nicht möglich gewesen wäre.

Ein herzlicher Dank gilt Herrn Dr. Jörg Isele für das mir entgegen gebrachte Vertrauen, mich mit der Anfertigung dieser wichtigen Arbeit zu betrauen. Außerdem bedanke ich mich für die tatkräftige Unterstützung beim Aufbau des Teststandes, bei zahlreichen kritischen Fragestellungen und vor allem bei der Abwicklung von Aufträgen und Angeboten sowie der Organisation der finanziellen Mittel.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Luigi Spatafora, der stets mit Rat in technischen und konstruktiven Fragen bereit stand und besonders bei Fertigungsproblemen und der mechanischen Bearbeitung der Komponenten eine große Hilfe war.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Pascal Armbruster bedanken, der beim Aufbau des Teststandes, speziell bei der Montage der Verrohrung, mit großem körperlichem Einsatz mitwirkte.

Zuletzt bedanke ich mich bei den Mitarbeitern der Hauptwerkstatt des KIT, die die Fertigung der meisten Komponenten realisierten und sich an vielen Stellen durch Flexibilität und Erfahrung auszeichneten.

Diese Masterarbeit ist aus meiner persönlichen Sicht ein wichtiger Schritt für die Entwicklung des aktiven Bohrloch-Tool Kühlsystems, welches einen Meilenstein im Bereich der Erforschung von Bohrlöchern darstellen wird. Ich bin der Überzeugung, dass dieses System nicht zuletzt die Geothermie in Deutschland und Weltweit voranbringen wird und dadurch auch einen wichtigen Beitrag zur Energiewende leisten kann. Die Abkehr von der konventionellen hin zu einer modernen Energieversorgung, die unsere Ressourcen schont und sowohl Klima- als auch Umweltverträglich ist, ist die wichtigste technische Aufgabe unserer Zeit und gleichzeitig eines der zentralen politischen Projekte. Sie ist daher meiner Meinung nach unbedingt nötig und angesichts der sichtbaren Klima- und Umweltveränderungen überfällig. Daher bin ich dankbar die Chance zu haben im Forschungsbereich Geothermie aktiv zu sein und so einen bescheidenen Beitrag zum Erreichen des großen Ziels leisten zu können.

Der Geothermie kann nur dann ihre, ihrem großen Energiepotential entsprechende Rolle zukommen, wenn die zugehörige Forschung in zentralen Problemstellungen, unter anderem bei der Entwicklung erschwinglicher und leistungsfähiger Forschung-Tools vorankommt. Aus diesem Grund hoffe und vertraue ich darauf, dass unseren Forschungsinstituten, insbesondere für wegweisende Forschungsprojekte wie „COBOLD“ die nötige Unterstützung von der Bundesregierung Deutschland und den zuständigen Ministerien zukommt.

Kurzfassung

Abstract

This thesis is a preparatory work for the realization of the cooling system for borehole tools, manifested in the COBOLD-Project. At the point of finishing the text at hand the final preparations for the start of the BMU (Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety) –Project are running. COBOLD stands for „Cooling of Borehole Objects in large depths“, and contains the development of a functional active cooling system as well as different ways of linkages for the use in boreholes and exemplary applications.

The basic concept of COBOLD is a cooling machine especially dimensioned for the use in borehole tools. This machine realizes a reversible thermodynamic cycle process, like in usual refrigerators, at a temperature-pressure level adjusted to the present borehole conditions. The principle of the cooling via compression is the input of either electrical or hydraulic energy into the compressor, to create a located heat-sink, where cooling is required and an overheated state at which excess heat can be transferred to the current surrounding. Therefore the phase changes of the used refrigerant, the evaporation to absorb heat and the condensation to dispense heat, are conducted in the appropriate heat-exchangers. Via a throttle element, the condensate produced inside the condenser expands to the start pressure and temperature, so that the cycle is closed.

Although the described process is well known and used in various applications at the surface under normal conditions, it is completely experimental for conditions as they are found inside boreholes. For that reason it is indispensable to test the process and the components under realistic conditions on a laboratory scale. This work is concerned with the realization of a test-stand to create test-conditions as close as possible to possible operation surroundings of the cooling-system. Parts of this preparation are:

- the description of the theoretical basics of the cooling process
- the provision of tools and methods to adjust and validate the experiments
- the collection and fitting of existing components for the test-stand
- the design and fabrication of missing components for the test-stand
- the construction and implementing of the test-stand
- the layout and realization of the measurement-system
- the documentation of the current state for further work

The test-stand contains the four main components for the cooling system, the evaporator, the compressor, the condenser and the throttle-element. Some of these components have already an adequate design for the borehole usage; others are still in an early stage of development so the objectives of the testing vary between the validation and optimization of final designs and the investigation of functional principles. The wide range is a big challenge for the test-stand design and leads to a strict modularity which allows an easy extension.

The simulation of borehole surroundings is quite difficult. The main attributes which are relevant for tests are the high temperatures and pressures, the geometrical dimensions and the chemical composition of borehole fluids. Most of all the realization of surrounding pressures is complicated because of security directives and not least because of the expensive devices needed. Closely linked to this difficulty is the investigation of borehole fluids, because a suggestive investigation only works together with realistic pressure and temperature conditions. Furthermore the chemical composition varies strongly between different boreholes and is unknown in most cases. In a first step, the test-stand shall therefore provide the

possibility of simulating different surrounding temperatures and the use of borehole-dimensioned components.

Gliederung

ERKLÄRUNG	3
VORWORT/DANKSAGUNG	5
KURZFASSUNG	6
ABSTRACT	6
GLIEDERUNG	7
1 EINLEITUNG	9
1.1 PROJEKTEINGLIEDERUNG	10
1.2 VORARBEITEN	11
1.3 MOTIVATION/AUFGABENSTELLUNG	12
2 PROZESSBETRACHTUNG	13
2.1 GRUNDLAGEN DES KÜHLPROZESSES	13
2.2 PROZESSBERECHNUNG	16
2.3 WÄRMEÜBERGÄNGE	20
2.4 ANPASSUNG DES KÜHLPROZESSES	40
3 KÄLTEMASCHINENKOMPONENTEN	45
3.1 ALLGEMEINE ANFORDERUNGEN	45
3.2 VERDAMPFER	47
3.3 VERDICHTER	48
3.4 KONDENSATOR	50
3.5 DROSSEL	50
4 AUFBAU DES TEST-STANDES	64
4.1 GRUNDKONZEPT	64
4.2 UMSETZUNG DER KOMPONENTEN	65
4.3 HEIZMANAGEMENT	68
4.4 MESSTECHNIK	69
4.5 INBETRIEBNAHME	73
5 ZUSAMMENFASSUNG	75
5.1 THEORETISCHER TEIL	75
5.2 PRAKTISCHER TEIL	75
5.3 KONSTRUKTIVER TEIL	76
6 FAZIT UND AUSBLICK	77

7 LITERATURVERZEICHNIS	78
8 NOMENKLATUR	80
9 VERZEICHNISSE	81
9.1 TABELLEN	81
9.2 ABBILDUNGEN	82
10 ANHANG	83
10.1 STOFFGLEICHUNGEN	83
10.2 WÄRMEÜBERGANGSGLEICHUNGEN	84
10.3 ANLEITUNG ZUR EXCEL-MAPPE	86
10.4 ANORDNUNG UND SCHALTUNG AM VERDAMPFER	87
10.5 QUELLCODES C++ - WÄRMEÜBERTRAGUNGSPROGRAMM	88
10.6 KONSTRUKTIONSZEICHNUNGEN	104
10.7 TÜV-PRÜFBERICHT FÜR KONDENSATOR	41

1 Einleitung

Geothermische Energie besitzt weltweit ein großes Potential, welches bislang in weiten Teilen ungenutzt bleibt. Sie eignet sich sowohl zur Wärmebereitstellung als auch zur Stromproduktion und kann als grundlastfähiger Energieversorger fungieren. In Deutschland könnte sie eine entscheidende Rolle bei der Verwirklichung einer echten Energiewende, mit einer minimierten Nutzung fossiler Energieträger, einnehmen (UBA, 2013). Hierzu ist eine umfassende Forschungsarbeit unabdingbar. Neben der Kraftwerkstechnik, der Systemintegration und Konzepten zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit, sind auch Untersuchungen der Energieressourcen selbst, der Geothermie-Quellen von großer Bedeutung für das Vorankommen der Technologie. Für diese Untersuchungen wird eine breite Palette an Geräten benötigt. Die extremen Bedingungen, die in geothermischen Bohrlöchern vorherrschen, machen die Entwicklung entsprechender Tools aufwändig und teuer. Hinzu kommt, dass unterschiedlichste Anforderungen und Einsatzbedingungen eine Standardisierung sehr schwer machen. Aktuell gibt es nur eine Handvoll namhafte Unternehmen, die Geräte für Geothermie-Anwendungen herstellen. Dabei wird ein service-orientiertes Geschäftsmodell verfolgt, bei dem die Anwender (Bohrloch-Betreiber, Driller und Forscher) benötigte Geräte mieten, beziehungsweise die Untersuchung als Service erwerben. Da diese Dienstleistungen mit erheblichen Kosten verbunden sind, wird die wissenschaftliche Arbeit im Geothermiebereich stark eingeschränkt. Um diesen Umstand im Hinblick auf eine umfassende Geothermieforschung zu verbessern, gibt es Bestrebungen Tools für Forschungszwecke zu entwickeln, die mit geringeren Kosten realisiert und für eine verbreitete Verwendung verfügbar gemacht werden.

Eine zentrale Problematik in diesem Feld ist der Einsatz von Elektronik in Verbindung mit den hohen Temperaturen, welche in den interessanten Bereichen auftreten. Der Möglichkeit der Nutzung von Hochtemperatur-Elektronik sind hierbei sowohl physikalische als auch wirtschaftliche Grenzen gesetzt (Bauer, 2011). Lösungen unter Nutzung von PCM-Kältespeichern (Holbein, 2014) unterliegen einer strengen zeitlichen Limitierung und spezielle Konzepte, wie Peltier-Kühlung (Strubel, 2010), sind nicht leistungsfähig genug. Ein wichtiger Aspekt hierbei ist unter anderem die Perspektive in Zukunft auch sehr heiße Bohrlöcher untersuchbar zu machen, wie sie beispielsweise in Island vorhanden sind (Jonsson, 2012).

In situ Messungen, Untersuchungen im open hole und Sensorikeinsätze in verschiedenen Bohrlochphasen, angefangen beim Bohrvorgang, scheitern häufig daran, dass die Umgebungstemperaturen mit vorhandenen Tools nicht beherrschbar sind. Der Bedarf eines flexiblen und leistungsfähigen Kühlsystems wird an zahlreichen Stellen deutlich (BFE, 2006), (GtV, 2013), (IPGT, 2012).

Basierend auf dem Beispiel der Bohrung in Soultz-sous-Forêt, in Frankreich (BINE, 2009), werden die folgenden Randbedingungen für die Entwicklung der ZWERG-Systeme angesetzt, aus denen sich die Anforderungen an eingesetzte Komponenten und Werkstoffe ableiten:

- **Einsatztiefe:** 5000 m
- **Umgebungstemperatur:** 200°C
- **Umgebungsdruck:** 600 bar
- **Open Hole Durchmesser:** 8 ½ zoll ~ 215,9 mm
- **Hohe Korrosivität der Thermalwässer**

Entscheidend sind demnach eine hohe Druck- und Temperaturfestigkeit, Korrosionsbeständigkeit und kompakte Designs für den geringen Bauraum.

1.1 Projekteingliederung

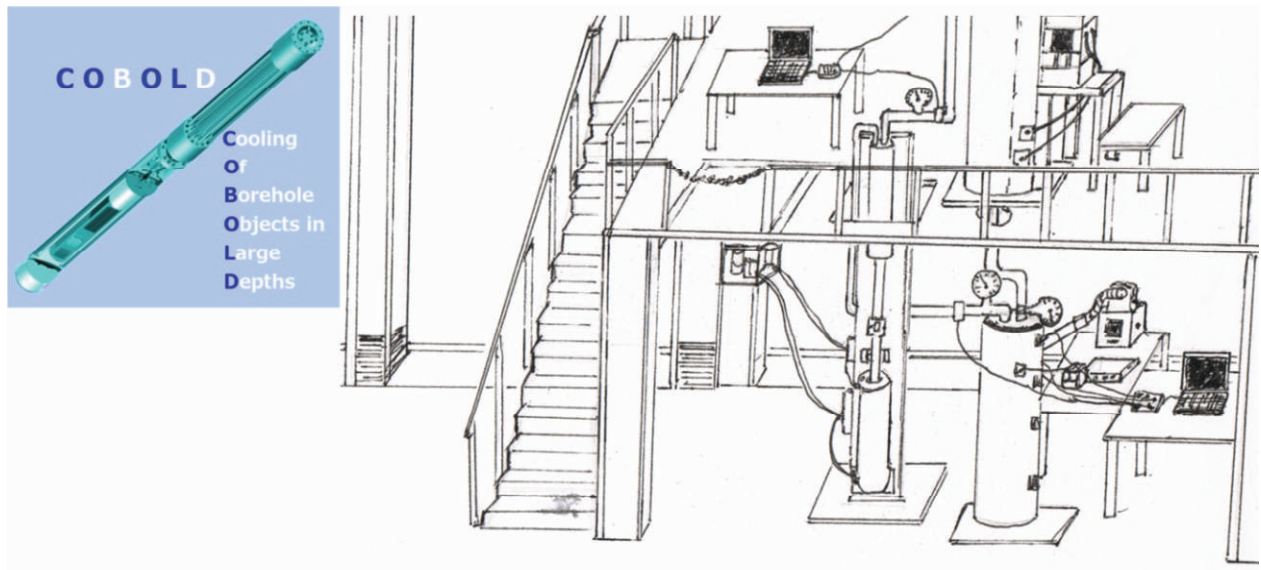


Abbildung 1: COBOLD Logo und Skizze des Versuchstands

Diese Masterarbeit bildet die Fortführung der Bemühungen für die Entwicklung eines Kühlsystems für Geothermie-Bohrlochsonden, die mit der gleichnamigen Bachelorarbeit 2011 am Institut für Angewandte Informatik IAI, des Karlsruher Institut für Technologie KIT begonnen wurde (Holbein, 2011). Basierend auf den theoretischen und experimentellen Vorarbeiten, soll mit der Realisierung des Test-Stands der nächste entscheidende Schritt in Richtung der Realisierung eines einsatzfähigen Bohrloch-Tools zur Kühlung von mitgeführter Elektronik vollzogen werden.

Dieser Test-Stand ist zugleich Teil der Vorarbeiten zu einem BMU-Projekt mit dem Titel „COBOLD - Cooling of Borehole Objects in Large Depths“, welches sich zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit, in der Genehmigungsphase befindet. Aller Voraussicht nach wird das Projekt im Laufe der kommenden Monate starten. Der Test-Stand wird dann eine wichtige Rolle bei der Optimierung des Kühlprozesses sowie dem Testen und Anpassen der entwickelten Komponenten spielen und im Verlauf des Projekts weiterentwickelt werden. COBOLD steht für ein aktives, an unterschiedliche Umgebungsbedingungen anpassbares Kühlsystem, welches den Einsatz von Standard-Elektronik Komponenten in tiefen Bohrlöchern unter hohen Drücken und Temperaturen ermöglichen wird. Dabei soll es je nach Applikation verschiedene Anbindungsmöglichkeiten und Antriebskonzepte enthalten, um sowohl integriert im Bohrstrang, als auch an einer Wireline installiert, einsetzbar zu sein. In seiner Funktion bildet es ein Basismodul für unterschiedlichste Anwendungen aus dem Logging- und Inspektionsbereich von Bohrlochgeräten und folgt dabei der Systemplattform Logik des ZWERG-Projekts. ZWERG (Isele, 2013) beinhaltet die Entwicklung unterschiedlicher Bohrloch-Tools unter Verwendung standardisierter wiederkehrender sowie neuartiger Komponenten in modularer Bauweise. Auf diese Weise wird eine Systemplattform erstellt, die die schnelle und kostenreduzierte Entwicklung von Forschungsgeräten für verschiedene Bedarfe und Einsatzbedingungen erlaubt. Das Kühlsystem COBOLD wird ein wichtiges Basismodul darstellen, das weitere Entwicklungen anstoßen und die Geothermie-Forschung deutlich voranbringen soll.

1.2 Vorarbeiten

Im Rahmen der bisherigen Entwicklungsarbeit für das „Down Hole“ Kühlsystem, wurden einige Veröffentlichungen gemacht. Die nachfolgende Liste zeigt eine Auswahl, Stand 01.März 2014.

2011 Karlsruhe	Benedict Holbein, Entwicklung eines Kühlsystem für Geothermie-Bohrlochsonden.	Bachelor Thesis, KIT
2012 Karlsruhe	Benedict Holbein, Entwicklung eines Kühlsystems für Geothermie-Bohrlochsonden.	Vortrag + Paper, Geothermiekongress, Karlsruhe, 13.-16. November 2012
2013 Stanford	Isele, J., Holbein, B., Development of a research probe for geothermal boreholes.	Vortrag + Paper, 38th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford, Calif., February 11-13, 2013
	Holbein, B., Development of a cooling system for geothermal borehole probes.	Vortrag + Paper, 38th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford, Calif., February 11-13, 2013
2013 Karlsruhe	Holbein, B., Entwicklung eines Kühlsystems für Geothermie-Bohrlochsonden.	Paper, Chancen der Energiewende. Wissenschaftliche Beiträge des KIT zur 1.Jahrestagung des KIT-Zentrums Energie, 19.06.2012. KIT Scientific Reports, KIT-SR 7640 (April 2013) S.107-112
2013 Karlsruhe	Holbein, B., Isele, J., Advanced measuring systems for the efficient use of geothermal energy as baseload-supplier. Development of modular research-probes for geothermal boreholes.	Paper, Impulse für die Zukunft der Energie : wissenschaftliche Beiträge des KIT zur 2. Jahrestagung des KIT-Zentrums Energie, Doktorandensymposium, 13.06.2013. Hrsg.: W. Breh Verlag: KIT Scientific Publishing, Karlsruhe
2013 Berlin	Holbein, B. Kühlsystem für Messeinrichtungen in tiefen Bohrlöchern.	Zeitschriftenbeitrag, Geothermische Energie, (2013) Heft 76 S.22-24
2013 Essen	Holbein, B.; Isele, J., Kühlsystem für Geothermie-Bohrlochsonden.	Vortrag + Paper, Geothermiekongress 2013, Essen, 12.-14.November 2013
2014 Stanford	Holbein, B., Isele, J., Spatafora, L., Cooling System for Borehole tools.	Vortrag + Paper, Geothermal Workshop 39th 2014, Feb. 24-26, Stanford California
2014 Stanford	Spatafora, L., Dahm, R., Heuser, P., Holbein, B., Isele, J., Basuki, W., Video Inspection Probe for deep Geothermal Boreholes - GeoKam	Vortrag + Paper, Geothermal Workshop 39th 2014, Feb. 24-26, Stanford California

Zum Zeitpunkt der Niederschrift dieser Arbeit bereits fertiggestellte, aber noch nicht abschließend publizierte Veröffentlichungen sind nicht aufgeführt.

1.3 Motivation/Aufgabenstellung

Aus den verschiedenen, überwiegend theoretischen Vorarbeiten gingen zahlreiche Konzepte hervor. Zusätzlich ergaben sich viele offene Fragen. Der Versuchstand soll dabei helfen diese Fragen zu klären und die Konzepte experimentell zu bestätigen. Außerdem soll er die Möglichkeit bieten die konstruierten Kältemaschinen-Komponenten unter möglichst realistischen Bedingungen zu testen. Daraus ergibt sich die folgende Aufgabenstellung, die durch die kursiv gedruckten Punkte ergänzt wurde.

0. **Theoretische Prozessbetrachtung:** *Vorauslegung des Kühlprozesses*
 - a. *Berechnung der Prozess- und Stoffparameter*
 - b. *Simulation der Wärmeübergänge*
 - c. *Betrachtung der Prozessanpassung*
 - d. *Beschreibung der Komponenten*
1. **Pflichtenheft:** Entwurf des Gesamtteststands
2. **Arbeitsbühne:** Spezifikation und Auftragsabwicklung
3. **Wärmetauscher:** Fertigungsbegleitung
4. **Drossel:** Entwurf und Beschaffung
 - a. *Theoretische Betrachtung der Drosselung*
 - b. *Experimentelle Untersuchung der Drossel-Konstruktion*
5. **Kompressor:** Inbetriebnahme
 - a. *Bereitmachung für Kältemiteleinsetzung – Überarbeitung der Abdichtung*
6. **Umgebungssimulation:** Realisierung der Heizsysteme (Temperierbad, Heizbänder)
7. **Instrumentierung:** Auswahl, Beschaffung und Inbetriebnahme der nötigen Messinstrumente
8. **Aufbau:** *Vorbereitung der Komponenten und Montage des Gesamtsystems*
9. **Dokumentation:** Die Ergebnisse sind nachvollziehbar zu dokumentieren.
10. **Präsentation:** Die Arbeit wird im Rahmen des IAI-Seminars vorgestellt.

2 Prozessbetrachtung

2.1 Grundlagen des Kühlprozesses

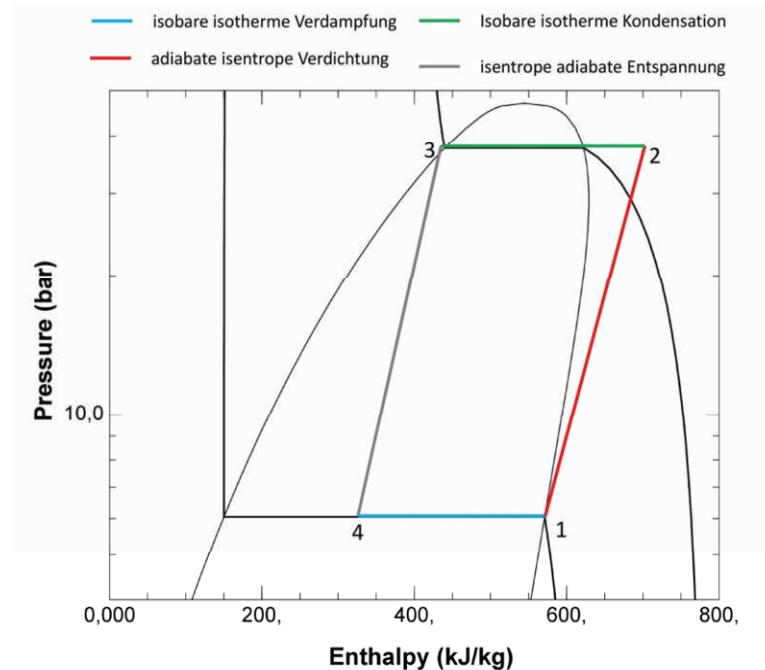


Abbildung 2: Idealer Kühlkreislauf im log p(Druck)-h(Enthalpie) Diagramm

Der theoretische Kühlprozess besteht aus vier Teilprozessen die mit zwei Isentropen sowie zwei Isothermen angenähert werden (Abbildung 2). Während der isobaren isothermen Verdampfung (4-1) nimmt ein Kältemittel Wärme aus einem zu kühlenden Bereich auf. Das verdampfte Kältemittel wird adiabat auf einen höheren Druck und eine höhere Temperatur verdichtet (1-2). Auf dem höheren Druck- und Temperaturniveau findet die isotherme Kondensation (2-3) statt. Hierbei wird Wärme an die Umgebung abgegeben, deren Temperatur unter der Kondensationstemperatur liegen muss. Eine isentrope Entspannung (3-4), bei der das Kältemittel-Kondensat auf Ausgangsdruck- und Temperatur gebracht wird, schließt den Kreislauf (Geller, 2003 S. 28-31,40-45).

In dem logarithmischen Druck-Enthalpie Diagramm, können die massenspezifischen Energien direkt als Horizontale zwischen den Prozesspunkten abgelesen werden. Die abzugebende Wärme bei der Kondensation entspricht demnach der Summe aus aufgenommener Wärme, dem Prozessnutzen und der einzubringenden Arbeit für die Verdichtung. Im Temperatur-Entropie Diagramm entsprechen die Prozesswärmen den Flächen unter den Phasenwechselkurven. Die einzubringende Arbeit ist gleich der von den Teilprozessen eingeschlossenen Fläche. Der Vorteil an dieser Darstellung ist, dass man die Temperaturniveaus direkt ablesen kann (Abbildung 3).

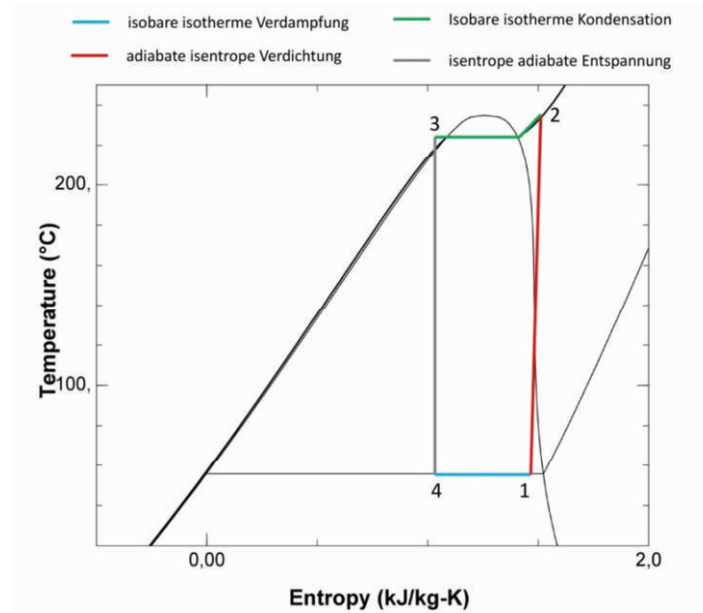


Abbildung 3: Temperatur-Entropie Diagramm des Kühlprozesses

Die Kältemaschine besteht aus vier zentralen Komponenten, entsprechend der vier Teilprozesse. Abbildung 4 zeigt die Anordnung der Komponenten für das Bohrloch-System. Auch wenn die Verschaltung der Komponenten dem Kreislaufprinzip folgen muss, sind die Komponenten vertikal übereinander angeordnet. Dies ist dem geringen Platzangebot im Bohrloch, einer der entscheidenden Herausforderungen für die Adaption des Systems in diesem Bereich geschuldet. Es sind die beiden Wärmetauscher Kondensator und Verdampfer zu erkennen, verbunden durch die Drossel und Verdichtungseinheit. Außerdem ist exemplarisch ein Anbindungsadapter gezeigt. Als Beispielanwendung ist eine Sensorik-Einheit dargestellt. Auf dem Verdampfer, in einem isolierten Gehäuse, sind die zu kühlenden Komponenten, hier Elektronik montiert.

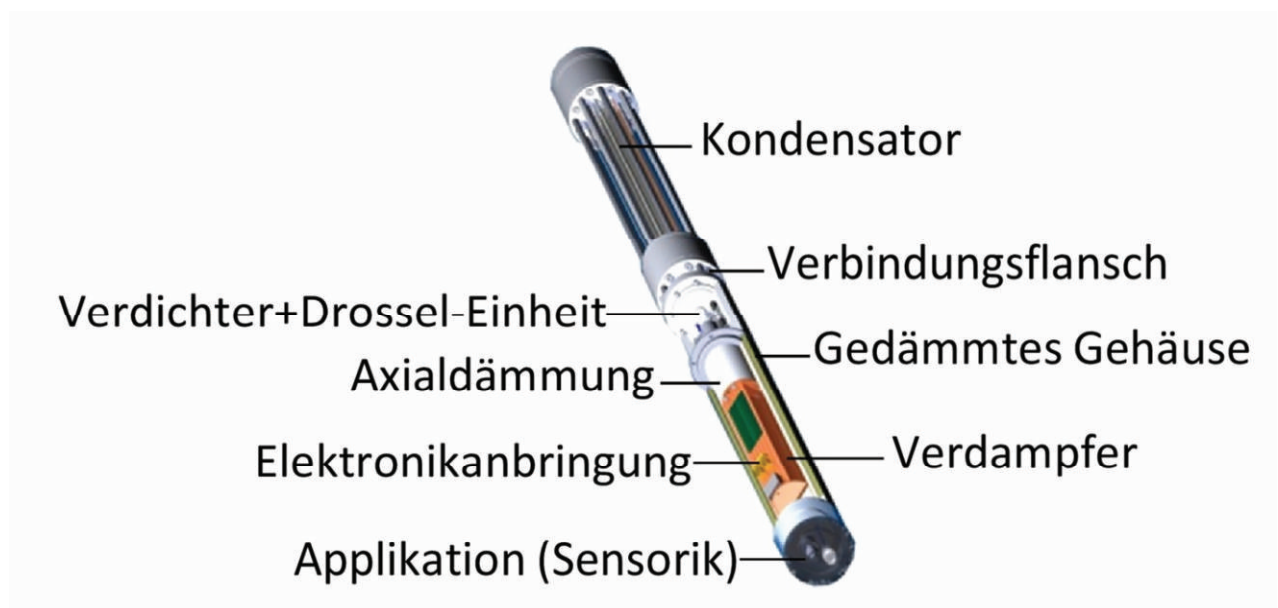


Abbildung 4: Schema der Bohrlochkältemaschine

Der reale Prozess dargestellt in Abbildung 5 (mit Aceton), weist eine polytrope Verdichtung, also eine Verdichtung unter Entropie-Vergrößerung auf. Demzufolge muss mehr Energie dafür aufgebracht werden. Hinzu kommen noch Druckverluste in den Leitungen, die hier nicht deutlich gemacht sind. Es gibt eine leichte Überhitzung des Kältemittels nach der Verdampfung. Die erreichte Endtemperatur nach der Verdichtung liegt oberhalb der Kondensationstemperatur und der Umgebungstemperatur, sodass es zunächst zu einer sensiblen Abkühlung kommt. Ebenso verliert das Kondensat ein wenig sensible Wärme. Nach dieser Unterkühlung findet die Entspannung, als Isenthalpe (ebenfalls unter Entropieerzeugung) angenähert statt. Diese endet weiter rechts im Zweiphasengebiet, also mit einem erhöhten Gasanteil im Vergleich zum idealen Prozess. Die als Kälteleistung nutzbare Verdampfungsenthalpie ist verringert.

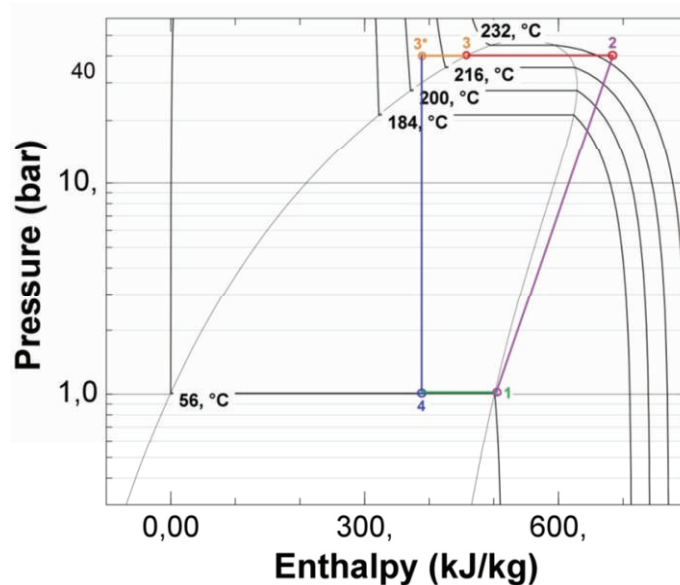


Abbildung 5: Realer Kühlprozess im log-p-h Diagramm (NIST, 2013)

Die Verläufe der beiden Druckänderungsprozesse; Verdichtung und Expansion (Entspannung) sind im logarithmischen Druck-Volumen Diagramm gut zu erkennen (Abbildung 6). Dort können die Volumenänderungen zwischen den Prozesspunkten als horizontale Abstände abgelesen werden. Es zeigt wie jeder Prozesspunkt eindeutig durch die vorliegende Temperatur und den Druck und den daraus resultierenden Phasenzustand bestimmt ist. Die Expansion verläuft innerhalb des Zweiphasengebiets. Die Verdichtung außerhalb der gasförmigen Phasengrenze. Da es sich bei der vorliegenden Verdichtung nicht um eine isotherme Zustandsänderung handelt, ist das Verhältnis aus Volumen- und Druckänderung nicht konstant. Dieser Umstand ist wichtig für die Betrachtung des Verdichtungsprozesses und die Auslegung des Verdichters (siehe Abschnitt Prozessberechnung).

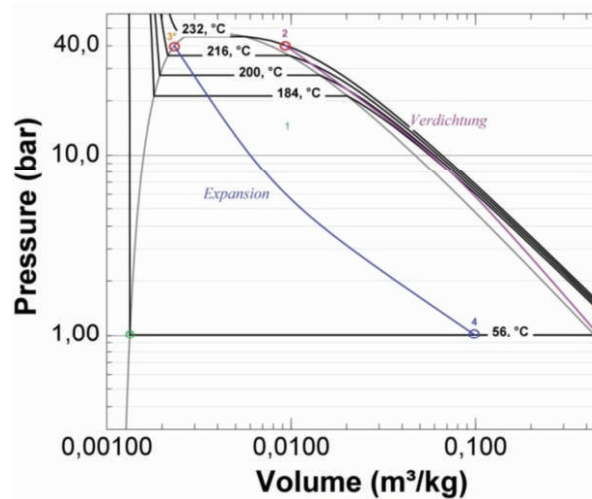


Abbildung 6: Expansion und Verdichtung im p-v Diagramm

2.2 Prozessberechnung

Kälteleistung

Die für die Funktionalität der Kühlung entscheidende Prozessgröße ist die erreichbare Kälteleistung. Sie hängt in erster Linie von dem verwendeten Kältemittel und dem damit verbundenen Prozessverhalten und dem eingesetzten Massenstrom ab. Nach Clausius-Clapeyron, kann der Verlauf der Verdampfungskurve wie folgt berechnet werden (Lüdecke, et al., 2000 S. 366-376).

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\Delta H_v}{\Delta V_v * T}$$

F 1

Der Verlauf, charakterisiert durch das Verhältnis von Druck- zu Temperaturänderung dp/dT , ist abhängig von der Verdampfungsenthalpie ΔH_v , der Temperatur T und der Volumenänderung bei der Verdampfung ΔV_v . Stellt man diese Gleichung um, kann bei bekannter Druck-Temperatur Funktion des Kältemittels die theoretische Kälteleistung für eine bestimmte Verdampfungstemperatur T_v berechnet werden:

$$\dot{Q}_{kälte} = x * \dot{Q}_{zu} = x * \frac{dm}{dt} * \left[\frac{dp}{dT} * T_v * (v'' - v') \right]$$

F 2

Die resultierende Kälteleistung für einen vollständigen Phasenwechsel von flüssig (Volumen v') zu gasförmig (Volumen v'') ergibt sich durch Multiplikation mit dem angesetzten Kältemittelmassenstrom dm/dt . Wie jedoch mit den Prozessdiagrammen gezeigt wurde, startet die Verdampfung im Zweiphasengebiet, wodurch die tatsächliche Kälteleistung um den Faktor des Gasanteils nach der Expansion sinkt. Dies wird durch den Flüssiganteil nach der Expansion x berücksichtigt. Die Kälteleistung kann auch mithilfe eines Prozessdiagramms, durch ablesen der Enthalpie- bzw. Entropiewerte berechnet werden:

$$\dot{Q}_{kälte} = \frac{dm}{dt} * (h_1 - h_4) = \frac{dm}{dt} * T_v * (s_1 - s_4)$$

F 3

Abgabe-Wärme

Die Wärme die an die vorliegende Umgebung abgegeben werden muss, kann ebenfalls durch Umstellung von Gleichung F 1 ermittelt werden. Wie im realen Prozessverlauf dargestellt, kommen allerdings noch Anteile sensibler Wärme für das Erreichen der Kondensationstemperatur T_3 , ausgehend von der Verdichtungstemperatur T_2 und anschließende Unterkühlen auf Temperatur T_{3^*} hinzu.

$$\dot{Q}_{ab} = \frac{dm}{dt} * \left[\frac{dp}{dT} * T_3 * (v' - v'') + cp_{23} * (T_3 - T_2) + cp_{33^*} * (T_{3^*} - T_3) \right]$$

F 4

Die sensiblen Wärmen werden durch das Produkt der mittleren Wärmekapazitäten cp_{23} zwischen Verdichtungsende und Kondensationsbeginn sowie cp_{33^*} zwischen Kondensationsende und Unterkühlung angenähert. Alternativ lässt sich die Abgabewärme ähnlich der Kälteleistung mithilfe der Diagramm-Werte berechnen.

$$\dot{Q}_{ab} = \frac{dm}{dt} * [(h_{3^*} - h_3) + (h_3 - h_2)] = \frac{dm}{dt} * [h_{3^*} - h_2]$$

F 5

Verdichtungsarbeit

Die Verdichtungsarbeit kann im idealen Fall als Differenz der abgegebenen zur eingebrachten Wärme (Kälteleistung) ermittelt werden.

$$\dot{W}_{verd} = \dot{Q}_{ab} - \dot{Q}_{kälte}$$

F 6

Da es sich nicht um eine isotherme Zustandsänderung handelt, kann die zur Verdichtung benötigte Leistung nicht einfach über die Volumenänderungsarbeit berechnet werden. Stattdessen wird die polytrophe Zustandsänderung eines Gases als beste Näherung angenommen und die Gleichung umgestellt (Holbein, 2011). Hierzu wird der Polytropenexponent n , sowie die individuelle Gaskonstante R des gasförmigen Kältemittels eingesetzt, um die Verdichtung von Druck p_1 auf p_2 , ausgehend von der Temperatur T_1 (nach Verdampfung und leichter Überhitzung) zu berechnen.

$$\dot{W}_{verd} = \frac{dm}{dt} * R * T_1 * \frac{n}{n-1} * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

F 7

In (Tabelle 1) sind die berechneten Prozesswerte für verschiedene Kältemittel aufgelistet. Hierzu wurde von einer Umgebungstemperatur von 165°C ausgegangen und die dafür benötigten Verdichtungen für eine Kondensationstemperatur von etwa 180°C angesetzt.

Tabelle 1: Übersicht Prozesswerte verschiedener Kältemittel

Kälte- mittel	dm/dt [kg/h]	R [J/kg-K]	$T1$ [°C]	n	$p2$ [bar]	$p1$ [bar]	Polytrophe Verdichter- Arbeit [W]	Wärme- Abgabe [W]	Kälte- Leistung [W]
Aceton	2	143.34	56,4	1.2	21,5	1	105.06	166.562	96.64
Cyclo- pentan	2	118.55	50	1.185	20	1	81.25	137.82	36
R113	2	44.37	50	1.185	22	1	31.63	41.09	8.864
R365mf	2	56.15	40	1.183	29	1	43.14	32.77	10.46
1,1- Dichlor- ethan	2	84.01	57,3	1.15	17	1	52.84	-	57.15

Alle aufgelisteten Stoffe sind mögliche Kältemittel für die Bohrloch-Kältemaschine. Aus dem Vergleich der einzusetzenden Verdichter-Arbeit und der erreichbaren Kälteleistung ist jedoch ersichtlich, dass Aceton und 1,1-Dichlorethan die höchste Effizienz zeigen. Bei Dichlorethan wird sogar ein COP (Coefficient of Performance) größer als 1 erreicht. Das bedeutet es muss weniger Energie in die Verdichtung gesteckt werden, als in Form von Kälteleistung nutzbar wird. Dies ist für Kältemaschinen in Standardumgebungen normal (vgl. COP 3,6 entspricht der Energieeffizienz A bei Kühlschränken). Aceton weist jedoch starke Vorteile auf, was die Datenlage und die Verfügbarkeit angeht und wird daher als Kältemittel momentan bevorzugt.

Berechnungsprogramm

Um die Berechnungen für verschiedene Prozessbedingungen und basierend auf verschiedenen Ansätzen handlicher zu machen, wurde ein Excel-Programm für den Aceton Kühlprozess erstellt. Hierfür wurden die Stoffgleichungen und Prozessgleichungen sowie daraus abgeleitete Konstruktionsbedingungen programmiert. Es kann auch für weitere Kältemittel angepasst bzw. erweitert werden und beinhaltet Arbeitsblätter für die Berechnung aller wichtigen Stoff- und Prozesswerte. Im Anhang findet sich eine kurze Anleitung zur Benutzung der Arbeitsmappe, die Datei liegt der digitalen Version bei.

Prozessparameter: analytische Berechnung						
Polytrope Verdichter Arbeit						
Poly.Expon.	n	1,13	oE	dm/dt	0,00055556 kg/s	2 kg/h
				T1	329,15	K
Arbeit	W_poly	90,7362376	W	p2	2177903,17	Pa
				p1	117798,783	Pa
Kälteleist.	P_Kälte	170,169973	W	R	143,15	J/kg/K
Wärmeabg.	Q_sens	26098,4865	J/kg			
	Q_ab	193,192816	W	x	0,6	%
Clausius Clapeyron Näherung (ideal)						
	W_id	209,586534	W	dm/dt	0,00055556	kg/s
	Qzu,id	219,98824	W			2 kg/h
	Qab,id	429,574774	W	dp/dT zu	0,03015239	bar/K
				dp/dT ab	0,61223299	
Turbulenzströmung durch Sieden -polytrope Verdichtung						
	W_turb.	215,807316	W	dm/dt	0,00132133	4,75680547 kg/h
	Qzu,turb.	404,732729	W			
	Qab,turb.	459,490322	W			
Grafisch aus Prozessdiagramm						
	W_h.	130,67115	W	dm/dt	0,00055556	kg/s
	Qzu,h.	168,630486	W			2 kg/h
	Qab,h.	299,301636	W			

Abbildung 7: Prozessparameter Excel-Berechnung

Die Abbildung 7 zeigt den Ausschnitt eines Arbeitsblatts mit den Prozesswert-Ergebnissen. Diese wurden basierend auf den beschriebenen Berechnungsansätzen sowie einer auf Experimentaldaten beruhenden Abschätzung der turbulenten Strömung beim Verdampfen berechnet. Für das dargestellte Beispiel wurde eine Kondensationstemperatur von 175°C angesetzt, wie sie für eine Umgebungstemperatur von etwa 160-165°C nötig wäre. Die zugehörigen Prozessdiagramme sind in Abbildung 24 (Log. Druck-Enthalpie Diagramm) und Abbildung 26 (Temperatur-Entropie Diagramm) gezeigt. Durch Anpassung bestimmter Parameter, wie der Kondensationstemperatur, der Verdampfungstemperatur oder des Massenstroms, werden automatisch die sich ändernden Parameter neu berechnet und passende Diagramme gezeichnet. Zusätzlich gibt es Arbeitsblätter für die Berechnung benötigter Wärmeübergangs-Koeffizienten sowie den Konstruktionsparametern für die Drossel-Elemente und den Verdichter (Hubkolben Bauart).

Das Programm erlaubt also eine schnelle Prognose über sich ändernde Parameter, deren Auswirkungen auf den Prozessverlauf, die Prozesswerte, die Wärmeübergänge und Konsequenzen für das Design wichtiger Komponenten.

2.3 Wärmeübergänge

Der Kühlkreislauf beinhaltet zwei Wärmeübergänge, die von entscheidender Bedeutung für den Gesamtprozess und dadurch für die Funktionalität der Bohrlochkältemaschine sind. Die Wärmeübergänge, die im Folgenden näher beschrieben werden, finden in den Wärmetauschern Verdampfer und Kondensator statt und werden in der weiteren Beschreibung deshalb als Wärmeübergang Verdampfer und Wärmeübergang Kondensator bezeichnet.

Im Verdampfer findet der Wärmeübergang von den zu kühlenden Komponenten im Kühlraum, also beispielsweise der Elektronik für verschiedene Sonden-Anwendungen, zum Kältemittel statt. Dieser Wärmeübergang stellt die eigentliche Kühlfunktion der Kältemaschine dar. Um eine funktionierende Kühlung der gefährdeten Komponenten zu erreichen, ist die richtige Auslegung dieses Wärmeübergangs essentiell. Gleichzeitig ist die Betrachtung des Wärmeübergangs sehr komplex. Unter anderem beinhaltet der Wärmeübergang einen Phasenwechsel, wobei das exakte Verhalten des Kältemittels unbekannt ist. Selbiges gilt auch für den zweiten Wärmeübergang im Kondensator.

Die analytischen Berechnungen wurden in dem Excel-Programm, welches im Kapitel Prozessberechnung beschrieben wird, umgesetzt.

2.3.1 Analytische Betrachtung der Wärmeübergänge

Verdampfer

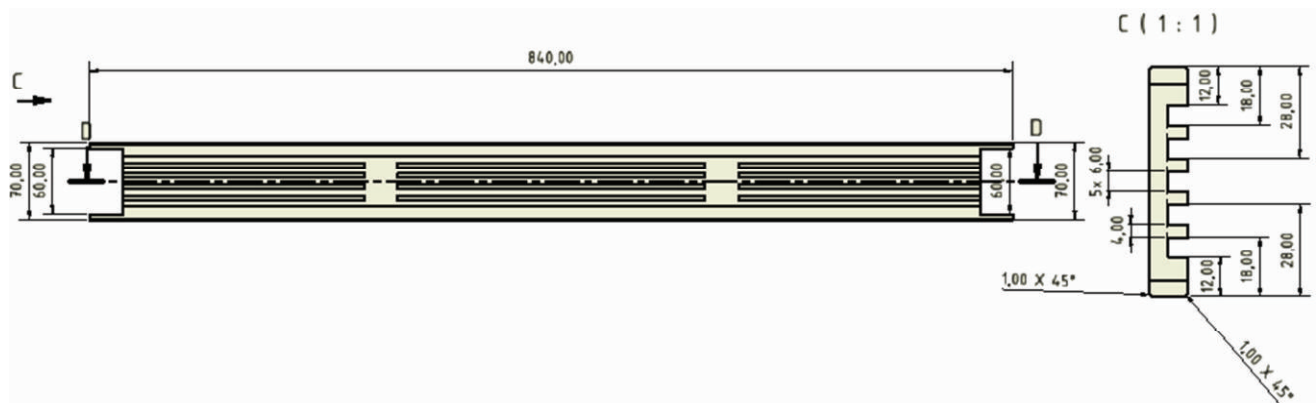


Abbildung 8: Konstruktionszeichnung des Verdampfers

Um den Wärmeübergang im Verdampfer berechnen zu können, wird ein stationärer Zustand, beim Verdampfungsvorgang angenommen. Die Aufheizphase wird dabei nicht betrachtet. Als Kältemittel wird wie beim Versuchsaufbau Aceton angesetzt. Um die Strömung beim Sieden bzw. Verdampfen quantifizieren zu können, wurde aufbauend auf Untersuchungen des Verdampfungsverhaltens von Aceton (Abbildung 9), ein Modell aufgebaut, mit dessen Hilfe die resultierenden Strömungsgeschwindigkeiten abgeschätzt werden. Abbildung 10 zeigt exemplarisch, wie mithilfe von Videoaufnahmen unter Slow-Motion Betrachtung und den Maßen des Versuchsaufbaus Strömungsgeschwindigkeiten aufgrund von Verdampfen abgeschätzt wurden.

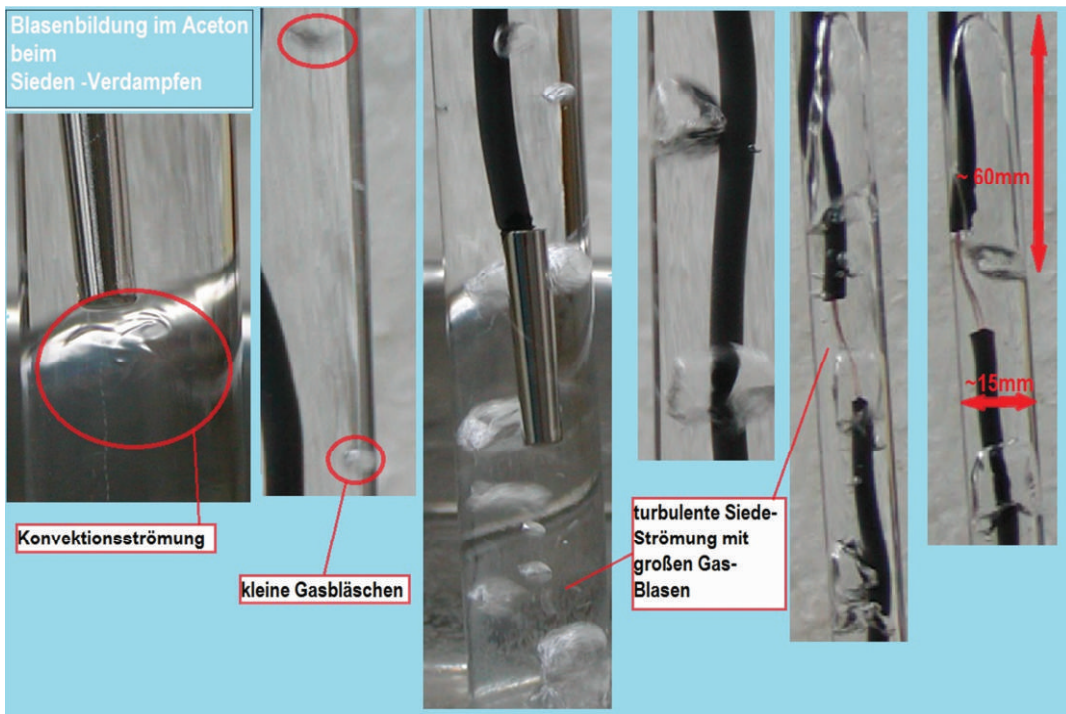


Abbildung 9: Experiment-Bilder vom Verdampfungsverhalten von Aceton

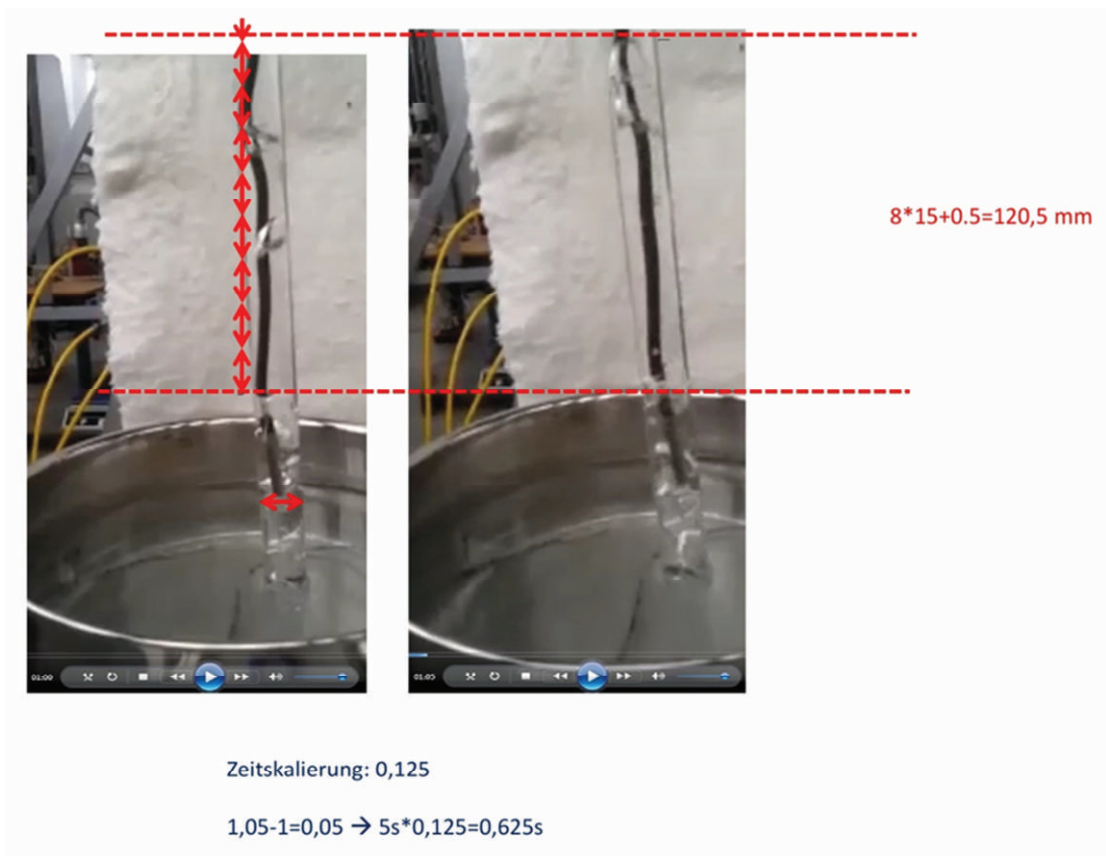


Abbildung 10: Bestimmung der Blasengeschwindigkeiten bei Verdampfendem Aceton

In der Tabelle 2 sind einige Messwerte und die daraus abgeschätzte mittlere Strömungsgeschwindigkeit angegeben.

Tabelle 2: Messwerte und Abschätzung für Strömungsgeschwindigkeit bei verdampfendem Aceton

durchströmte Länge [mm]	benötigte Zeit [s]	abgeschätzte Geschwindigkeit [m/s]		
	skaliert: 0,125	real		
80	3,1	0,388	0,2062	
90	3,2	0,4	0,2250	
95	6	0,75	0,1267	
97,5	4	0,5	0,1950	
100	4,1	0,513	0,1949	
112	4,3	0,538	0,2082	
115,5	4,5	0,563	0,2052	
120,5	5	0,625	0,1928	
124	7	0,875	0,1417	
		gemittelt	0,1884	
<i>mit Blasen- und Rohrdurchmesser auf Gesamtströmung skaliert</i>			Faktor	
			0,33	0,0628
			0,62	0,1159
			0,92	0,1739
<i>Verwendeter Wert</i>			gemittelt	0,1176

Um von der Geschwindigkeit der Gasblasen Rückschlüsse auf die Strömungsgeschwindigkeiten zu ziehen, wurde diese mit dem Verhältnis der gemessenen Blasendurchmesser zum Rohrdurchmesser skaliert und gemittelt. Es ergibt sich ein Wert von 0,1176 m/s, der als Ansatzwert für die Berechnung dienen soll. Zum Vergleich ergibt sich mit einem Massenstrom von 2kg/h im selben Rohr eine Geschwindigkeit von 0,00598 m/s und, durch eine Schätzung des Einflusses des Blasenauftriebs, eine resultierende Strömungsgeschwindigkeit von 0,99 m/s (siehe Excel-Programm).

Kondensator

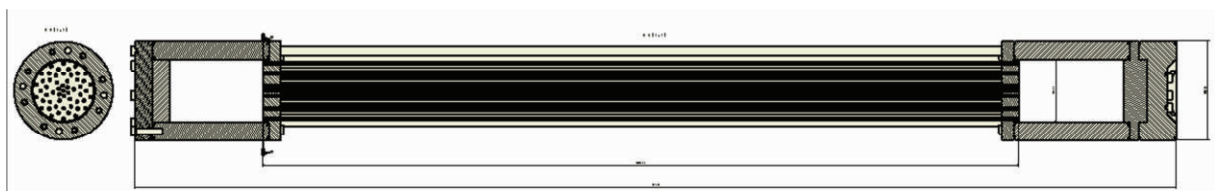


Abbildung 11: Kondensatorkonstruktion

Im Gegensatz zum Verdampfer wird beim Kondensator eine Rohrgeometrie betrachtet. Die Wärmesenke befindet sich außen und wird als stehendes bzw. sich leicht bewegendes Wasser angenommen. Hierbei werden die Wärmeübergänge für umströmte Rohre für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten und für durchströmte Rohre für den inneren Wärmeübergangskoeffizienten verwendet. Das umgebende Wasser wird dabei als fast stehend betrachtet, was dem schlechtesten Fall für die Wärmeübertragung darstellt. Die Geschwindigkeit des innen strömenden Gases wird über den Massenstrom des verdichteten gasförmigen Acetons und der Dimensionen und der Anzahl der Wärmeübertragungsrohre abgeschätzt.

Tabelle 3: Stoffdaten von Aceton für Wärmeübergang im Verdampfer (Kondensat K, Dampf V)

Größe	Symbol	Wert
Viskosität [Pa*s]	η_K	0,0002316
	η_V	0,0001563
Dichte [kg/m ³]	ρ_K	621,71
	ρ_V	417,374
Wärmekapazität [J/(kgK)]	cp_K	1759,955
	cp_V	1640,438
Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]	λ_K	0,1518
	λ_V	0,1062
Wärmeausdehnungskoeffizient [1/K]	β	1,46E-3
Charakt. Länge für Quader [mm] Kanaltiefe b [mm]	$L_{ch} = b$	6
Mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	u_{mV}	0,1176
Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	Δh_v	510,509
Verdampfungstemperatur [°C]	T_v	56,5
Kanallänge [mm]	L	800
Anzahl Kanäle	n	25

Tabelle 4: Stoffdaten von Aceton im Kondensator (Kondensat K: 200°C, Dampf V: 230°C)

Größe	Symbol	Wert
Viskosität [Pa*s]	η_K	0,000103
	η_V	0,0001521
Dichte [kg/m ³]	ρ_K	388,29
	ρ_V	57,877
Wärmekapazität [J/(kgK)]	cp_K	1727,82
	cp_V	1848,69
Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]	λ_K	0,0593
	λ_V	0,0547
Charakt. Länge für Rohr [mm]	$L_{ch} = d_i$	3
Außendurchmesser [mm]	d_a	5
Mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	u_m	0,0247
Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	Δh_v	155,25
Verdampfungstemperatur [°C]	T_v	226,15
Kanallänge [mm]	L	1300
Anzahl Kanäle	n	55

Berechnung der übertragbaren Wärmeströme

Mithilfe der angenommenen Strömungsgeschwindigkeiten und den genäherten Stoffdaten für die zu simulierenden Bedingungen (Im Gegensatz zum Verdampfer wird beim Kondensator eine Rohrgeometrie betrachtet. Die Wärmesenke befindet sich außen und wird als stehendes bzw. sich leicht bewegendes Wasser angenommen. Hierbei werden die Wärmeübergänge für umströmte Rohre für den äußeren Wärmeübergangskoeffizient und für durchströmte Rohre für den inneren Wärmeübergangskoeffizienten verwendet. Das umgebende Wasser wird dabei als fast stehend betrachtet, was dem schlechtesten Fall für die Wärmeübertragung darstellt. Die Geschwindigkeit des innen strömenden Gases wird über den Massenstrom des verdichteten gasförmigen Acetons und der Dimensionen und der Anzahl der Wärmeübertragungsrohre abgeschätzt.

Tabelle 3 bzw. Tabelle 4), können im nächsten Schritt die Wärmeübergangskennzahlen bestimmt werden. Hierfür werden die Gleichungen aus Tabelle 22 (Brandt, 1995) benutzt. Die Stoffdaten wurden mit dem Excel-Programm berechnet. Mit den Wärmeübergangszahlen und den Gleichungen aus Tabelle 23 werden dann die Wärmeströme berechnet, die bei vorliegender Geometrie und Strömungsbedingungen übertragen werden können. Die Ergebnisse stellen das geometrische Maximum dar und werden maßgeblich von den angenommenen Strömungseigenschaften bestimmt. Dort liegt die Unsicherheit der Ergebnisse. Sollten die berechneten Werte im Praxistest nicht erreicht oder übertroffen werden, sind dafür in erster Linie die Abweichungen zwischen den angenommenen zu den realen Strömungsbedingungen verantwortlich. Diese Annahmen können durch empirische Werte verbessert werden.

Verdampfer Wärmeströme

Unter Verwendung der Formel F 46 und dem quaderförmigen Querschnitt der Verdampfer-kanäle ergibt sich die folgende Formel für die Berechnung des zu einem Kältemittel-Kanal übertragbaren Wärmestroms.

$$\dot{Q}_{\ddot{u}1,verd} = \left[\frac{U_{Kanal}}{4 * A_{Kanal} * \left(\frac{\lambda_{Al}}{s_{Al}} + \frac{\lambda_{Cu}}{s_{verd}} \right) * L_{Kanal}} \right]^{-1} * \Delta T_{ges,1}$$

F 8

Hierzu wird angenommen, dass die Temperatur des Kupferkörpers homogen ist und die Verbraucher gleichmäßig auf dessen Oberfläche verteilt sind. Der Übergang von der Mitte der Verbraucher (als Aluminiumteile angenommen), bis zur Kanal-Innenwand wird ermittelt. Dabei wird die Verbrauchertemperatur auf 70°C begrenzt.

Tabelle 5: Werte für übertragbaren Wärmestrom auf einen Kanal

	Schichtdicke s [m]	Wärmeleitfähigkeit λ [W/m-K]	Umfang U_{Kanal} [m]	Querschnitt A_{Kanal} [m ²]	Länge L_{Kanal} [m]	Temperatur- differenz $\Delta T_{ges,1}$ [K]
Verbraucher	5e-3	150	24e-3	3,6e-5	0,8	5
Verdampfer	12e-3	400				
Übertragbarer Wärmestrom auf 1 Kanal [W]					$\dot{Q}_{\ddot{u}1,verd}$	1520

Die Tabelle 5 zeigt die verwendeten Werte und den berechneten übertragbaren Wärmestrom von 1520 W, auf einen Kanal unter den getroffenen Annahmen.

Im nächsten Schritt wird nun der vom Aceton abführbare Wärmestrom mit der folgenden Formel, basierend auf der Geometrie und den Wärmeübergangszahlen (Anhang Wärmeübergang). Zunächst wird mit der Strömungsgeschwindigkeit von Tabelle 2 und dem Kanalabmessungen die Reynoldszahl bestimmt (Herwig, 2008).

$$Re_v = \frac{u_m * \rho_m * L_{ch}}{\eta_m}$$

F 9

Mit der angenommenen mittleren Geschwindigkeit $u_m=0,1176$ m/s, der Dichte $\rho_v=417,4$ kg/m³, der mittleren Viskosität $\eta_m=1,563e-4$ Pa*s und der charakteristischen Länge $L_{ch}=6e-3$ m, ergibt sich: $Re=1884,6$. Dies ist größer als der Grenzwert für eine laminare Kanalbetrachtung (1150), weshalb die Mittelung aus erzwungener und freier Konvektion verwandt wird. Hierzu werden die Parameter in Tabelle 6 in die folgenden Gleichungen eingesetzt.

$$\dot{Q}_{\ddot{u}2,verd} = Z * \Delta T_{ges,2}$$

F 10

mit dem Wärmeübergangskoeffizient:

$$Z = \alpha_{verd} * A_{\ddot{a}quiv} = NU_{verd} * \frac{\lambda_{Aceton}}{L_{ch}} * A_{\ddot{a}quiv}$$

F 11

und der Verdampfungs-Nusseltzahl:

$$NU_{verd} = 0,02 * (Gr^{0,8} + Re^{0,8}) * Pr^{0,43}$$

F 12

Tabelle 6: Parameter für Berechnung des Aceton-Wärmestroms

Temperatur-differenz $\Delta T_{ges,2}$ [K]	Übertragungs-fläche $A_{\ddot{a}quiv}$ [m ²]	Wärmeleitfähigkeit λ_{Aceton} [W/m-K]	Grashof-zahl Gr	Prandtl-zahl Pr	Nusselt-zahl NU_{verd}
8,5	0,0048	0,1062	1,336e-5	2,413	12,18
Wärmeübergangskoeffizient [W/K]				Z	1,035
Übertragbarer Wärmestrom in 1 Kanal [W]				$\dot{Q}_{\ddot{u}2,verd}$	8,798

Der Wert für den vom Aceton abführbaren Wärmestrom ist um ein vielfaches kleiner als der durch den Kupferkörper des Verdampfers übertragbare Wärmestrom. Dies zeigt, dass die zuvor getroffene Annahme von einer homogenen Kupferkörpertemperatur gerechtfertigt ist, weil die Wärme sich viel schneller im Kupfer verteilt, als sie vom Aceton abgeführt wird. Dadurch kann eine weitere Vereinfachung getroffen werden, die es erlaubt, den insgesamt abführbaren Wärmestrom als Produkt des Minimalwerts für einen Kanal (8,798) und der Anzahl der Kanäle zu ermitteln.

$$\dot{Q}_{\ddot{u}-ges,verd} = n * \dot{Q}_{\ddot{u}2,verd} = 25 * 8,798 = \mathbf{219,938 W}$$

F 13

Kondensator Wärmeströme

Für den Kondensator kann der Wärmestrom ebenfalls über die Wärmeübergangsgleichungen (Anhang Wärmeübergang) berechnet werden. Hierzu wird der Wärmeübergang in drei Teilschritten betrachtet. Der erste Wärmeübergang findet zwischen dem in den Kondensator strömenden Aceton-Gas und den Rohrwänden statt. Die Wärme wird zur Außenwand geleitet, wo der äußere Wärmeübergang zwischen Kondensator und umgebendem Medium abläuft. Für die Berechnung müssen einige Annahmen getroffen werden, da zum Zeitpunkt dieser Arbeit noch keine Experimentaldaten zum Kondensatorwärmeübergang vorliegen. Vor allem beim äußeren Wärmeübergang gibt es große Unsicherheiten, weil die Eigenschaften und das Verhalten des Umgebungsmediums, dem Thermalwasser gänzlich unbekannt sind.

Gemäß den Wärmeübergangsvorschriften und unter Verwendung der gegebenen Materialdaten und Kondensatorabmessungen wird der übertragbare Wärmestrom wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{\ddot{u}-ges,kond} = n * \pi * L * \left[\frac{\ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}{2 * \lambda_{Rohr}} + \frac{1}{\alpha_{Ac} * d_i} + \frac{1}{\alpha_{Um} * d_a} \right]^{-1} * \Delta T_{ges}$$

F 14

Hierbei werden die Wärmeübergangskoeffizienten außen α_{Um} und innen α_{Ac} wieder über dimensionslose Nusseltzahlen, abhängig von der Reynoldszahl bestimmt. Zunächst werden wieder die Reynoldszahlen bestimmt. Für die Umgebung wird eine Strömungsgeschwindigkeit ua angenommen, die Geschwindigkeit des Acetongases um ergibt sich aus dem Massenstrom von 2kg/h und den Rohrabmessungen. Es ergeben sich die Parameter in Tabelle 7.

Tabelle 7: Reynolds- und Prandtl-Zahlen beim Kondensator Wärmeübergang

	Geschwindigkeit [m/s]	Reynoldszahl	Prandtlzahl
Innen	0,0247	28,18	15,42
Außen	0,001	10721,26	0,938

Den Reynoldszahlen zufolge ergibt sich die innere Nusseltzahl aus der laminaren Betrachtung:

$$NU_{innen} = \left[3,66^3 + \left(1,62^3 + 0,293 * \sqrt{\frac{d_i}{L}} \right) * Re * Pr * \frac{d_i}{L} \right]^{\frac{1}{3}}$$

F 15

Die äußere Nusseltzahl für ein umströmtes Rohr ergibt sich aus Überlagerung von laminarer und turbulenter Zahl zu:

$$\begin{aligned}
 Nu_{au\beta en} &= 0,3 + \sqrt{Nu_{laminar}^2 + Nu_{turbulent}^2} \\
 &= \sqrt{\left(0,664 * P_r^{\frac{1}{3}} * Re^{\frac{1}{2}}\right)^2 + \left(\frac{0,037 * Re^{0,8} * P_r}{1 + 2,443 * Re^{-0,1} * \left(P_r^{\frac{2}{3}} - 1\right)}\right)^2}
 \end{aligned}$$

F 16

Die Wärmeübergangskennzahlen ergeben sich dann allgemein nach:

$$\alpha_n = NU * \frac{\lambda_n}{L_{ch_n}}$$

F 17

Die berechneten Kennzahlen und der übertragbare Wärmestrom für eine 200°C heiße Umgebung sind in Tabelle 8 zu finden.

Tabelle 8: Übertragbarer Kondensator-Wärmestrom

	char. Länge L_{ch_n} [m]	Wärmeleitfähigkeit λ_n [W/m-K]	Nusseltzahl	Temperaturdifferenz [K]	Wärmeübergangskoeffizient [W/m ² -K]	
Innen	3e-3	0,0547	3,763	26,15	68,73	
Wand	-	14,8	-		-	
Außen	1,437e-3	0,6	90,865		37,95	
Gesamter übertragbarer Wärmestrom [W]					$\dot{Q}_{\ddot{u}-ges,kond}$	579,4

Unter der Voraussetzung, dass die angenommenen Parameter nicht zu optimistisch angenommen wurden, kann der Kondensator einen Wärmestrom von mindestens 579 Watt an die Umgebung übertragen.

2.3.2 Simulation der Wärmeübergänge

Dieser Abschnitt soll als Vorbereitung für ein numerisches Simulationsprogramm, aufbauend auf der analytischen Betrachtung der Wärmeübergänge dienen, um einerseits das Verhalten des Kältemittels im Kühlkreislauf zu simulieren und andererseits Vergleichsdaten für Messergebnisse aus dem Laborkreislauf zu schaffen. Hierbei sollen die Wärmeübergänge instationär betrachtet werden. Zu diesem Zweck wurde, ausgehend von den konstruierten Wärmetauschern auf die im Kapitel zu den Komponenten näher eingegangen wird, ein einfaches Programm zur Simulation der Wärmeübergänge anhand der resultierenden Temperaturverläufe geschrieben. Hierfür wurden die beiden Übergänge getrennt betrachtet und numerisch in C++ Code umgesetzt. Das Programm wurde so konzipiert, dass es einfach an sich ändernde Prozessparameter angepasst und durch neue empirische Erkenntnisse ergänzt werden kann. Das Grundgerüst (Abbildung 12) soll dabei als Struktur dienen. In den Abschnitten zu den einzelnen Wärmeübergängen wird deutlich wie es im Einzelnen verwendet wird. (Der Quellcode befindet sich im gedruckten Anhang, ein ausführbares Programm liegt der digitalen Fassung bei.)

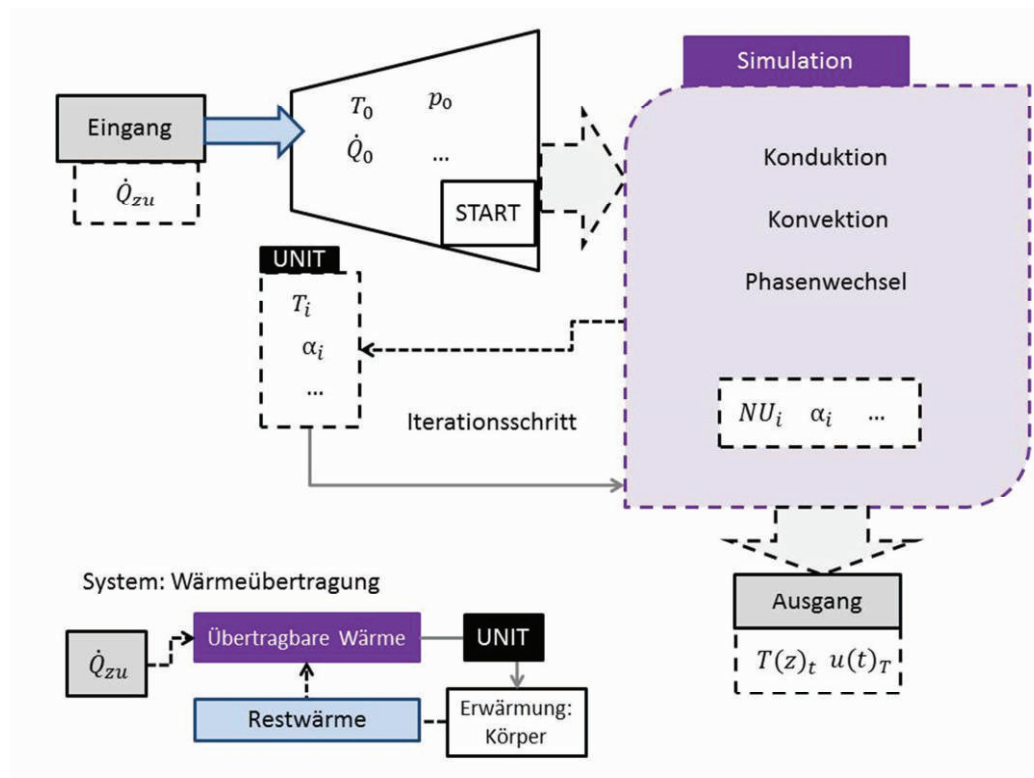


Abbildung 12: Grundgerüst des Simulationsprogramms

Zielsetzung

Das Ziel der Simulation soll sein, einen Anhaltspunkt für zu erwartende Messwerte zu haben und das Programm durch diese stetig zu erweitern und anzupassen. Wenn die Simulation mit den Messwerten abgeglichen wird, können dann einfach Prognosen für ähnliche Situationen und Langzeit-Betrachtungen gemacht werden. Da sich hinsichtlich der tatsächlichen Prozessverläufe nur auf theoretische Betrachtungen unter Verwendung von analytischen Näherungen bezogen werden kann, ist ein solches Vorgehen notwendig, um die Messergebnisse gewinnbringend zu interpretieren.

Das Programm soll als Ergebnis Temperaturverläufe für die definierten Komponenten Kältemittel, Kupferkörper und Verbraucher liefern bzw. beim Kondensator von Kondensatorrohr und Kältemittel. Auf deren Grundlage lassen sich weitere Größen und qualitative Bewertungen ableiten. Das Programm kann um die Bestimmung weiterer Größen, wie der Strömungsgeschwindigkeit, Druckverläufen und momentanen Stoffgrößen, die als Temperatur abhängige Größen berechnet werden können, erweitert werden. Im Rahmen dieser Arbeit ist die Simulation aber zunächst auf die Temperaturverläufe beschränkt.

Die Temperaturverläufe können unter anderem Aufschluss darüber geben, ob die Wärme ausreichend gut abgeführt werden kann. Das heißt beim Verdampfer ob ein zu weites Aufheizen der Verbraucher, also bis zu einer schädlichen Temperatur von über 70°C auftritt und beim Kondensator ob das Kältemittelgas schnell genug kondensiert, damit stets flüssiges Kältemittel vorhanden ist.

Wärmeübergang Verdampfer

Die Konstruktion des Verdampfers wird im Kapitel Komponenten näher beschrieben. Für die numerische Simulation wurde die komplizierte Geometrie des Verdampfers vereinfacht und Symmetrien ausgenutzt, um eine eindimensionale Betrachtung zu ermöglichen. Abbildung 13 zeigt die dem Programm zugrundeliegende Geometrie.

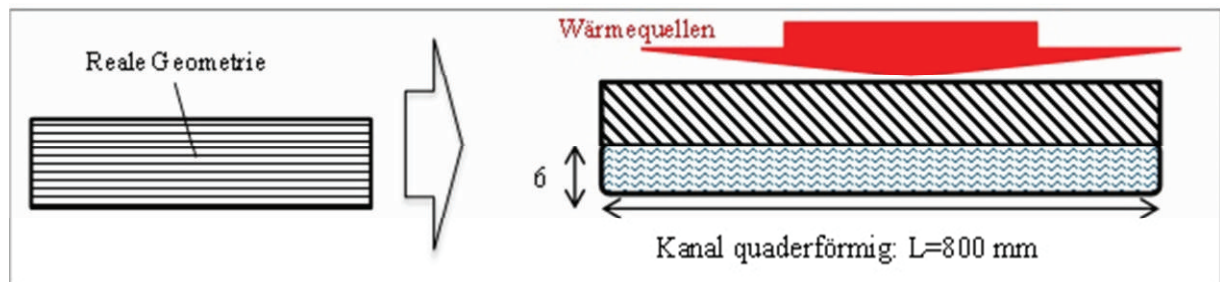


Abbildung 13: Vereinfachte Verdampfer-Geometrie

Des Weiteren wurden folgende Vereinfachungen vorgenommen:

- Die Wärmequellen werden als einzelner Verbraucher für die Leitung zusammengefasst
- Die Material und Stoffparameter werden über die erwarteten Prozesswerte gemittelt
- Die Modellelemente Kupferkörper, Kältemittel, Verbraucher werden örtlich und zeitlich diskretisiert
- Für jedes Modellelement wird eine einzelne mittlere Temperatur erfasst
- Der Druck wird als konstant angenommen (1 atm)

Für die Berechnung des vorliegenden Wärmeübergangs werden Wärmeübergangsgleichungen (Tabelle 23) numerisch gelöst. Dabei wird das folgende Modell zugrunde gelegt:

- Ein Verbraucher produziert eine bestimmte Wärmemenge pro Zeit
- Die Wärmemenge wird als Paket aus einzelnen Wärmepaketen betrachtet
- Mit jedem Zeitschritt werden von den Verbrauchern neue Pakete erzeugt
- Je nach Gegebenheit der Wärmeübertragung (WÜ) wird ein Teil der Wärme weitergegeben an das nächste Element der WÜ-Kette
- Der andere übrige Teil heizt das Element auf
- Zu Beginn gibt es noch keinen Temperaturgradienten (TG) und daher keine WÜ
- Ein wachsender TG und besser werdende WÜ sorgen für Abfuhr größerer Wärmemengen und schwächere Aufheizung (Selbiges gilt umgekehrt)

- Das Optimum für die Verdampfung ist ein Gleichgewicht zwischen Wärmeproduktion und Wärmeabfuhr, also kein Aufheizen

Tabelle 9 zeigt die wichtigen Parameter und die verwendeten Gleichung für die Verdampfungs-Simulation.

Tabelle 9: Numerische Temperaturgleichungen und Parameter für Verdampfer

Parameter												
Indizes	λ [W/(mK)]	m [kg]	cp [J/(kgK)]	a [m ² /s]	WÜb.g.- Zahl		Z_{ab} [W/K]	$\dot{Q}_{verd.}$ [W]	T_{start} [K]	P_{ein} [W]	Δt [s]	\dot{Q}_{zu} [W]
					1 Vor/ 2 bei Verdampfen							
					Z_1 [W/K]	Z_2 [W/K]						
Verbraucher V	150	0,15 6	897	6,2E- 5	-	-	3,5	3,97	293	100	1	4
Kupferkörper K	400	0,51 4	385	11,7E -5	-	-						
Aceton A	-	0,01 2	1640	-	-	3,113						
Gleichungen					Zeitschritt n=1...N, Ortschritt i							
Mittlere Verbrauchertemperatur	$V_i^{n+1} = V_i^n + (\dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_{ab}) / (m_v * cp_v) * \Delta t$											
Mögliche Abgabewärme	$\dot{Q}_{ab} = Z_{ab} * (V^n - K^n)$											
Mittlere Kupferkörpertemperatur	$K_i^{n+1} = K_i^n + \frac{\dot{Q}_{ab} - \dot{Q}_{Ace}}{m_K * cp_K} * \Delta t$											
Wärmeaufnahme Aceton bis Sieden	$\dot{Q}_{Ace,1} = Z_1 * (K^n - A^n)$											
Wärmeaufnahme Aceton ab Sieden - turbulent	$\dot{Q}_{Ace,2} = Z_2 * (K^n - A^n)$											
Wärmeaufnahme Aceton verdampfen maximal	$\dot{Q}_{Ace,v} = \dot{Q}_{verd.}$											
Übergangszahl freie Konvektion	$Z_1 = \frac{\lambda_A}{L_{ch}} * Pr_K^{0,43} * \left(\frac{g * \beta * L_{ch}^3 * (K^n - A^n)}{v_A^2} \right)^{0,8} * L * b$											
Z_1 ausgerechnet	$Z_1 = 0,000534 * (K^n - A^n)^{0,8}$											
Mittlere Aceton-Temperatur bis Sieden	$A_i^{n+1} = A_i^n + \frac{\dot{Q}_{Ace,1}}{m_a * cp_a} * \Delta t$											
Mittlere Aceton-Temperatur ab Sieden	$A_i^{n+1} = A_i^n + \frac{\dot{Q}_{Ace,2} - \dot{Q}_{Ace,v}}{m_a * cp_a} * \Delta t$											

Die angegebenen Werte beziehen sich auf einen Simulationsdurchlauf. Die Anpassung erfolgt über eine Änderung der Übergangszahlen. Hierbei wurde eine Skalierung auf die eindimensionale Betrachtung einer einzelnen Kältemittel-Leitung angesetzt. Das berechnete Ergebnis ist jeweils die mittlere Temperatur der Komponenten Verbraucher, Kupferkörper sowie Aceton.

Wärmeübergang Kondensator

Für den Kondensator gelten ähnliche Bedingungen wie für den Verdampfer. Die Konstruktion wurde entsprechend vereinfacht für die Simulation. Das prinzipielle Vorgehen für die numerische Betrachtung ist ähnlich dem beim Verdampfer. Die Wärmepakete werden vom strömenden Aceton-Gas an das Kondensatorrohr und weiter an die Umgebung abgegeben. Die Umgebungstemperatur bleibt dabei konstant.

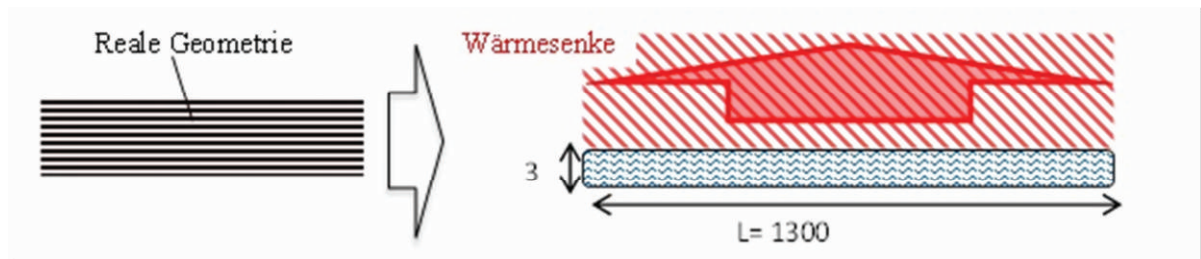


Abbildung 14: Vereinfachte Kondensatorgeometrie

Des Weiteren wurden folgende Vereinfachungen vorgenommen:

- Die Rohrtemperatur außen ist immer gleich der Umgebungstemperatur
- Das Aceton kondensiert zuerst auf der Rohrrinnenwand, deswegen wird diese Temperatur betrachtet
- Die Modellelemente Rohr und Aceton werden zeitlich diskretisiert
- Das Kondensatorrohr wird zudem örtlich diskretisiert
- Das neu zuströmende Gas hat immer die gleiche Temperatur, die nach der Verdichtung erreicht wird
- Der Druck wird als konstant angenommen (40 atm)

Die getroffene Vereinfachung einer konstanten Rohraußen- und Umgebungstemperatur ist sicherlich eine starke Idealisierung und darum kein konservativer Ansatz für die Komponentenauslegung. Ohne sie müsste jedoch die Strömung des Umgebungsmediums, also des Thermalwassers mit in die Simulation einbezogen werden. Das würde bedeuten die, sich durch Wärmeabgabe und daraus resultierende Aufheizung des direkt umgebenden Thermalwassers einstellenden Konvektionsströmungen müssten berechnet werden. Daraus könnten dann die aktuellen Wärmeübergangskennzahlen für den äußeren Wärmeübergang ermittelt werden. Weil jedoch die Eigenschaften des Bohrlochwassers unbekannt sind und eine exaktere Betrachtung wie beschrieben sehr komplex und im Rahmen dieser Arbeit nicht realisierbar ist, wurde die Annahme getroffen um erste Ergebnisse zu erhalten. Es ist vorgesehen das Programm in der Zukunft dahingehend zu erweitern, die äußere Strömung ebenfalls zu simulieren.

Für die Konstruktion des Kondensators wurde die Annahme eines ruhenden Umgebungsmediums getroffen bei konstanter Umgebungstemperatur getroffen. Strenggenommen ist das nicht der schlechteste anzunehmende Fall, da hier eine perfekte Abfuhr der Wärme im Umgebungsmedium angenommen wird. Würde man jedoch annehmen, dass die Wärme nicht abgeführt wird und die Umgebung sich stattdessen immer weiter aufheizt bis sie an die Aceton-Temperatur heranreicht, bedeutete dies einen lokalen Kollaps des System bei dem an den betroffenen Stellen keinerlei Wärme mehr abgegeben werden könnte. Wenn sich das Wasser aber stark aufheizt kann aber davon ausgegangen werden, dass sich Konvektionsströmungen einstellen die die Wärme abtransportieren. Dadurch kommt es auch zur Bewegung im Wasser, was wiederum die Wärmeübertragung begünstigt. Die verwendeten

Vereinfachungen sind demnach ein handhabbarer Kompromiss um ohne zu komplex zu werden, nutzbare Werte zu erhalten.

Für die Simulation ergeben sich die in Tabelle 10 aufgelisteten Parameter und die numerischen Temperaturgleichungen.

Tabelle 10: Numerische Temperaturgleichungen und Parameter für Kondensator

Parameter									
Indizes	λ [W/(mK)]	m [kg]	cp [J/(kgK)]	a [m ² /s]	Z_W [W/K]	T_{ein} [°C]	T_a [°C]	Δt [s]	Δx [m]
Rohr R	14,8	0,522	350	6,218e-5	6,123e-3	230	200	1	2e-4
Aceton A	0,06	2,048e-3	1770						
Gleichungen					Zeitschritt n=1...N, Ortschritt i=0...5				
Anfangsbedingungen		$A_1^0 = A_w^0 = T_{ein}; R_i^0 = T_0 = T_a$							
Randbedingungen		$R_0 = T_a; R_5 = A_w; A^n = T_{ein}$							
Rohrtemperaturen		$R_i^{n+1} = R_i^n + a_R * \frac{\Delta t}{\Delta x^2} * (R_{i+1}^n - 2 * R_i^n + R_{i-1}^n)$							
Mittlere Aceton-Temperatur		$A_1^{n+1} = A_1^n + \left(\frac{\dot{Q}_w}{m_a * c_{pa}} * \Delta t \right)$							
Abfuhrwärmestrom		$\dot{Q}_w = Z_W * (A_w - A_1)$							
Grenztemperatur Aceton		$A_1^\infty = T_a$							

Durchführung

Für die Durchführung der Simulationen wurden die Temperaturverläufe der betrachteten Komponenten numerisch berechnet. Unter Verwendung des zuvor beschriebenen Gleichungssystems werden hierzu je Zeitschritt die aktuellen Temperaturen ermittelt und im entsprechenden Messintervall (1s) in eine externe Datei abgespeichert. Die sich daraus ergebenden Temperatur-Zeit Logs werden anschließend ins Programm eingelesen und in einem Plot grafisch dargestellt. Hierbei können auch reale Messdaten eingezeichnet werden, um einen visuellen Vergleich mit den simulierten Verläufen zu erhalten.

Beim Starten des Programms muss jeweils eine Laufzeit in Minuten eingegeben werden. Diese entspricht der simulierten Versuchsdauer. Neben dem Verlaufsplot gibt das Programm im Terminal wichtige Parameter (Endwerte) der Simulation aus.

Es ist hierbei anzumerken, dass den Absolut-Werten der Temperaturprofile nicht zu viel Gewicht beigemessen werden darf. Da für die Wärmeübergänge theoretische Näherungen und Experimentaldaten aus Versuchen mit abweichenden Geometrien und Versuchsbedingungen herangezogen wurden, können hier starke Abweichungen vorliegen. Die wichtige Aussage der Simulationsverläufe ist einerseits die Beeinflussung der Verläufe durch die genannten Übergangsparameter sowie das Relativverhalten der Komponenten-Temperaturen untereinander. Zum anderen können die Programme mit aktuellen Messdaten mit übereinstimmenden Komponenten-Geometrien angepasst werden. Auf diese Weise kann die Plausibilität der Messergebnisse geprüft werden. Ziel ist es letztlich die Programme durch ausreichende Experimentaldaten zu einem zuverlässigen Prognose-Tool für sich ändernde Versuchsbedingungen weiter zu entwickeln.

Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden die Resultate der Simulation der Wärmeübergänge diskutiert. Die Quellcodes (exemplarisch für jeweils einen Durchlauf) finden sich im Anhang. Die ausführbaren Programme liegen der digitalen Version bei.

Als Ergebnis liegen simulierte Temperaturverläufe für die betrachteten Komponenten grafisch und als Daten-Log in Spaltenform vor. Letztere entspricht dem Format der exportierbaren Temperatur-Logs welche bei Messungen mit Thermoelementen über die verwendete Pico-Log Software generiert werden. Dies ermöglicht eine einfache Gegenüberstellung der unterschiedlichen Daten und deren Weiterverarbeitung, beispielsweise in einem Excel-Arbeitsdokument.

Temperaturverläufe Verdampfer

In der Abbildung 15 sind die Temperaturverläufe für einen Simulationsdurchlauf dargestellt. Zusätzlich sind Messdaten von Versuchen mit einer früheren Verdampfer-Version dargestellt, um zu demonstrieren wie eine Anpassung der simulierten Verläufe an vorhandene Messdaten aussehen kann. Im dargestellten Fall erkennt man, dass die Aufheizung des Acetons (Verlauf_A) ausreichend schnell abläuft, sodass die Aufheizung der Verbraucher (Verlauf_V) und des Verdampferkörpers (Verlauf_K) unterhalb der 70°C-Marke abgefangen werden.

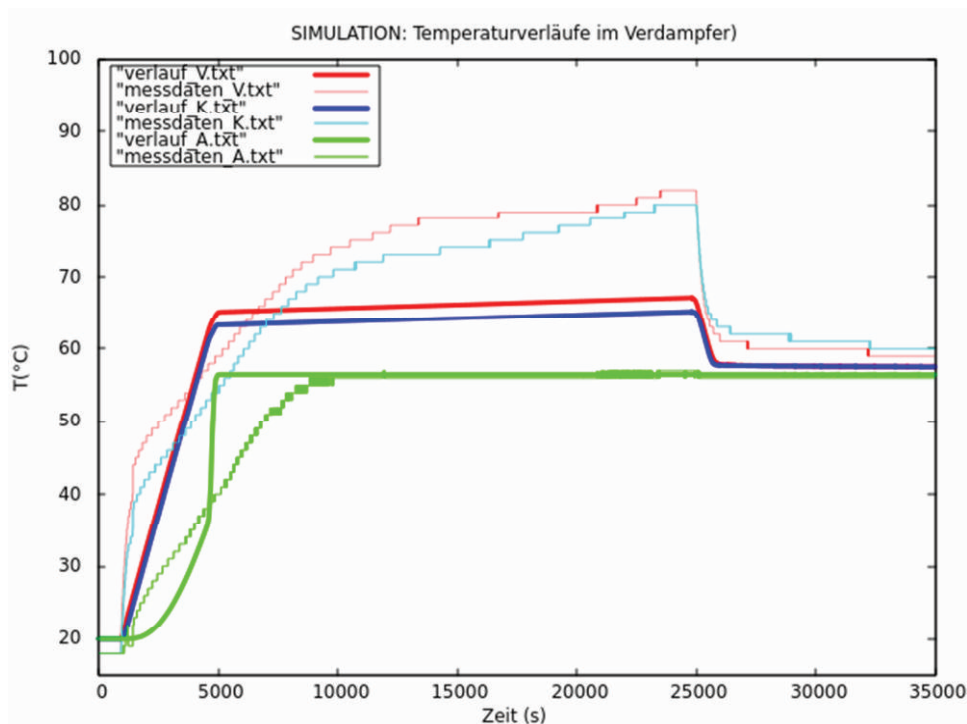


Abbildung 15: Simulierte Temperaturverläufe: Verdampfer

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Aufheizkurve der Verbraucher im simulierten Verlauf flacher verläuft als bei den dargestellten Versuchsdaten. Gleichzeitig verläuft die simulierte Aceton-Aufheizung steiler. Dieser Umstand sollte auf die optimierte Verdampfer-Geometrie, die der Simulation zugrunde liegt, zurück zu führen sein und dessen bessere Eignung für die Funktionalität des Systems belegen. Diese Hypothese kann mit entsprechenden Versuchen mit der neuen Verdampfer-Version direkt überprüft werden.

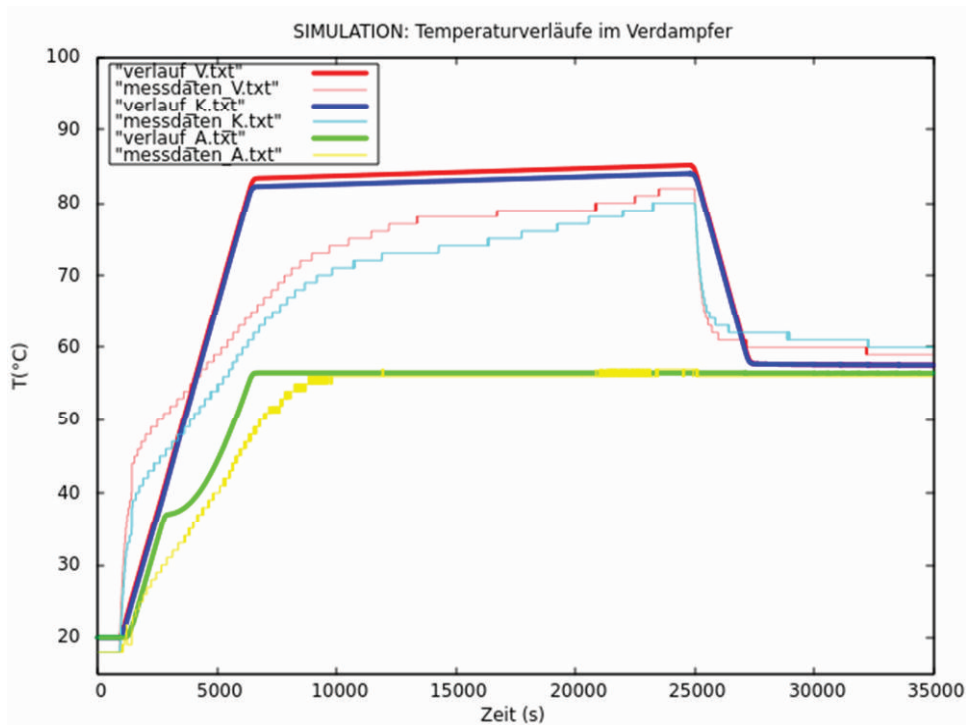


Abbildung 16: Simulierte Temperaturverläufe: Verdampfer II

Abbildung 16 zeigt einen Simulationsdurchlauf für den Fall, dass die Wärmeübertragung zum Kältemittel ungenügend ist. Dabei heizen sich die Verbraucher auf über 80°C auf, bevor das Verdampfungsplateau erreicht wird. Bei beiden Durchläufen ist ein Einschalten und Abschalten der Verbraucher zu bestimmten Zeitpunkten eingestellt, wie es auch bei dem Experiment zu den verwendeten Referenz-Messwerten durchgeführt wurde.

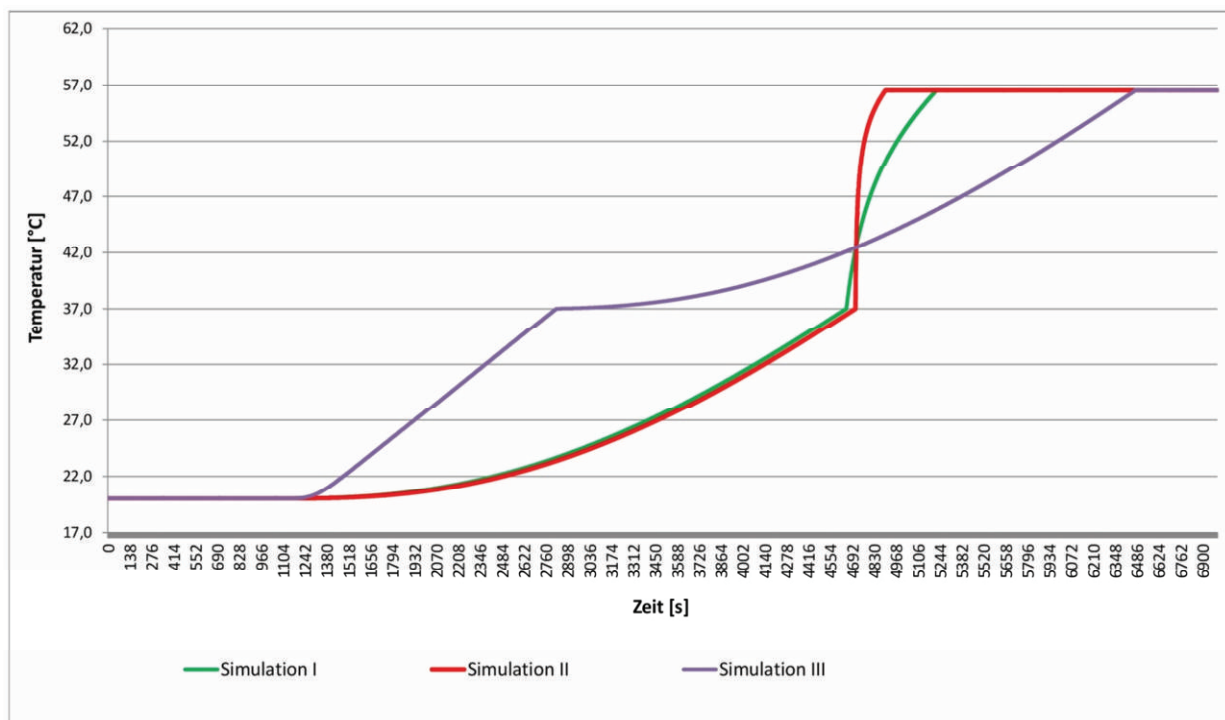


Abbildung 17: Vergleich unterschiedlicher simulierter Aufheizverläufe

Wie bereits in den Abbildungen der gesamten Temperaturverläufe erkennbar ist, gibt es starke Unterschiede im simulierten Aufheizverlauf des Acetons.

Diese Unterschiede resultieren aus Variationen der Wärmeübertragungskoeffizienten für die Berechnung der Wärmeübertragungsprozesse. Wie bereits angesprochen, basieren die angenommenen Parameter auf theoretischen Näherungen basierend auf Aceton-Stoffgleichungen und Parametern sowie vorhandenen Messdaten, die jedoch mit anderen geometrischen Bedingungen gewonnen wurden.

Es sollte jedoch anhand der erläuterten Ergebnisse klar werden, welchen Einfluss diese Faktoren auf die entscheidenden Temperaturverläufe haben und wie sie gegebenenfalls angepasst werden können.

Man erkennt in Abbildung 17 zusätzlich zu den starken Abweichungen der verschiedenen Kurven auch Knicke in den Verläufen. Diese Knicke zeigen das Eintreten bzw. das in den Vordergrund treten eines anderen Wärmeübertragungsverhaltens korrespondierend zu einsetzendem Sieden (siehe auch Tabelle 9)

In dem Programm wird versucht diese Verhaltensänderung des Acetons mit verschiedenen Ansätzen zu simulieren, wobei als treibender Faktor in erster Linie eine Beschleunigung des Stoffs durch entstehende und aufsteigende Gasblasen angenommen wurde.

Die beschleunigte Bewegung des Fluid relativ zur Strömung aufgrund freier Konvektion, ist der Wärmeübertragung generell zuträglich. Ein schnelleres Vorbeiströmen an dem warmen Objekt verbessert die Wärmemitnahme im Allgemeinen.

Im Verlauf von Simulation III ist ein gegenteiliger Effekt zu sehen. Hier ist der Einfluss des Gasvolumens in den Leitungen und eine dadurch verringerte Wärmekapazität und Aufnahmefähigkeit des betrachteten Kältemittelkanals stärker gewichtet.

Der reale Verlauf wird mit keinem der simulierten Verläufe übereinstimmen. Passt man jedoch die Temperaturverläufe der Simulation an die Messergebnisse an, kann eine gute Aussage darüber getroffen werden, was sich im Aceton während dem Aufheizen abspielt und zu

welchem Zeitpunkt Verhaltensänderungen eintreten. Sind die Gleichungen mit dem realen Aceton-Verhalten abgeglichen, liefern sie zuverlässige Prognosen für veränderte Prozessbedingungen und Geometrien.

Temperaturverläufe Kondensator

Entsprechend der Simulation der Verdampfer-Wärmeübergänge gibt die Kondensator-Simulation Temperaturverläufe grafisch sowie tabellarisch aus (und ausgewählte Parameter-Endwerte auf der Konsole).

Da im Kondensatorfall noch keinerlei Messdaten vorliegen, wurde noch keine Anpassung getestet.

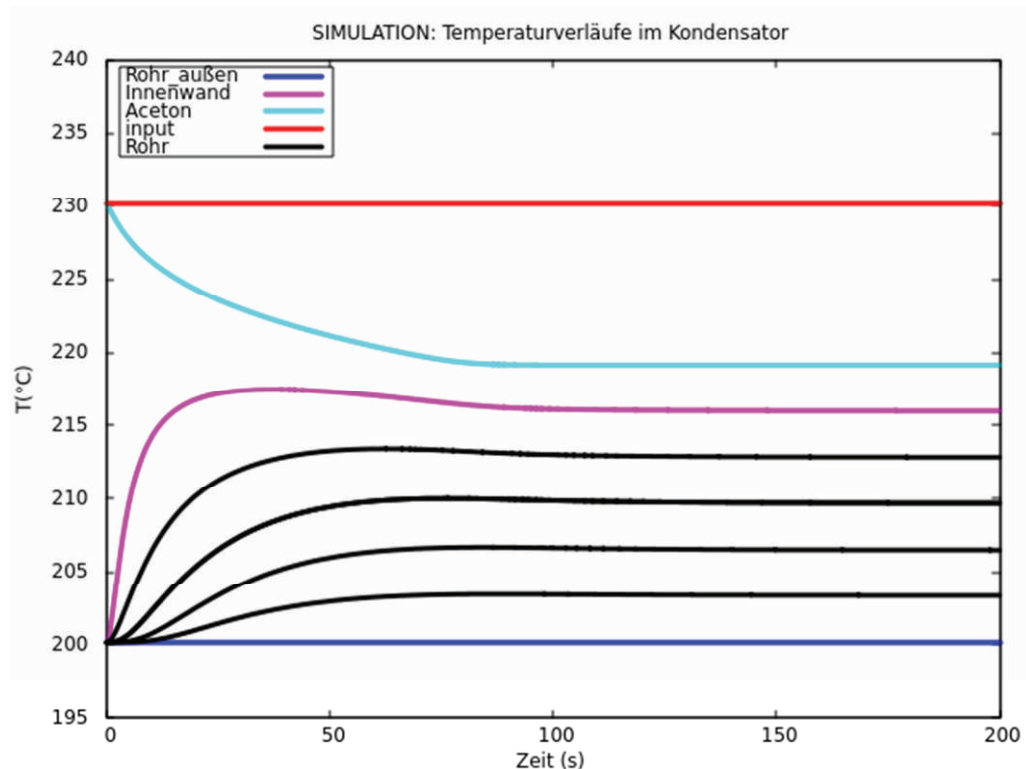


Abbildung 18: Simulierte Kondensator- Temperaturverläufe I

Eingegrenzt von der angenommenen Umgebungstemperatur (blau) und der angenommenen Einströmtemperatur (rot) erkennt man in Abbildung 18 die Temperatur-Zeit-Verläufe des Aceton (türkisfarben) und des betrachteten Kondensatorrohres (schwarz) in verschiedenen Tiefen.

Die Aceton-Temperatur nähert sich der Kondensationstemperatur (220°C, bei ~40 bar Druck) ausgehend von einer höheren Eingangs-Temperatur von 230°C an. Mit zunehmender Wärmeabgabe über das Rohr, bildet sich in dessen Wand ein Temperaturgradient aus. Der dargestellte Verlauf spiegelt einen einzelnen Aceton-Einschub und Kondensationszyklus wieder. Dabei wird eine konstante Umgebungstemperatur angenommen, das heißt die Wärmekapazität der Umgebung ist so groß relativ zur abgegebenen Wärme des Kondensators, dass ihre Aufheizung vernachlässigt werden kann. Ob diese Annahme gerechtfertigt ist lässt sich nicht ohne weiteres beurteilen, da ein entscheidender Faktor die Wärmeverteilung im Umgebungsfluid von dessen Eigenschaften, beispielsweise dessen Strömungsgeschwindigkeit abhängt und diesbezügliche Messdaten noch nicht vorhanden sind. Die Annahme einer bestimmten Einschubtemperatur des verdichteten Kältemittelgases in den Kondensator ist dagegen legitim, weil diese von der Verdichtung des Gases bestimmt und dadurch aktiv einstellbar ist. Die Temperaturverläufe in

verschiedenen Tiefen der Rohrwand ergeben sich einfach aus den materialabhängigen Wärmeleiteigenschaften und der Rohrgeometrie.

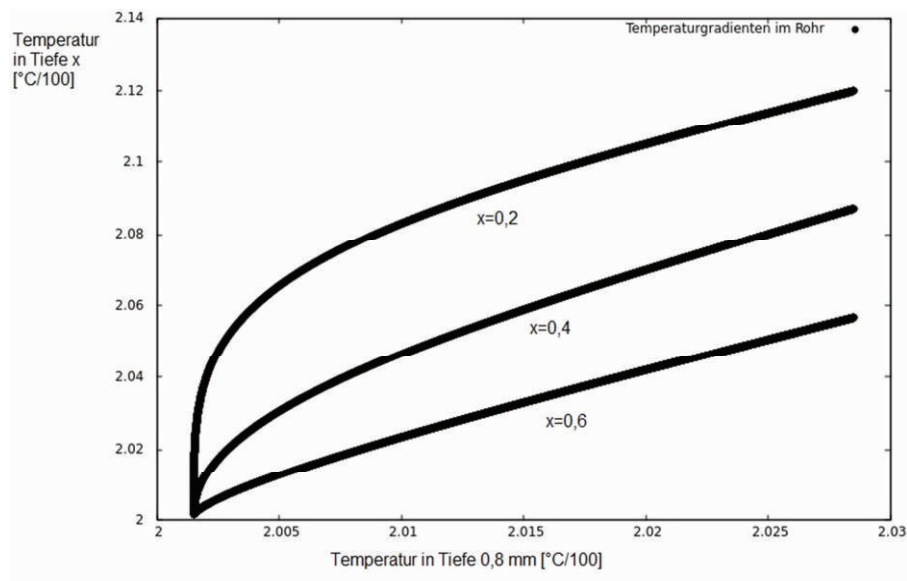


Abbildung 19: Interne relative Temperaturgradienten im Kondensatorrohr

Die Temperaturgradienten, die sich in der Rohrwand ausbilden, sind in Abbildung 19 bezogen auf die Temperatur in der äußeren Wandzone aufgezeichnet. Diese Darstellung macht die Ausbildung eines internen Gradienten erkennbar und zeigt den resultierenden Temperaturverlauf. Im vorliegenden Fall wurde eine 1mm dicke Wand angesetzt, die für die Simulation in 6 Ortspunkten unterteilt wurde. Die Abhängigkeit des summierten Gesamtgradienten von der Wandstärke wird hier ebenfalls verdeutlicht. Der stationäre Temperaturgradient, der sich nach dem Ausgleichsvorgang einstellt, ist in Abbildung 20, über den Querschnitt der Wand aufgetragen.

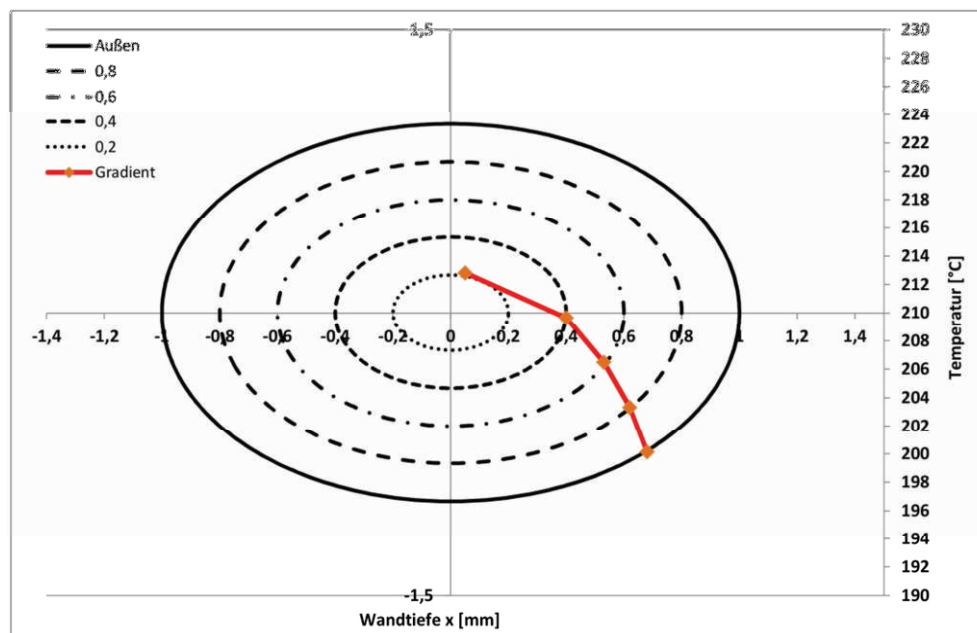


Abbildung 20: Stationärer Temperaturgradient in Kondensatorwand

Der summierte Gradient von Innen- zu Außenwand beträgt ungefähr 15 Kelvin. Gezeigt sind die Gradienten ausgehend von einer Tiefe von 0,2 mm von Innen, bis zur Außenfläche der Rohre, wo Umgebungstemperatur herrscht. Die Darstellung verdeutlicht die Annäherung des nicht-linearen Temperaturgradienten in der Wand, durch die Aneinanderreihung der linear betrachteten Unterteilungen. Durch eine feinere Diskretisierung kann der Verlauf des Gradienten exakter wiedergegeben werden. Hier ist allerdings diese grobe Ortsaufteilung gewählt, weil für diese Betrachtung des Kondensator-Wärmeübergangs vorwiegend der resultierende Gesamtgradient interessant ist.

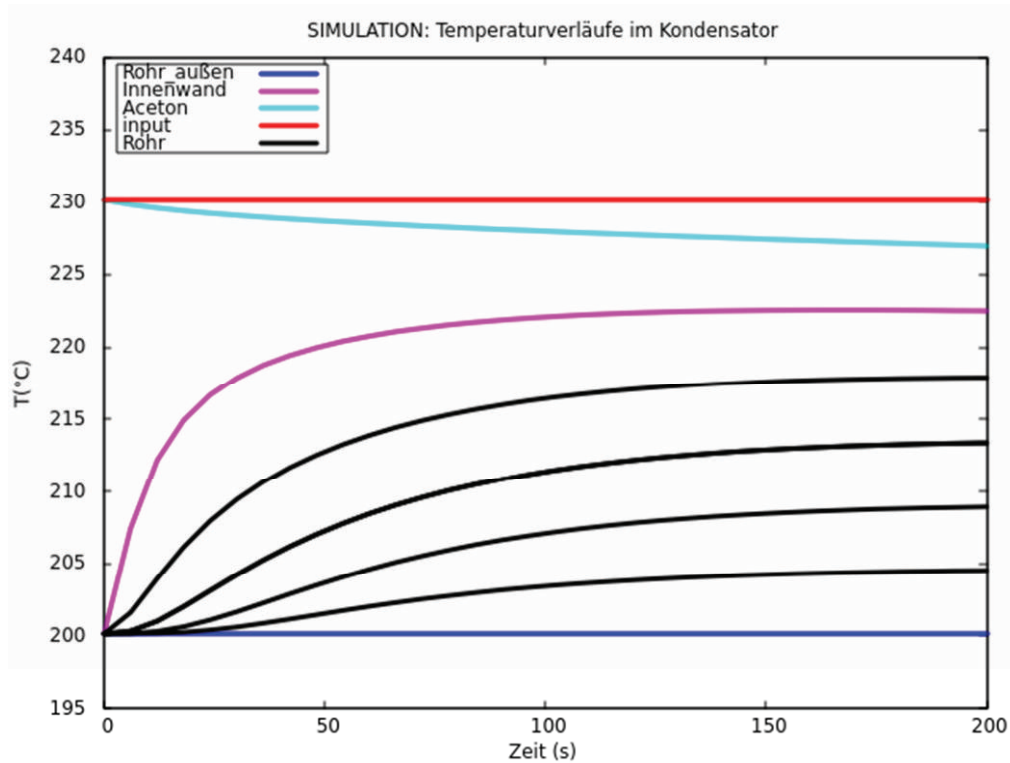


Abbildung 21: Simulierte Kondensator-Temperaturverläufe II

Auch beim Kondensator-Wärmeübergang kann die Simulation durch Variation der angenommenen Strömungsparameter verändert werden. Der Abkühlvorgang der in Abbildung 21 gezeigt ist, verläuft aufgrund verringerter Wärmeübergangskoeffizienten des Acetons bei gleichen Temperaturbedingungen deutlich langsamer. Ein Grund für einen derart gebremsten Abkühlverlauf in der Realität könnte eine verringerte Strömungsgeschwindigkeit des Gases sein. Das Programm erlaubt die Darstellung daraus resultierender Temperaturverlaufs-Einflüsse.

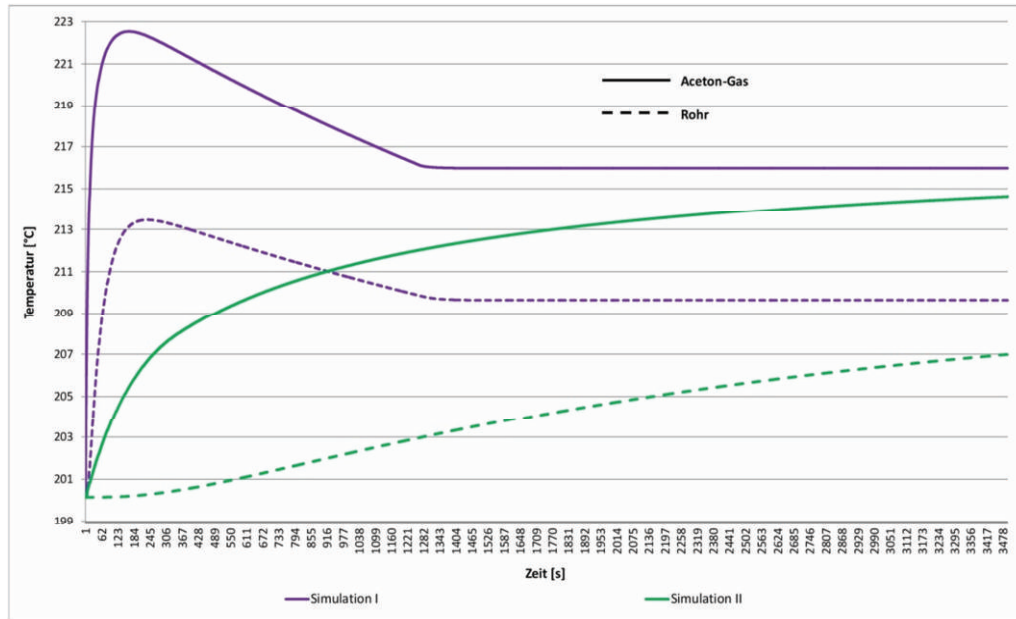


Abbildung 22: Simulation einströmenden Kältemittelgases

Abbildung 22 zeigt den Versuch, das Einströmen des verdichteten Acetongases in den Kondensator zu simulieren. Es sind die Temperatur-Zeit-Kurven des Aceton und der Rohrwand aufgezeichnet. Die Simulationen I und II zeigen hierbei unterschiedliche Ansätze. Im Fall I wird das Einströmen und gleichzeitig leichte Abkühlen des Gases in ein nicht benetztes Rohr gezeigt. Bei II stellt die Temperaturkurve eine sich ergebende Aceton-Temperatur als Mischung einströmendem heißen Gas und enthaltenem abgekühltem Kondensat dar. Die gestrichelten Temperaturverläufe zeigen jeweils die Reaktion der berührten Rohrwand.

Fazit der Simulationen

Bei den beschriebenen Wärmeübergangssimulationen werden lediglich einzelne Zyklen unter der Annahme stationärer Zustände beim Phasenwechsel betrachtet. Es wäre aufschlussreich, das Einströmen des Acetongases und Ausströmen des Kondensats während des Wärmeübergangs, in mehreren Zyklen mit in die Programme zu integrieren. Außerdem könnten sie durch die Simulation sich ändernder Umgebungsbedingungen sinnvoll erweitert werden, um letztendlich auch nicht stationäre Phasenwechsel untersuchen zu können. Hierfür sind jedoch zunächst umfassendere Messdaten erforderlich.

In jedem Fall stellen die vorliegenden Programme ein erweiterbares Grundgerüst für erste Untersuchungen der Wärmeübergänge dar und dienen als hilfreiche Ergänzung für kommende Experimente.

2.4 Anpassung des Kühlprozesses

Der Kühlprozess, wie er für den Bohrlocheinsatz konzipiert und beim Test-Stand realisiert ist, kann an unterschiedliche Bohrlochbedingungen angepasst werden. Zwei entscheidende Stellschrauben sind der Verdichtungsdruck und der Massenstrom, die beide über den Verdichter eingestellt werden können. In Abbildung 23 ist der Aceton-Prozess mit verschiedenen Kondensationstemperaturen für verschiedene Umgebungstemperaturen dargestellt.

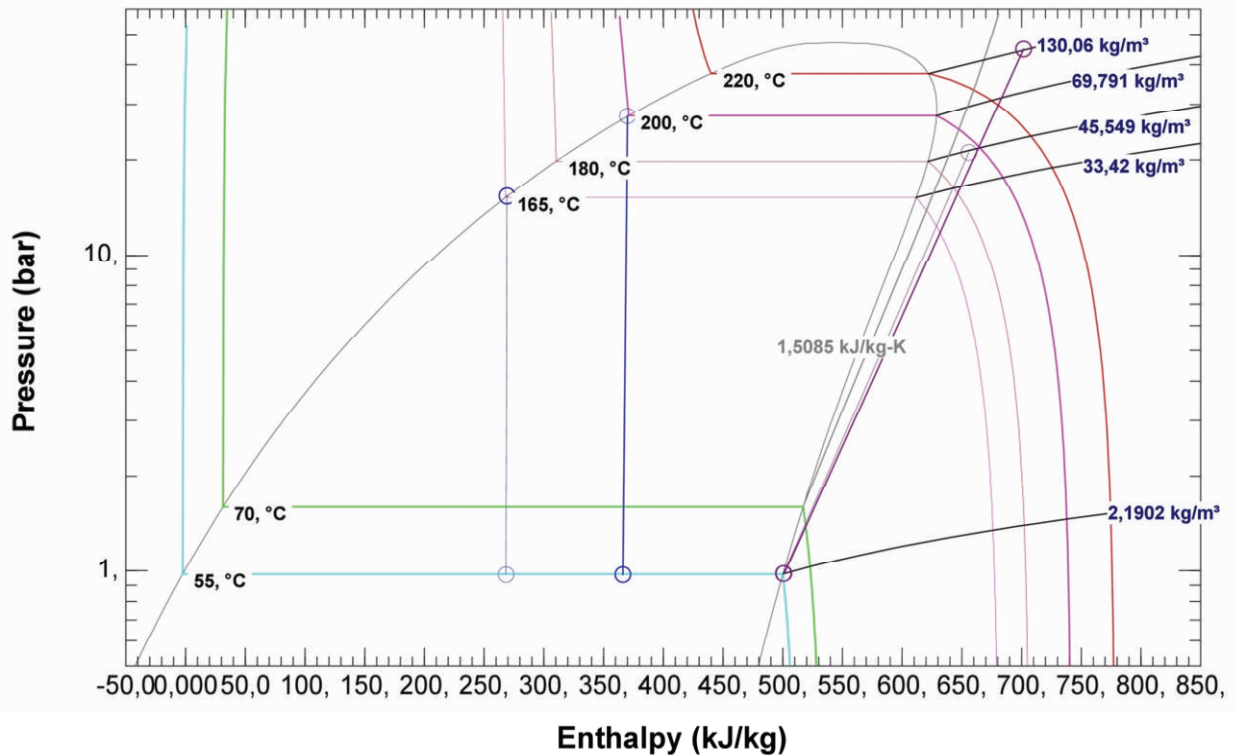


Abbildung 23: log-p-h Diagramm des Aceton-Kreislaufs

Für eine Bohrlochtemperatur von 165 °C, wird das Aceton auf 21,5 bar verdichtet. Es kondensiert bei 180 °C. In einer heißeren Umgebung, z. Bsp. 200 °C, wird es auf einen höheren Druck (~40 bar) verdichtet und es kondensiert bei höherer Temperatur (~230 °C). Diese Anpassung an eine andere Umgebung kann mithilfe der Excel-Arbeitsmappe, die im Kapitel über die Prozessberechnung beschrieben wird, ohne großen Aufwand berechnet werden.

Die Prozesse werden jeweils (Blatt der Diagramme) auch grafisch dargestellt, um einen optischen Eindruck über den sich ändernden Prozessverlauf zu geben. In Abbildung 24 und Abbildung 25 ist dies für das oben beschriebene Beispiel gezeigt. Die Abnahme der Kälteleistung bei höherer Temperatur lässt sich direkt qualitativ erkennen. Des Weiteren ist zu sehen, dass man bei der Kondensation bei ~230 °C schon nahe des kritischen Punktes von Aceton ist. Oberhalb liegt kein definierter Phasenzustand mehr vor und Prozessverläufe werden schwer bis überhaupt nicht vorhersehbar. Aus diesem Grund ist es für die Zuverlässigkeit des Systems von Vorteil, unterhalb dieser Grenze zu bleiben. Dies bedeutet aber, dass Aceton bei Umgebungstemperaturen deutlich über 200 °C nicht mehr für den Kühlprozess einsetzbar ist. Aus den T-s Diagrammen (Abbildung 26 und Abbildung 27) kann man das Temperaturniveau ablesen. Die kritische Temperatur von Aceton liegt bei ~235 °C.

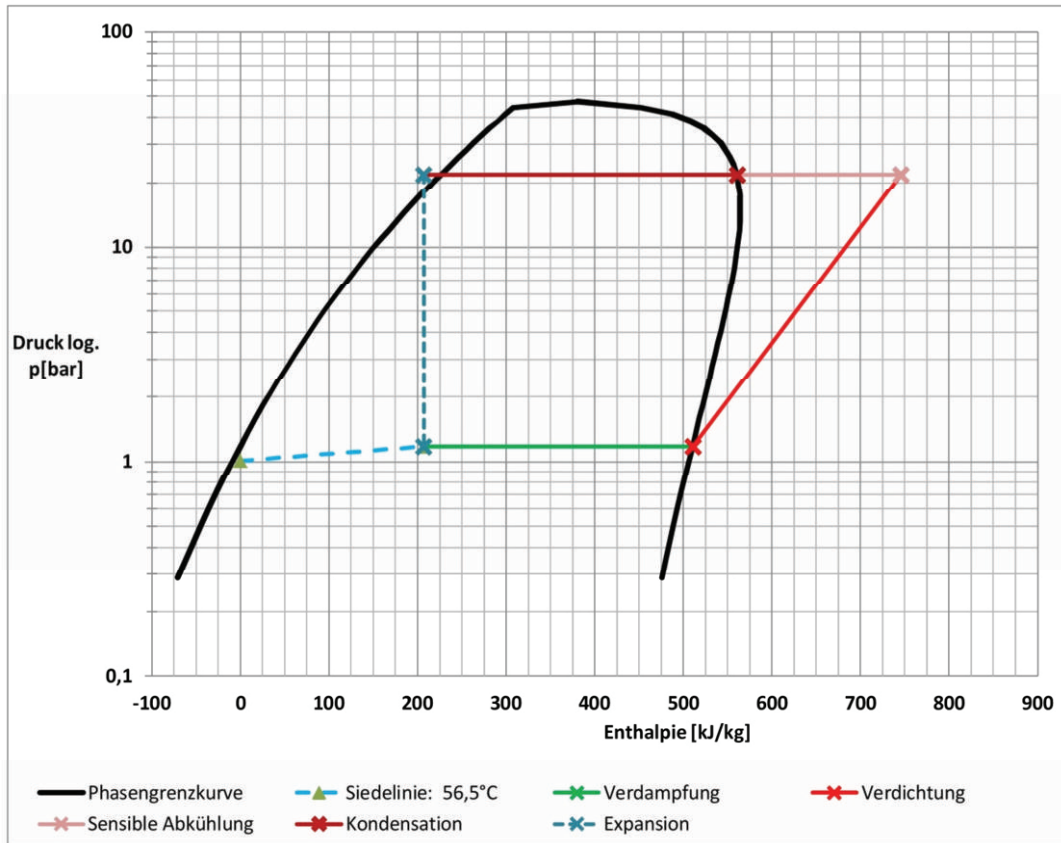


Abbildung 24: log-p-h Diagramm Aceton 175°C aus Excel-Mappe

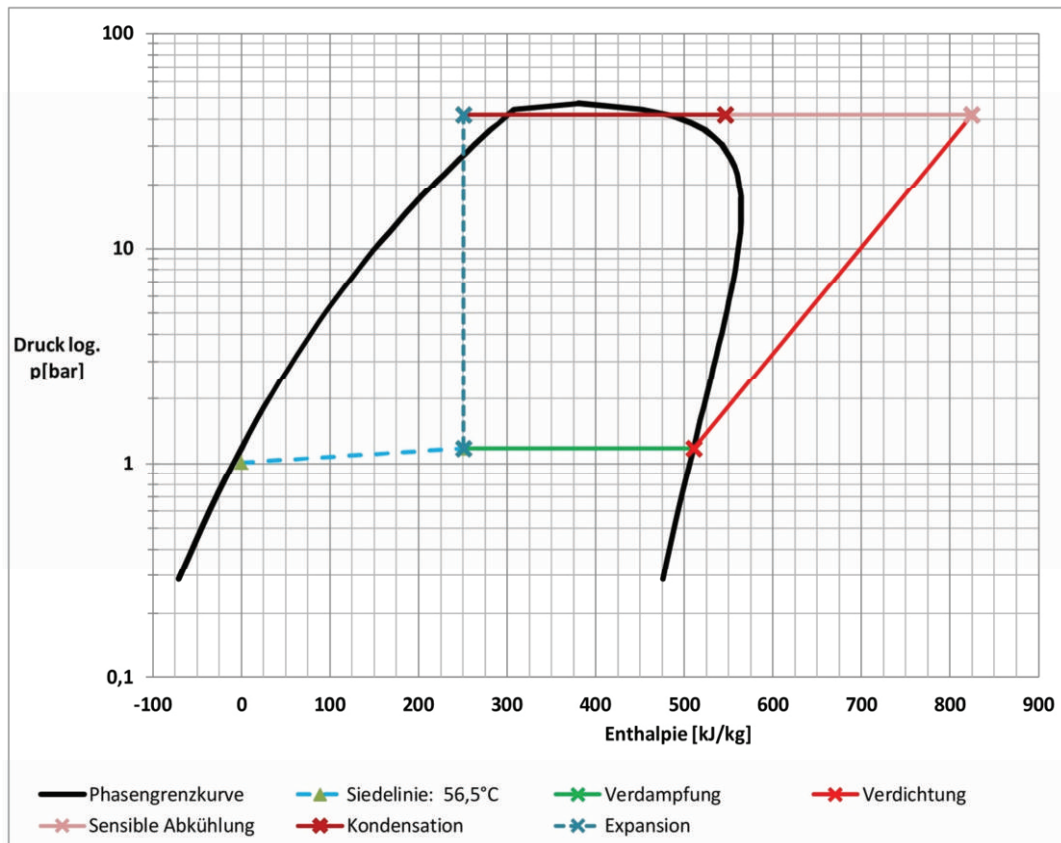


Abbildung 25: log-p Diagramm Aceton 200°C aus Excel-Mappe

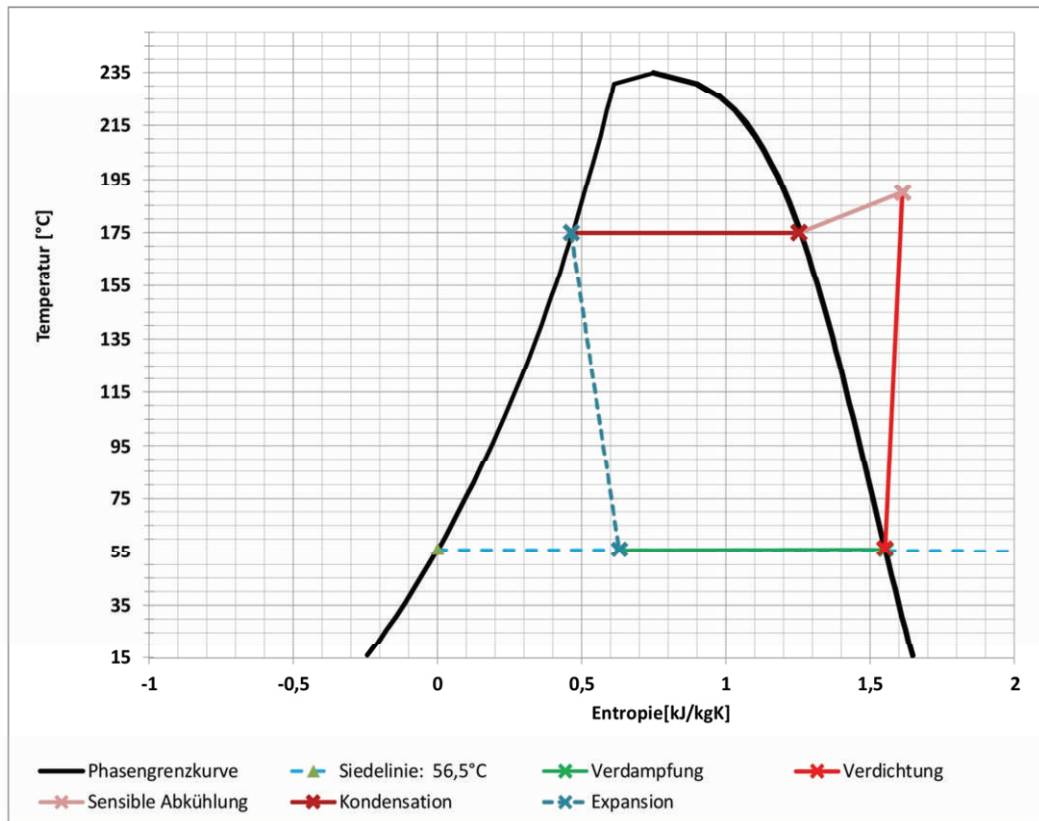


Abbildung 26: T-s Diagramm Aceton 175°C aus Excel-Mappe

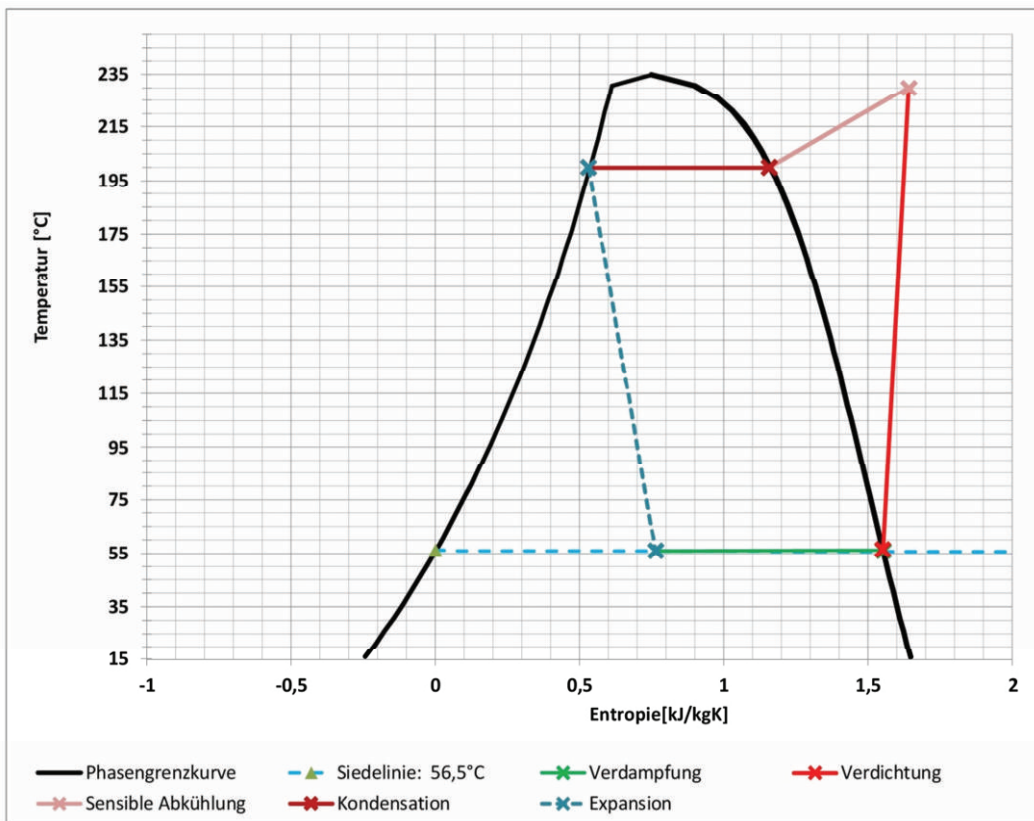


Abbildung 27: T-s Diagramm Aceton 200°C aus Excel-Mappe

Um bei noch höheren Umgebungstemperaturen kühlen zu können, gibt es zwei naheliegende Möglichkeiten. Die erste Möglichkeit ist die Verwendung eines anderen Kältemittels, welches eine größere Temperaturspanne überbrückt. Das Problem hierbei ist, dass Stoffe welche höhere kritische Temperaturen aufweisen, auch eine höhere Verdampfungstemperatur bei Normaldruck haben (Bsp. Wasser: $\sim 100^\circ\text{C}$). Um eine Verdampfung ausreichend unterhalb von 70°C zu erreichen, um die Kühlung von Standardelektronik zu garantieren, müsste ein Unterdruck im Verdampfer erzeugt werden. Neben den technischen Schwierigkeiten was Befüllung, Drucksenkung usw. angeht, hat dies einen weiteren entscheidenden Nachteil. Das Druckverhältnis zwischen Verdampfer- und Verdichter Ausgang steigt erheblich an. Bei Wasser müsste man, um eine mit Aceton vergleichbare Verdampfungstemperatur von etwa 55°C zu erreichen, den Druck auf $\sim 0,157$ bar einstellen und für eine Kondensationstemperatur von etwa 225°C auf 25 bar verdichten. Das ergibt ein Druckverhältnis von >159 . Zum Vergleich liegt das Druckverhältnis bei Aceton im selben Prozess bei ungefähr 40. Würde man Wasser bei 370°C (210,47 bar) kondensieren lassen, ergäbe dies ein Druckverhältnis von 1340,57. Zusammengefasst bedeutet das, der einstufige Prozess, also mit einem einzelnen Kältemittel, bei hohen Umgebungstemperaturen ist extrem ineffizient.

Die Alternative ist eine zweite Kühlstufe, die eine künstliche Umgebung schafft, bei der die erste Stufe mit Aceton noch funktioniert. Ein Beispiel für ein Stufe-2-Kältemittel ist M-Xylen (Abbildung 28), welches bei Normaldruck eine Verdampfungstemperatur von etwa 200°C aufweist. Mit einer Verdichtung auf ca. 30 bar, könnte man so in Umgebungen bis 305°C effektiv kühlen.

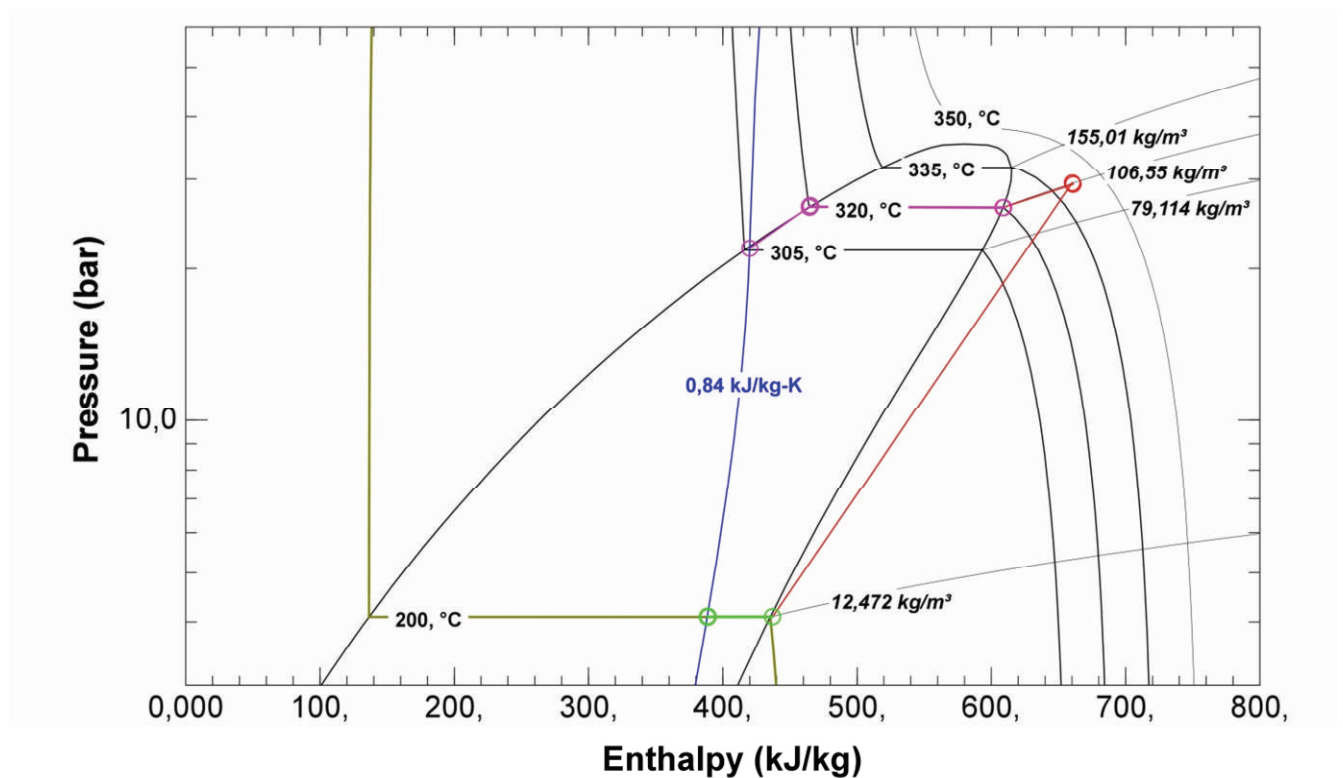


Abbildung 28: Kühlprozess im log-p-h Diagramm mit M-Xylen

Um die Wärme aus dem Kondensator der Stufe 1 abführen zu können, muss der Massenstrom der 2. Stufe entsprechend der nutzbaren Verdampfungsenthalpie eingestellt werden. Um 200 Watt abzuführen, müsste man im M-Xylen Prozess einen Massenstrom von etwa 9,6 kg/h erreichen.

Einen effizienteren Stufe-2-Prozess erhält man durch den Einsatz von Wasser als Kältemittel. Der Nachteil ist, man muss einen Überdruck im Verdampfer von Stufe 2 erzeugen, damit das Wasser bei ausreichend hoher Temperatur verdampft. Abbildung 29 zeigt den vergleichbaren Prozess mit Wasser.

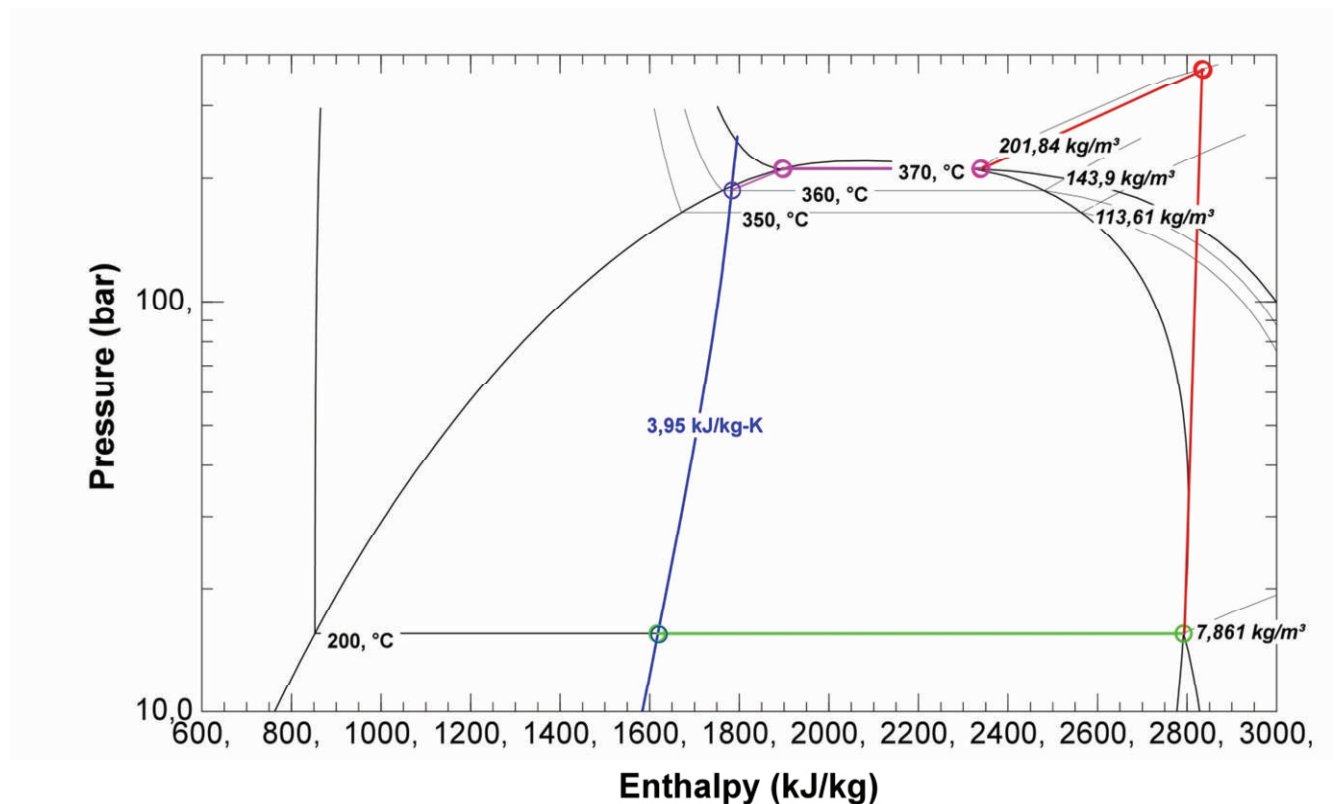


Abbildung 29: Kühlprozess im log-p-h Diagramm mit Wasser

Das Wasser verdampft bei 15,547 bar und 200°C. Dabei kann es 200 Watt Wärme bei einem Massenstrom von nur 0,61 kg/h aufnehmen, also deutlich effizienter als das zuvor beschriebene M-Xylen. Um eine Wärmeabgabe bei Umgebungstemperatur 350°C zu realisieren, findet die Kondensation bei 370°C, 210,477 bar statt. Der Verdichter muss demnach ein Druckverhältnis von ungefähr 13,5 bewerkstelligen.

Die beschriebene Möglichkeit der 2-Stufigen Kühlung mit Wasser als zweitem Kältemittel ist eine realistische Lösung für die Kühlung in sehr heißen Bohrlöchern (bis 350°C). Selbstverständlich gibt es zahlreiche technische Herausforderungen zu handhaben, bis ein solches System realisiert werden kann, jedoch bietet das Konzept eine vielversprechende Perspektive für zukünftige Kühlsystem-Versionen.

Prozessanpassung im Test-Stand

Der Test-Stand ist beschränkt auf die eine Stufe und Umgebungstemperaturen bis knapp über 200°C. Demzufolge werden damit nur Prozess-Anpassungen innerhalb des Spektrums eines Kältemittels simulierbar und untersuchbar sein. Ein realistisches Beispiel ist der, eingangs dieses Abschnitts beschriebene Sprung von 165°C Umgebungstemperatur auf 200°C, der sich durch den Einsatz in einer größeren Bohrlochtiefe einstellen könnte.

3 Kältemaschinenkomponenten

3.1 Allgemeine Anforderungen

Die Randbedingungen für den Einsatz des Kühlsystems wurden bereits angesprochen. Sie sind entscheidend für die Auslegung der Komponenten, die gleichermaßen zuverlässig was die Funktion angeht und robust für die harten Einsatzbedingungen sein müssen. Die wichtigsten Anforderungen sind:

- Hitzebeständigkeit: bis 250°C
- Druckbeständigkeit: bis 600 bar
- Korrosionsbeständigkeit:
- Geringe Baugröße: D bis 170 mm

Die Materialwahl ist für diese Anforderungen ebenso wichtig wie robuste und einfache Konstruktionen. Hierbei gibt es unterschiedliche Anforderungen für innen und außen liegende Komponenten, abhängig von ihrer Funktion.

Dichtungen

Es gibt drei grundlegend verschiedene Dichtungssituationen die gelöst werden müssen. Für alle gilt die Anforderung einer hohen Hitzebeständigkeit. Bei den innen liegende Dichtungen beispielsweise im Kompressionsraum des Verdichters muss zudem eine hohe Chemiebeständigkeit erfüllt sein, um die aggressiven Kältemittel zuverlässig abzudichten. Hierfür kommen nur wenige Dichtungsmaterialien in Frage, in Betracht gezogen und untersucht werden:

- **PTFE** (PTFE-Datenblatt, 2014)
 - + Temperaturbeständig: >200°C
 - + Chemiebeständigkeit: Säuren, Alkohole, Ketone...
 - + Gute Gleiteigenschaften
 - + Gute Dämmeigenschaften
 - + Formbarkeit
 - Wird von Aceton durchdrungen
- **FFKM** (DUPONT, 2012)
 - + Temperaturbeständigkeit: >320°C
 - + Chemiebeständigkeit: Aceton, nahezu alle Chemikalien
 - Hoher Preis

Beide genannten Materialien werden an verschiedenen Stellen im System eingesetzt und im Teststand getestet. Der Laborverdichter ist für den Einsatz im Teststand mit speziellen FFKM-Dichtungen versehen.

Für außenliegende Dichtungen kommen noch die Anforderung an Druckfestigkeit und Korrosionsbeständigkeit hinzu. Dafür wird auf metallische Dichtungen und entsprechende Druckbehälterkonstruktionen zurückgegriffen. Im Spezialfall der dichten Verbindung unterschiedlicher Werkstoffe (z.Bsp. Stahl und Keramik), werden neue Verbindungstechnologien wie Hartlotverbindungen mit Spezialloten untersucht (Spatafora Luigi, 2014).

Für die Gehäuse gilt, wie für alle außen liegenden Komponenten, sie müssen die nötige Festigkeit und Beständigkeit besitzen und gleichzeitig eine kompakte Bauweise aufweisen. Je höher die Festigkeit der verwendeten Materialien ist, desto schwächer können Wände ausgelegt werden, was zusätzlichen Bauraum im Inneren bringt. Nach der Druckbehälterverordnung kann die benötigte Wandstärke für

verschiedene Materialien berechnet werden (TÜV, 2000). Hierbei ist zu beachten, dass äußerer Überdruck deutlich kritischer als innerer Überdruck ist. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle nur die erste Auslegung berücksichtigt (Isele, 2013). Die nach EN 13445-3: 2002 berechneten Wandstärken für benötigte Dimensionen wurden für verschiedene in Frage kommende Werkstoffe berechnet. Hierfür wurden vor allem hochkorrosionsbeständige Superlegierungen auf Nickelbasis vorausgewählt. Für die Berechnungen wurde eine Zylindrische Form mit Länge 1,5 m sowie ein Korrosionsgrad, Unrundheitsfaktor und Abnutzungsgrad von je: 0,2 als konservative Annahmen getroffen (Tabelle 11). Als Außendruck wurden 600 bar angesetzt.

Tabelle 11: Wandstärken für Gehäusewerkstoffe unterschiedlicher Durchmesser, bei Außendruck 600 bar

Werkstoffnummer	Handelsname	Dichte [kg/m ³]	Dehngrenze <i>R_{p0,2%}</i> (>200°C) [MPa]		Außendurchmesser [mm]			
					170	95	15	5
-	Haynes 718	8230	>1000	Mindest-Wandstärke [mm]	12,1	6,9	1,3	0,6
2.4858	Incoloy 825	8140	330-400		21,3	12	2	0,8
2.4669	Inconel X57	8280	700		13,3	7,6	1,4	0,6
2.4668	Nicrofer Alloy 718/ Inconel 718	8200	900-1000		12,6	7,2	1,3	0,6

Die 718er Legierungen zeigen hier deutliche Vorteile gegenüber alternativen Werkstoffen. Der größte Nachteil dieser Werkstoffe ist der hohe Preis und die geringe Verfügbarkeit. Diese Faktoren machen es umso wichtiger, Material sparende Konstruktionen mit einfachen Geometrien einzuhalten. Ein Beispiel dafür ist der Kondensator, der durchgängig aus einfachen Rohren aufgebaut ist (Abbildung 33).



Abbildung 30: Kühlgehäuse für Laboreinsatz

Das Kühlgehäuse, wo die zu kühlende Elektronik und der Verdampfer montiert werden, muss zusätzlich Wärme gedämmt werden. Dafür ist eine Kombination aus MLI (Multi-Layer-Insulation) und Vakuum-Dämmung in der Doppelwand des Gehäuses vorgesehen (Strubel, 2010). Dieser Aufbau erfordert einigen konstruktiven Aufwand, ist aber zur Minimierung der von außen eingebrachten Wärmemenge unabdingbar.

Das Gehäuse besitzt Anschlüsse für die Vakuumerzeugung mittels Turbomolekularpumpe in der Wand und für zugehörige Druckmessungssensoren. Der Außendurchmesser beträgt 170 mm, der Innendurchmesser 110 mm.

3.2 Verdampfer

Der Verdampfer, in Abbildung 31 dargestellt während der Montage, hat zwei Hauptfunktionen. Erstens muss er die schädliche Wärme im Kühlgehäuse auf das Kältemittel übertragen und zweitens dient er als Montagefläche für zu schützende Elektronik-Komponenten. Um die Wärme von den empfindlichen Bauteilen schnell abzutransportieren besteht er aus einem massiven Kupferkörper mit innen liegenden Kältemittel-Leitungen. Durch den Einlass wird das verflüssigte gekühlte Kondensat aus der Drossel eingespritzt. Durch den Auslass wird das verdampfte Kältemittel in den Verdichter gesaugt.



Abbildung 31: Bild von der Montage des Verdampfers

Auf dem Foto ist auch die obere axiale Teflon-Dämmung erkennbar. Weil MLI- und Vakuumdämmung nur in radialer Richtung realisierbar sind, ist dies notwendig für eine ausreichende Wärmedämmung, auch wenn es wertvollen Bauraum in Anspruch nimmt. Der Verdampfer hat einen maximalen Außendurchmesser von 110 mm bei einer Länge von 840 mm und lässt sich in dem Laborgehäuse, inklusive Axial-Dämmung in beiden Richtungen, verbauen.

3.3 Verdichter

Die Aufgabe des Verdichters ist die Verdichtung des Kältemittelgases auf einen ausreichend hohen Druck (bei dem es bei einer Temperatur oberhalb der vorliegenden Umgebungstemperatur kondensiert) und der Förderung des benötigten Massenstroms. Dazu kommen die Anforderungen an Festigkeit, Druck-, Temperatur- und Chemischer Beständigkeit wie bei den anderen Komponenten. In einer Bachelorarbeit wurde der Hubkolbenverdichter in einer zweistufigen Ausführung, als geeignetste Verdichtervariante identifiziert. Sie erlaubt eine ausreichend kompakte Bauweise, ist robust ausführbar und über einen großen Druckbereich einsetzbar (Armbruster, 2013).

Der benötigte Hub des Kolbenverdichters bei gegebenem Zylinderdurchmesser kann überschlägig ermittelt durch Umstellen einer Zustandgleichung für Realgase, hier nach „Berthelot“:

$$\frac{\left(p + \frac{n^2 * a}{V^2}\right) * (V - n * b)}{R * n * T} = const. \rightarrow V = \frac{(p * n * b + n^3 * b * a + T * r * n)}{p} \pm \frac{\sqrt{Y^2 - 4 * n^2 * \frac{a}{p}}}{2}$$

F 18

Daraus lässt sich das komprimierte Volumen berechnen. Das Ausschubvolumen ergibt sich aus dem gewünschten Massenstrom bei bestimmter Hubfrequenz und Zylinderdurchmesser. Der nötige Hub ergibt sich dann zu:

$$H = \frac{V_{\text{komprimiert}} + V_{\text{Ausschub}}}{\frac{D_i^2}{4} * \pi} + h_{\text{tot}}$$

F 19

Die entsprechende Rechnung ist auch im Excel-Programm ausgeführt.

Tabelle 12: Werte und Ergebnisse der Hubberechnung

Innendurchmesser D_i [mm]	Druck $p1$ [bar]	Druck $p2$ [bar]	Stoffmenge n [Mol]	Temperatur $T1$ [K]	Temperatur $T2$ [°C]
60	1,19	41,68	19,13e-3	329,65	508,67
Universelle Gaskonstante R [J/mol-K]	Massenstrom dm/dt [kg/h]	Kovolumen b [m ³ /Mol]	Hubfrequenz f [1/s]	Tothub h_{tot} [mm]	Kohäsionsdruck a [Pa*m ⁶ /Mol ²]
8,3145	2	1,499e-3	0,5	5	1,1931

Mit den Parametern aus Tabelle 12 ergibt sich ein benötigter Hub von **239 mm**. Dies zeigt, dass eine kompakte Bauweise selbst einstufig möglich ist. In einer zweistufigen Variante, mit jeweils geringeren Druckverhältnissen je Stufe, ist das Hubkolbenprinzip effizienter und noch kompakter ausführbar (Armbruster, 2013).

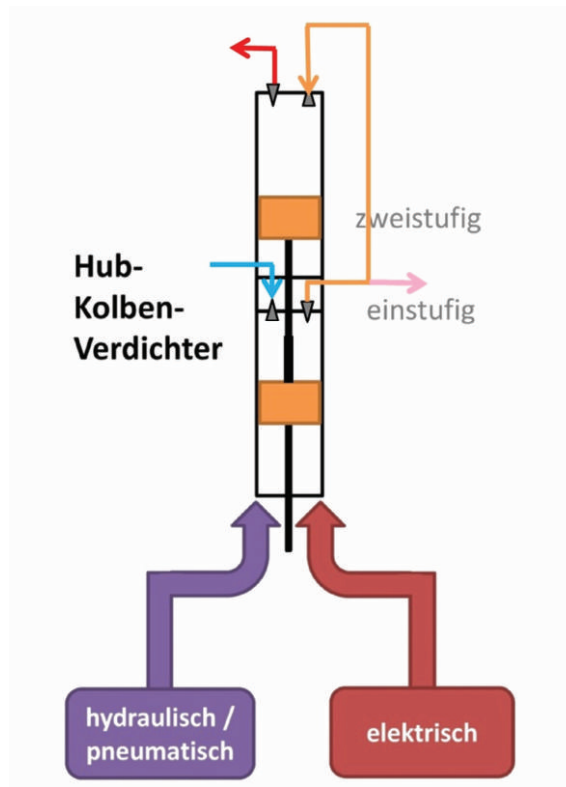


Abbildung 32: Verdichter Konzepte: Antrieb und Stufen

Für die Anbindung des Kühlsystems sowohl an eine Wireline, als auch integriert im Bohrstrang für Einsätze während des Bohrvorgangs von Geothermielöchern, werden bei der Entwicklung zwei Antriebskonzepte verfolgt (Abbildung 32). Beim Einsatz an der Wireline soll ein elektrischer Antrieb, ein Elektromotor, für den Verdichter verwendet werden. Es gibt hochtemperaturfähige Motoren (z.Bsp. von Maxon), die bei 200°C den Leistungsbereich um 100 W noch erreichen können (Bauer, 2013). Dieses Thema wird weiter untersucht.

Die Zweite Variante, bei Anbindung im Bohrstrang, ist ein hydraulischer Antrieb. Da beim Bohrvorgang ohnehin Fluid mit hohem Druck für die Spülung (und Kühlung) vorhanden ist, wäre es möglich, den Verdichterkolben über einen Antriebszylinder mit höherem Druck anzutreiben. Dieses Grundkonzept, allerdings pneumatisch betrieben, wurde beim Laborverdichter (siehe Versuchstand) realisiert. Ein großer Vorteil ist, dass bei hohem Eingangsdruck des antreibenden Mediums (>40 bar), ein kleiner Querschnitt des Verdichtungsraums für das Kältemittel ausreicht und das System dadurch kompakt realisierbar ist, weil das Druckverhältnis zwischen den Zylindern kleiner 1 ist. Zudem sind in diesem Fall auch hohe Drücke (>40 bar) einfach erreichbar. Damit könnten auch höhere Kondensationstemperaturen erreicht werden, die das Kühlen in heißeren Bohrlöchern erlauben würde.

3.4 Kondensator

Der Kondensator dient der äußeren Wärmeübertragung, also der Wärmeübertragung vom überhitzten Kältemitteldampf an die Bohrlochumgebung. Die geometrische Beschaffenheit der Konstruktion wurde im Abschnitt Wärmeübertragung schon beschrieben. Ein weiterer wichtiger Faktor ist seine Beständigkeit in den extremen Einsatzbedingungen. Um dies bei gleichzeitiger Funktionserfüllung zu gewährleisten, fiel die Werkstoffwahl auf Inconel 718. Dieser extrem feste Werkstoff ist schwer zu bearbeiten und zudem teuer.

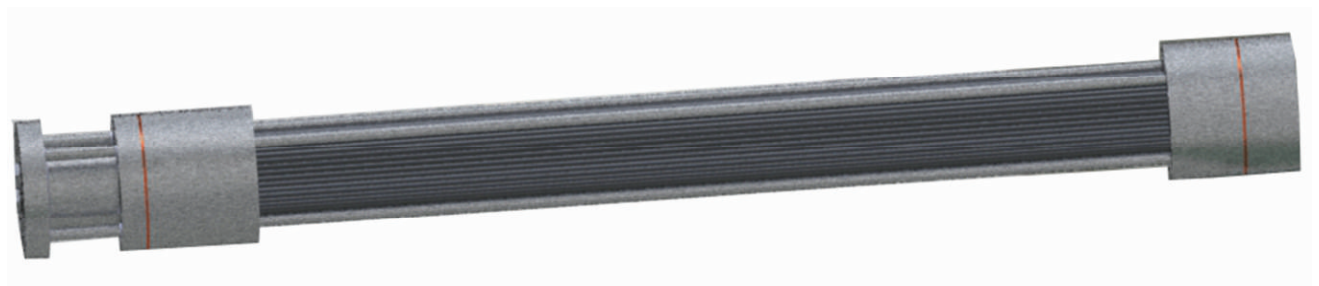


Abbildung 33: CAD-Modell des Kondensators

Um mit einer einfachen Konstruktion, ohne Oberflächenstrukturierung trotzdem eine ausreichende Oberfläche für die Wärmeübertragung zu erreichen, bedient sich der Aufbau einer Rohrbündelstruktur, ähnlich der bei einem üblichen Rohrbündelwärmetauscher. Der entscheidende Unterschied liegt daran, dass das Abgabefluid nicht in einem, die Rohrbündel umschließenden Außenrohr strömt, sondern aus dem Thermalwasser im Bohrloch selbst besteht. Darum wird auf das umschließende Gehäuse verzichtet. Dies bedeutet wiederum, dass die Übertragungsröhrchen der Umgebung ausgesetzt sind und die entsprechende Festigkeit und Korrosionsbeständigkeit aufweisen müssen. Sie bestehen, wie die beiden Behälter an den Enden, die Flansche und die Versteifungsanker aus Inconel 718.

3.5 Drossel

Das Drosselelement muss eine für den Prozess entscheidende Aufgabe erfüllen. In ihr wird Kältemittelkondensat, welches am Kondensatorausgang unter hohem Druck steht, auf Ausgangsdruck und Temperatur expandiert. Auf diese Weise wird der geschlossene Kreislauf realisiert. Wichtig dabei ist, dass sowohl ein ausreichender Druckabfall zur Unterschreitung des Dampfdrucks, als auch ein ausreichender Temperaturabfall unter die Verdampfungstemperatur erreicht wird. Je tiefer Druck und Temperatur nach der Expansion liegen, desto höher ist die durch Verdampfungswärme und sensible Wärme nutzbare Kälteleistung. Für die Drosselung können verschiedene Effekte genutzt werden. Die Möglichkeiten des Druckabbaus durch Rohrreibung und durch Querschnittsverengung (Düse) sind in dieser Arbeit ausgeführt. Abbildung 34 zeigt eine Kapillare von 3m Länge, die aufgewunden in einem Teller liegt der mit Dämmmaterial ausgefüllt ist. An den Enden befinden sich größere Rohrstützen, an denen sie in ein Rohrsystem eingebaut werden kann.

Für die Variante der Drosselung über eine Querschnittsverengung dient die zusätzlich konstruierte einstellbare Drossel-Düse. Sie kann mit verschiedenen Blenden unterschiedlichen Lochdurchmessers versehen werden und beinhaltet zusätzlich eine Ausgangsbohrung, die mit einer einschraubbaren Nadel ganz oder teilweise verschlossen werden kann. Auf diese Weise soll die Drosselung genau justierbar und komfortabel verstellbar sein (Abbildung 35).



Abbildung 34: Bild der 0,4 mm Kapillaren mit Auflageteller

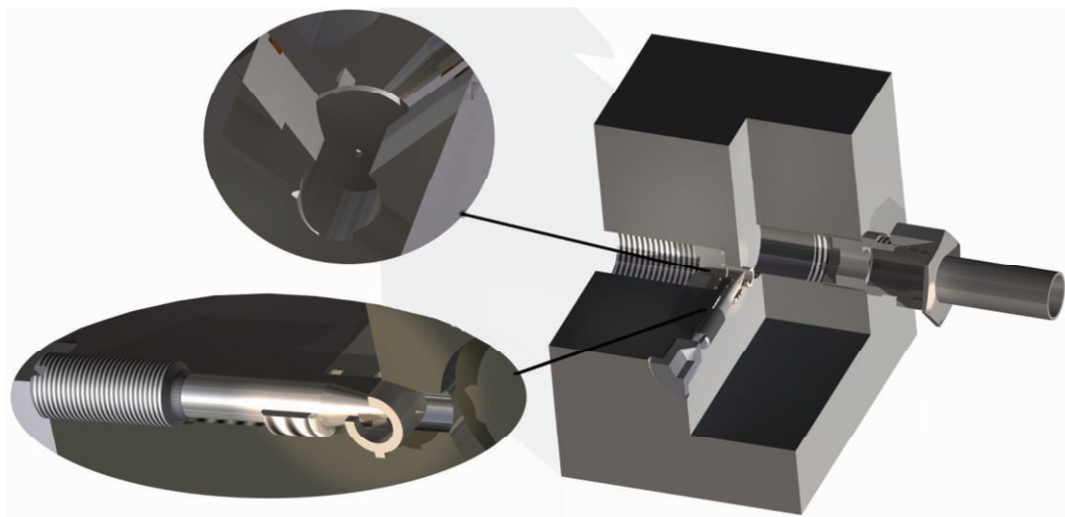


Abbildung 35: CAD-Bild der Drossel-Düse

Die Drossel befindet sich zum Zeitpunkt der Niederschrift dieses Kapitels noch in der Fertigung. Auf dem Bild erkennt man den Einlaufbereich links, die Nadel deren Spitze in ein Loch in einer Hülse ragt und die mit diesem Loch verbundene Auslaufleitung, an die ein Rohrfitting für die Montage im System dargestellt ist. Oberhalb der gelochten Hülse befindet sich ein einschraubbares Plättchen mit einer Dichtung, in das die jeweilige Blende gesteckt werden kann. Auf diese Weise, soll eine zweistufige Drosselung möglich sein, bei der zunächst ein starker Druckabfall in den benötigten Druckbereich und anschließend eine Feinjustierung auf den gewünschten Enddruck realisiert wird. Dadurch kann die gewünschte Verdampfungstemperatur genau eingestellt werden (siehe auch Abbildung 36).

Beide Varianten sind so konstruiert, dass sie im Versuchstand einfach integrierbar sind, ihre Abmessungen und Materialauswahl aber auch den Einsatz im Bohrlochsonden-System erlauben würden.

Im folgenden Abschnitt wird die richtige Auslegung des Drosselements diskutiert, die sich im Verlauf der theoretischen Betrachtung als nicht trivial herausgestellt hat. Deswegen wurden verschiedene

Berechnungen und Experimente durchgeführt, um Vergleiche zu ermöglichen und am Ende eine zuverlässige Lösung zu erhalten.

Auslegung der Drosselung/Entspannung für die Sonden-Kältemaschine

Die Berechnungen wurden mit dem erstellten Excel-Prozessprogramm durchgeführt und können damit nachvollzogen und angepasst werden.

Variante 1: Rohrreibung über Kapillare

Bei der Auslegung über Rohrreibung, wird der Energieumsatz durch Reibung an der Rohrwand eines sehr dünnen Rohres angesetzt. Zusätzlich werden Verluste durch die Eintrittsverengung sowie Krümmungen durch Rohrwindungen berücksichtigt. Der Kapillareffekt, also das Aufsteigen einer Flüssigkeit in einem engen Rohr, abhängig von dessen Oberflächenspannung, aufgrund von Adhäsion wird hierbei vernachlässigt. Bei den vorliegenden Druckunterschieden zwischen Kapillar-Ein- und Ausgang, haben diese keinen nennenswerten Einfluss. Die Steighöhe in einer Kapillaren wird nach Formel (F 20) berechnet.

$$\text{Steighöhe } h = 2 * \sigma * \frac{\cos\theta}{\rho * g * r}$$

F 20

Für den maximalen Fall für Aceton, mit einer Oberflächenspannung von $\sigma = 0,02335 \frac{N}{m}$ (20°C, σ steigt mit zunehmender Temperatur), einem Berührungswinkel $\theta = 0^\circ$, der Dichte $\rho = 512 \text{ kg/m}^3$ (200°C), der Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ und einem Kapillarradius $r = 0,1 \text{ mm}$, ergäbe sich für die Steighöhe $h = 0,0929 \text{ m}$. Das Aceton würde also etwa 9,3 cm aufsteigen, wenn es sich gegen atmosphärischen Druck bewegen würde. Hier herrscht jedoch ein Gegendruck von 40 bar, bei erhöhten Temperaturen.

Schwierigkeiten macht hier die Ermittlung oder sinnvolle Annahme der Startgeschwindigkeit. Setzt man eine Startgeschwindigkeit aufgrund der Erdbeschleunigung und Geschwindigkeitserhöhung nach Bernoulli an, erhält man aufgrund der sehr kleinen Innendurchmesser der Kapillaren ($d_k = 0,1-0,4 \text{ mm}$) sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten, welche zum Teil über der Schallgeschwindigkeit liegen. Dadurch muss eine kompressible Betrachtung unter Berücksichtigung der Zustandsgleichung des Fluids erfolgen.

Für die Berechnung der Eingangsgeschwindigkeit nach der Behälterausfluss-Näherung wurde ein Druckausgleich zwischen Kondensatoraus- und Drosseleingang und eine sehr kleine Fallhöhe angenommen (Oertel Herbert, 2009).

$$c_0 \text{ genähert (für } \Delta p_{\text{Kond.-Drosselein.}} = 0) : c_0 = \sqrt{2 * (g * \Delta z)}$$

F 21

$$c_0 \text{ aus konst. Massenstrom: } c_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0 * A_0}$$

F 22

$$\text{inkompressibler Druckverlust: } \Delta p = \zeta_{\text{ges}} * \rho_m * \frac{c_k^2}{2}$$

F 23

$$\text{kompressibler Druckverlust: } \Delta p_k = p_1 - \sqrt{p_1^2 - p_2^2 * \zeta_{ges} * c_k^2 * \frac{T_{mit}}{R_{Ac} * T_1^2}}$$

F 24

Tabelle 13: Parameter für die Berechnung der Drosselkomponenten

Parameter	
Individuelle Gaskonstante	$R_{Ac} = 143,14 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}$
Eingangstemperatur	$T_1 = 488 \text{ K}$
Ausgangstemperatur	$T_2 = 329,5 \text{ K}$
Eingangsdruck	$p_1 = 40 \text{ bar}$
Einzeldichten	$\rho_0 \sim 336,74 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right], \rho_1 = \rho_5 \sim 338,75 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right], \rho_2 \sim 479,95 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right],$ $\rho_3 \sim 621,17 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
Eingangsinwenddurchmesser	d_0
Eingangsquerschnitt	$A_0 = \pi * \frac{d_0^2}{4}$
Ausgangsdruck	p_2
Höhenabstand zu Kondensator	Δz
Kapillargeschwindigkeit	c_k
Kapillarinwenddurchmesser	d_k
Kapillarquerschnitt	$A_k = \pi * \frac{d_k^2}{4}$
Windungsradius	$r_{wi} = 30 \text{ mm}$
Kapillarlänge	L
Windungszahl	n
Reynoldszahl	$\text{Reynoldszahl } Re = \frac{v_k * dk}{\nu_m}$
Mittlere Temperatur	$T_{mit} = \frac{1}{2} * (T_1 + T_2)$
Mittlere kinematische Viskosität	$\nu_m = 2,469E - 7 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Mittlere Dichte	$\rho_m = 478,95 \frac{kg}{m^3}$	
Erdbeschleunigung	$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$	
Rohrreibungkoeffizient λ		
laminar	$\lambda_L = \frac{64}{Re}$	$Re < 2300$
turbulent nach Blasius	$\lambda_B = \frac{0,3164}{Re^{\frac{1}{4}}}$	$2300 < Re < 10^5$
turbulent nach Nikuradse	$\lambda_N = 0,0032 + 0,221 * Re^{-0,237}$	$10^5 < Re < 10^8$
turbulent nach Prandtl-Colebrook	$\lambda_p = (2 * \log(Re * \sqrt{\lambda_N}) - 0,8)^{-\frac{1}{2}}$	
Verlustziffern ζ		
Windung	$\zeta_W = 0,3$	
Einlauf	$\zeta_E = 0,4$	
Auslass	$\zeta_A = \left(1 - \frac{A_k}{A_0}\right)^2$	
Gesamt	$\zeta_{ges} = \zeta_W * n + \zeta_E + \zeta_A + \lambda * \left(\frac{L}{d_k}\right)$	

Mit den Parametern (Tabelle 13) ergeben sich mit den Berechnungsvorschriften für Rohrreibung, mit eingesetzten Kapillardurchmesser und Längen, die zu erreichende Drucksenkungen (Tabelle 14). Für die Annahme eines konstanten Massenstroms wurde inkompressibel nach Formel F 23 und den zugehörigen Verlustbeiwerten gerechnet. Im Falle der angenommenen Startgeschwindigkeit, wurde Formel F 24 für die kompressible Betrachtung des Gasanteils verwendet. Der Einfluss von Temperaturänderung und Dichteänderung wurden über eine Mittelung zwischen Ein- und Austritt berücksichtigt. Der gasförmige Teil wurde entsprechend des angenommenen Gasanteils nach der Expansion gewichtet und als ideales Gas angenommen gerechnet. Der Flüssiganteil wurde als inkompressibel betrachtet.

Tabelle 14: Berechnete Kapillarlängen für eine zu erreichende Drucksenkung per Rohrreibung

Δz [mm]	dm/dt [kg/h]	d_0 [mm]	d_k [mm]	c_0 [m/s]	c_k [m/s]	L [mm]	n [-]	Δp_k [bar]
0,01	2,25	13	0,1	0,014	166,43	1	0	103,38
0,01	2,25	13	0,2	0,014	41,61	80	0	41,87
0,01	2,25	13	0,4	0,014	10,4	3000	16	49,85
Unter Vorgabe eines konstanten Massenstroms								
-	2	13	0,1	0,0124	147,687	1	0	83,96
-	2	13	0,2	0,0124	36,921	90	1	41,01
-	2	13	0,4	0,0124	9,23	3000	15	45,82
-	2,5	13	0,2	0,0155	46,152	60	0	43,06
-	2,5	13	0,4	0,0155	11,538	3000	15	67,82

Die Werte zeigen, dass der Kapillarinne Durchmesser ausschlaggebend für den Druckverlust ist. Mit einer Halbierung des Innendurchmessers, beispielsweise von 0,4 – 0,2 hat man einen über 33fach größeren Druckverlust je Meter. Ebenfalls deutlich wird der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf das Ergebnis, weshalb dessen Ermittlung eine wichtige experimentelle Aufgabe darstellt. Die Ergebnisse zeigen auch die Schwierigkeit der genauen Einstellung eines speziellen Druckverlusts über eine Kapillare. Das kann nur über die richtige Länge erreicht werden, die aber bei der Konstruktion festgelegt werden muss und nicht mehr variierbar ist.

Variante 2: Querschnittverengung in einer Drossel mit Blende und Düse

Die Querschnittsverengungen verursachen nach Bernoulli, bei Einhaltung der Massenerhaltung, eine Beschleunigung des Fluids. Dadurch sinkt aus Gründen der Energieerhaltung der statische Druck ab. Diese Druckabnahme wird mit den Querschnitten vom Drosseleingang, sowie Blende und Düse angenähert. Die Blende wird hier durch einen, im Vergleich zum Einlass sehr kleinen fixen Querschnitt, die Düse durch einen, durch eine Nadel, veränderlichen sehr kleinen Querschnitt realisiert (Abbildung 36). Die Startgeschwindigkeit c_0 wird durch die Behälterausflussnäherung bei sehr kleiner Fallhöhe ermittelt. Hierbei wird davon ausgegangen, dass bereits ein Druckausgleich zwischen Kondensator und angeschlossener Rohrleitung stattgefunden hat, also kein Überdruck im Behälter gegenüber dem Drosseleingang herrscht. Eine Geschwindigkeit c_0 wie hier ermittelt (0,014 m/s) entspräche einem Massenstrom von etwa 2,25 kg/h. Dieser ist so hoch wie der für den Kreislauf angesetzte Gesamtmassenstrom (2-2,5 kg/h).

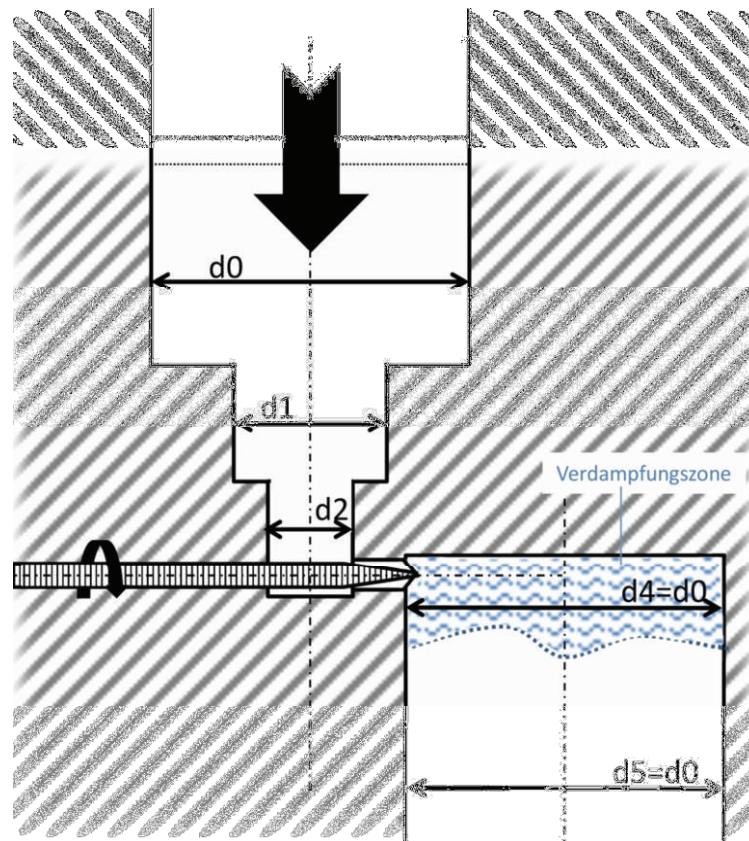


Abbildung 36: Schema der Drossel mit Blenden- und Düsendurchmessern

Ein wichtiger Umstand ist, dass lokal hohe Geschwindigkeiten auftreten könnten, wobei die Flüssigphase in den Wärmetauschern zeitweilig zum stillstehen käme. Selbst unter der Annahme, dass durch die Verdichtungsfrequenz gesteuert, eine feste Menge Kältemittel umgesetzt wird, heißt das nicht, dass das Kältemittel an jedem Ort dieselbe Geschwindigkeit besitzen muss. An den Staupunkten in den Wärmetauschern verlangsamt es sich stark, um sich aufzuheizen bzw. zu kondensieren, während es bei der Verdampfung, Verdichtung und Drosselung kurzzeitig beschleunigt wird. Der Prozess ist bei dieser Betrachtung im Detail diskontinuierlich. Im konkreten Fall würde dies bedeuten, dass die im Kondensator gestaute Menge Kondensat in kurzer Zeit entspannt wird, gleichzeitig aber nur eine geringe Menge Kondensat anfällt. Demnach gäbe es immer wieder Phasen, in denen kein Massenstrom in der Drossel durchgesetzt wird. Um den gewünschten Massenstrom einzuhalten, der vom Verdichter gefördert wird und dadurch den benötigten Druckaufbau zu gewährleisten, muss die Drossel demnach den durchgesetzten Massenstrom begrenzen.

Die Diskontinuitäten also, dass kleine Mengen Kältemittel zeitweilig viel schneller strömen sind für den Prozess dann unproblematisch, wenn im Verdampfer immer eine ausreichende Menge Kältemittel vorhanden ist und der benötigte Druck im Kondensator aufgebaut wird. Da sich das frisch entspannte flüssige Kältemittel zunächst bis zur Verdampfungstemperatur aufheizen muss, bevor es gasförmig den Verdampfer verlässt, ist es naheliegend anzunehmen, dass es dort ebenfalls eine gewisse Zeit unbewegt verbringt, also in gewisser Weise auf das nachströmende entspannte Kältemittelkondensat wartet. Dennoch muss durch die Drossel gewährleistet werden, dass das Kondensat nicht schneller entspannt wird, als der Kompressor Gas nachfördert und dadurch den Druck im Kondensator aufbaut.

Für die Auslegung der Drossel wurde sowohl dieser diskontinuierliche Prozessverlauf, unter Annahme einer Startgeschwindigkeit aufgrund des Ausflusses aus dem Kondensator-Behälter, als auch ein kontinuierlicher Verlauf unter Annahme eines konstanten Massenstroms untersucht.

$$\text{Bernoulli – Gleichung: } p_i + \rho_i \cdot \frac{c_i^2}{2} + \rho_i \cdot g \cdot z_i = p_{i+1} + \rho_{i+1} \cdot \frac{c_{i+1}^2}{2} + \rho_{i+1} \cdot g \cdot z_{i+1}$$

F 25

$$\text{Massenerhaltung: } c_{i+1} = \frac{\dot{m}}{\rho_{i+1} \cdot A_{i+1}} = \frac{\rho_i \cdot A_i \cdot c_i}{\rho_{i+1} \cdot A_{i+1}}$$

F 26

Die Höhendifferenz zwischen dem Eingang zur Blende und dem Ausgang aus der Nadelöffnung ist sehr klein und wird daher vernachlässigt. Der Einfluss der Temperaturänderung wird, wie bei der Kapillare durch die Dichteänderung berücksichtigt. Hier wird die jeweilige Dichte an den verschiedenen Stellen verwandt (siehe Tabelle 13). Damit ergibt sich für die erreichbare Druckdifferenz mit eingesetzten Kreisquerschnitten:

$$\Delta p_j = (p_i - p_{i+1}) = \frac{1}{2} \cdot \left[\rho_{i+1} \cdot \left(\frac{\rho_i \cdot d_i^2 \cdot c_i}{\rho_{i+1} \cdot d_{i+1}^2} \right) - \rho_i \cdot (c_i^2) \right]$$

F 27

Die Tabelle 15 gibt die resultierenden Drucksenkungen mit verschiedenen Durchmessern am Anschluss (d_0), Eingang (d_1), Blende 1 (d_2), Blende/Düse 2 (d_3). Zusätzlich wird ein Druckanstieg bzw. Geschwindigkeitsreduktion am Austritt bedingt durch die Querschnittsvergrößerung ($d_4 = d_0$, c_4) berücksichtigt. Hier wird zunächst der flüssige Anteil direkt nach dem Austritt in d_4 betrachtet. Dort tritt die Verdampfung ein, wonach ein Teil der Masse gasförmig vorliegt. In ausreichendem Abstand, bei d_5 hat sich das entsprechende Verhältnis eingestellt. Dort wird der Gesamtmassenstrom mit gemittelter Dichte (gasförmig-flüssig) betrachtet. Die mittlere Dichte ($\sim 339 \text{ kg/m}^3$) und die Flüssigdichte bei 215°C ($\sim 337 \text{ kg/m}^3$) sind zufällig ähnlich groß, weshalb die Geschwindigkeiten am Ein- und Ausgang in etwa denselben Wert annehmen. Die Druckverluste je Durchmesserschritt werden zum gesamten Druckverlust aufsummiert.

Tabelle 15: Resultierende Drucksenkungen für Düse

Δz [mm]	$\frac{dm}{dt}$ [kg/h]	d_0 = d_4 = d_5 [mm]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	c_0 [m/s]	c_1 [m/s]	c_2 [m/s]	c_3 [m/s]	c_4 [m/s]	c_5 [m/s]	Δp [bar]
0,1	7,12	13	10	5	0,2	0,044	0,074	0,21	101,45	0,024	0,044	31,97
0,01	2,25	13	10	5	0,5	0,014	0,024	0,066	5,13	0,008	0,0139	0,08
0,01	2,25	13	10	5	0,2	0,014	0,024	0,066	32,08	0,0075	0,0139	3,19
0,01	2,25	13	10	5	0,1	0,014	0,024	0,066	128,33	0,0075	0,0139	51,15
Unter Vorgabe eines konstanten Massenstroms.												
-	2	13	10	5	0,2	0,0124	0,021	0,059	28,47	0,007	0,0124	2,517
-	2	13	10	5	0,1	0,0124	0,021	0,059	113,87	0,007	0,0124	40,275
-	2,5	13	10	5	0,1	0,0155	0,026	0,074	142,34	0,0084	0,0154	62,93

Man erkennt deutlich, wie bei geringerer Startgeschwindigkeit, die Blenden-Durchmesser sinken, um einen ausreichend großen Druckverlust zu erreichen. Außerdem wird deutlich, dass fast ausschließlich der kleinste Durchmesser, mit dem größten Geschwindigkeitsanstieg c_3 entscheidend für die Drosselung ist.

Variante 3: Kombination aus Kapillare und Drossel

Um die große Druckdifferenz einfach und zuverlässig abzubauen und trotzdem im niedrigen Druckbereich (0-2 bar) variieren zu können, wird das Konzept der Kombination aus Kapillare und Blende bzw. Düse betrachtet. Hier soll ein Großteil des Drucks per Reibung abgebaut werden, um dann im kleinen Druckbereich per Blende und Düse auf den gewünschten Enddruck zu entspannen. In der Tabelle 16 sind einige Werte für in Reihe geschaltete Kapillare und Drossel aufgeführt.

Tabelle 16: Drucksenkungen für Kombination aus Drossel und Kapillare

Δz [mm]	dm/dt [kg/h]	$d_0 = d_4$ [mm]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	d_k [mm]	L [mm]	n [-]	$\Delta p_{kap.}$ [bar]	$\Delta p_{dros.}$ [bar]	$\Delta p_{ges.}$ [bar]
0,01	2,25	13	10	5	0,22	0,2	75	0	39,6	2,18	41,77
0,01	2,25	13	10	5	0,11	0,2	7	0	10	34,93	45,06
Unter Vorgabe eines konstanten Massenstroms.											
-	2	13	10	5	0,2	0,2	85	0	38,98	2,52	41,5
-	2	13	10	5	0,1	0,4	85	0	1,58	40,28	41,86
-	2,5	13	10	5	0,15	0,4	1500	7	34,13	12,4	46,53
-	2,5	13	10	5	0,2	0,2	50	0	37,08	3,93	41,01

Fazit aus den Berechnungen

Man erkennt in allen drei Varianten Streuungen der Ergebnisse für notwendige Kapillarlängen sowie Drossel- und Kapillardurchmesser, aufgrund der unterschiedlich angenommenen Eingangsgeschwindigkeit und resultierend daraus unterschiedlicher Berechnungsansätze.

Für die Drossel-Düse heißt das, dass verschiedene Blenden angefertigt werden, um eine gewisse Flexibilität bei deren Einstellung zu behalten. Der Durchmesser des Austritts vor d_4 soll, durch eine verstellbare Nadel realisiert, variabel gehalten werden, um eine Feinjustierung zu ermöglichen.

Die Schlussfolgerung für die Kapillare ist, dass zunächst Versuche durchgeführt werden müssen, um die Auslegung der Drossel zu überprüfen. Hierzu wird zunächst eine Kapillare gefertigt und die Versuchsergebnisse mit den berechneten Werten verglichen.

Versuchsaufbau für Kapillar und Drossel Auswahl

Für die Tests soll eine Kapillare mit Innendurchmesser 0,4 mm und einer Länge von 3 m verwendet werden, weil dort eine sehr große Streuung der Rechenergebnisse auftritt (Tabelle 14). Der Versuchsaufbau (Abbildung 37), wird so realisiert, dass er möglichst zuverlässige Bedingungen darstellt und gleichzeitig bereits der Teilstrecke im eigentlichen Kreisprozess sehr nahe kommt, um eine einfache Übertragbarkeit zu ermöglichen.

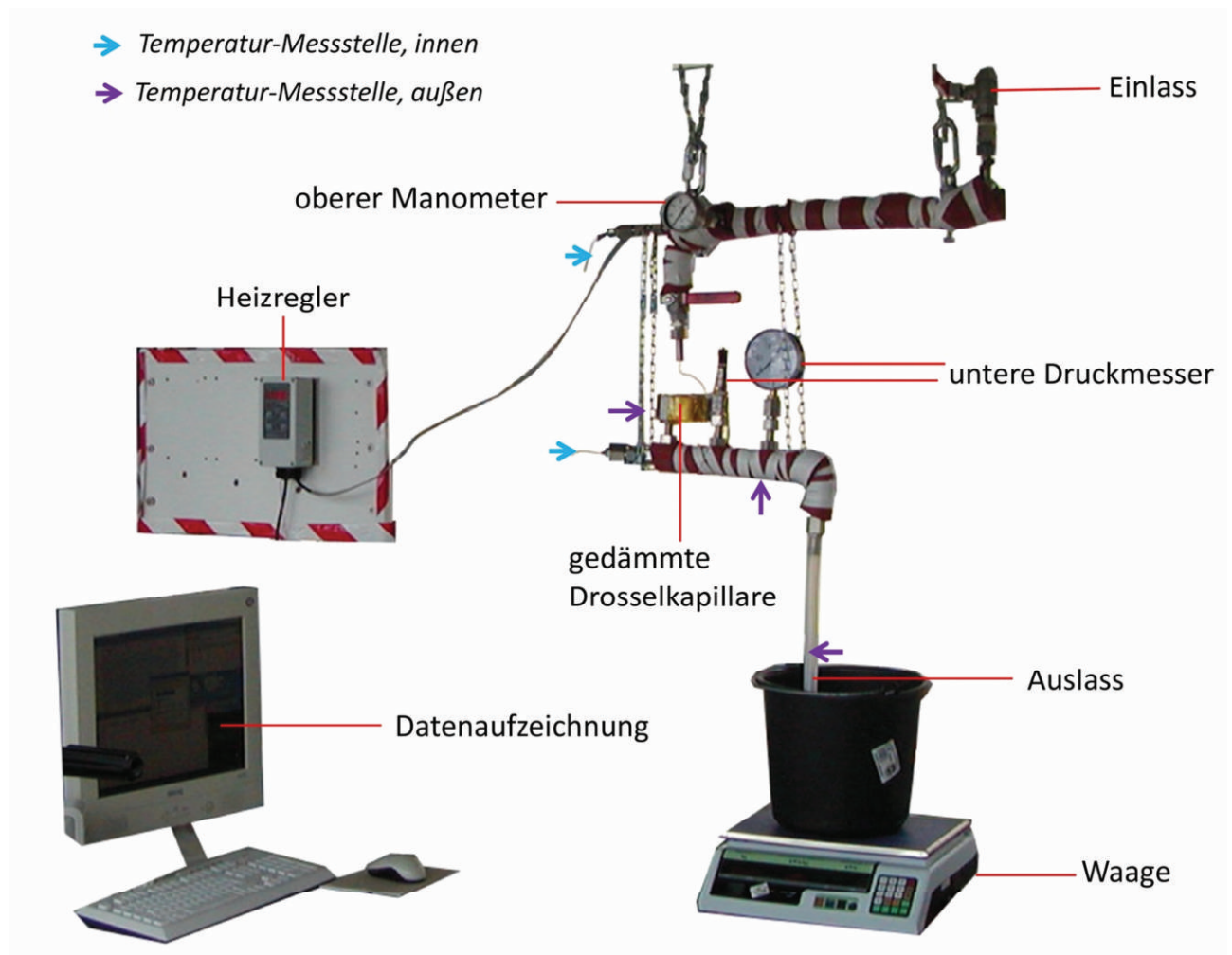


Abbildung 37: Versuchsaufbau für Kapillar-Tests

Um das System zu heizen und einen Innendruck zu erzeugen, wird das gedämmte Rohr oberhalb des Kapillar-(bzw. Düsen) Einlasses, nach dem Befüllen, mit einem Heizdraht erhitzt. Durch das Erhitzen der Medien innen (Aceton und Luft), versuchen diese sich auszudehnen, was zu einem Druckanstieg führt. Der auf diese Weise erreichbare Druck hängt außer von der Temperatur auch von dem Verhältnis des flüssigen Mediums zur Luft, im Inneren des beheizten Rohres ab. Ist der Luftanteil größer, steigt der Druck deutlich langsamer an, weil sich die Luft komprimieren lässt. Der Überdruck zur Umgebung (Differenzdruck) wird mittels Manometern bzw. Drucksensoren ermittelt. Zusätzlich werden verschiedene Temperaturen innen und außen aufgezeichnet. Die eingebrachte und durchgesetzte Menge wird durch Wiegen bestimmt.

Auswertung des Kapillartests

Nach dem ein bestimmter Druck bzw. Temperatur erreicht ist, wird das Ventil zur Kapillare geöffnet. Der Druckabbau und der Ausströmvorgang werden per Videokamera aufgezeichnet um für die Auswertung genau untersucht werden zu können. Abbildung 38 zeigt die Temperatur (und Druckverläufe) einiger Versuchsdurchläufe.

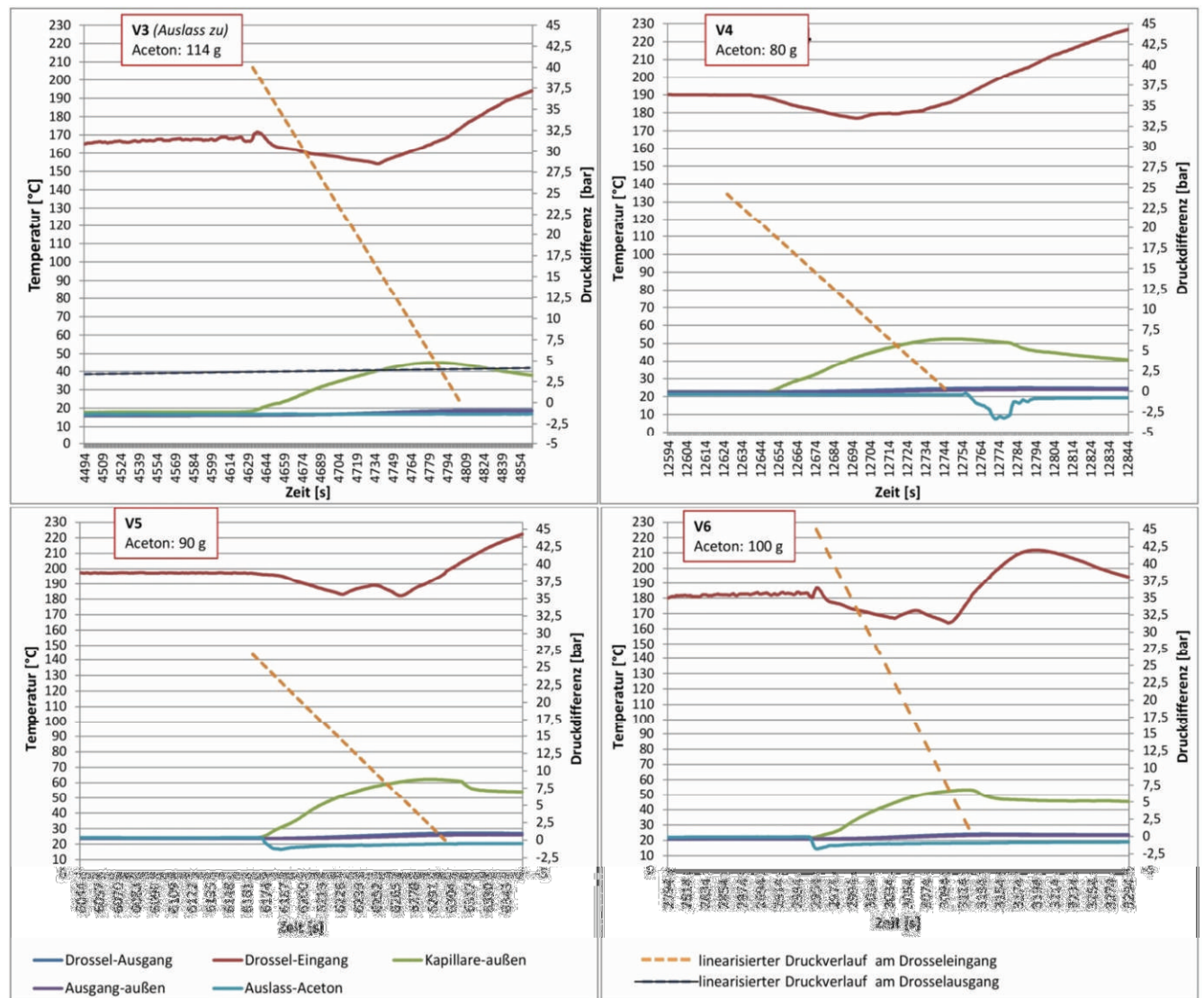


Abbildung 38: Temperatur- und Druckverläufe beim Kapillartest

In den Diagrammen sind die Temperaturverläufe innerhalb des Rohraufbaus sowie außen und am Auslass aufgezeichnet. Man erkennt bei allen Versuchen einen deutlichen Temperaturabfall im oberen Rohrabschnitt mit Eintritt des Drosselvorgangs, also nach dem Öffnen des Ventils. Das heiße Aceton wird durch die Kapillare gedrückt und kühlt dabei stark ab. Wenn kein Aceton mehr in der oberen Leitung vorhanden ist, steigt die Temperatur wieder schnell an. Der plötzliche Anstieg nach auslassen des Aceton, kann auch daran liegen, dass der Temperaturfühler die Innenwand der Rohre berührt. Ein viel wichtigerer Umstand ist allerdings der Temperaturanstieg im gedämmten Bereich der Kapillare, der mit dem Drosselvorgang eintritt (grüne Kurven). Dies zeigt, dass beim Drosselvorgang Reibungswärme entsteht die, durch die Kapillarwand hindurch an die Umgebung abgegeben wird. Bei Versuch 3, wurde der Auslass verschlossen. Dadurch ergibt sich ein moderater Druckanstieg im unteren Rohrabschnitt, am Ausgang der Kapillare. Dass dieser Anstieg kaum zu erkennen ist könnte ein Hinweis darauf sein, dass der Druck in der Kapillare durch Rohrreibung abgebaut wird.

Ein weiterer Unterschied zwischen dem Versuch mit geschlossenem Auslass und den anderen drei dargestellten Durchläufen liegt im Temperaturverlauf innerhalb des unteren Rohrabschnitts. Die Versuche mit offenem Auslass (V4-6) zeigen eine klare Temperaturabnahme der Temperatur durch das einströmende Aceton, sogar deutlich unter die Umgebungstemperatur. Das bedeutet, das Aceton wurde durch die Drosselung stark abgekühlt. Bei Versuch 3 tritt keine Temperaturminderung bzw. sogar eine

leichte Steigerung im unteren Rohrabschnitt auf. Es ist jedoch herauszuheben: In allen Fällen zeigt sich eine starke Abkühlung des Acetons durch die Drosselung, um 150 -185 K. Weil diese Abkühlung so plötzlich passiert, kann sie nicht durch einen normalen Wärmeaustausch mit der Umgebung erklärt werden, sondern ist eindeutig auf die Drosselung zurückzuführen.

Wenn man den Prozessverlauf im Phasendiagramm betrachtet (Bsp. Abbildung 25, S.41), ist die Expansion (Drosselung) als isenthalpe Zustandsänderung dargestellt. Bei dieser Zustandsänderung bleibt die Enthalpie konstant. Es kommt zu keinem Energieaustausch mit der Umgebung. Durch die Expansion des Gases wächst der Molekülabstand im Gas. Dazu müssen die Anziehungskräfte, die zwischen ihnen herrschen, überwunden werden. Die dafür aufzubringende Arbeit kann nur aus der inneren Energie des Gases kommen, was zu einer Verringerung der kinetischen Energie der Gasteilchen führt, das heißt das Gas kühlt ab. Dieser Effekt wird als Joule-Thomson-Effekt bezeichnet und tritt bei allen realen Gasen (mit Wechselwirkungen zwischen den Gasteilchen) auf. Oberhalb der bei allen Gasen unterschiedlichen Inversionstemperatur tritt eine Erhitzung des Gases anstelle der Abkühlung auf.

Für die isenthalpe Expansion wird eine adiabate Zustandsänderung ohne Wärmeaustausch mit der Umgebung angenommen, etwa durch eine perfekte Dämmung. Dass dies bei diesem Versuch nicht realisiert wurde, sieht man deutlich an der Aufheizung in der Umgebung der Kapillare bei der Drosselung. Die offensichtlich auftretende Wärmeabgabe an die Umgebung könnte die starke Unterkühlung des Acetons erklären. Zum Vergleich sinkt sie beim Kühlprozess nur auf die Verdampfungstemperatur 56,5°C ab und nicht etwa auf unter 20°C. Diese Hypothese wird in kommenden Versuchen überprüft werden, indem man in dem Versuchsaufbau auch die Drossel von außen beheizt und dadurch keine Energieabgabe an die Umgebung zulässt (In diesem Fall hätte man sogar eine leichte Energieaufnahme). Wenn in diesem Fall ebenfalls eine Unterkühlung, mindestens auf die Verdampfungstemperatur eintritt, ist eine ausreichende Abkühlung des Acetons für den Kühlprozess garantiert.

Durch die Video-Aufzeichnungen des Drosselvorgangs, konnten die jeweiligen Dauern des Vorgangs ermittelt werden. Mithilfe der Dauer und der eingesetzten Menge wurde abgeschätzt welcher Massenstrom von der Kapillare durchgesetzt wird. Aus der mittleren Dichte des Acetons und der Annahme des Flüssiganteils nach der Drosselung, basierend auf dem gemessenen Massenverlust, ergibt sich ein Anhaltspunkt für den bei der Expansion verdampften Massenanteil und die Strömungsgeschwindigkeit in der Kapillare. Die Ergebnisse die in Tabelle 17 zusammengestellt sind geben einen ersten Eindruck über die Eignung der getesteten Kapillare. Sie können zunächst mit den berechneten Werten verglichen werden, werden aber nicht alle Fragen klären können.

Der berechnete Massenstrom liegt in allen Fällen zwischen 2,1 und 2,4 kg/h. Diese Größenordnung ist für den betrachteten Prozess sinnvoll, um gewünschte Kälteleistungen zwischen 100 und 170 Watt zu erreichen. Zum Vergleich: Berechnet man für die Kapillare Innendurchmesser $d_i=0,4\text{mm}$, Länge 3m und nimmt an, dass die Eintrittsgeschwindigkeit in etwa null (0,014 m/s) ist, ergibt sich nach der kompressiblen Rohrreibungsberechnung ein Druckverlust von 69 bar bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 9,1 m/s in der Kapillare und ein resultierender Massenstrom von 2,25 kg/h (Bei $T_1=190^\circ\text{C}$, $T_2=20^\circ\text{C}$, Flüssiganteil 88%). Bei kompressibler Rechnung mit gleichem Massenstrom ergibt sich ein Druckverlust von 49 bar bei einer Geschwindigkeit von 9,7 m/s.

Die Werte weichen also zwischen den Berechnungsansätzen deutlich ab.

Tabelle 17: Ergebnisse der Berechnungen des Kapillartests

$\rho_m=548,86 \text{ [kg/m}^3\text{]}, d_i=3 \text{ [mm]}$		V3	V4	V5	V6	Einheit
Druck bei öffnen	Überdruck oben [bar]	40	24, 2	26, 8	45	bar
	Überdruck unten [bar]	0,9	0	0	0	bar
Aceton-/Innentemperatur vor Drosselung	vor Kapillare	168	189,8	197,52	186,8	°C
	nach Kapillare	16,6	21	24, 26	22,2	°C
Aceton-/Innentemperatur nach Drosselung	vor Kapillare	203	191 ,5	186	183,5	
	nach Kapillare	16,6	19, 2	21	18,26	
Überdruck nach Drosselung	vor Kapillare	0,9	0	0	0	bar
	nach Kapillare	1,15	0	0	0	bar
gedrosselte Menge	Aceton	0,114	0,0 8	0,0 9	0,1	kg
Drosselungsdauer	Zeit	172	120	135	170	s
Masseverlust	absolut	-	2	10	16	g
Masseverlust	prozentual	-	2,5	11,11	16	%
Berechneter Massenstrom		2,386	2,4	2,4	2,1176	kg/ h
Berechnete Geschwindigkeit in Kapillare		9,6	9,6 7	9,6 7	8,533	m/s
Flüssiganteil nach Expansion		-	97, 5	88, 89	84	%
Druckdifferenz		38,85	24, 2	26, 8	45	bar
Temperaturdifferenz		151,4	170 ,6	176,52	168,5 4	K

Anhand des erreichten Druckabbaus in Verbindung mit den zuvor diskutierten Temperaturverläufen kann man erkennen, dass sich ein Drosseleffekt einstellt. Die ermittelten Massenströme und Geschwindigkeiten liegen im Bereich der berechneten Werte. Weil jedoch bei dem Versuchsaufbau ein Druckausgleich mit der Umgebung stattfindet und jeder beliebige Ausgangsdruck vollständig abgebaut wird, sind diese Ergebnisse nicht belastbar hinsichtlich des durch Rohrreibung abgebauten Drucks. Auch lässt sich durch die vorliegenden Ergebnisse noch nicht sagen, welcher Berechnungsansatz bessere Ergebnisse liefert.

Der ermittelte Massenverlust ist so gering, dass er allein durch Verdunstung beim Befüllen und kleinen Restmengen in den Leitungssystemen erklärt werden könnte. Eine Verdampfung durch den Expansionsprozess, wie beim Prozessverlauf beschrieben, ist möglich. Aufgrund der tiefen Endtemperatur

(20°C vs. 56,5°C) und dem nicht isenthalpen Verlauf (Wärmeabgabe), ist der Dampfanteil allerdings erwartungsgemäß gering. Die Werte lassen demnach beide Erklärungen zu.

Fazit der Drosseltests und offene Fragen

Was die Versuche mit der Kapillare eindeutig gezeigt haben ist, dass Experimente in diesem Prozessabschnitt notwendig sind, um mehr Sicherheit bezüglich der vielen Unklarheiten zu bekommen. Es konnte gezeigt werden, dass ein Drosseleffekt auftritt und das Aceton stark abgekühlt werden kann. Fragen, die mit weiteren Experimenten geklärt werden müssen, sind:

- Wie ist der tatsächliche Einfluss des Innendurchmessers der Kapillare?
- Verläuft die Drosselung vergleichbar, wenn ein stationärer Überdruckzustand eingestellt ist?
- Funktioniert die Abkühlung (min. auf 56,5°C) auch ohne Wärmeabgabe an die Umgebung?
- Wird der Druckabbau maßgeblich durch eine Querschnittsänderung erreicht oder durch die Rohrreibung?

Um diese Fragen befriedigend beantworten zu können, sind weitere Experimente mit variierenden Kapillardurchmessern bzw. einer Drossel mit einfacher Querschnittverengung und einer kontinuierlichen Überdruckerzeugung wichtig. Dazu wurden die Konstruktionen für Kapillare mit $d_i=0,2$ mm und $d_i=0,1$ mm zur Fertigung gegeben. Die Drossel mit einstellbarer Expansionsdüse wird ebenfalls gefertigt (Zeichnungen im Anhang).

4 Aufbau des Test-Standes

4.1 Grundkonzept

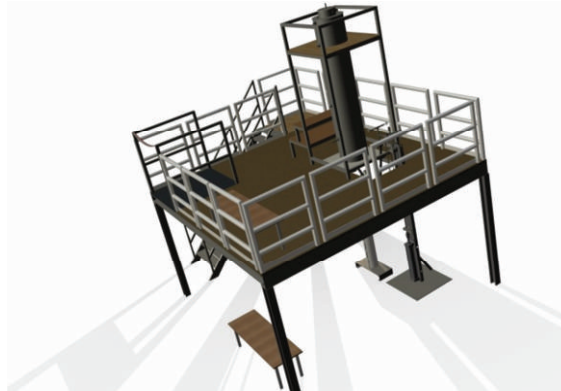


Abbildung 39: CAD-Modell des Versuchstands

Das Grundkonzept des Teststands verfolgt zwei Ziele:

1. Die realistische Abbildung des Kühlsystemprozesses und der benötigten Komponenten
2. Die Simulation der erwarteten Umgebungsbedingungen im Bohrloch

Tabelle 18: Untersuchbare Test-Variablen

1. Teststand-Version		
Simulation der Bohrlochumgebung	Test der Kühlsystem Komponenten	Verifikation der berechneten Prozessverläufe
Temperatur	Verdampfer	Verdampfung
Druck	Verdichter	Kondensation
Chemische Zusammensetzung (Korrosion ...)	Kondensator	Verdichtung
	Drossel-Komponenten	Expansion
		Kreisprozess

Tabelle 18 zeigt welche Variablen mit der aktuellen Test-Stand Konstruktion simuliert bzw. untersucht werden können (grün unterlegt) sowie weitere Variablen, durch entsprechende Erweiterungen des

Versuchsstands zukünftig untersucht werden sollen. Die Entwicklung eines Kühlsystem-Verdichters ist noch nicht weit genug vorangeschritten, um Experimente unter Bohrlochsonden-Bedingungen zu rechtfertigen. Der Kondensator mit der adäquaten Bohrloch-Konstruktion ist noch nicht verfügbar. Die Bereitstellung der richtigen Bohrloch-Chemie ist schwierig, weil sie weitgehend unbekannt ist, bzw. von Bohrloch zu Bohrloch stark variiert. Weiterhin kann die Umgebungstemperatur mit Thermalwasser nur realisiert werden, wenn gleichzeitig die entsprechenden Umgebungsdrücke erzeugt werden können, um den Dampfdruck von Wasser zu überschreiten. Für die Erzeugung der Drücke, wie sie in tiefen Bohrlöchern herrschen (5 km ~ 600 bar), ist ein leistungsfähiger Autoklav nötig, der groß genug sein muss, um die Komponenten aufnehmen zu können. Dies ist aufgrund des finanziellen Aufwands zum jetzigen Zeitpunkt nicht realisierbar aber für eine zukünftige Erweiterung des Versuchstands vorgesehen. Das Ziel ist letztendlich einen vollfunktionsfähigen Bohrlochsimulator aufzubauen, in dem Tools und Komponenten in realistischer Umgebung getestet werden.

Auf der Abbildung (Abbildung 39) ist der vollständige Versuchstand dargestellt. Die Laborbühne erfüllt dabei zwei zentrale Aufgaben. Sie erlaubt die vertikale Anordnung der Wärmetauscher, wie sie auch in einer Sonde realisiert wäre, wobei die Gewichtskraft des Kältemittelkondensats ausgenutzt wird, um dasselbe am Ausgang des Kondensators, an dessen Unterseite zu sammeln. Zudem trennt die Bühne den Hochdruck-Temperatur-, vom Niederdruck-Temperatur- Bereich. Unten findet sich der Verdampfer mit seinem Gehäuse. Der Verdichter ist auf demselben Niveau aufgestellt, ragt jedoch in die zweite Etage hinein, wo sich sein Ausgang befindet. Die Drossel-Strecke ist unterhalb des Bühnenbodens der oberen Etage montiert, sie befindet sich also zwischen den beiden Prozessbereichen.

Darüber hinaus bietet der Aufbau ausreichend Platz zur übersichtlichen Montage und Installation der verwendeten Messtechnik und der Komponenten für die Umgebungssimulation. Der Teststand ist modular aufgebaut, sodass jede Komponente mit geringem Aufwand ausgetauscht oder isoliert werden kann. Dadurch lässt sich jeder Teilprozess und die zugehörigen Komponenten auch getrennt vom Gesamtsystem untersuchen. Zum Beispiel kann der Verdampfer in seinem Gehäuse alleine beheizt und getestet werden, wenn nur die übertragbare Wärmeleistung im Kühlbereich untersucht werden soll.

4.2 Umsetzung der Komponenten

Verdampfer/Verbraucher

Der Verdampfer, der im Test-Stand eingesetzt wird, hat bereits ein Sonden-Design. Sowohl materialtechnisch als auch bezüglich der Abmessungen, könnte der Verdampfer in einer Bohrlochsonde eingesetzt werden. Abbildung 40 zeigt die Anbringung von Leistungswiderständen, als simulierte Verbraucher, und Thermoelementen auf dem Verdampfer. Durch das aufgetragene Koordinatensystem lassen sich die für Experimente relevanten Mess- und Leistungspunkte später genau lokalisieren. Die Verbraucherwiderstände sind in Gruppen parallel verschaltet und können durch eine Variation der Spannung über verschiedene Netzgeräte unterschiedliche Wärmeleistungen an unterschiedlichen Stellen realisieren.

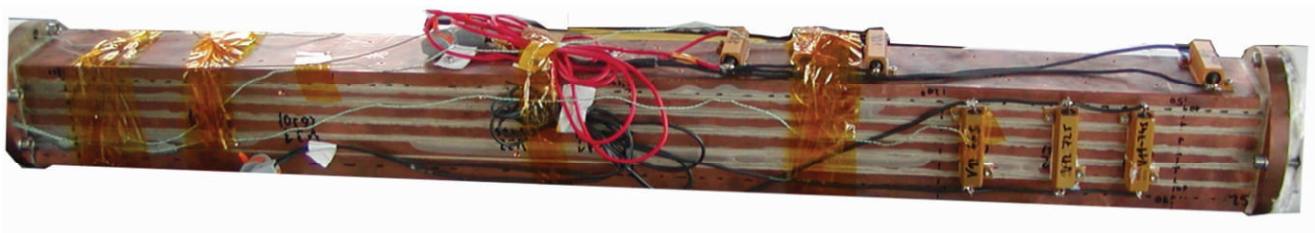


Abbildung 40: Anbringung der Verbraucher und Thermoelementen am Verdampfer

Die Widerstände haben eine Leistung von $P=50$ Watt bei einem Widerstand von $R=30$ Ohm. In dem dargestellten Aufbau gibt es zwei Dreiergruppen, eine Zweiergruppe sowie einen einzelnen Widerstand. Der Gesamtwiderstand für eine Parallelschaltung berechnet sich zu:

$$R_{ges} = \left(\sum \frac{1}{R_i} \right)^{-1}$$

F 28

Die erzeugte Leistung ergibt sich mit der angelegten Spannung U zu:

$$P = U * I = U * \frac{U}{R} = \frac{U^2}{R}$$

F 29

Damit lässt sich zum Beispiel eine Verteilung des inneren Wärmeeintrags wie in Tabelle 19 einstellen.

Tabelle 19: Exemplarische innere Wärmeeintragsverteilung

	3er Gruppe	3er Gruppe parallel zu Einzelwiderstand	2er Gruppe	Gesamt
Widerstand [ohm]	10	7,5	15	-
Spannung [V]	10	19,5	30	-
Leistung [W]	10	50,7	60	120,7

Die Gesamtwiderstände der Widerstandgruppen verteilen sich dabei gleichmäßig auf deren Einzelwiderstände. Durch diese Struktur lassen sich ein gleichmäßig verteilter Wärmeeintrag aber auch punktuelle Leistungsspitzen simulieren.

Im Anhang findet sich eine Liste mit den innen angebrachten Elementen und deren Positionen.

Kondensator



Abbildung 41: Bild des Labor-Kondensators

Der Rohrbündelkondensator aus Inconel 718 ist aufgrund der hohen Kosten und langen Lieferzeiten des benötigten Werkstoffes noch nicht bereit für die Fertigung. Die zugehörige Konstruktion wurde beim TÜV jedoch bereits einer Druckbeständigkeitsprüfung unterzogen (Anhang 12.7). Für den Test-Stand wird daher eine Alternativkonstruktion bestehend aus einem aufgewickelten Kupferrohr mit ähnlicher Oberfläche benutzt. Mit seiner Rohrlänge $L \sim 15$ m, seinem Außendurchmesser $D_a = 15$ mm und der Wandstärke $b = 1$ mm, ergeben sich die Oberflächen innen und außen zu:

$$A_{innen} = L * (D_a - 2 * b) * \pi \approx \mathbf{0,61 m^2}$$

F 30

$$A_{außen} = L * (D_a) * \pi \approx \mathbf{0,71 m^2}$$

F 31

Zum Vergleich die Oberflächen beim Inconel-Kondensator: **Außen: ~ 1,12 m²** und **Innen: ~ 0,67 m²**, bei selber Wandstärke. Der Laborkondensator muss lediglich einem inneren Überdruck von ca. 40 bar standhalten, er wurde nach EN 13480-3 dafür überprüft (TÜV, 2000):

$$s = \frac{D_a * p}{20 * \frac{R_m}{S} * \nu + p} + c_1 + c_2$$

F 32

Mit Außendruckmesser $D_a=15\text{mm}$; Druck $p=4\text{ MPa}$; Streckgrenze $R_m=150\text{ MPa}$ (bei 250°C); Sicherheitsfaktor $S=1,5$; Verbindungsfaktor $\nu=1$; Zusatzwert für Unrundheit $C1=0,2$; Abnutzgrad $C2=0,2$ ergibt sich eine Mindestwandstärke von $s=0,43\text{ mm}$. Die Wandstärke von **1mm** ist ausreichend gewählt.

Verdichter

Der Laborverdichter ist ein pneumatisch angetriebener einstufiger Kolbenverdichter. Dies hat in erster Linie drei Gründe. Zum einen ist diese Bauart aufgrund des im Labor vorhandenen Anschlusses an ein Druckluftnetz praktisch für einen dauerhaften Betrieb. Zum anderen erleichtert sie die Übertragbarkeit von Ergebnissen auf das hydraulische Antriebskonzept des Verdichters. Vor allem ermöglicht es jedoch ein variables Verdichtungsverhältnis. Er wurde für das Verdichten von Aceton-Gas auf 40 bar (230°C) ausgehend von 1 bar ($56,5^\circ\text{C}$) und einem Massenstrom von 2,5 kg ausgelegt. Hubfrequenz und Hub lassen sich jedoch für eine Reduzierung der Werte variieren (Krieger, 2013).



Abbildung 42: Laborverdichter mit beheiztem Kompressionszylinder

Der massive Aufbau (siehe Abbildung 42) ist in erster Linie dem einfachen Aufbau und der Montagesituation im Labor geschuldet. Der Verdichter ist sehr lang, was auch mit dem einstellbaren Hub

zusammenhängt, würde aber im Durchmesser in das Kühlgehäuse passen. Bei der Einsparung von Bauraum für den Sonden-Verdichter gibt es noch viel Optimierungspotential.

4.3 Heizmanagement

Um das System vollständig beheizen zu können, ist ein umfassendes Heizmanagement im Teststand integriert. Das Rohr- und Schlauchsystem, der Verdichter sowie der Drosselabschnitt werden über Heizdrähte, Heizbänder und Heizschläuche mit zugehörigen Reglern der Firma „Hillesheim“ beheizt. Damit ist es möglich, Umgebungstemperaturen bis 250°C zu simulieren. Eine Dämmung nach außen bei allen beheizten Elementen sorgt für eine homogene Temperaturverteilung und bietet zudem Schutz vor direktem Kontakt mit den heißen Oberflächen. Die Heizregler erlauben durch verschiedene Programmiermöglichkeiten neben dem direkten Heizen auf eine Solltemperatur auch das Anfahren mit verschiedenen Funktionen und Zyklen. Dadurch lässt sich beispielsweise der Eintauchvorgang des Kühlsystems in ein Bohrloch thermisch nachstellen.

Das Kühlgehäuse wird von einem speziell dimensionierten Heizmantel beheizt, der ebenfalls maximal 250°C erreicht.

Um den Wärmeübergang im Kondensator mit einer flüssigen Umgebung testen zu können, wird eine speziell konstruierte Fritteuse eingesetzt (Krieger, 2013). Mit einem Umlauferhitzer kann in deren Inneren Thermo-Öl auf über 200°C erhitzt werden. Sie ist groß genug, um den Kondensator (sowohl Sonden- als auch Labordesign) vollständig einschließen zu können.



Abbildung 43: Bild der Labor-Fritteuse

In Abbildung 43, auf einem Foto der Fritteuse erkennt man die Aus- und Einlässe zum Befüllen des Systems. Zur Aufrechterhaltung der inneren Temperatur ist im Mantel eine Dämmschicht integriert. Die Fritteuse wurde für den Einbau des Kondensators und Durchführung dessen Eingangs- und Ausgangsleitung um Stahlfüße erweitert (Anhang Zeichnungen). Durch den mittleren Fuß können mittels Schottverschraubungen die Leitungen abgedichtet nach unten geführt werden.

4.4 Messtechnik

Der Versuchstand ist mit verschiedener Messtechnik versehen. Über ein USB-Messlabor der Firma „Meilhaus“, können weitere Sensoren (Analog oder Digital) installiert und das Messsystem so erweitert werden. Die Daten werden am PC aufgezeichnet und verarbeitet.

Temperaturmessung

Die Temperaturmessungen erfolgen über Thermoelemente Typ K, die an verschiedenen Stellen im System installiert und über USB-Logger der Firma „Pico Technology“ mit einem PC verbunden sind. Es gibt interne, also in das Leitungssystem integrierte Thermoelemente zur Messung der Medientemperatur. Davon ist je eines am Verdampfer-Aus- und Eingang, am Verdichter-Aus- und Eingang, und am Drossel-Aus- und Eingang verbaut. Zusätzlich gibt es außen an den Oberflächen liegende Thermoelemente. Die im Kühlgehäuse, am Verdampfer montierten Thermoelemente sind über ein Koordinatensystem positioniert (Tabelle 24).

Druckmessung

Für die Druckmessung werden sowohl Manometer zur Visualisierung des Druckverhältnisses, als auch Drucksensoren für die digitale Aufzeichnung der Druckdaten eingesetzt (siehe Abbildung 37).

Am Verdichter-Ausgang befindet sich ein Drucksensor der Firma „Paine“ für Hochtemperaturanwendungen bis 225°C mit einem Druckbereich 0-344 bar. Dieser ist auch für den Einsatz im Bohrloch bis zu einer bestimmten Tiefe geeignet.

Am Ausgang der Drossel wird ein Drucksensor der Firma „GEMS“ für Normaltemperaturen, mit einem Druckbereich 0-2,5 bar eingesetzt.

Für den Hochtemperaturbereich, Am Verdichter- Ein- und Ausgang, sowie am Kondensator-Ausgang sind Chemie-Manometer für Medientemperaturen bis 300°C verbaut. Im Niedertemperaturbereich, Am Drossel- und Verdampfer-Ausgang sind Manometer für Temperaturen bis 60°C montiert.

Durchfluss-/Massenstrom Messung

Für die Prozessbetrachtung ist es wichtig, eine Größe bezüglich der durchgesetzten Massen zu generieren. Da vom Massenstrom sowohl die Kälteleistung als auch alle anderen zentralen Prozessgrößen abhängen, ist die Messung dieses Werts von zentraler Bedeutung.

Es gibt drei grundsätzlich verschiedene Prinzipien der Durchflussmessung, das Volumenzähler- und die Durchflussmesser- Prinzipien für Masse- oder Volumen-Durchflussmessung. Nachfolgend werden diese mit einigen Vertretern kurz beschrieben (Wikipedia, 2014) (Frenzel, 2011).

Volumenzähler

Volumenzähler messen das Durchflussvolumen (flüssig oder gasförmig) durch Körper die in direktem Kontakt mit dem zu messenden Medium stehen und von ihm bewegt werden. Der Volumenstrom muss über die Dichte zum Massenstrom umgerechnet werden.

Kolbenzähler

Beim Kolbenzähler vollzieht ein Kolben Umdrehungen durch das Medium. In Messkammern werden definierte Volumen eingebracht, ein Zählwerk misst die Zahl der Umdrehungen.

Wirbel/Drall Messer

Bei diesem Verfahren bewegt die Strömung des Mediums einen Rotor, die Umdrehungen werden aufgezeichnet und umgerechnet.

Durchflussmesser Volumen

Hier wird der Volumendurchfluss über das jeweilige Messprinzip direkt gemessen. Ein Massenstrom kann wiederum mit bekannter Medium-Dichte berechnet werden.

Magnetisch-Induktiv

Diese Methode basiert auf dem Prinzip der Ladungsablenkung ionisierter (geladener) Teile im zu messenden Fluid. Hierzu muss das Fluid leitfähig sein. Beim Strömen durch ein an der Leitung angelegtes Magnetfeld, werden unterschiedlich geladene Teilchen gemäß ihrer Ladung abgelenkt. Die dadurch entstehende Spannung ist proportional zur Zahl vorbeiströmender Teilchen und damit zur Strömungsgeschwindigkeit. Anhand der Spannungsmessung kann diese berechnet werden und mit bekannter Fluidichte und Rohrquerschnitt ergibt sich daraus der Massenstrom.

Ultraschall

Beim Ultraschallprinzip wird entweder das Dopplerverfahren verwandt, bei dem Schallwellen von Verunreinigungen im Medium reflektiert werden oder eine Laufzeitmessung der Schallwellen für den Weg durch das Medium zur anderen Rohr-Wand durchgeführt. Anhand der Signalmessung kann die Strömungsgeschwindigkeit ermittelt werden, aus der mit den Rohrmaßen ein Volumenstrom und mit der Medium-Dichte ein Massenstrom berechnet wird.

Schwebekörper

Beim Schwebekörperprinzip, wird ein Schwebekörper vom von unten vorbeiströmenden Medium je nach Geschwindigkeit unterschiedlich stark angehoben. Aus der Schwebehöhe wird der Volumenstrom ermittelt.

Durchflussmesser Masse

Bei Massen-Durchflussmessern wird anders als bei allen anderen Verfahren direkt der Massenstrom gemessen. Die Dichte des Mediums muss also nicht bekannt sein. Daher eignet sich das Verfahren auch grundsätzlich für Strömungen mit mehreren oder unbekanntenen Phasen.

Coriolis

Beim Coriolis Verfahren verwendet man zwei, in Schwingung versetzte Rohrbogen. Durch einen der beiden wird die Strömung geleitet. Durch die Coriolisbeschleunigung wirkt eine Kraft auf das Medium,

die beim Einlauf eine Verzögerung und beim Auslaufschenkel eine Beschleunigung bewirkt. Dieser Umstand bewirkt einen zeitlichen Unterschied in der Schwingung der beiden Rohrbogen. Weil die Schwingfrequenz, außer von der Torsionskonstante des Rohrs vom Massenträgheitsmoment abhängt, welches proportional zur Masse des Füllmediums ist, lässt sich der Massenstrom direkt bestimmen.

Thermisch

Beim thermischen Massen-Durchflussmesser wird eine durchströmte Kapillare mit dem zu messenden Medium durchströmt und von außen beheizt. Über die Verlustleistung und die Temperaturdifferenz lässt sich der Massenstrom direkt berechnen:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{(P_{Heiz} - P_{Verlust})}{cp * \Delta T} * G$$

F 33

Hierzu wird die vom Medium abgeführte Wärmemenge anhand der Wärmekapazität cp , der Temperaturdifferenz zwischen einem konstant beheizten und einem unbeheizten Temperatursensor ΔT und einem Geometriefaktor G berechnet. Der Wärmestrom ist proportional zum Massenstrom dm/dt , der sich so direkt aus den ermittelten Leistungen P ergibt.

Vergleich der Messprinzipien

Für den Teststand wird ein Messprinzip gebraucht welches

- sowohl Flüssigkeit, Gas als auch ein Zweiphasengemisch
- bei Temperaturen bis: **200 °C**
- bei Strömungsgeschwindigkeiten ab: **5e-3 m/s**
- im Messbereich von: **2 - 5 kg/h (~0,003-0,008 m³/h)** erfassen kann.

Der extrem kleine Durchfluss, die hohen Temperaturen und die unterschiedlichen Phasen des Prozesses erschweren die Massenstrommessung erheblich. Es zeigt sich deutlich, dass alle genannten Prinzipien Nachteile für die vorliegende Anwendung aufweisen. Zudem ist die bei den meisten Methoden notwendige Kalibrierung schwierig, weil die Stoffwerte in den interessanten Bereichen bei der Expansion und im Hochdruckbereich gerade nicht bekannt sind, sondern experimentell bestimmt werden sollen.

Eine Dichtemessung bei einem Zweiphasengemisch ist mit dem Coriolisprinzip möglich. Dazu muss allerdings eine homogene Mischung vorliegen, was im Kühlprozess höchstens zufällig, für kurze Zeiträume der Fall ist. In (Tabelle 20) sind die Vor und Nachteile der genannten Methoden dargestellt.

Tabelle 20: Vergleich von Durchfluss-Messprinzipien

Kriterium	Volumenzähler		Durchflussmesser Volumen			Durchflussmesser Masse	
	Kolben-zähler	Wirbel/Drall	Magnetisch	Ultraschall	Schwebekörper	Coriolis	Thermisch
Maximale Temperatur [°C]	> 200	>200	100	> 200	> 200	> 200	70
Untere Messbereichs-Grenze [kg/h]	< 1	63	< 1	< 1	63	0,2	< 0,5
Eindeutiger Phasenzustand nötig	ja	ja	ja	ja	ja	Nein	nein
Zweiphasenmessung	nein	nein	nein	nein	nein	bedingt	nein
Mindest-Strömungs-Geschwindigkeit [m/s]	-	-	0,5	1	-	-	-
Stoffdaten benötigt	ja	ja	ja	ja	ja	nein	nein

Positive Eigenschaften; Negative Eigenschaften; Ausschlusskriterien

Die Werte belegen, dass keines der Messprinzipien ideal für die benötigten Messungen ist. Die vielversprechendsten Varianten sind dabei die Coriolis- und die Thermischen Durchflussmesser. Letzterer könnte jedoch nur im Niedertemperaturbereich des Kreislaufs eingesetzt werden. Keine der Methoden kann Zweiphasenströmungen, wie sie im Kühlkreislauf vorkommen, ausreichend beherrschen. Eine Möglichkeit wäre zwei Messgeräte, jeweils in einem Bereich mit definierter Phase einzusetzen, etwa am Kondensator- und am Verdampfer-Ausgang. Dies würde aber den doppelten Platz- und finanziellen Aufwand bedeuten. Weil die Messgeräte sehr teuer sind und bei jetzigem Stand keine zufriedenstellende Lösung in Sicht ist, wird daher zunächst auf eine direkte Durchflussmessung verzichtet. Das Thema wird weiter untersucht.

Anstatt der Messung des Durchflusses, kann der Massenstrom dm/dt vorläufig indirekt über die Hubfrequenz f , des Laborverdichters:

$$\frac{dm}{dt} = f * V_{Ausschub} * \rho_{Acetongas}$$

F 34

mit dem berechneten Ausschubvolumen V des Aceton Gases sowie dessen Dichte ρ berechnet oder über die ermittelte Kälteleistung, abhängig von der eingebrachten Wärme abgeschätzt werden:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{\Delta h_{verd.}} = \frac{\dot{Q}_{ein}}{\Delta h_{verd.}}$$

F 35

F 35 gilt nur für einen Zeitraum mit konstanter Kühlraumtemperatur, mit bekanntem Wärmeeintrag \dot{Q}_{ein} und Verdampfungs-Enthalpie $\Delta h_{verd.}$.

Diese Lösungen sind sehr ungenau, können aber zumindest einen ungefähren Eindruck vom durchgesetzten Massenstrom vermitteln.

4.5 Inbetriebnahme

Für die Inbetriebnahme des Test-Standes, wird zunächst das gesamte Leitungssystem evakuiert. Hierzu ist ein Bypass am Verdichter-Ausgang vorgesehen, der es ermöglicht in beiden Leitungssträngen am Verdichter vorbei Luft abzupumpen (Abbildung 44). Dafür können Vakuumpumpen am Auslass angeschlossen und die Leitungsstränge über Ventile getrennt geöffnet oder geschlossen werden.

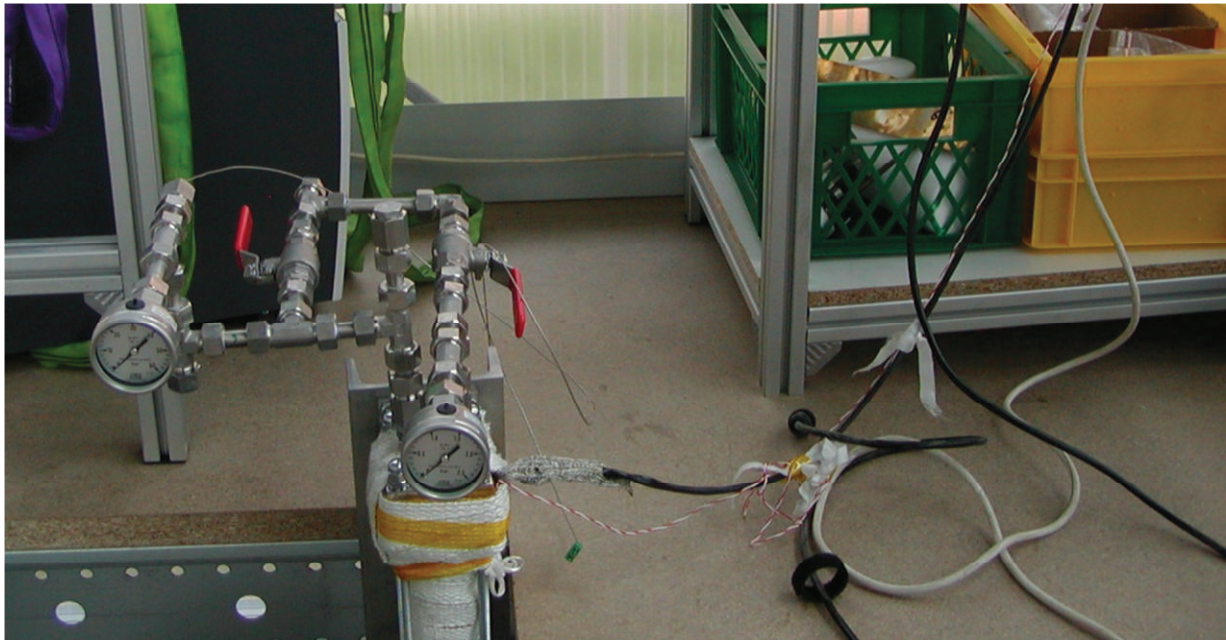


Abbildung 44: Bild des Verdichter-Ausgangs mit Bypass

Um das Vakuum in der Kühlgehäusewand zu erzeugen und aufrecht zu erhalten, wird die Molekularpumpe der Firma „Pfeifer“ eingeschaltet.

Als nächstes muss das System mit Kältemittel (Aceton o.a.) befüllt werden. Hierfür gibt es im Rohrsystem oberhalb des Verdampfers ein Kältemittel-tank. Über ein Absperrventil kann davon Fluid in den Verdampfer gefüllt werden. Durch den Tank ist die Befüllung einfach veränderbar und lässt sich auch während des Betriebs noch regeln (Abbildung 45).

Wenn das System befüllt ist, wird als erstes die Messtechnik in Betrieb genommen. Das heißt, die Aufzeichnungen der Temperatur- und Drucksensoren werden eingestellt und gestartet. Für die Einstellung kann unterschiedliche Software (Picolog, Labview, TraceDaq...) verwendet werden. Die Sensoren müssen zunächst kalibriert werden. Für die Aufzeichnung werden die einzelnen Sensoreingänge benannt und eine Output-Datei definiert. Danach kann die Aufzeichnung gestartet werden.

Ist die Messtechnik aktiv, wird der Teststand zunächst auf die gewünschte Umgebungstemperatur beheizt. Je nach Testsituation (Eintauchphase, Maximalbedingungen, Funktionstest...) werden gleichzeitig oder anschließend der Verdichter sowie die Verbraucher (Heizwiderstände) in Betrieb genommen.

Der Test-Stand ist so angelegt, dass sowohl Kurz- als auch Langzeitmessungen durchführbar sind.

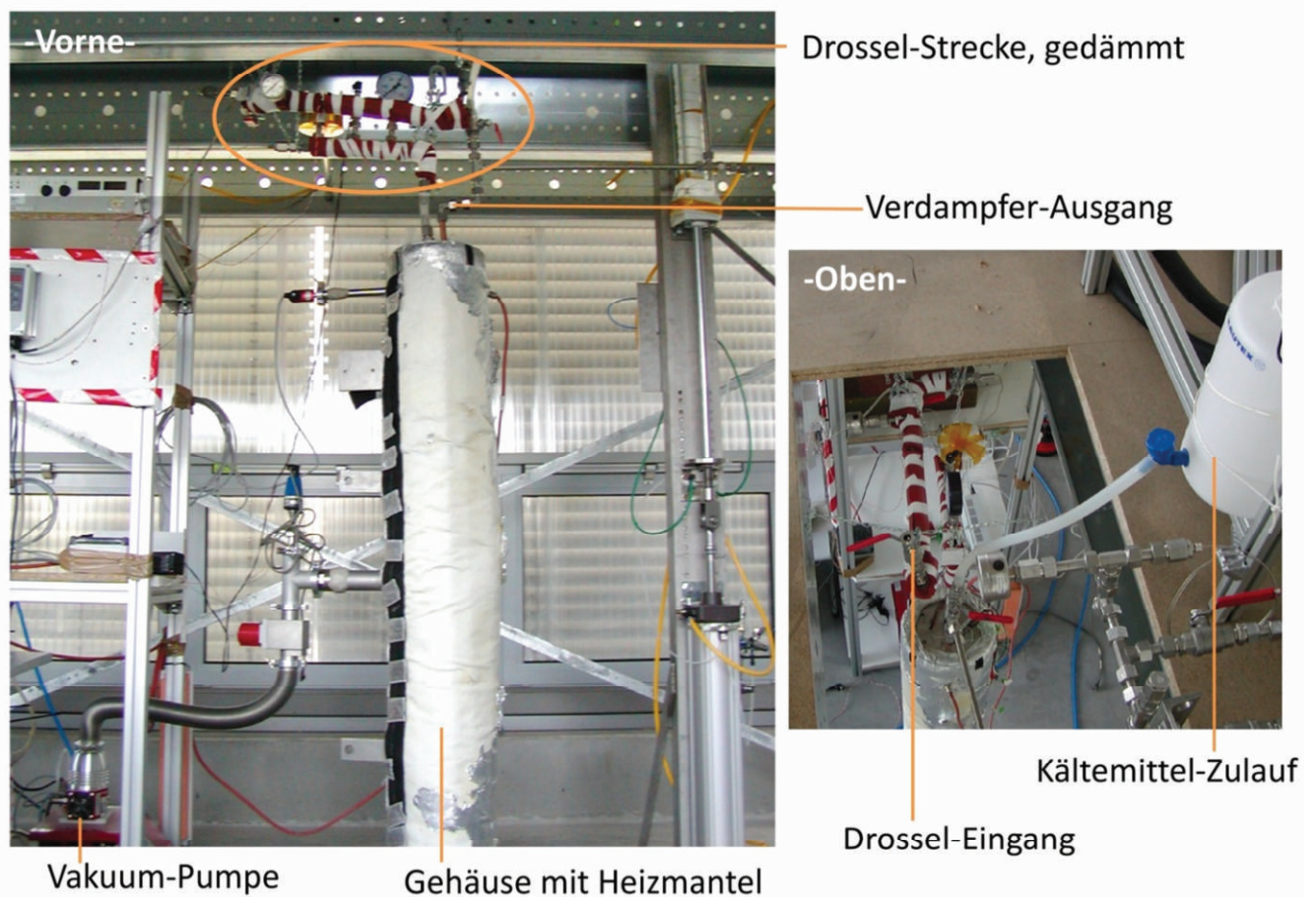


Abbildung 45: Verdampfer-Abschnitt mit Befüllsystem

Auf dem Bild (Abbildung 45) links ist der gesamte Expansions- und Verdampfungsabschnitt von vorne zu sehen. Daneben ist der Verdichter zu erkennen, dessen Eingang über einen noch nicht isolierten Rohrabschnitt mit dem Ausgang des Verdampfers verbunden ist. Rechts, in der Draufsicht erkennt man den abtrennbaren Zulauf zum Verdampfer neben dem Ausgang des Evakuierungs-Bypasses.

5 Zusammenfassung

5.1 Theoretischer Teil

In dieser Masterarbeit wurden die theoretischen Grundlagen des Kühlsystems für Bohrlochsonden dargelegt. Anhand der thermodynamischen Betrachtung des Kühlprozesses wurde erläutert, wie bei den in tiefen Bohrlöchern vorliegenden Umgebungsbedingungen eine dauerhafte Kühlung erreicht werden kann. Darüber hinaus wurden Methoden sowie Ausführungen entwickelt und vorgestellt, mit denen die wichtigen Stoff- und Prozessgrößen berechnet werden können. Dabei wurden diese Berechnungen ebenfalls für die Auslegung der Kältemaschinen-Komponenten übertragen. Die zentralen Ergebnisse sind:

- Die Kühlung von Standardelektronik unter 70°C ist dauerhaft erreichbar.
- Dazu wird ein thermodynamischer Kreisprozess durchlaufen.
- Aceton ist ein geeignetes Kältemittel für den Kühlprozess bei Umgebungstemperaturen bis 200°C.
- Für höhere Umgebungstemperaturen ist ein zweistufiger Prozess möglich.
- Hierzu wird eine künstliche 200°C Umgebung für die 1. Stufe durch einen zweiten Kreisprozess geschaffen.
- Ein mögliches Kältemittel für die zweite Stufe ist Wasser.

5.2 Praktischer Teil

Der Versuchstand, der im Rahmen dieser Masterarbeit aufgebaut wurde stellt eine erste Annäherung an die Simulation der Bohrlochbedingungen dar. Das hinter der Konstruktion stehende Konzept und die Umsetzung der Anforderungen im Einzelnen wurden erläutert:

- Der Teststand ermöglicht die Simulation heißer Umgebungen bis über 200°C.
- Der modulare Aufbau erlaubt die Untersuchung der einzelnen Teilprozesse und des gesamten Kreisprozesses.
- Im Teststand können die zentralen Kältemaschinen-Komponenten integriert und getestet werden.
- Dabei werden der Hoch- und Niederdruck- sowie die Temperaturbereiche räumlich getrennt.
- Die installierte Messtechnik erlaubt umfassende Temperatur- und Druckmessungen sowie eine Abschätzung der Durchflussmengen.
- Der Aufbau erlaubt eine Erweiterung um weitere Komponenten und Versuchsvariablen.

5.3 Konstruktiver Teil

Es wurde aufgezeigt, welche konstruktiven und werkstofftechnischen Anforderungen an die Komponenten des Kühlsystems gestellt werden. Für den Versuchstand wurden einige der Kühlsystemkomponenten sowie Komponenten für die Erzeugung der Testbedingungen konstruiert bzw. modifiziert. Für die fehlenden Komponenten wurden Konstruktionen oder Konzepte vorgestellt sowie vorläufige Lösungen präsentiert, die den Betrieb im Versuchstand ermöglichen:

- Der Verdampfer wurde in einem, dem Einsatz in einer Bohrlochsonde entsprechenden Design gefertigt und montiert.
- Der Kondensator wurde konstruiert und eine Werkstoffauswahl wurde vorgenommen.
- Für den Verdichter wurden unterschiedliche Antriebs-Konzepte für die Anbindung des Systems an eine Wireline und integriert im Bohrstrang vorgestellt.
- Für die Drosselkomponente wurden unterschiedliche Varianten entworfen und konstruiert.
- Die Komponenten-Konstruktionen erfüllen die geometrischen Randbedingungen von Bohrlochsonden.
- Eine Fritteuse zu Bereitstellung heißer flüssiger Umgebungen für den Kondensator wurde für den Einsatz im Teststand modifiziert.
- Ein Laborverdichter wurde für den Betrieb in einer heißen Umgebung mit dem Kältemittel Aceton angepasst.

6 Fazit und Ausblick

Durch die Masterarbeit wurde ein wichtiger Schritt für die Realisierung des Bohrlochsonden-Kühlsystems gemacht. Die bereitgestellten Methoden für die Berechnung der Kühlprozessgrößen ermöglichen eine schnelle und praktische Auslegung der Teilprozesse und Kältemaschinen-Komponenten. Darüber hinaus bieten sie die Möglichkeit der Validierung experimenteller Daten.

Die Diskussion der thermodynamischen Zusammenhänge konnte das Verständnis für die Eigenschaften und Beeinflussbarkeit des Kühlprozesses verbreitern. Dadurch sind genauere Aussagen über die Prozessführung und daraus resultierender konstruktiver Bedingungen möglich. Das bessere Verständnis ist gleichermaßen hilfreich bei der Einstellung und Anpassung der Versuchsbedingungen für die Gewinnung spezieller Informationen und für die nachfolgende Interpretation der Ergebnisse und eventueller Anomalien.

Der aufgebaute Versuchsstand erlaubt das Testen der Komponenten in realistischen Umgebungstemperaturen. Daraus können zukünftig wichtige Daten für die Beurteilung von Konzepten und die Optimierung der Konstruktionen generiert werden. Durch die Realisierung des Kühlkreislaufes können die Prozessparameter und Stoffgrößen der eingesetzten Kältemittel messtechnisch bestimmt werden, die bislang nur mithilfe von Berechnungen genähert werden konnten. Der Versuchstand wird viele wichtige Erkenntnisse für die Kühlsystem-Entwicklung liefern und bildet damit eine weitreichende Grundlage für das geplante COBOLD Projekt.

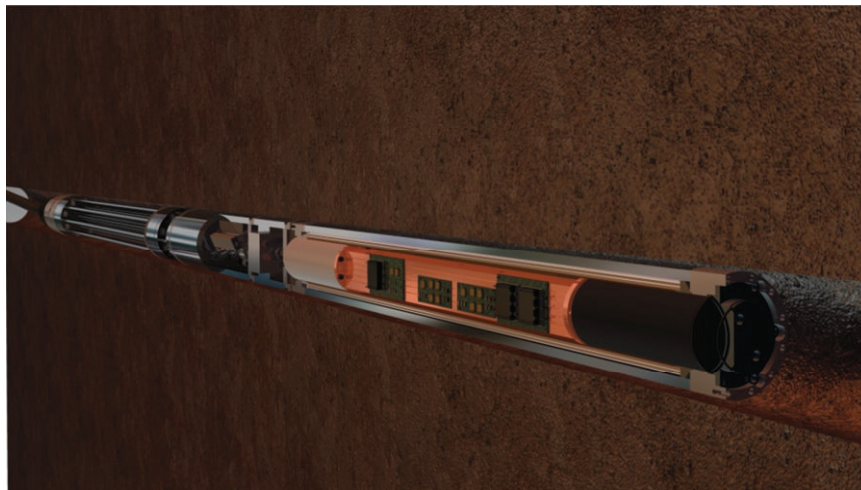


Abbildung 46: Renderbild: COBOLD im Bohrloch

Die Vision des Kühlsystems für die dauerhafte Kühlung von Standardelektronik in heißen Bohrlöchern, welche im Zentrum von COBOLD steht, ist ein Stück näher an seine Verwirklichung gerückt. Dieses System würde als Quelle für eine breite Fülle an innovativen Neuentwicklungen auf dem Sektor von Bohrloch-Tools dienen und böte eine Vielzahl neuer Forschungsmöglichkeiten im Bereich der Geothermie. Das dringend benötigte Projekt besitzt dadurch das Potential, den gesamten Bereich der geothermischen Energiegewinnung voranzubringen.

Um den letzten Weg zur Fertigstellung zu begehen, müssen zu dem kontinuierlich konkretisierten Konzept und dem wachsenden Know-how, nun die notwendige finanzielle und inhaltliche Unterstützung hinzukommen.

Sofern die Planungen wie erhofft Umsetzung finden, könnte eine erste Version des Kühlsystems innerhalb der nächsten drei Jahre gebaut und in situ eingesetzt werden.

7 Literaturverzeichnis

Armbruster, Pascal. 2013. Bachelorarbeit. *Konstruktion eines Verdichters für das Kühlsystem einer Geothermie-Bohrlochsonde.* Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie KIT, 2013.

Bauer, Chris. 2011. Bachelorarbeit. *Hardwareaufbau und Softwareentwicklung eines temperaturbeständigen Servoreglers auf Basis des TI SM470R1B1M-HT Mikrocontrollers.* Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie KIT, 2011.

—. **2013.** Projektarbeit. *Realisierung und Validierung der Hochtemperatur-Leistungselektronik zum Betrieb elektronisch kommutierter Motoren in Geothermiesonden.* Karlsruhe : Hochschule Karlsruhe, 2013.

BFE. 2006. *Bundesamt für Energie, Nutzung der Erwärme - Überblick, Technologien, Visionen.* Bern : s.n., 2006.

BINE. 2009. Informationsdienst Geothermische Stromerzeugung in Soultz-sous-Forêt. *Projektinfo* . [Online] 04 2009. [Zitat vom: 15. 02 2014.] www.bine.info.

Brandt, F. 1995. *Wärmeübertragung in Dampferzeugern und Wärmetauschern, Aufl. 2.* Essen, FDBR – Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau e.V : Vulkan-Verlag, 1995. 3802725352.

DUPONT. 2012. Dupont TM Kalrez Spectrum 7075. *technical information.* [Online] April 2012. [Zitat vom: 01. 03 2014.] www.dupont.com.

Frenzel, F. et al. 2011. *Industrielle Durchfluss-Messtechnik - Grundlagen und Praxis.* s.l. : ABB Automation Products GmbH, 2011.

Geller, Wolfgang. 2003. *Thermodynamik für Maschinenbauer. 2.* Heidelberg : Springer Verlag, 2003. 9783540323198.

GtV. 2013. Bundesverband Geothermie. [Online] November 2013. [Zitat vom: 1. 3 2014.] www.geothermie.de.

Herwig, H. 2008. *Strömungsmechanik - Einführung in die Physik von technischen Strömungen, 1. Aufl.* Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag GWV Fachverlage, 2008. 9783834803344.

Holbein, Benedict. 2011. Entwicklung eines Kühlsystems für Geothermie Bohrlochsonden. *Bachelorarbeit.* Karlsruhe : Karlsruhe Institut für Technologie, Oktober 2011.

—. **2014.** Proceedings, 39th Geothermal Workshop on Reservoir Engineering, 24.-26. Februar,. *Cooling Systems for Borhole Tools.* Stanford Kalifornien : Stanford University, 2014. SGP-TR-202.

IPGT. 2012. *High Temperature Downhole Tools - Recommendations for Enhanced and Supercritical Geothermal System.* s.l. : International Partnership for Geothermal Technology, 2012.

Isele, Jörg. 2013. *Development of a research probe for geothermal boreholes.* Stanford Kalifornien : Geothermal Workshop 38th, 11.-13. Februar, 2013.

Jonsson, J. 2012. *Simulation of output curves and wellhead pressure from high enthalpy well in Svartsengi geothermal field.* SW-Iceland : University of Iceland, 2012.

Krieger, Martin. 2013. *Praxissemesterbericht . 1. Fritteuse für Wärmetauscher 2. Kompressor für Laborversuch.* Karlsruhe : KIT und Hochschule Karlsruhe, 2013.

Lüdecke, D und Lüdecke, C. 2000. *Thermodynamik -Phsyikalisch-chemische Grundlagen der thermischen Verfahrenstechnik.* Heidelberg : Springer-Verlag, 2000. 97834068053.

NIST. 2013. *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP.* Boulder Colorado : Applied Chemicals and Materials Division, National Institute of Standards and Technology, 2013. Version 9.1.

Oertel Herbert, Böhle Martin, Dohrmann Ulrich. 2009. *Strömungsmechanik - Grundlagen, Grundgleichungen, Lösungsmethoden, Softwarebeispiele.* Heidelberg : Springer Verlag, 2009. 3834804835.

PTFE-Datenblatt. 2014. [Online] 2014. [Zitat vom: 01. 03 2014.] www.ptfe-spezialvertrieb.de.

Spatafora Luigi, Ralf Dahm, Peter Heuser, Benedict Holbein, Jörg Isele, Widodo Widjaja Basuki. 2014. Proceedings 39th Geothermal Workshop on Reservoir Engineering, 24-26. Februar 2014. *Video Inspection Probe for deep Geothermal Boreholes - GeoKam.* Stanford Kalifornien : Stanford University, 2014. SGP-TR-202.

Strubel, Cedric. 2010. Masterarbeit. *Entwicklung eines Kühlsystems für eine Geothermie Bohrlochsonde.* Karlsruhe : Hochschule Karlsruhe und ENSMM Besancon Germany & France, 2010.

TÜV, e.V. 2000. AD 2000 Merkblatt. *AD 2000 Merkblatt B0, Berechnung von Druckbehältern und Zylinderschalen unter äußerem Überdruck.* Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2000. Bd. B6.

—, **2000.** AD 2000 Merkblatt . *Berechnung von Druckbehältern: Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck.* Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2000. Bd. B 1.

UBA. 2013. *Umweltbundesamt - "Energieziel 2050: 100% Strom aus Erneuerbaren Quellen".* BRD : s.n., 2013.

VDI-GVC . 2009. *VDI-Wärmeatlas, Verein Deutscher Ingenieure, Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen.* Heidelberg : Springer, 2009.

Wikipedia. 2014. Wikipedia. */Durchflussmesser ff.* [Online] 01. März 2014. [Zitat vom: 01. 03 2014.] <http://de.wikipedia.org/wiki/Durchflussmesser>.

8 Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
A_i	Fläche	m^2
d_i, D_i	Durchmesser	mm
L_i	Länge	m
g	Gravitationskonstante	m/s^2
Δh_v	Verdampfungsenthalpie	kJ/kg
p_i	Druck	bar, Pa
p_D	Dampfdruck	bar, Pa
Δp	Druckdifferenz	bar, Pa
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{Q}_{ein}	Eingangswärmestrom	W
\dot{Q}_{max}	Maximaler Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{Kälte}$	Kälteleistung	W
\dot{Q}_{Ab}	Abgabewärmestrom	W
r_i	Radius	m
ΔT	Temperaturdifferenz	K
T_i	Temperatur	$K, ^\circ C$
T_{krit}	Kritische Temperatur	$K, ^\circ C$
p_{krit}	Kritischer Druck	bar, Pa
$T_{verd.}$	Verdampfungstemperatur	$K, ^\circ C$

Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
λ_{Cu}	Wärmeleitfähigkeit Kupfer	W/mK
λ_{Aceton}	Wärmeleitfähigkeit Aceton	W/mK
λ_{Wasser}	Wärmeleitfähigkeit Wasser	W/mK
$\lambda_{Inconel}$	Inconel	W/mK
α_i	Wärmeübergangskoeffizient	W/m^2K
β_i	Wärmeausdehnungskoeffizient	$1/K$
π	Pi, Konstante	-
ν_i	Kinematische Viskosität	m^2/s
η_i	Dynamische Viskosität	$Pa \cdot s$
k_i	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K
ρ_i	Dichte	kg/m^3

9 Verzeichnisse

9.1 Tabellen

Tabelle 1: Übersicht Prozesswerte verschiedener Kältemittel.....	18
Tabelle 2: Messwerte und Abschätzung für Strömungsgeschwindigkeit bei verdampfendem Aceton.....	22
Tabelle 3: Stoffdaten von Aceton für Wärmeübergang im Verdampfer (Kondensat K, Dampf V).....	23
Tabelle 4: Stoffdaten von Aceton im Kondensator (Kondensat K: 200°C, Dampf V: 230°C).....	23
Tabelle 5: Werte für übertragbaren Wärmestrom auf einen Kanal.....	24
Tabelle 6: Parameter für Berechnung des Aceton-Wärmestroms.....	25
Tabelle 7: Reynolds- und Prandtl-Zahlen beim Kondensator Wärmeübergang.....	26
Tabelle 8: Übertragbarer Kondensator-Wärmestrom.....	27
Tabelle 9: Numerische Temperaturgleichungen und Parameter für Verdampfer.....	30
Tabelle 10: Numerische Temperaturgleichungen und Parameter für Kondensator.....	32
Tabelle 11: Wandstärken für Gehäusewerkstoffe unterschiedlicher Durchmesser, bei Außendruck 600 bar.....	46
Tabelle 12: Werte und Ergebnisse der Hubberechnung.....	48
Tabelle 13: Parameter für die Berechnung der Drosselkomponenten.....	53
Tabelle 14: Berechnete Kapillarlängen für eine zu erreichende Drucksenkung per Rohrreibung.....	55
Tabelle 15: Resultierende Drucksenkungen für Düse.....	57
Tabelle 16: Drucksenkungen für Kombination aus Drossel und Kapillare.....	58
Tabelle 17: Ergebnisse der Berechnungen des Kapillartests.....	62
Tabelle 18: Untersuchbare Test-Variablen.....	64
Tabelle 19: Exemplarische innere Wärmeeintragsverteilung.....	66
Tabelle 20: Vergleich von Durchfluss-Messprinzipien.....	72
Tabelle 21: Näherungsformeln für die Stoffwerte von Aceton (VDI-GVC , 2009).....	83
Tabelle 22: Kennzahlen für Wärmeübergangsberechnung.....	84
Tabelle 23: Wärmeübergangsgleichungen.....	85
Tabelle 24: Anordnung der Widerstände und Thermoelemente am Verdampfer.....	87

9.2 Abbildungen

Abbildung 1: COBOLD Logo und Skizze des Versuchstands	10
Abbildung 2: Idealer Kühlkreislauf im log p(Druck)-h(Enthalpie) Diagramm	13
Abbildung 3: Temperatur-Entropie Diagramm des Kühlprozesses	14
Abbildung 4: Schema der Bohrlochkältemaschine	14
Abbildung 5: Realer Kühlprozess im log-p-h Diagramm (NIST)	15
Abbildung 6: Expansion und Verdichtung im p-v Diagramm	16
Abbildung 7: Prozessparameter Excel-Berechnung	19
Abbildung 8: Konstruktionszeichnung des Verdampfers	20
Abbildung 9: Experiment-Bilder vom Verdampfungsverhalten von Aceton	21
Abbildung 10: Bestimmung der Blasengeschwindigkeiten bei Verdampfendem Aceton	21
Abbildung 11: Kondensatorkonstruktion	22
Abbildung 12: Grundgerüst des Simulationsprogramms	28
Abbildung 13: Vereinfachte Verdampfer-Geometrie	29
Abbildung 14: Vereinfachte Kondensatorgeometrie	31
Abbildung 15: Simulierte Temperaturverläufe: Verdampfer	33
Abbildung 16: Simulierte Temperaturverläufe: Verdampfer II	34
Abbildung 17: Vergleich unterschiedlicher simulierter Aufheizverläufe	34
Abbildung 18: Simulierte Kondensator- Temperaturverläufe I	36
Abbildung 19: Interne relative Temperaturgradienten im Kondensatorrohr	37
Abbildung 20: Stationärer Temperaturgradient in Kondensatorwand	37
Abbildung 21: Simulierte Kondensator-Temperaturverläufe II	38
Abbildung 22: Simulation einströmenden Kältemittelgases	39
Abbildung 23: log-p-h Diagramm des Aceton-Kreislaufs	40
Abbildung 24: log-p-h Diagramm Aceton 175°C aus Excel-Mappe	41
Abbildung 25: log-p Diagramm Aceton 200°C aus Excel-Mappe	41
Abbildung 26: T-s Diagramm Aceton 175°C aus Excel-Mappe	42
Abbildung 27: T-s Diagramm Aceton 200°C aus Excel-Mappe	42
Abbildung 28: Kühlprozess im log-p-h Diagramm mit M-Xylen	43
Abbildung 29: Kühlprozess im log-p-h Diagramm mit Wasser	44
Abbildung 30: Kühlgehäuse für Laboreinsatz	46
Abbildung 31: Bild von der Montage des Verdampfers	47
Abbildung 32: Verdichter Konzepte: Antrieb und Stufen	49
Abbildung 33: CAD-Modell des Kondensators	50
Abbildung 34: Bild der 0,4 mm Kapillaren mit Auflageteller	51
Abbildung 35: CAD-Bild der Drossel-Düse	51
Abbildung 36: Schema der Drossel mit Blenden- und Düsendurchmessern	56
Abbildung 37: Versuchsaufbau für Kapillar-Tests	59
Abbildung 38: Temperatur- und Druckverläufe beim Kapillartest	60
Abbildung 39: CAD-Modell des Versuchstands	64
Abbildung 40: Anbringung der Verbraucher und Thermoelementen am Verdampfer	65
Abbildung 41: Bild des Labor-Kondensators	66
Abbildung 42: Laborverdichter mit beheiztem Kompressionszylinder	67
Abbildung 43: Bild der Labor-Fritteuse	68
Abbildung 44: Bild des Verdichter-Ausgangs mit Bypass	73
Abbildung 45: Verdampfer-Abschnitt mit Befüllsystem	74
Abbildung 46: Renderbild: COBOLD im Bohrloch	77

Abbildung 47: Beispiel Arbeitsblatt Excel-Mappe.....86

10 Anhang

10.1 Stoffgleichungen

Tabelle 21: Näherungsformeln für die Stoffwerte von Aceton (VDI-GVC, 2009)

$p_c = 4,7 \text{ MPa}$; $T_c = 508,3 \text{ K}$; $R = 143,15 \text{ J/kgK}$; T_i : Temperatur bei Zeit/Stelle i		
flüssig		
η_f dyn. Viskosität [Pa*s]	$\eta_f = e^{A + \frac{B}{T_i}}$ F 36	Koeffizienten A1=-11,03; B1=875,34
ρ_f Dichte [kg/m ³]	$\rho_f = A / (B^{1 + (1 - \frac{T_i}{T_c})^D})$ F 37	A2=1,41; B2=0,04; C2=528,99; D3=0,11
λ_f Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	$\lambda_f = A + B * T_i$ F 38	A3=0,29; B3=- 0,042/100
cp_f spez. Wärmekapazität [J/kgK]	$cp_f = A + B * T_i + C * T_i^2$	A4=2300,6; B4=-2,63; C3=0,003
Phasenwechsel		
Δh_v Verdampfungsenthalpie [J/kg]	$\Delta h_v = A * \left(1 - \frac{T_i}{T_c}\right)^{B+C*\left(\frac{T_i}{T_c}\right)+D*\left(\frac{T_i}{T_c}\right)^2}$ F 39	A5=726524; B5=0,344; C5=-0,01; D5=0,002
p_s Dampfdruck [Pa]	$p_s = p_c * e^{\left\{\frac{T_c}{T_i} * \left(A * \left(1 - \frac{T_i}{T_c}\right) + B * \left(1 - \frac{T_i}{T_c}\right)^{1,5} + C * \left(1 - \frac{T_i}{T_c}\right)^3 + D * \left(1 - \frac{T_i}{T_c}\right)^6\right)\right\}}$ F 40	A6= -7,22; B6=0,78; C6=-0,218; D6=-2,05
gasförmig		
η_g	$\eta_g = e^{\left(-\frac{0,04}{10^5} + \frac{0,03}{10^5} * T_i\right)}$ F 41	A, B... eingesetzt.
ρ_g	$\rho_g = \frac{p}{R * T_i}$ F 42	
λ_g	$\lambda_g = -\frac{1,47}{1000} + \frac{0,012}{1000} * T_i + \frac{0,104}{10^6} * T_i^2$ F 43	
cp_g	$cp_g = 358,6 + 3,515 * T_i - 0,0011 * T_i^2$	

	<i>F 44</i>	
--	-------------	--

10.2 Wärmeübergangsgleichungen

Tabelle 22: Kennzahlen für Wärmeübergangsberechnung

$L_{ch,i} = \frac{4 * A}{U}$	Charakteristische Länge	Umfang U, Querschnitt A
$Pr_i = \eta_i * \frac{cp_i}{\lambda_i}$	Prandtl Zahl	Viskosität η und Wärmekapazität cp
$Gr_i = \frac{g * \beta * (T_i - T_{i-1}) * L_{ch}^3}{v_i^2}$	Grashof Zahl	Wärmeausdehnungskoeffizient β
$Re_i = \frac{u_{m,i} * \rho_i * L_{ch}}{\eta_i}$	Reynolds zahl	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit u_m , Dichte ρ
$\nu_i = \eta_i / \rho_i$	Kinematische Viskosität	
$\alpha_i = \frac{\lambda_i * NU_i}{L_{ch}} \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$	Wärmeübergangs- koeffizient	Wärmeleitfähigkeit λ
$Z_i = \alpha_i * A_{\ddot{a}i} \left[\frac{W}{K} \right]$	Auf Fläche bezogener Wärmedurchgangs- koeffizient	Mit Bezugsfläche $A_{\ddot{a}}$
$a_i = \frac{\lambda}{\rho * cp} \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$	Wärmeübergangs- koeffizient konduktiv	
Phase bis zum Sieden		
$Nu_i = 0,02 * Gr_i^{0,8} * Pr_i^{0,43}$	Nusselt Zahl (freie Konvektion)	
$Re_{\ddot{A}} = \sqrt{0,4 * Gr_i}$	Äquivalente Reynoldszahl	
Siedephase		
$NU_{z,i} = 0,02 * Re_i^{0,8} * Pr_i^{0,43}$	Nusselt Zahl (erzwungene Konvektion)	
$\alpha_{s,i} = \left(\lambda_i * \frac{NU_{z,i} + NU_i}{L_{ch}} \right)$	Wärmeübergangs-koeffizient beim Sieden	

Tabelle 23: Wärmeübergangsgleichungen

Instationärer Wärmeübergang		mit	
$\frac{\partial T}{\partial t} = a * \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ F 45		$a = \frac{\lambda}{\rho * c_p}$	
Stationärer Wärmestrom durch Schichten		mit	
$\dot{Q}_{\dot{u}} = \sum k_n * A_{bez,n} * \Delta T_{ges}$ F 46		$\frac{1}{k_n * A_{bez,n}} = \frac{\ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}{2 * \pi * \lambda_n * L}$ für Rohr $= \frac{U}{4 * A * \left(\frac{\lambda_n}{s_n}\right) * L}$ für Quader	
Allgemein gilt für Wärmedurchgangskoeffizienten: $\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{\alpha_i}$ für $\alpha = \frac{\lambda}{d}$			
Nusseltzahlen für durchströmtes Rohr			
<i>lam</i> $Re < 2300$			
$NU_{lam} = \left[3,66^3 + \left(1,62^3 + 0,293 * \sqrt{\frac{d_i}{L}} \right) * Re * Pr * \frac{d_i}{L} \right]^{\frac{1}{3}}$			
<i>turb</i> $2300 < Re < 10^5$			
$NU_{turb} = \frac{\frac{\epsilon}{8} * (Re - 1000) * Pr * \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{\epsilon}{8}} * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$			
Mit $\epsilon = (1,82 * \log(Re) - 1,64)^{-2}$			
Nusseltzahl für durchströmten Kanal			
$Re < 1150$			
$NU_{lam} = \left[3,77^3 + \left(1,47^3 + 0,293 * \sqrt{Re * \frac{b_i}{L}} \right) * Re * Pr * \frac{8}{L} \right]^{\frac{1}{3}}$			
Nusseltzahl für umströmtes Rohr			
$NU_{\text{überl}} = NU_{min} + \sqrt{NU_{lam}^2 + NU_{turb}^2}$			
$NU_{a,lam} = 0,664 * Pr^{\frac{1}{3}} * Re^{\frac{1}{2}}$			
$NU_{a,turb} = \frac{(0,037 * Re^{0,8} * Pr)}{\left(1 + 2,443 * Re^{-0,1} * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right)}$			
	Rohr	Kanal	Mit Außendurchmesser d_a Außenbreite b_a , Außenhöhe h_a , Länge L
NU_{min}	0,3	0	
L_{ch}	$\frac{\pi * d_a + 2L}{4}$	$\frac{L * (b_a + h_a)}{L + h_a}$	

10.3 Anleitung zur Excel-Mappe

Änderung von Parametern

Bei dem Aufbau der Excel-Mappe wurde versucht, trotz der Komplexität und des Umfangs der Berechnungen, eine möglichst einfache und benutzerfreundliche Handhabung zu gewährleisten.

Eine Vereinfachung ist der Arbeitsblatt-Schutz. Nur die Felder zur Anpassung einfacher Parameter wie Temperaturen, Drücke oder Massenströme sind bearbeitbar. An einigen Stellen gibt es nur eine Auswahlliste mit sinnvollen Eingabewerten. Die **bearbeitbaren Felder** sind **hellblau gefärbt** und haben **weiße Fettschrift** (siehe Abbildung 47).

Größen					Stoffwerte Aceton				
	Symbol	Wert	Einheit	SI		Symbol	Wert	Einheit	SI
Verdampfer Eingang	Temperatur	T_{i1}	56 °C	329,15	Stoffwerte Aceton	Viskosität	η_{i1}	0,000231576 Pa*s	0,000231576
	Druck	p_{i1}	1,18 bar	118000		Visko. Sp	ν_{i1}	3,72477E-07 m ² /s	3,72477E-07
	Enthalpie	h_{i1}	306,174695 kJ/kg	306174,695		Dichte	ρ_{i1}	621,7170681 kg/m ³	621,7170681
	Phase		gas/flüssig	oE		Wärmeleit.	λ_{i1}	0,151757 W/(mK)	0,151757
					Wärmelep.	cp_{i1}	1759,954668 J/(kgK)	1759,954668	
Null-Enthalpie Referenz	T [°C]	$t_{b,0/b}$	1,0155	0,0025 Russig	Dampfdruck	p_{d1}	1,177987831 bar	1,177987831	
	p [bar]	p_{i1}	1,0155	0,0025 Russig	Verd-Enthal.	Δh_{v1}	510,5099193 kJ/kg	510509,9193	
Phasengrenze oben					Dampf r.2	p_{d4}	43,68699935 bar	43,68699935	
	Phasengrenze unten					Verd. Enth.2	Δh_{v2}	295,7549648 kJ/kg	295754,9648
Verdampf. Ausgang	Temperatur	T_{i2}	56,5 °C	329,65	Gas			0	
	Druck	p_{i2}	1,17798783 bar	117798,783	Viskosität	η_{i2}	3,38826E-06 Pa*s	3,38826E-06	
	Enthalpie	h_{i2}	510,728875 kJ/kg	510728,875	Visko. Sp	ν_{i2}	2,23269E-05 m ² /s	2,23269E-05	
	Phase		gas	oE	Dichte	ρ_{i2}	2,496297672 kg/m ³	2,496297672	
Verdichter Ausgang	Temperatur	T_{i3}	230 °C	503,15	Wärmelep.	cp_{i3}	1848,696335 J/(kgK)	1848,696335	
	Druck	p_{i3}	41,6869993 bar	4168699,93	Dampfdr3	p_{d3}	43,68699935 bar	43,68699935	
	Enthalpie	h_{i3}	824,681513 kJ/kg	824681,513	Verd-Enth3	Δh_{v3}	155,2527108 kJ/kg	155252,7108	
	Phase		gas	oE	$\rho(T)3$		57,8777722 kg/m ³	57,8777722	
Kondensationstemperatur					Wärmeleit.	λ_{i3}	0,054786716 W/(mK)	0,054786716	
	T_K		226,15 °C	499,3	Viskosität	η_{i3}	0,000152112 Pa*s	0,000152112	
Kondensato. Ausgang	Temperatur	T_{i4}	200 °C	473,15	Visko. Sp	ν_{i3}	6,0935E-05 m ² /s	6,0935E-05	
	Druck	p_{i4}	41,6869993 bar	4168699,93	Dichte	$\rho(T)4$	388,2912973 kg/m ³	388,2912973	
	Enthalpie	h_{i4}	250,990336 kJ/kg	250990,336	Dampf r.4	p_{d4}	27,9087213 bar	27,9087213	
	Phase		flüssig	oE	Verd. Enth4	Δh_{v4}	295,7549648 kJ/kg	295754,9648	
					Viskosität	η_{i4}	0,000103083 Pa*s	0,000103083	
					Wärmelep.	cp_{i4}	1727,828268 J/(kgK)	1727,828268	
					Wärmeleitf.	λ_{i4}	0,059383688 W/(mK)	0,059383688	

Abbildung 47: Beispiel Arbeitsblatt Excel-Mappe

Die farbliche Unterlegung der übrigen Felder ist dazu angelegt eine größtmögliche Übersicht zu erreichen. Grafiken und Parameter können per Copy/Paste oder Drucken aus der Mappe extrahiert werden.

Bearbeitung/Erweiterung der Mappe

Sollten weitergehende Veränderungen oder Ergänzungen vorgenommen werden, wird empfohlen, eine Kopie der Mappe zu erstellen.

Das Passwort zur Entsperrung der Blätter lautet: „schutz1“

Parameter-Export zu CAD

Auf dem ersten Blatt ist eine Liste mit Parametern für den Export in ein CAD-Programm enthalten. Das vorliegende Format funktioniert in Verbindung mit Autodesk-Inventor. Die Liste lässt sich durch beliebige Parameter aus der Mappe erweitern. Zum Import in das CAD-Programm kann die Excel beim Parameter-Menü als Quelle ausgewählt werden und dann mit dem entsprechenden Bauteil/Baugruppe verknüpft bzw. in diese eingebettet werden. Dies ermöglicht das automatische Anpassen der Konstruktion bei Änderung der Berechnungsparameter in der Excel-Mappe.

10.4 Anordnung und Schaltung am Verdampfer

Die nachfolgende Tabelle gibt eine Übersicht über die am Verdampfer angebrachten Thermolemente und Verbraucher-Widerstände. Hierzu ist auf der Verdampfer-Oberfläche ein Koordinatensystem eingeführt. Der Ursprung liegt am Rand der unteren Leitungsenden. Die Positionen sind über die Koordinaten Länge (Längsabstand zum unteren Ende), Mitte (Abstand der Elementmitte vom Rand) und Tiefe (Eindringtiefe in den Verdampfer-Körper) sowie die Seite des Verdampfers definiert. Der Verdampfer hat 4 plane Seiten, die mit S1-S4 durchnummeriert sind. Die geraden Seiten haben eine Breite von 80, die ungeraden eine Breite von 70 mm. Bei den Widerständen ist zusätzlich die Verschaltung genannt (Tabelle 24).

Tabelle 24: Anordnung der Widerstände und Thermolemente am Verdampfer

Widerstände				
Bezeichnung	Seite	Länge [mm]	Mitte [mm]	Schaltung
V21	S1	242	35	parallel
V22	S1	287	35	
V23	S1	337	35	
V4	S1	34	35	
V11	S2	77	40	parallel
V12	S2	115	40	
V13	S2	175	40	
V31	S4	440	40	parallel
V32	S4	505	40	
Thermolemente				
Bezeichnung	Seite	Länge [mm]	Mitte [mm]	Tiefe [mm] /Pos.
T1	S1	266	35	20
T2	Boden	-10	55	60
T3	Boden	-10	30	20
T4	S1	650	15	30
T5	S3	735	30	-5 in Luft
12	S4	460	35	auf Platte
13	S1	290	35	auf V22
16	S2	175	35	auf V13

10.5 Quellcodes C++ - Wärmeübertragungsprogramm

Verdampfer-Programm V. 1

```

#include <stdio.h>
#include <vector>
#include<fstream>
#include <stdlib.h>
#include <unistd.h>
#include <math.h>
#include <iostream>
#include <string.h>
using namespace std;

// - VERDAMPFER SIMULATIONSPROGRAMM -

int main(int argc, char* argv[]) {
// Definition der globalen Konstanten - SIMULATIONSANPASSUNG

    int M; //Zeitschritte bis Abbruch in sek.
    cout<<"Bitte Laufzeit in min eingeben!"<<endl;
    cin>>M;

    int N=M*60;

    double xl=25;           //Skalierungsfaktor auf 1 Leitung
    double al=xl*3;        //Skalierung Wärmeübergangsfäche
    double pein=100;       //Eingangsleistung
    double dm=2;           //Massenstrom kg/h
    double xf=0.35;        //Flüssiganteil
    double dmm=dm/3600/xl*xf; //Massenstrom kg/s berücksichtigter Anteil

    double qzu;            //Wärmezufuhr 1 Leitung W

    double dhvm=510*1000; //Verdampfungsenthalpie Aceton J/(kg)

    double zab;           //Wärmeübergangszahl Verbraucher-Verdampfer W/K
    double z_2=3.113;    //Wärmeübergangszahl Aceton Verdampfen experimentell W/K
    double qv=dhvm*dmm;  //Wärmestrom Verdampfung W

    double cpv=897;      //cp Verbraucher J/(kgK)
    double cpk=385;      //cp Kupferkörper
    double mv=0.156;     //Masse Verbraucher kg
    double mk=0.514;     //Masse Kupferkörper kg

    double cpa=1640;     //cp, m Aceton in Leitung
    double ma=417*0.006*0.006*0.8; // Masse Aceton 1 Leitung

    double t0=0, T0=293; //Anfangsbedingungen K
    double dt=1;         //Zeitschritt in sek.

    double t,V,tneu,Vneu,K,Kneu,A,Aneu; //aktuelle Größen für Zeit und Temperatur

    //Hilfsgrößen für Wärmeberechnung

    double delT;
    double pp;
    double fa1;
    double fa2;

    double qab;

    double qabv;         //aktuelle Wärmeabfuhr zu Aceton

```



```

double z_1;           //aktuelle Wärmeübergang zu Aceton frei konvektiv

double qh;           //Deklaration von Hilfsgrößen für Wärmemodell
double qq;
double qabg;
double qa;
double qt;

vector<double> t_akt,V_akt,K_akt,A_akt; //Vektor aktueller Werte

// Anfang definieren

t=t0;
V=T0;
K=T0;
A=T0;

// Simulation der Temperaturverläufe

while(t<=N) {

    //Leistung anschalten
    int tein=1000;
    int taus=25000;
    if(t>tein) { if(t<taus) {qzu=pein/al*3;} else {qzu=0;} }
    else {qzu=0;}

    //aktuelle Temperaturen
    t_akt.push_back(t);
    V_akt.push_back(V);
    K_akt.push_back(K);
    A_akt.push_back(A);

    //WÄRME-MODELLIERUNG
    //Wärmeleitung

    double dlT=V-K;
    double th=pow(2.7,-10*tein/t);
    double fz=pow(dlT,0.5);
    zab=1.5*fz;
    qq=zab*(V-K);
    qab=qq;

//freie Konvektion, Sieden, turbulentes Sieden

    delT=K-A;
    pp=0.8;
    fa1=pow(delT,pp);
    fa2=pow(delT,3*pp);
    double Ts=310;

    if(A<=329.5){
        if(A>Ts){z_1=0.000534*fa2;}
        else {z_1=0.000534*fa1;}
    }
    else {z_1=z_2;}

    qt=z_2*(K-A);

    if(A<329.5) { qabv=z_1*(K-A); }
                else { if(qt<qv) {qabv=qt; }
                else {qabv=qv;}}

```

```

//Temperaturschritte Verbraucher, Kupferk rper, Aceton
Vneu=V+(qzu-qab)/(mv*cpv)*dt;

Kneu=K+(qab-qabv)/(mk*cpk)*dt;

if(A<329.5) {
    Aneu=A+(qabv)/(ma*cpa)*dt;}
else { Aneu=A+(qabv-qv)/(ma*cpa)*dt;}

// neuer Wert

V=Vneu;
K=Kneu;
A=Aneu;

//Zeitschritt

t+=dt;
}

// Zwischenspeicherung der Simulationsverläufe

ofstream dateiausgabeV("verlauf_V.txt"); //Verbraucher Temperaturverlauf  ffnen

// Werte abspeichern in Messwerttabellenform

for(int i=0;i<t_akt.size();i++)
    dateiausgabeV<<t_akt[i]<<" "<<V_akt[i]-273<<endl;
dateiausgabeV.close();

ofstream dateiausgabeK("verlauf_K.txt"); //Kupferk rper
for(int i=0;i<t_akt.size();i++)
    dateiausgabeK<<t_akt[i]<<" "<<K_akt[i]-273<<endl;
dateiausgabeK.close();

ofstream dateiausgabeA("verlauf_A.txt"); //Aceton
for(int i=0;i<t_akt.size();i++)
    dateiausgabeA<<t_akt[i]<<" "<<A_akt[i]-273<<endl;
dateiausgabeA.close();

// Plottbefehl definieren mit (-p)...
bool plotflag = false;
int opt;
opterr = 0;
while((opt = getopt(argc,argv,"h"p))!=-1) {
    switch (opt) {
        case 'h':
            printf("Messwerte aus Versuch werden eingelesen und Vergleichsverläufe
simuliert");
            return (1.0);
        case 'p':
            plotflag=true;
    }
}

//Ausgabe der Endtemperatur und Übergangswerte

cout<<"qzu"<<": "<<qzu<<endl;
cout<<"qv"<<": "<<qv<<endl;

```

```

cout<<"qab"<<": "<<qab<<endl;
cout<<"qabv"<<": "<<qabv<<endl;
cout<<"qq"<<": "<<qq<<endl;
cout<<"z_1"<<": "<<z_1<<endl;
cout<<"qt"<<": "<<qt<<endl;
cout<<"V"<<": "<<V<<endl;
cout<<"K"<<": "<<K<<endl;
cout<<"A"<<": "<<A<<endl;

// Plotten der simulierten und gemessenen Werte
if (plotflag) {

    char plotbefehl[10000];
    sprintf(plotbefehl," echo "
                "' reset; set key left top Left box; \n"
                "' set xrange [0.0:35000]; set yrange [15:100]; \n"
                "' set xlabel \"Zeit (s) \"; set ylabel \"T(Å°C)\";\n"

                "' set title \"SIMULATION: Temperaturverläufe im Verdampfer \"; \n"

                "' plot \"verlauf_V.txt\" smooth bezier linetype 1 linewidth
3,\"messdaten_V.txt\" with line linetype 1 linewidth 0.5 ,\"verlauf_K.txt\"smooth
bezier linetype 3 linewidth 3,\"messdaten_K.txt\" with line linetype 5 linewidth
1,\"verlauf_A.txt\" smooth bezier linetype 2 linewidth 3,\"messdaten_A.txt\" with line
linetype 6 linewidth 1 using 1:2;\n"
                "' set term wxt;' "
                "' | gnuplot -persist");

    system(plotbefehl);
}
}

```

Ausgabe

Bitte Laufzeit in min eingeben!

```

80
qzu: 4
qv: 3.96667
qab: 2.99395
qabv: 0.822086
qq: 2.99395
z_1: 0.094941
qt: 26.9552
V: 336.953
K: 335.372
A: 326.744

```

```

gnuplot> plot "verlauf_V.txt" smooth bezier linetype 1 linewidth 3,"messdaten_V.txt"
with line linetype 1 linewidth 0.5 ,"verlauf_K.txt"smooth bezier linetype 3 linewidth
3,"messdaten_K.txt" with line linetype 5 linewidth 1,"verlauf_A.txt" smooth bezier
linetype 2 linewidth 3,"messdaten_A.txt" with line linetype 6 linewidth 1 using 1:2;

```

```

bene@linux-tyyd:~/Dokumente/Masterarbeit-Wärmeübertragung/Verdampfer> g++
Wärme_Verdampfer-end.c -o verd_aus-end

```

```

bene@linux-tyyd:~/Dokumente/Masterarbeit-Wärmeübertragung/Verdampfer> ./verd_aus-end
-p
Bitte Laufzeit in min eingeben!
600
qzu: 0
qv: 3.96667
qab: 0.00108089
qabv: 0.000627918
qq: 0.00108089
z_1: 0.000598699
qt: 3.26493

```

V: 330.538
 K: 330.53
 A: 329.481

```
gnuplot> plot "verlauf_V.txt" smooth bezier linetype 1 linewidth 3,"messdaten_V.txt"
with line linetype 1 linewidth 0.5 ,"verlauf_K.txt"smooth bezier linetype 3 linewidth
3,"messdaten_K.txt" with line linetype 5 linewidth 1,"verlauf_A.txt" smooth bezier
linetype 2 linewidth 3,"messdaten_A.txt" with line linetype 2 linewidth 1 using 1:2;
```

^

line 0: ';' expected

line 0: The wxt terminal cannot be used in a qt session

Verdampferprogramm V.2

```
#include <stdio.h>
#include <vector>
#include<fstream>
#include <stdlib.h>
#include <unistd.h>
#include <math.h>
#include <iostream>
#include <string.h>
using namespace std;

// - VERDAMPFER SIMULATIONSPROGRAMM -

int main(int argc, char* argv[]) {
// Definition der globalen Konstanten - SIMULATIONSANPASSUNG

    int M; //Zeitschritte bis Abbruch in sek.
    cout<<"Bitte Laufzeit in min eingeben!"<<endl;
    cin>>M;

    int N=M*60;

    double xl=25;           //Skalierungsfaktor auf 1 Leitung
    double al=xl*3;        //Skalierung A̅bergangsfl̅äche
    double pein=100;       //Eingangleistung
    double dm=2;           //Massenstrom kg/h
    double xf=0.35;        //Fl̅assiganteil
    double dmm=dm/3600/xl*xf; //Massenstrom kg/s ber̅cksichtigter Anteil

    double qzu;            //W̅armezufuhr 1 Leitung W

    double dhvm=510*1000; //Verdampfungsenthalpie Aceton J/(kg)

    double zab;           //W̅arme̅bergangszahl Verbraucher-Verdampfer W/K
    double z_2=3.113;     //W̅arme̅bergangszahl Aceton Verdampfen experimentell W/K
    double qv=dhvm*dmm;   //W̅armestrom Verdampfung W

    double cpv=897;       //cp Verbraucher J/(kgK)
    double cpk=385;       //cp Kupferk̅rper
    double mv=0.156;      //Masse Verbraucher kg
    double mk=0.514;      //Masser Kupferk̅rper kg

    double cpa=1640;      //cp, m Aceton in Leitung
    double ma=417*0.006*0.006*0.8; // Masse Aceton 1 Leitung

    double t0=0, T0=293; //Anfangsbedingungen K
    double dt=1;         //Zeitschritt in sek.
```

```

double t,V,tneu,Vneu,K,Kneu,A,Aneu; //aktuelle Größen für Zeit und Temperatur

//Hilfsgrößen für Wärmeberechnung

double delT;
double pp;
double fa1;
double fa2;

double qab;

double qabv; //aktuelle Wärmeabfuhr zu Aceton
double z_1; //aktuelle Wärmeübergang zu Aceton frei konvektiv

double qh; //Deklaration von Hilfsgrößen für Wärmemodell
double qq;
double qabg;
double qa;
double qt;

vector<double> t_akt,V_akt,K_akt,A_akt; //Vektor aktueller Werte

// Anfang definieren

t=t0;
V=T0;
K=T0;
A=T0;

// Simulation der Temperaturverläufe

while(t<=N) {

//Leistung anschalten
int tein=1000;
int taus=25000;
if(t>tein) { if(t<taus) {qzu=pein/al*3;} else {qzu=0;} }
else {qzu=20/al;}

//aktuelle Temperaturen
t_akt.push_back(t);
V_akt.push_back(V);
K_akt.push_back(K);
A_akt.push_back(A);

//WÄRME-MODELLIERUNG
//Wärmeleitung

double dlT=V-K;
double th=pow(2.7,-10*tein/t);
double fz=pow(dlT,0.3);
zab=1.05*fz;
qq=zab*(V-K);
qab=qq;

//freie Konvektion, Sieden, turbulentes Sieden

delT=K-A;
pp=0.8;
fa1=pow(delT,pp);
fa2=pow(delT,0.5*pp);
double Ts=310;

```

```

if(A<=329.5) {
    if (A>Ts) {z_1=0.000534*fa2;}
    else {z_1=0.000534*fa1;}
}
else {z_1=z_2;}

qt=z_2*(K-A);

if(A<329.5) { qabv=z_1*(K-A); }
else { if(qt<qv) {qabv=qt; }
      else {qabv=qv;}}

//Temperaturschritte Verbraucher, Kupferk rper, Aceton
Vneu=V+(qzu-qab)/(mv*cpv)*dt;

Kneu=K+(qab-qabv)/(mk*cpk)*dt;

if(A<329.5) {
    Aneu=A+(qabv)/(ma*cpa)*dt;}
else { Aneu=A+(qabv-qv)/(ma*cpa)*dt;}

// neuer Wert

V=Vneu;
K=Kneu;
A=Aneu;

//Zeitschritt

t+=dt;
}

// Zwischenspeicherung der Simulationsverläufe

ofstream dateiausgabeV("verlauf_V.txt"); //Verbraucher Temperaturverlauf  ffnen

// Werte abspeichern in Messwerttabellenform

for(int i=0;i<t_akt.size();i++)
    dateiausgabeV<<t_akt[i]<<" "<<V_akt[i]-273<<endl;
dateiausgabeV.close();

ofstream dateiausgabeK("verlauf_K.txt"); //Kupferk rper
for(int i=0;i<t_akt.size();i++)
    dateiausgabeK<<t_akt[i]<<" "<<K_akt[i]-273<<endl;
dateiausgabeK.close();

ofstream dateiausgabeA("verlauf_A.txt"); //Aceton
for(int i=0;i<t_akt.size();i++)
    dateiausgabeA<<t_akt[i]<<" "<<A_akt[i]-273<<endl;
dateiausgabeA.close();

// Plottbefehl definieren mit (-p)...
bool plotflag = false;
int opt;
opterr = 0;
while((opt = getopt(argc,argv,"h"p))!=-1) {
    switch (opt) {
        case 'h':
            printf("Messwerte aus Versuch werden eingelesen und Vergleichsverläufe
simuliert");

```

```

        return (1.0);
        case 'p':
            plotflag=true;
        }
    }

//Ausgabe der Endtemperatur und Äübergangswerte

cout<<"qzu"<<": "<<qzu<<endl;
cout<<"qv"<<": "<<qv<<endl;
cout<<"qab"<<": "<<qab<<endl;
cout<<"qabv"<<": "<<qabv<<endl;
cout<<"qq"<<": "<<qq<<endl;
cout<<"z_1"<<": "<<z_1<<endl;
cout<<"qt"<<": "<<qt<<endl;
cout<<"V"<<": "<<V<<endl;
cout<<"K"<<": "<<K<<endl;
cout<<"A"<<": "<<A<<endl;

// Plotten der simulierten und gemessenen Werte
if (plotflag) {

    char plotbefehl[10000];
    sprintf(plotbefehl," echo "
                " ' reset; set key left top Left box; \n"
                " set xrange [950:1200]; set yrange [18:30]; \n"
                " set xlabel \"Zeit (s) \"; set ylabel \"T(Å°C)\";\n"

                " set title \"SIMULATION: Temperaturverläufe im Verdampfer \"; \n"

                " plot \"verlauf_V.txt\" smooth bezier linetype 1 linewidth 3
title \"Verbraucher\", \"messdaten_V.txt\" with line linetype 1 linewidth 0.5
, \"verlauf_K.txt\" smooth bezier linetype 3 linewidth 3 title
\"KupferkÄrper\", \"messdaten_K.txt\" with line linetype 5 linewidth
1, \"verlauf_A.txt\" smooth bezier linetype 2 linewidth 3 title
\"Aceton\", \"messdaten_A.txt\" with line linetype 0 linewidth 1 using 1:2;\n"
                " set term wxt; ' "
                " | gnuplot -persist");

    system(plotbefehl);
}
}

```

Kondensatorprogramm V.1

```

#include <stdio.h>
#include <vector>
#include<fstream>
#include <stdlib.h>
#include <unistd.h>
#include <math.h>
#include <iostream>
#include <string.h>
using namespace std;

//– KONDENSATOR SIMULATIONSPROGRAMM –

int main(int argc, char* argv[]) {
// Definition der globalen Konstanten – SIMULATIONSANPASSUNG

```

```

int M; //Zeitschritte bis Abbruch in sek.
cout<<"Bitte Laufzeit in min eingeben!"<<endl;
cin>>M;

int N=M*60;

//Skalierte Berechnung auf mm
double skal=1000;

double xl=55; //Skalierungsfaktor auf 1 Leitung
double L=1300; //Leitungslänge
double da=5; //Leitungsdurchmesser
double b=1; //Wanddicke Rohr

double di=da-2*b; //Innendurchmesser Rohr
double al=3.14*4.5/xl*L; //Skalierung Fläche

double pein=300; //Angabeleistung
double dm=2; //Massenstrom kg/h
double qvr=pein/xl; //Wärmestrom 1 Rohr
double dmm=dm/3600/xl; //Massenstrom kg/s berücksichtigter Anteil

double qab; //Wärmeabfuhr 1 Leitung W
double Ta=473.15; //Umgebungstemperatur

double azi=68.7*skal; //Wärmeübergangszahlen innen
double zi=azi*3.14*(da-2*b)*L;
double zw;
double qw;
double lds=0.0005; //Grenzflächendicke Wärmeübergang
W/m^2-K

double dhvm=296*1000; //Verdampfungsenthalpie Aceton J/(kg)
double Tk=492.15; //Kondensationstemperatur

double zab; //Wärmeübergangszahl Rohrwand nach außen W/K
double aw; //Wärmeübergang durch Rohrwand m^2/S
double qv=dhvm*dmm; //Wärmestrom Kondensation W
double dir=8000; //Dichte Rohr
double lar=14.8*skal/85; //Wärmeleitfähigkeit Rohr W/mK
double laa=0.06*skal; //Wärmeleitfähigkeit Aceton W/mK
double cpr=350; //cp Rohr J/(kgK)
double mr=dir*al*b; //Masse Rohr kg

double cpa=1770; //cp, m Aceton in Leitung
double ma=(388+58)/2*3.14*pow((da-2*b)/2000,2)*L/skal; // Masse Aceton 1 Leitung

double t0=0, T0=Ta; //Anfangsbedingungen K
double Tein=503.15;
double dt=1; //Zeitschritt in sek.
int ix=6; //Ortsstellen
double dx=b/(ix-1); //Ortsschritt

double t,A,Aw,A_1;
double R_a,R_1,R_2,R_3,R_4,R_w; //alte Größen für Zeit und Temperatur
double t_neu,A_lneu,Awneu;
double Rn_a,Rn_1,Rn_2,Rn_3,Rn_4,Rn_w; //aktuelle Größen

//Hilfsgrößen für Wärmeberechnung
//Annahme konstanter Umgebungs- und Randtemperatur

```



```
vector<double> t_akt,A_akt,A_lakt,Aw_akt,Ra_a,Ra_1,Ra_2,Ra_3,Ra_4,Ra_w; //Vektor
aktueller Werte
```

```
// Anfang definieren
```

```
t=t0;
Ra_a=T0; R_1=T0; R_2=T0; R_3=T0; R_4=T0; R_w=T0;
Aw=T0;
A=Tein;
A_1=Tein;
```

```
// Simulation der Temperaturverläufe
```

```
while(t<=N) {

    //aktuelle Temperaturen
    t_akt.push_back(t);

    Ra_a.push_back(Ra_a);
    Ra_1.push_back(R_1);
    Ra_2.push_back(R_2);
    Ra_3.push_back(R_3);
    Ra_4.push_back(R_4);
    Ra_w.push_back(R_w);

    A_lakt.push_back(A_1);
    A_akt.push_back(A);
    Aw_akt.push_back(Aw);

    //WÄRME-MODELLIERUNG

    //Wärmeleitung

    aw=lar/(dir*cpr);

    //Wärmeübergang außen für Ra nicht konst.

    //Wärmeübergang innen

    //gemittelte innere Wärmezahlen

    zw=lds*3.14*di*L/skal;
    qw=zw*(Aw-A_1);

    //Temperaturschritte Kondensatorrohr, Aceton

    //Randbedingungen

    Ra_a=Ta;
    Aw=R_w;

    //Simulation instationärer Wärmeübergang

    Rn_1=R_1+aw*dt/(dx*dx)*(R_2-2*R_1+R_a);
    Rn_2=R_2+aw*dt/(dx*dx)*(R_3-2*R_2+R_1);
    Rn_3=R_3+aw*dt/(dx*dx)*(R_4-2*R_3+R_2);
    Rn_4=R_4+aw*dt/(dx*dx)*(R_w-2*R_4+R_3);
    Rn_w=R_w+aw*dt/(dx*dx)*(A_1-2*R_w+R_4);
```

```

        if (A_1 > Tk) {
            A_1neu = A_1 + (qw) / (ma * cpa) * dt; }
        else { A_1neu = Tk; }

    A = Tein;

    // neuer Wert

    A_1 = A_1neu;

    R_1 = Rn_1; R_2 = Rn_2; R_3 = Rn_3; R_4 = Rn_4; R_w = Rn_w;

    // Zeitschritt

    t += dt;
}
// Zwischenspeicherung der Simulationsverläufe

ofstream dateiausgabeRa("verlauf_Ra.txt"); // Rohr T-Verlauf

// Werte abspeichern in Messwerttabellenform

for(int j=0; j<t_akt.size(); j++)
    dateiausgabeRa<<t_akt[j]<<" "<<Ra_a[j]-273<<endl; //Rohr außen
dateiausgabeRa.close();

ofstream dateiausgabeR("verlauf_R.txt"); //Rohr mitte
for(int j=0; j<t_akt.size(); j++)
    dateiausgabeR<<t_akt[j]<<" "<<Ra_1[j]-273<<" "<<Ra_2[j]-273<<" "<<Ra_3[j]-273<<"
"<<Ra_4[j]-273<<endl;
dateiausgabeR.close();

ofstream dateiausgabeRw("verlauf_Rw.txt"); // Rohrwand
for(int j=0; j<t_akt.size(); j++)
    dateiausgabeRw<<t_akt[j]<<" "<<Ra_w[j]-273<<endl;
dateiausgabeRw.close();

ofstream dateiausgabeA("verlauf_A.txt"); //AcetonEin
for(int j=0; j<t_akt.size(); j++)
    dateiausgabeA<<t_akt[j]<<" "<<A_akt[j]-273<<endl;
dateiausgabeA.close();

ofstream dateiausgabeAw("verlauf_Aw.txt"); //Acetonwand
for(int j=0; j<t_akt.size(); j++)
    dateiausgabeAw<<t_akt[j]<<" "<<Aw_akt[j]-273<<endl;
dateiausgabeAw.close();

ofstream dateiausgabeAl("verlauf_Al.txt"); //Aceton
for(int j=0; j<t_akt.size(); j++)
    dateiausgabeAl<<t_akt[j]<<" "<<" "<<A_1akt[j]-273<<endl;
dateiausgabeAl.close();

// Plottbefehl definieren mit (-p)...
bool plotflag = false;
int opt;

```

```

opterr = 0;
while((opt = getopt(argc, argv, "h" "p")) != -1) {
    switch (opt) {
        case 'h':
            printf("Messwerte aus Versuch werden eingelesen und Vergleichsverläufe
simuliert");
            return (1.0);
        case 'p':
            plotflag=true;
    }
}

//Ausgabe der Endtemperatur und Übergangswerte

cout<<"Alpha W¼ Wand"<<": "<<aw<<endl;
cout<<"z W¼ Wand"<<": "<<zw<<endl;
cout<<"dx"<<": "<<dx<<endl;
cout<<"q wand"<<": "<<qw<<endl;
cout<<"Tra"<<": "<<R_a<<endl;
cout<<"Tr1-4"<<": "<<R_1<<" "<<R_2<<" "<<R_3<<" "<<R_4<<endl;
cout<<"TA ein"<<": "<<A<<endl;
cout<<"TA Wand"<<": "<<Aw<<endl;
cout<<"TA k¼hl"<<": "<<A_1<<endl;

// Plotten der simulierten und gemessenen Werte
if (plotflag) {

    char plotbefehl[10000];
    sprintf(plotbefehl, " echo "
        " ' reset; set key left top Left box; \n"
        " set xrange [0.0:5000]; set yrange [195:240]; \n"
        " set xlabel \"Zeit (s) \"; set ylabel \"T(°C)\";\n"

        " set title \"SIMULATION: Temperaturverläufe im Kondensator \"; \n"

        " plot \"verlauf_Ra.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 3
linewidth 3 title \"Rohr_a¼en\", \"verlauf_Aw.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 4
linewidth 3 title \"Innenwand\", \"verlauf_A1.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 5
linewidth 3 title \"Aceton\", \"verlauf_A.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 1
linewidth 3 title \"input\", \"verlauf_R.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 7
linewidth 3 title \"Rohr\", \"verlauf_R.txt\" using 1:5 smooth bezier linetype 7
linewidth 3 notitle;\n"
        " set term wxt;' "
        " | gnuplot -persist");

    system(plotbefehl);
}
}

```

Kondensatorprogramm V.2

```

#include <stdio.h>
#include <vector>
#include <fstream>
#include <stdlib.h>
#include <unistd.h>
#include <math.h>
#include <iostream>
#include <string.h>
using namespace std;

```

```

// - KONDENSATOR SIMULATIONSPROGRAMM -

int main(int argc, char* argv[]) {
// Definition der globalen Konstanten - SIMULATIONSANPASSUNG

    int M; //Zeitschritte bis Abbruch in sek.
    cout<<"Bitte Laufzeit in min eingeben!"<<endl;
    cin>>M;

    int N=M*60;

//Skalierte Berechnung auf mm
    double skal=1000;

    double xl=55;          //Skalierungsfaktor auf 1 Leitung
    double L=1300;        //Leitungslänge
    double da=5;          //Leitungsdurchmesser
    double b=1;           //Wanddicke Rohr

    double di=da-2*b;     //Innendurchmesser Rohr
    double al=3.14*4.5/xl*L; //Skalierung Fläche

    double pein=300;      //Angabeleistung
    double dm=2;          //Massenstrom kg/h
    double qvr=pein/xl;   //Wärmestrom 1 Rohr
    double dmm=dm/3600/xl; //Massenstrom kg/s berücksichtigter Anteil

    double qab;           //Wärmeabfuhr 1 Leitung W
    double Ta=473.15;     //Umgebungstemperatur

    double azi=68.7*skal; //Wärmeübergangszahlen innen
    double zi=azi*3.14*(da-2*b)*L;
    double zw;
    double qw;
    double lds=0.006; //Grenzflächendicke Wärmeübergang
W/m^2-K

    double dhvm=296*1000; //Verdampfungsenthalpie Aceton J/(kg)
    double Tk=492.15;     //Kondensationstemperatur

    double zab;           //Wärmeübergangszahl Rohrwand nach außen W/K
    double aw;           //Wärmeübergang durch Rohrwand m^2/S
    double qv=dhvm*dmm;   //Wärmestrom Kondensation W
    double dir=8000;      //Dichte Rohr
    double lar=14.8*skal; //Wärmeleitfähigkeit Rohr W/mK
    double laa=0.06*skal; //Wärmeleitfähigkeit Aceton W/mK
    double cpr=350;       //cp Rohr J/(kgK)
    double mr=dir*al*b;   //Masse Rohr kg

    double cpa=1770;       //cp, m Aceton in Leitung
    double ma=(388+58)/2*3.14*pow((da-2*b)/2000,2)*L/skal; // Masse Aceton 1 Leitung

    double t0=0, T0=Ta;   //Anfangsbedingungen K
    double Tein=503.15;
    double dt=1;          //Zeitschritt in sek.
    int ix=6;             //Ortsstellen
    double dx=b/(ix-1);  //Ortsschritt

    double t,A,Aw,A_1;
    double R_a,R_1,R_2,R_3,R_4,R_w;          //alte Größen für Zeit und Temperatur
    double t_neu,A_lneu,Awneu;
    double Rn_a,Rn_1,Rn_2,Rn_3,Rn_4,Rn_w;    //aktuelle Größen

    //Hilfsgrößen für Wärmeberechnung

```

```

//Annahme konstanter Umgebungs- und Randtemperatur

vector<double> t_akt,A_akt,A_1akt,Aw_akt,Ra_a,Ra_1,Ra_2,Ra_3,Ra_4,Ra_w; //Vektor
aktueller Werte

// Anfang definieren

t=t0;
R_a=T0; R_1=T0; R_2=T0; R_3=T0; R_4=T0; R_w=T0;
Aw=T0;
A=Tein;
A_1=Tein;

// Simulation der Temperaturverläufe

while(t<=N) {

    //aktuelle Temperaturen
    t_akt.push_back(t);

    Ra_a.push_back(R_a);
    Ra_1.push_back(R_1);
    Ra_2.push_back(R_2);
    Ra_3.push_back(R_3);
    Ra_4.push_back(R_4);
    Ra_w.push_back(R_w);

    A_1akt.push_back(A_1);
    A_akt.push_back(A);
    Aw_akt.push_back(Aw);

    //WÄRME-MODELLIERUNG

    //Wärmeleitung

    aw=lar/(dir*cpr);

    //Wärmeübergang außen für Ra nicht konst.

    //Wärmeübergang innen

    //gemittelte innere Wärme-Zahlen

    zw=lds*3.14*di*L/skal;
    qw=zw*(Aw-A_1);

    //Temperaturschritte Kondensatorrohr, Aceton

    //Randbedingungen

    R_a=Ta;
    Aw=R_w;

    //Simulation instationärer Wärmeübergang

    Rn_1=R_1+aw*dt/(dx*dx)*(R_2-2*R_1+R_a);
    Rn_2=R_2+aw*dt/(dx*dx)*(R_3-2*R_2+R_1);
    Rn_3=R_3+aw*dt/(dx*dx)*(R_4-2*R_3+R_2);

```

```

Rn_4=R_4+aw*dt/(dx*dx)*(R_w-2*R_4+R_3);
Rn_w=R_w+aw*dt/(dx*dx)*(A_1-2*R_w+R_4);

    if(A_1>Tk) {
    A_1neu=A_1+(qw)/(ma*cpa)*dt; }
    else { A_1neu=Tk; }

A=Tein;

// neuer Wert

A_1=A_1neu;

R_1=Rn_1; R_2=Rn_2; R_3=Rn_3; R_4=Rn_4; R_w=Rn_w;

//Zeitschritt

t+=dt;

}
// Zwischenspeicherung der Simulationsverläufe

ofstream dateiausgabeRa("verlauf_Ra.txt"); // Rohr T-Verlauf

// Werte abspeichern in Messwerttabellenform

for(int j=0;j<t_akt.size();j++)
    dateiausgabeRa<<t_akt[j]<<" "<<Ra_a[j]-273<<endl; //Rohr außen
dateiausgabeRa.close();

ofstream dateiausgabeR("verlauf_R.txt"); //Rohr mitte
for(int j=0;j<t_akt.size();j++)
    dateiausgabeR<<t_akt[j]<<" "<<Ra_1[j]-273<<" "<<Ra_2[j]-273<<" "<<Ra_3[j]-273<<"
"<<Ra_4[j]-273<<endl;
dateiausgabeR.close();

ofstream dateiausgabeRw("verlauf_Rw.txt"); // Rohrwand
for(int j=0;j<t_akt.size();j++)
    dateiausgabeRw<<t_akt[j]<<" "<<Ra_w[j]-273<<endl;
dateiausgabeRw.close();

ofstream dateiausgabeA("verlauf_A.txt"); //AcetonEin
for(int j=0;j<t_akt.size();j++)
    dateiausgabeA<<t_akt[j]<<" "<<A_akt[j]-273<<endl;
dateiausgabeA.close();

ofstream dateiausgabeAw("verlauf_Aw.txt"); //Acetonwand
for(int j=0;j<t_akt.size();j++)
    dateiausgabeAw<<t_akt[j]<<" "<<Aw_akt[j]-273<<endl;
dateiausgabeAw.close();

ofstream dateiausgabeAl("verlauf_Al.txt"); //Aceton
for(int j=0;j<t_akt.size();j++)
    dateiausgabeAl<<t_akt[j]<<" "<<" "<<A_1akt[j]-273<<endl;
dateiausgabeAl.close();

```

```

// Plottbefehl definieren mit (-p)...
bool plotflag = false;
int opt;
opterr = 0;
while((opt = getopt(argc,argv,"h"p))!=-1) {
    switch (opt) {
        case 'h':
            printf("Messwerte aus Versuch werden eingelesen und Vergleichsverläufe
simuliert");
            return (1.0);
        case 'p':
            plotflag=true;
    }
}

//Ausgabe der Endtemperatur und Übergangswerte

cout<<"Alpha W¼ Wand"<<": "<<aw<<endl;
cout<<"z W¼ Wand"<<": "<<zw<<endl;
cout<<"dx"<<": "<<dx<<endl;
cout<<"q wand"<<": "<<qw<<endl;
cout<<"Tra"<<": "<<R_a<<endl;
cout<<"Tr1-4"<<": "<<R_1<<" "<<R_2<<" "<<R_3<<" "<<R_4<<endl;
cout<<"TA ein"<<": "<<A<<endl;
cout<<"TA Wand"<<": "<<Aw<<endl;
cout<<"TA k¼hl"<<": "<<A_1<<endl;

// Plotten der simulierten und gemessenen Werte
if (plotflag) {

    char plotbefehl[10000];
    sprintf(plotbefehl," echo "
        " ' reset; set key left top Left box; \n"
        " set xrange [0.0:200]; set yrange [195:240]; \n"
        " set xlabel \"Zeit (s) \"; set ylabel \"T(°C)\";\n"

        " set title \"SIMULATION: Temperaturverläufe im Kondensator \"; \n"

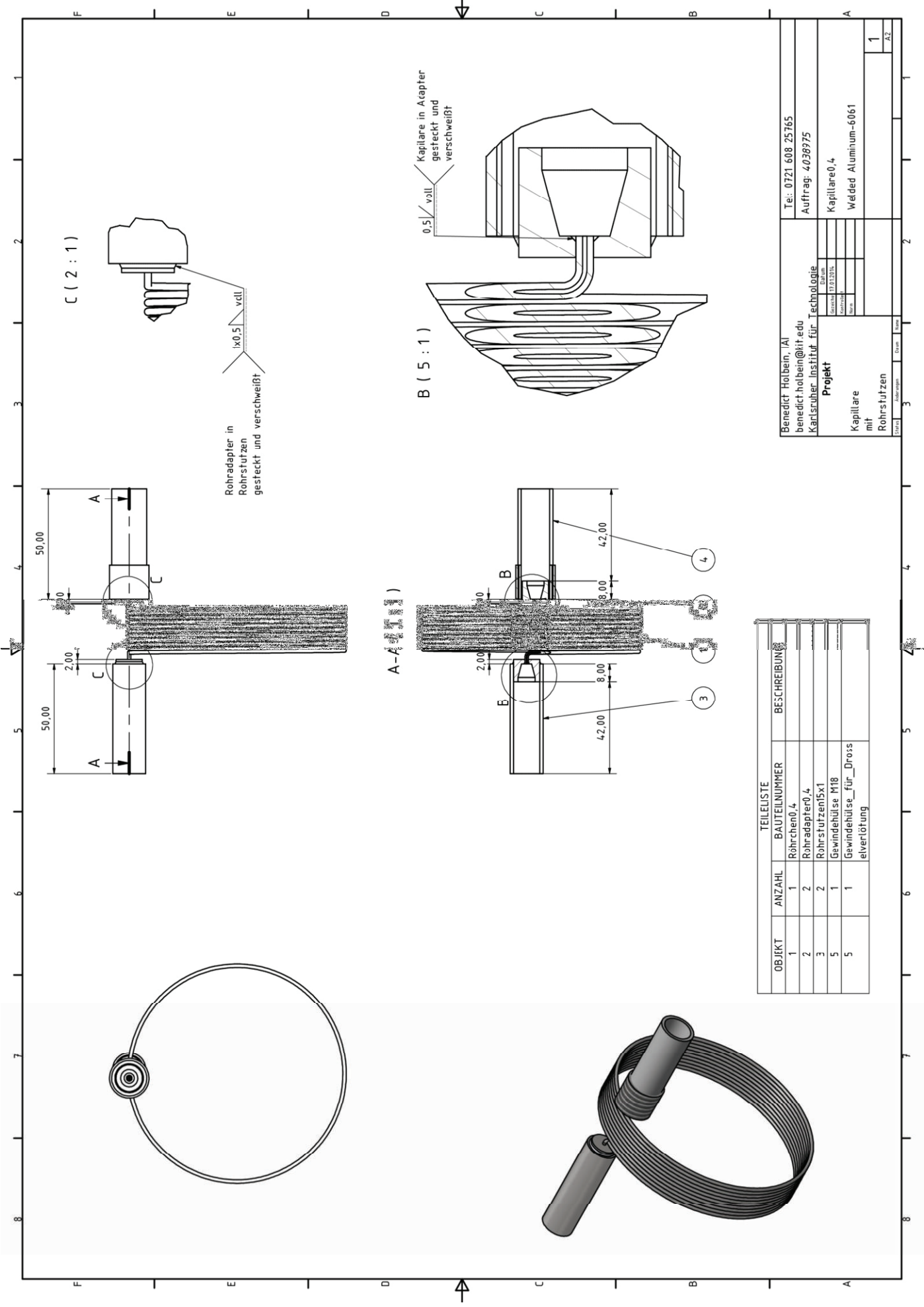
        " plot \"verlauf_Ra.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 3
linewidth 3 title \"Rohr_a¼en\", \"verlauf_Aw.txt\"using 1:2 smooth bezier linetype 4
linewidth 3 title \"Innenwand\", \"verlauf_A1.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 5
linewidth 3 title \"Aceton\", \"verlauf_A.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 1
linewidth 3 title \"input\", \"verlauf_R.txt\" using 1:2 smooth bezier linetype 7
linewidth 3 title \"Rohr\", \"verlauf_R.txt\" using 1:3 smooth bezier linetype 7
linewidth 3 notitle, \"verlauf_R.txt\" using 1:4 smooth bezier linetype 7 linewidth 3
notitle, \"verlauf_R.txt\" using 1:5 smooth bezier linetype 7 linewidth 3
notitle, \"verlauf_R.txt\" using 1:5 smooth bezier linetype 7 linewidth 3 notitle;\n"
        " set term wxt; "
        " | gnuplot -persist");

    system(plotbefehl);
}
}

```

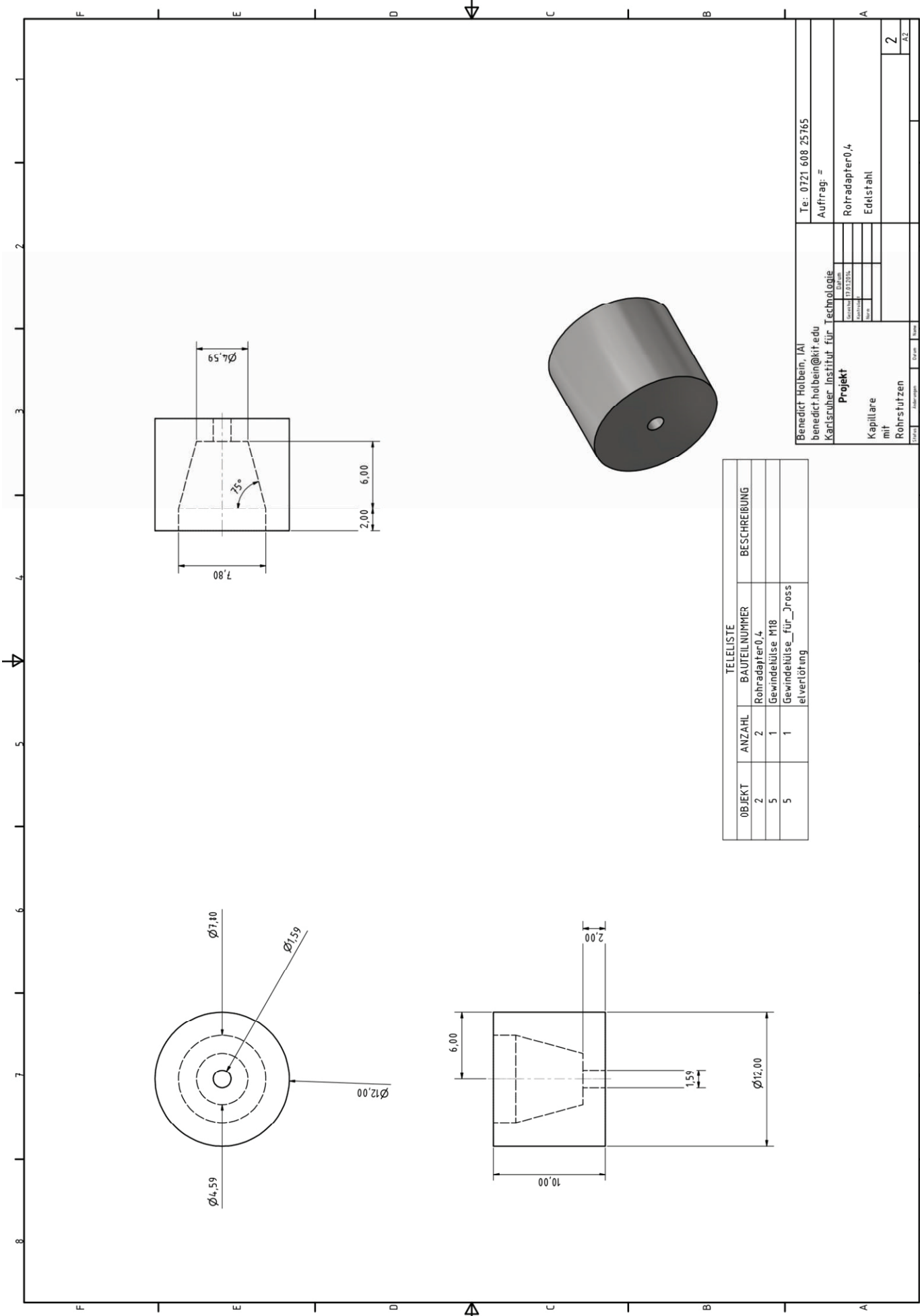
10.6 Konstruktionszeichnungen

Kapillare



OBJKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
1	1	Röhrchen0,4	
2	2	Rohradapter0,4	
3	2	Rohrstützen15x1	
5	1	Gewindehülse M18	
5	1	Gewindehülse für_Drosselverlötung	

Benedict Holbein, AI benedict.holbein@kit.edu Karlsruher Institut für Technologie		Tel.: 0721 608 25765 Auftrag: 4038975	
Projekt Kapillare mit Rohrstützen		Kapillare0,4 Welded Aluminium-6061	
Übersicht	Absenker	Draht	Maßstab
1	3	2	1
A2		A2	



TEILELISTE			
OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
2	2	Rohradapter0.4	
5	1	Gewindehülse M18	
5	1	Gewindehülse für Jross	elverlötung

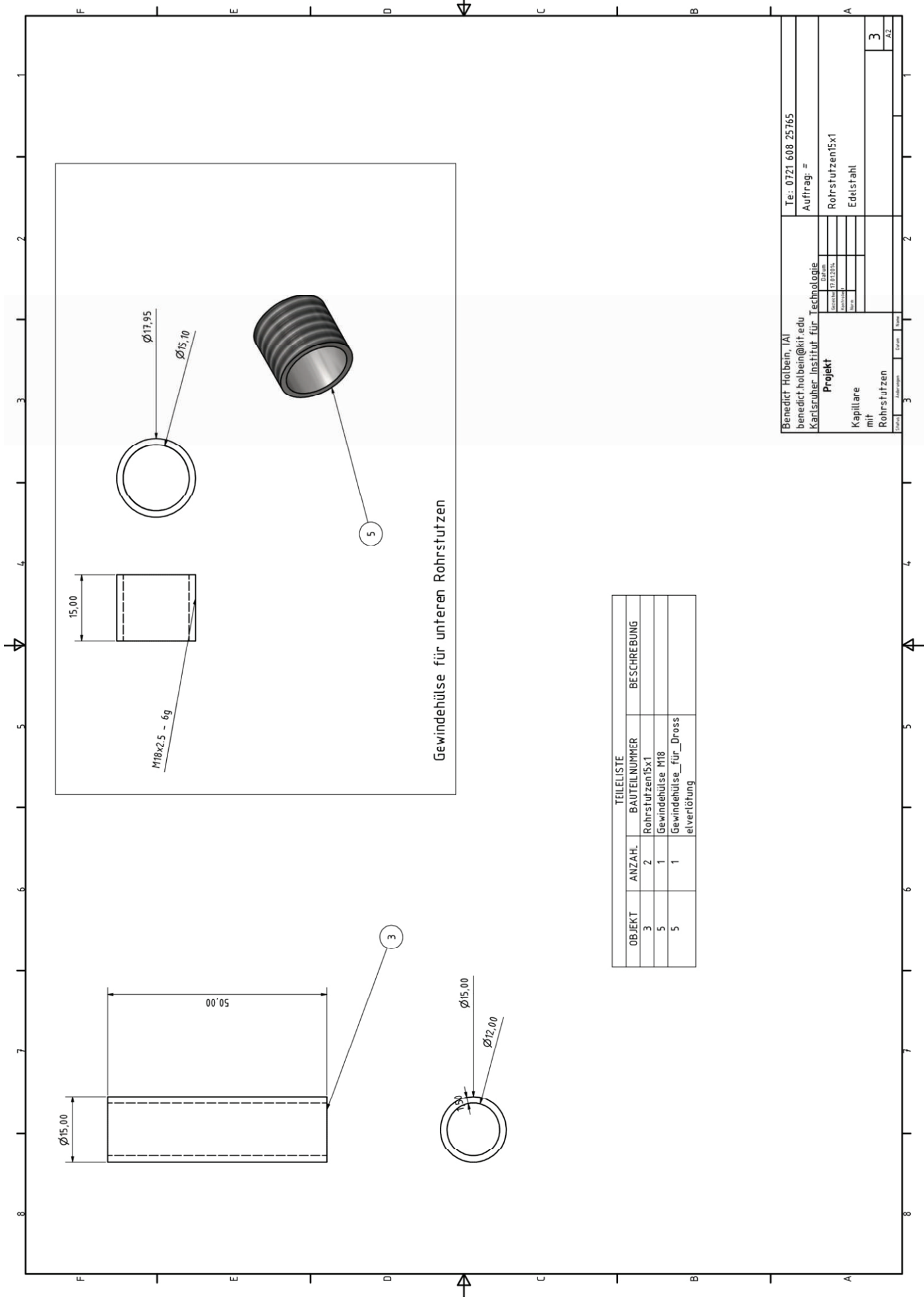
Benedikt Holbein, IAI
 benedikt.holbein@kit.edu
 Karlsruher Institut für Technologie

Projekt
 Kapillare
 mit
 Rohrstutzen

Datum: _____
 Gezeichnet: _____
 Geprüft: _____
 Freigegeben: _____

Teil: 0721 608 25765
 Auftrag: =
 Rohradapter0.4
 Edlstahl

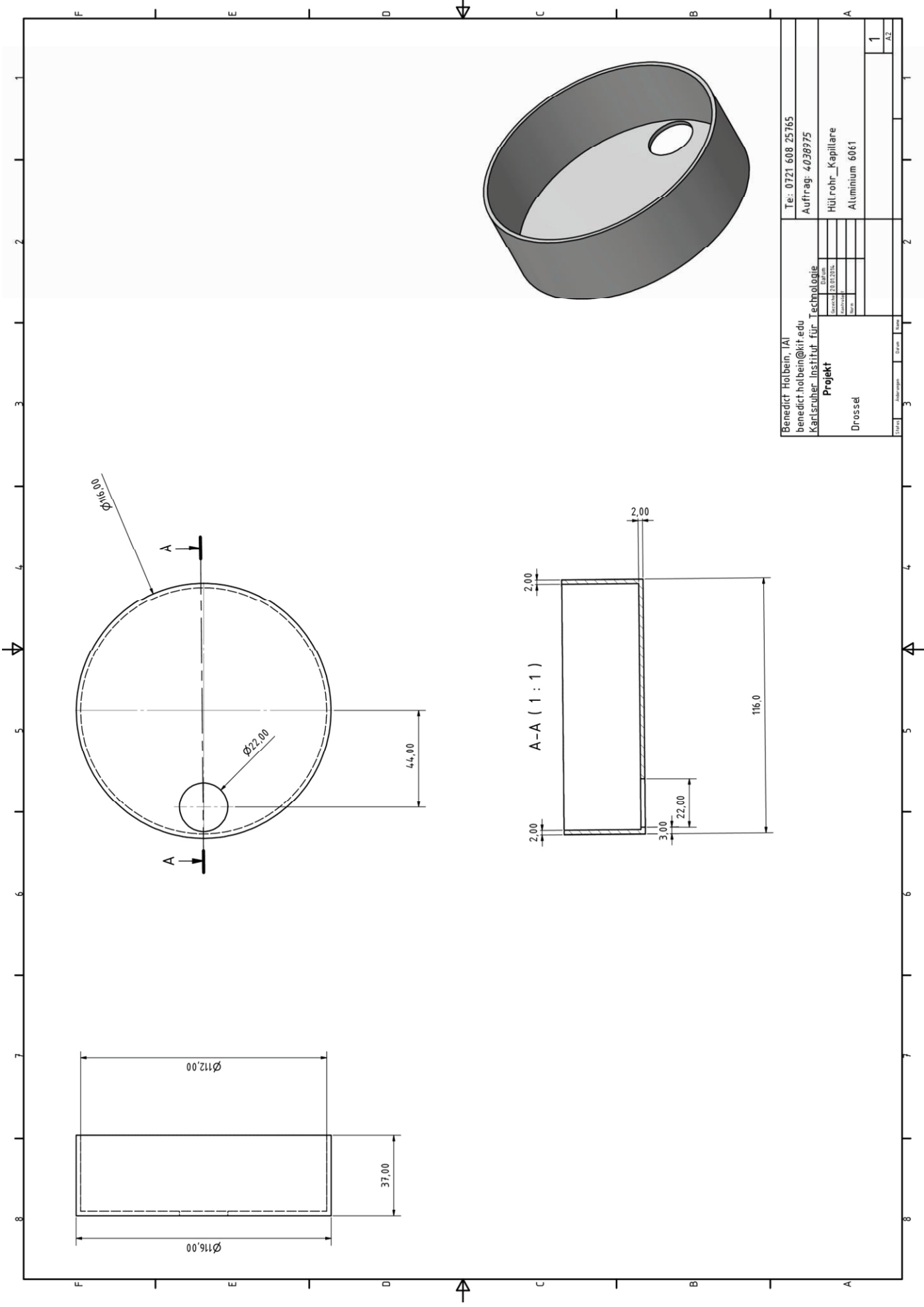
Blatt: 2
 von: 2



Gewindehülse für unteren Rohrstützen

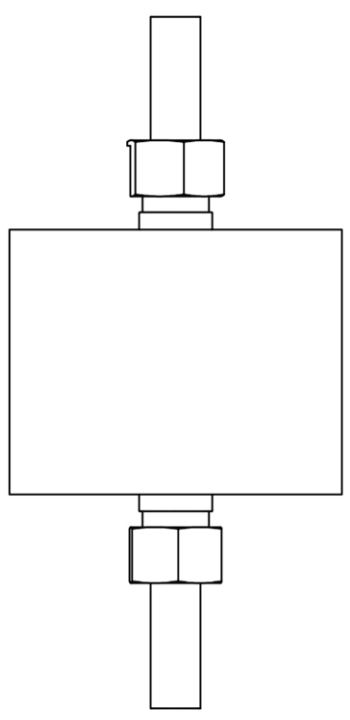
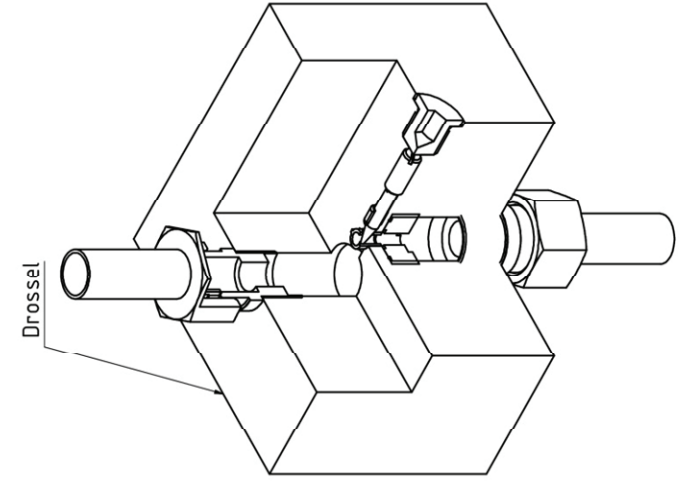
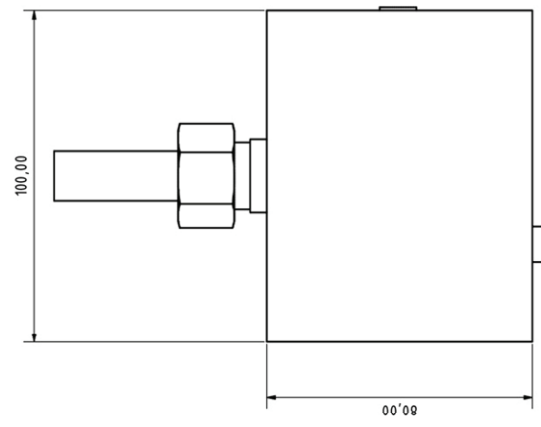
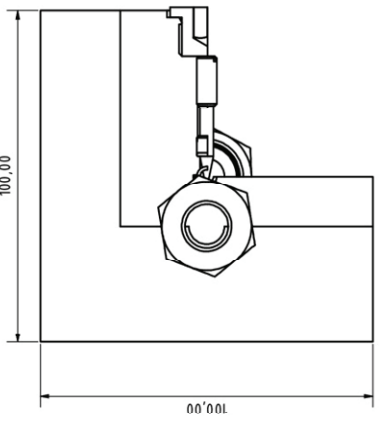
TEILELISTE			
OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
3	2	Rohrstützen15x1	
5	1	Gewindehülse M18	
5	1	Gewindehülse für_Drosselverlötung	

Benedict Holbein, IAI benedict.holbein@kit.edu Karlsruher Institut für Technologie		Te: 0721 608 25765	
Projekt		Auftrag: =	
Kapillare mit Rohrstützen		Rohrstützen15x1 Edelstahl	
3	3	3	A2



Benedict Holbein, IAI benedict.holbein@kit.edu Karlsruher Institut für Technologie		Tel: 0721 608 25765 Auftrag: 4038975	
Projekt Drossel		Hülrohr_Kapillare Aluminium 6061	
Übersicht	3	A1	1
Abschnitt		A2	

Drossel



OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
1	1	Parameterdatei	
2	1	Nadelschraube	
4	1	Blende0,1	AUFTRAG IMT
5	1	Drossel_Gehäuse	
6	1	Hülse	
7	1	Einschraubplatte_G1#2	
9	1	ISO 4766 - M6 x 25	Gewindestift mit Schlitz und Kegelkuppe
12	1	Blende0,2	AUFTRAG IMT
14	1	Blende0,5	AUFTRAG IMT
15	1	Blende1	AUFTRAG IMT
16	1	Blende2	AUFTRAG IMT
17	1	Blende3	AUFTRAG IMT
18	1	O_Ring4x1_FFKM81	ZUKAUF durch IAI
19	1	O_Ring15x1_FFKM81	ZUKAUF durch IAI
20	1	DIN 908 - G 0375 A	ZUKAUF durch IAI
21	2	Einschraubanschluss	ZUKAUF durch IAI

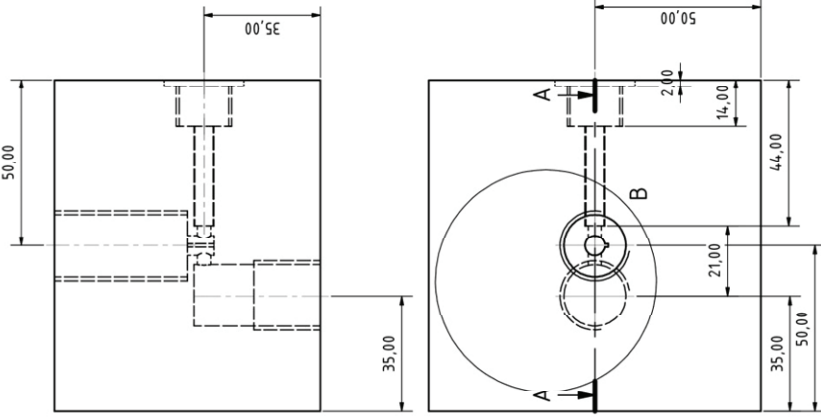
Benedict Holbein, IAI
 benedict.holbein@kit.edu
 Karlsruher Institut für Technologie

Projekt
 Drossel

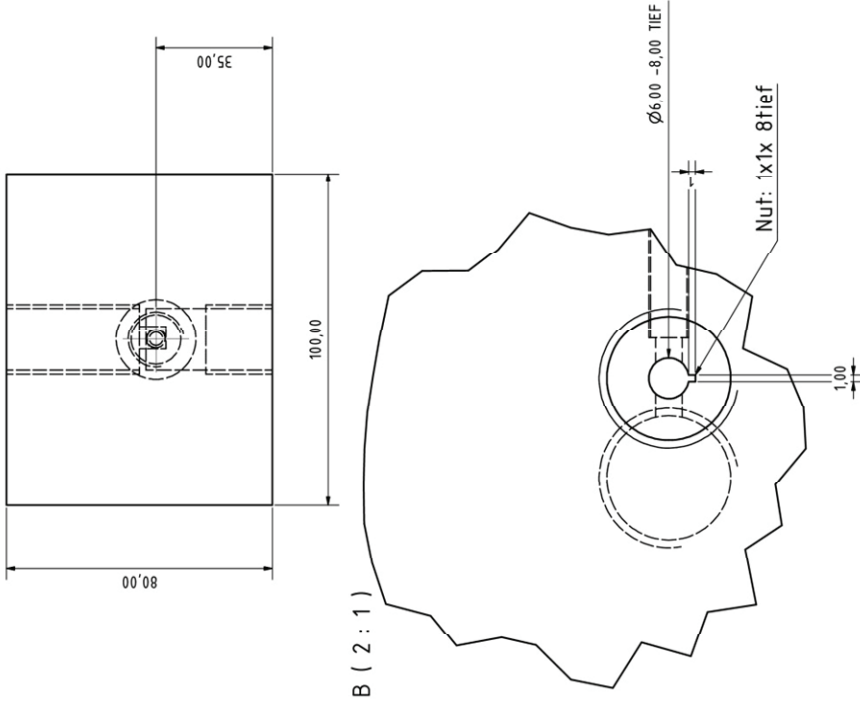
Te: 0721 608 25765
 Auftrag: 4038975

Datum	
Gezeichnet	17.02.2015
Geprüft	
Freigegeben	
Abgegeben	
Datum	
Blatt	1
AZ	

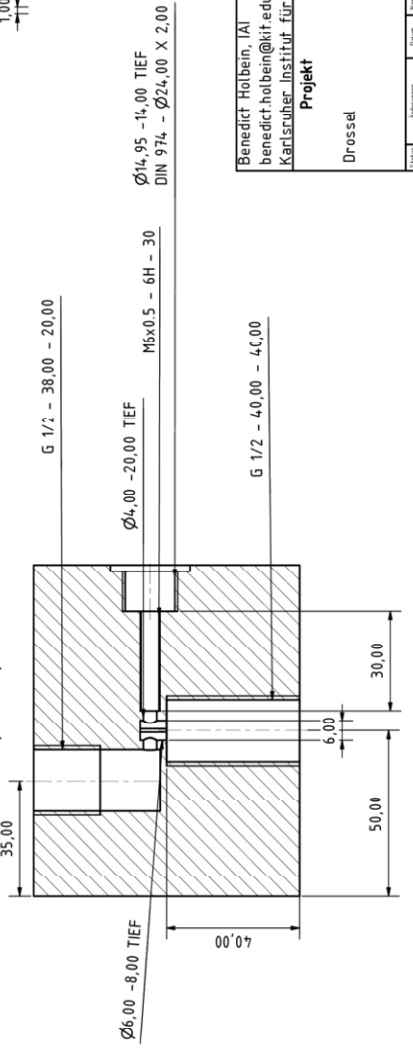
TEILELISTE	
OBJEKT	BAUTEILNUMMER
5	Drossel_Gehäuse
1	



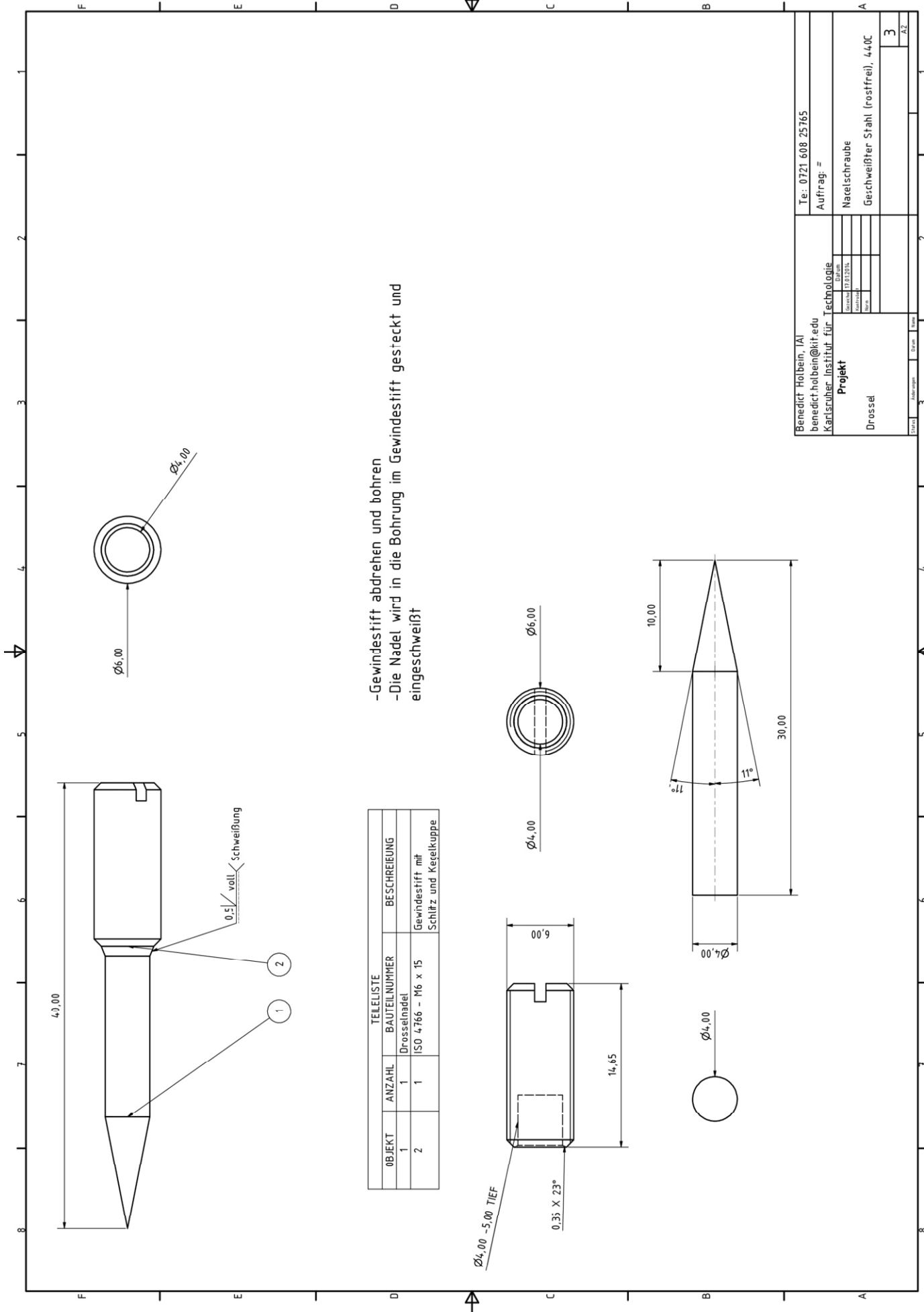
B (2 : 1)



A-A (1 : 1)



Benedict Holbein, IAI benedict.holbein@kit.edu Karlsruher Institut für Technologie		Te: 0721 608 25765	
Projekt Drossel		Auftrag: = Drossel_Gehäuse Edelstahl	
Zeichner	Gezeichnet	Datum	
17.02.2015			
A2		2	



-Gewindestift abdrehen und bohren
 -Die Nadel wird in die Bohrung im Gewindestift gesteckt und eingeschweißt

TEILELISTE			
OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
1	1	Drosselnadel	
2	1	ISO 4.766 - M6 x 15	Gewindestift mit Schütz und Kegelkuppe

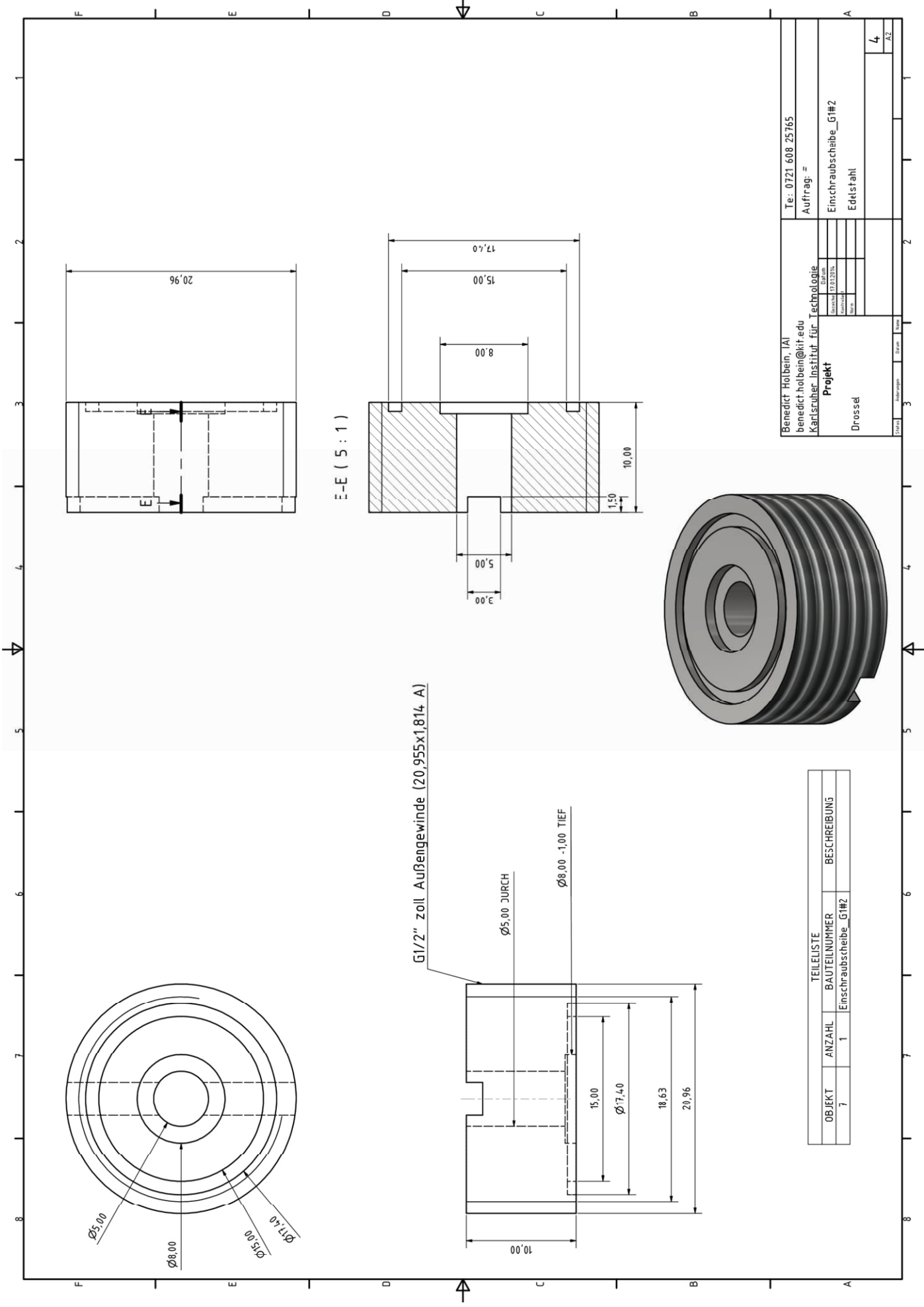
Benedict Holbein, IAI
 benedict.holbein@kit.edu
 Karlsruher Institut für Technologie

Projekt: Drossel

Te: 0721 608 25765
 Auftrag: =

Nutelschraube
 Geschweißter Stahl (rostfrei), 440C

3
 A2

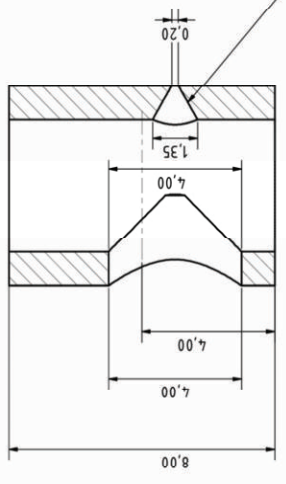


G1/2" zoll Außengewinde (20,955x1,814 A)

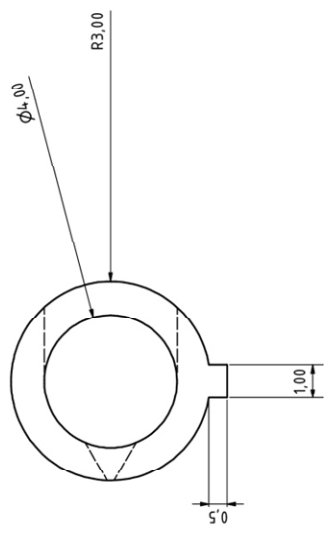
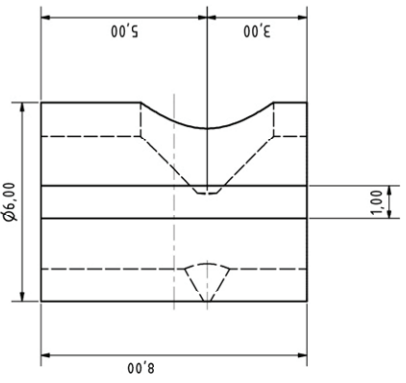
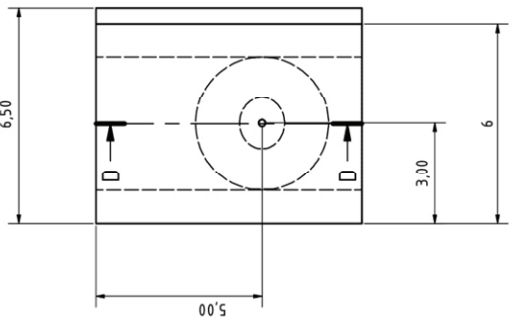
TEILELISTE		BESCHREIBUNG	
OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
7	1	Einschraubschraube G1/2	

Benedict Holbein, AI benedict.holbein@kit.edu Karlsruher Institut für Technologie		Te: 0721 608 25765	
Projekt Drossel		Auftrag: = Einschraubschraube_G1/2 Edelstahl	
Druck	Abmessungen	Datum	Blatt
			4
			A2

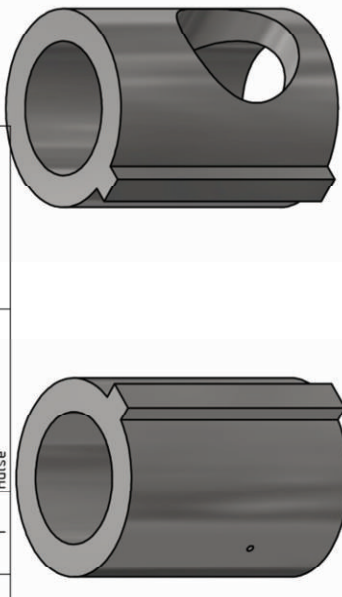
D-D (10 : 1)



Erodieretes Loch



TEILELISTE			
OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
6	1	Hülse	



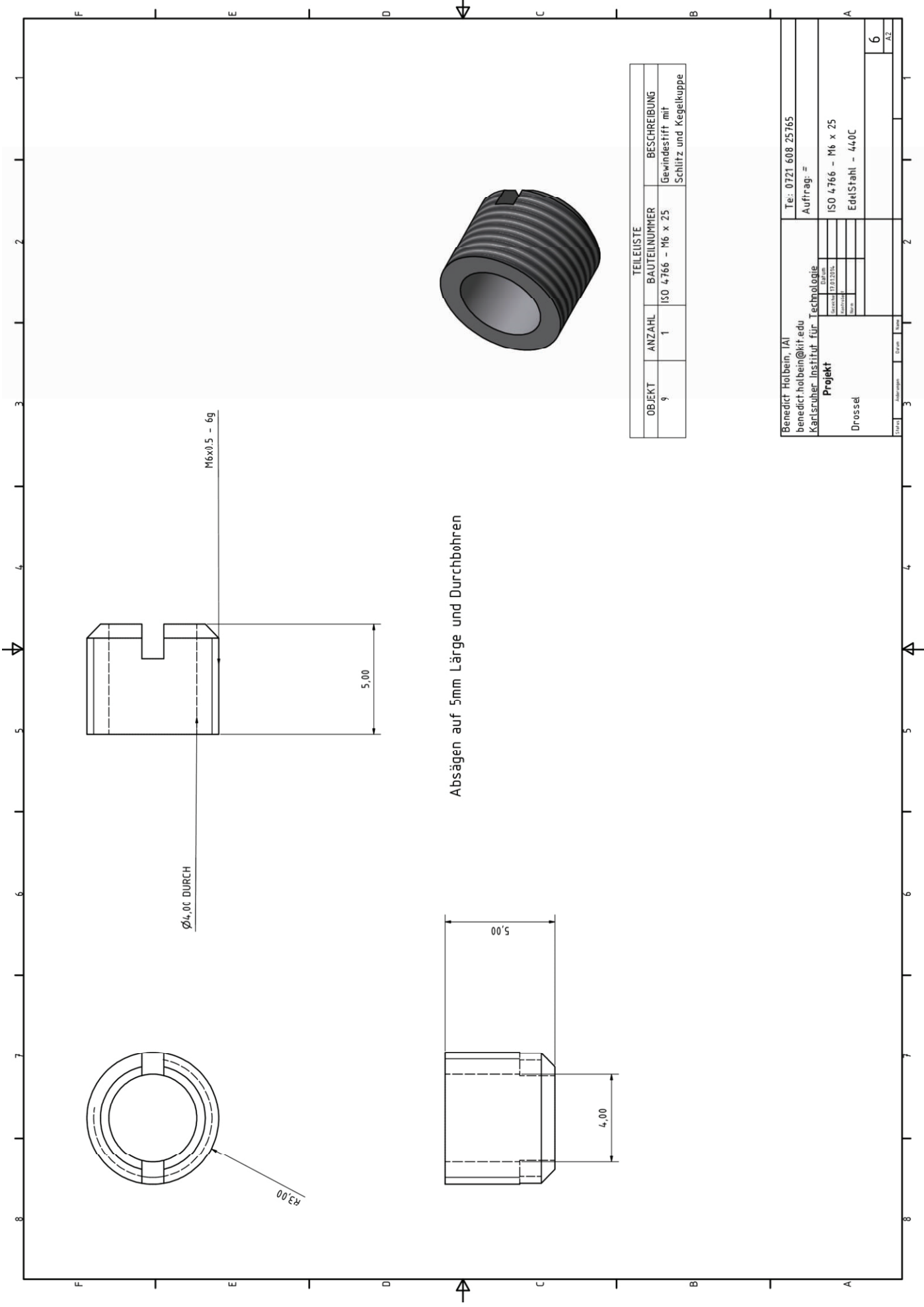
Benedikt Holwein, IAI
 benedikt.holwein@kit.edu
 Karlsruher Institut für Technologie

Projekt
 Drossel

Material: Hülse
 Werkstoff: Edelstahl

Zeichnung: 17.02.2015
 Datum: 17.02.2015
 Blatt: 1 von 1

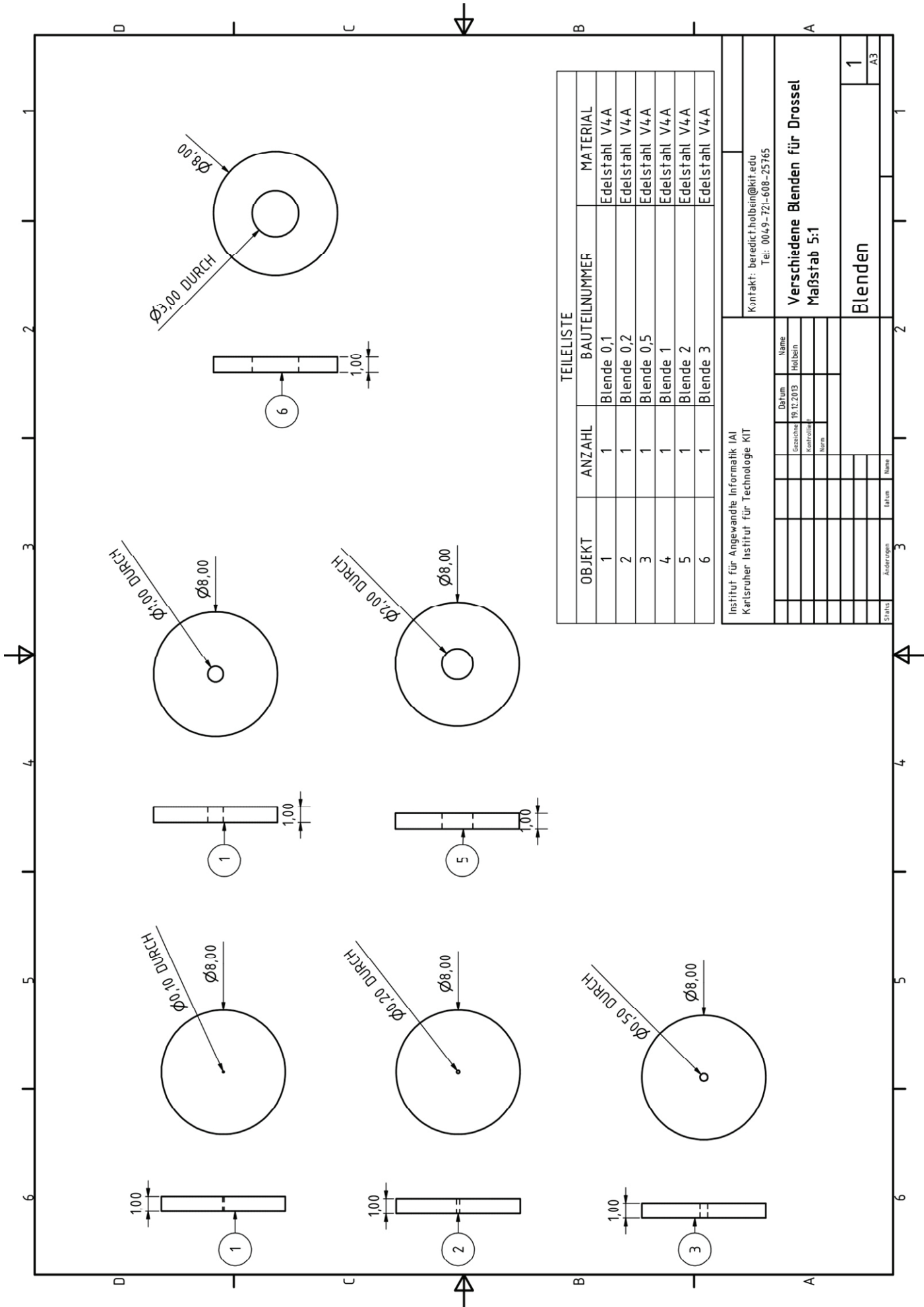
Teil-Nr.: 5
 Blatt-Nr.: A2



Absägen auf 5mm Länge und Durchbohren

TEILELISTE			
OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
9	1	ISO 4766 - M6 x 25	Gewindestift mit Schlitz und Kegekuppe

Benedict Holbein, IAI benedict.holbein@kit.edu Karlsruher Institut für Technologie		Tel: 0721 608 25765	
Projekt		Auftrag: =	
Drossel		ISO 4766 - M6 x 25	
		EdelStahl - 440C	
Zeichn.	Abmessungen	Datum	Blatt
			6
			A2



OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	MATERIAL
1	1	Blende 0,1	Edelstahl V4A
2	1	Blende 0,2	Edelstahl V4A
3	1	Blende 0,5	Edelstahl V4A
4	1	Blende 1	Edelstahl V4A
5	1	Blende 2	Edelstahl V4A
6	1	Blende 3	Edelstahl V4A

Institut für Angewandte Informatik (AI)
 Kartlsruher Institut für Technologie KIT

Kontakt: beredict.holbein@kit.edu
 Te: 0049-721-608-25765

Gezeichnet		Datum	
Holbein	19.12.2013	Holbein	
Kontrolliert			
Freigegeben			

Verschiedene Blenden für Drossel
 Maßstab 5:1

Status	Änderungen	Datum	Name

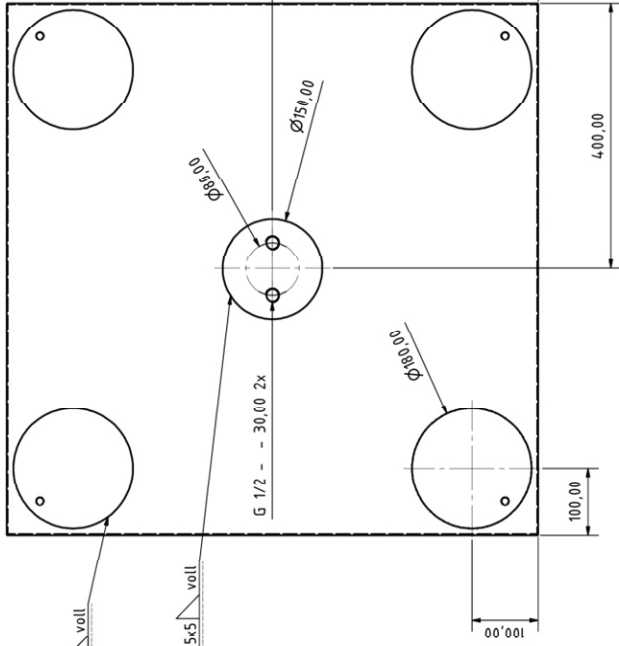
Blenden

1

A3

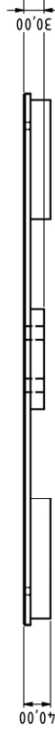
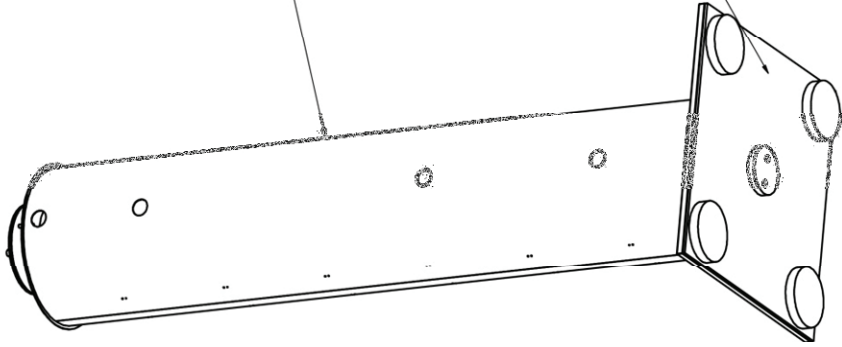
Fritteuse

Anschweißen von 4 Füßen und Flansch für Bohrungen



Frieseuse in IAI Technikralle

Boden - muss bearbeitet werden



Benedict Holbein, IAI
benedict.holbein@kit.edu
Karlsruher Institut für Technologie

Projekt
Frieseuse
IAI

Te: 0721 608 25765

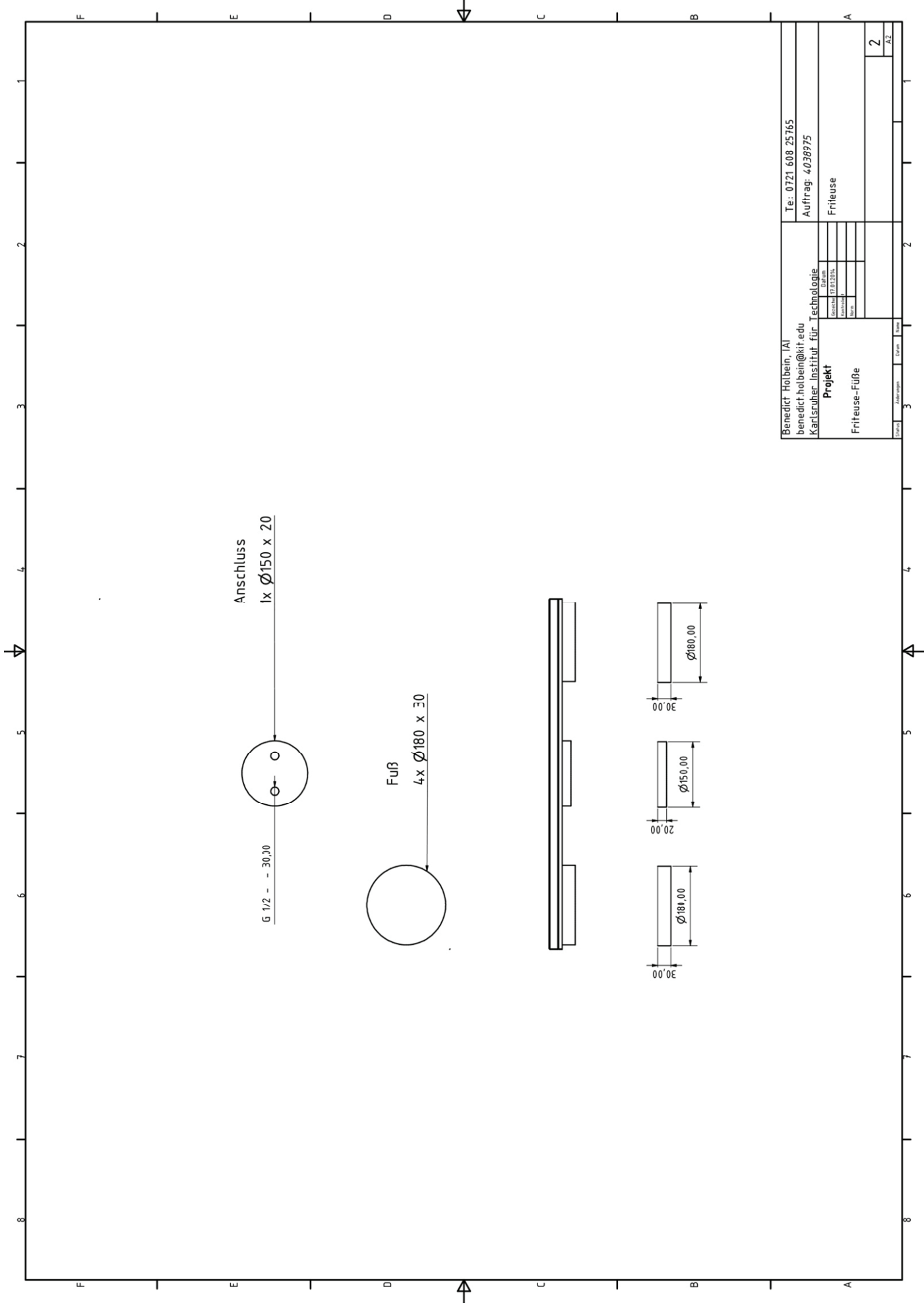
Auftrag: 4038975

Frieseuse

Datum
Gezeichnet 17.02.2015
Gezeichnet
Überpr.

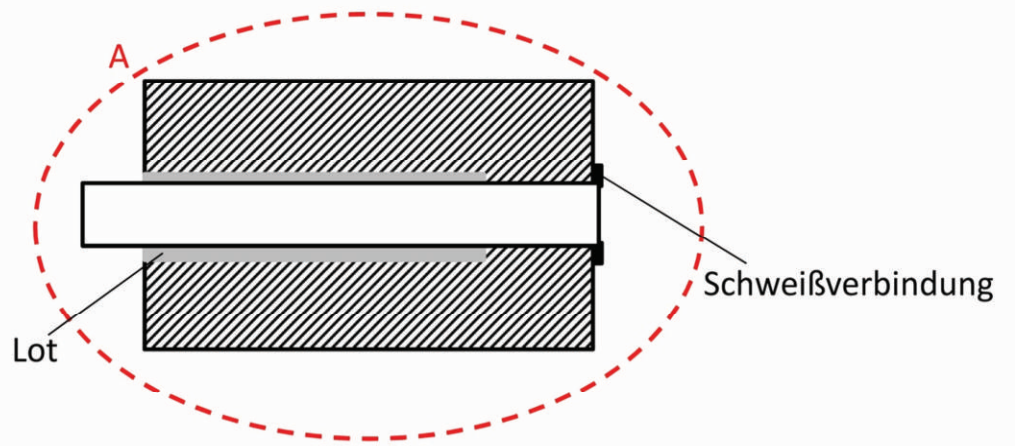
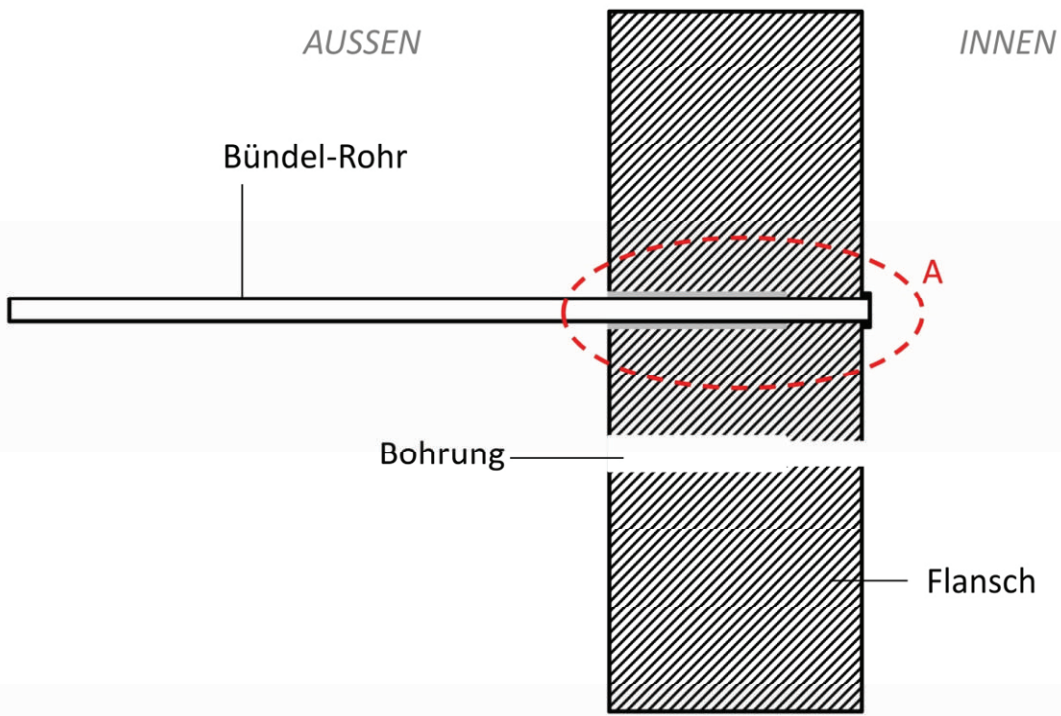
1

A2

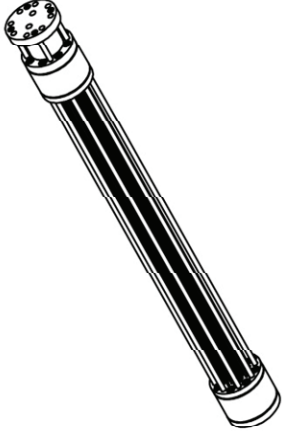
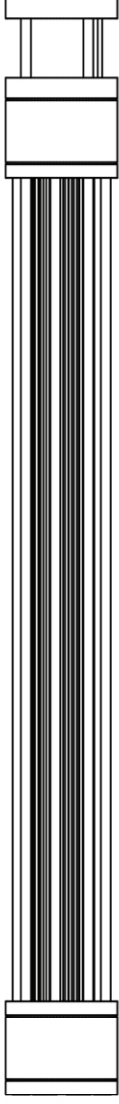


Benedict Holbein, IAI benedict.holbein@kit.edu Karlsruher Institut für Technologie		Te: 0721 608 25765 Auftrag: 4038975	
Projekt Friteuse-FüÙe		Friteuse	
Zeichner	Datum	Blatt	2
Gezeichnet	17.02.2015	Blatt	A2
Überpr.			
Abgepr.			
3	3	2	1

Kondensator



Bündelrohr-Kondensator aus INCONEL 718



OBJEKT	TEILELISTE - Gesamtkondensator			MATERIAL
	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG	
1	1	Paramesterskelett		Allgemein
2	2	Sammelbehälter		Inconel 718
3	5	Kupferdichtung außen		Metall
4	1	Labordeckel		Inconel 718
5	4	Kupfer-O-ring-innen		Metall
6	1	Schweißung		Inconel 718
7	1	Untenflansch Schweiß		Inconel 718
15	55	Bündelrohr		Inconel 718
14	4	Bündelrohr kurz		Inconel 718
13	4	Kabelleitungsrohr	Daxb : 15x3	Inconel 718
12	4	Versteifungsstangen		Inconel 718
11	1	Flansch Bündelrohr		Inconel 718
10	1	Flansch Bündelrohr B		Inconel 718
16	1	Flansch Verdichter		Stahl, weich
8	32	CSN 02 9310 - 14 x 20	Dichtring	
9	32	DIN 912 - M14 x 35	innensechschantschraube	FK 12.9

Betriebsbedingungen		Labor	
Bedingung	Angabe	Info	
Innen-Temperatur	bis 230°C	Medium innen:	
Umgebungs-temperatur	200°C	Acetongas	
Innen-Druck	4,0 bar	Medium außen:	
Außen-Druck	1 bar	Thermöl	

Betriebsbedingungen		Bohrloch	
Bedingung	Angabe	Einheit	
Innen-Temperatur	bis 230°C	Medium	
Umgebungs-temperatur	bis 200°C	Acetongas	
Innen-Druck	4,0 bar	Thermal-Gewässer	
Außen-Druck	600 bar		

Kontakt: benedict.hoebner@kit.edu
0049721/68825165

Kondensator M14

Rohrbündelkondensator

IAI - Institut für
Angewandte Informatik KIT

Datum: 11.12.2013

Gezeichnet: [Name]

Geprüft: [Name]

Abgefragt: [Name]

Datum: [Name]

Name: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

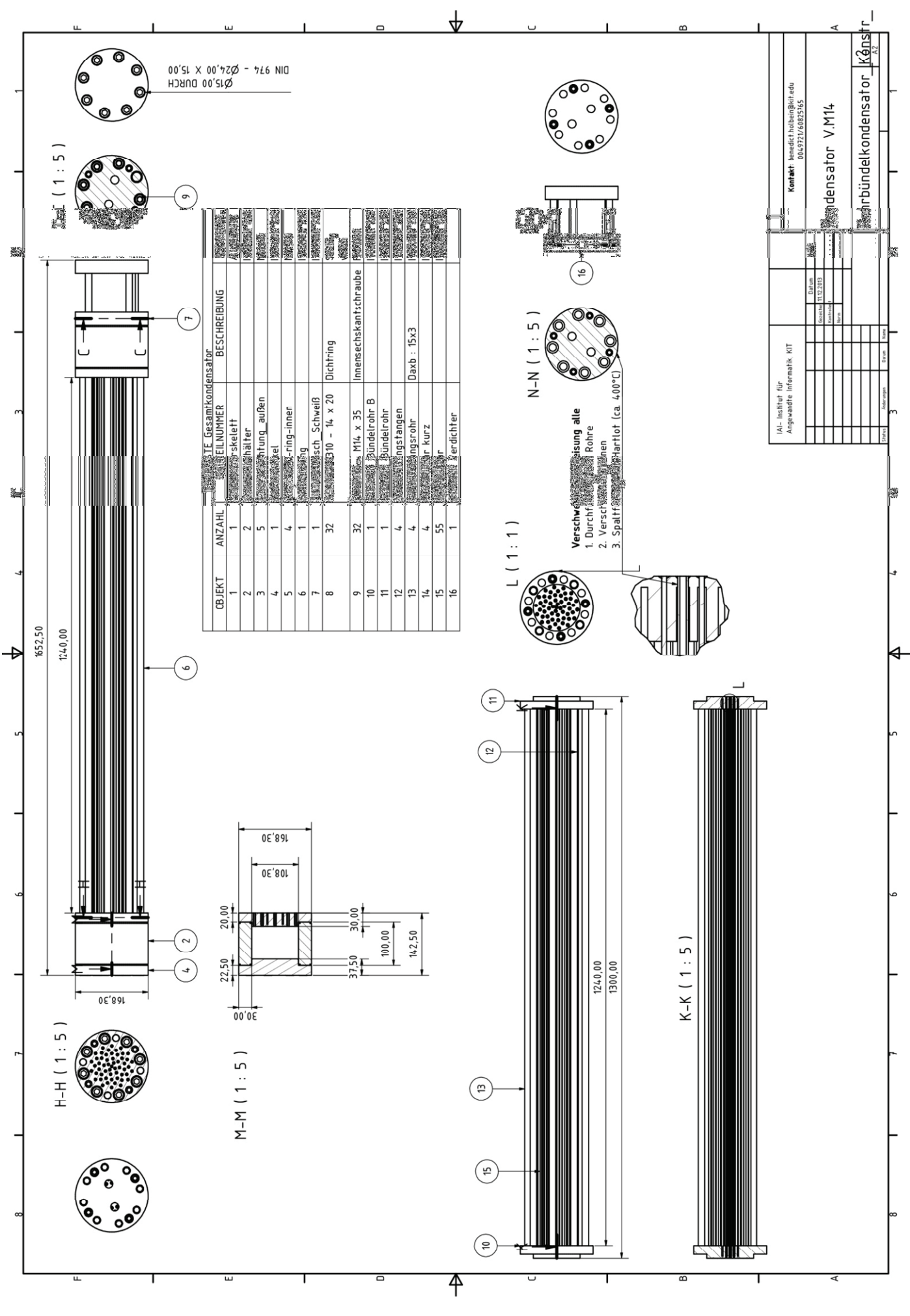
Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]

Blatt: [Name]



OBJEKT	ANZAHL	STL-NUMMER	BESCHREIBUNG
1	1		STL-Gesamtkondensator
2	2		Rahmen
3	5		Bündelhalter
4	1		Abstützung außen
5	4		Ring-Äußere
6	1		Ring-Innere
7	1		Flansch-Schweiß
8	32		Dichtring
9	32		M14 x 35 Innensechskantschraube
10	1		Bündelrohr B
11	1		Bündelrohr
12	4		Stangenan
13	4		Stangenan
14	4		Stangenan
15	55		Stangenan kurz
16	1		Verdichter

IAI- Institut für Angewandte Informatik KIT

Kontakt: benedict.hoeben@kit.edu
0049721/68825165

Kondensator V.M14

Verdichtungsringbündelkondensator

Titel	3	Datum	
Abgefragt		Datum	
Gezeichnet		Datum	
Geprüft		Datum	
Freigegeben		Datum	

Verschleißmessung alle
1. Durchführungsrohre
2. Verschleißlinien
3. Spalt Hartlot (ca. 400°C)

K-K (1 : 5)

H-H (1 : 5)

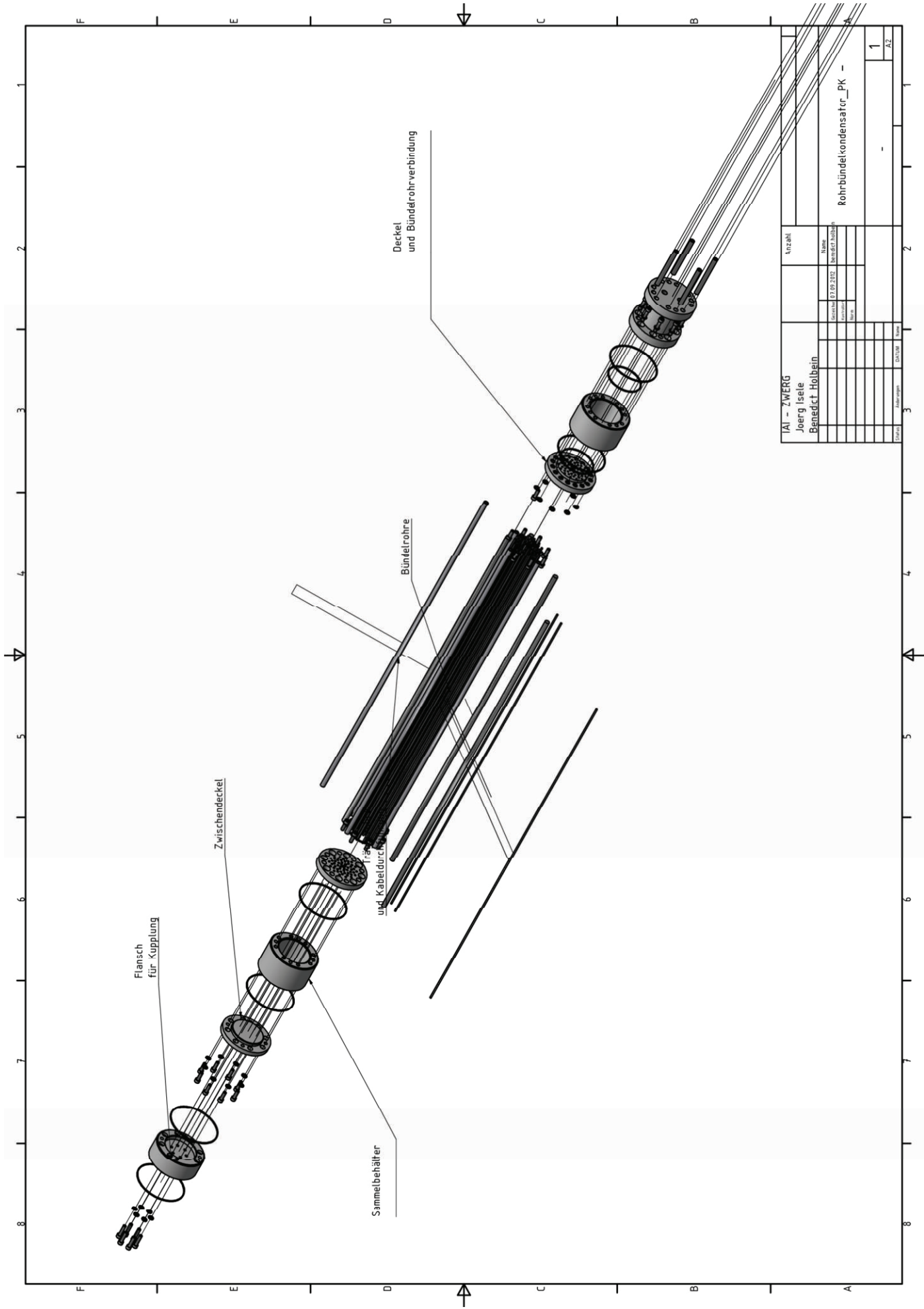
M-M (1 : 5)

L (1 : 1)

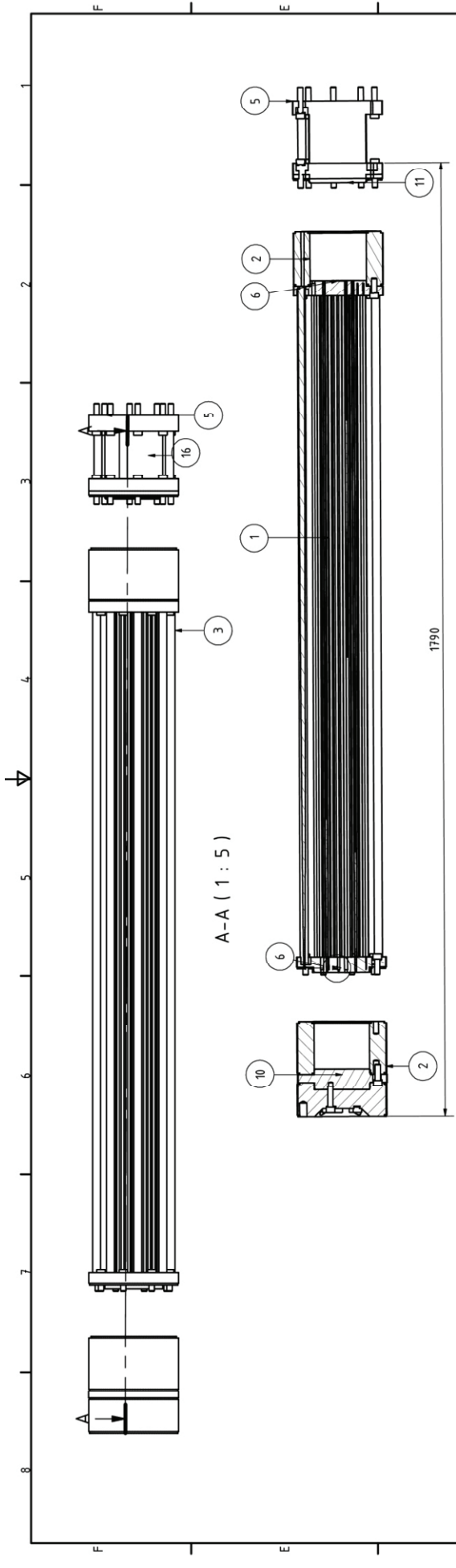
N-N (1 : 5)

C-C (1 : 5)

Ø15,00 DURCH
Ø24,00 X 15,00
DIN 974



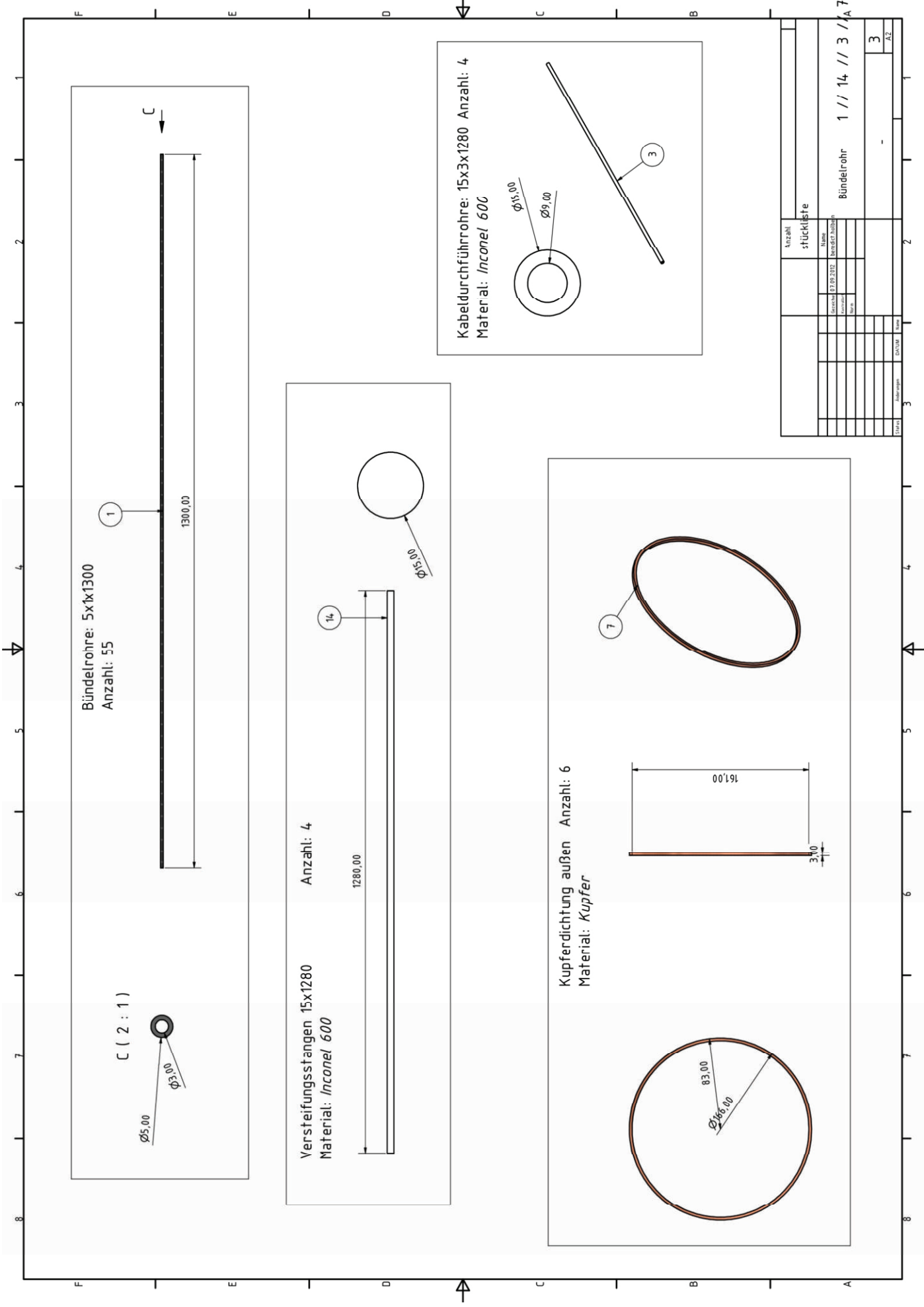
IAI - ZWERG		Anzahl	
Joerg Iseler			
Benedict Holbein			
Gezeichnet	07.07.2017	Benannt	Holbein
Geprüft		Benannt	
Freigegeben		Benannt	
DATEX		DATEX	
3		Z	
1		A2	
Rohrbündelkondensator_PK - A			



A-A (1 : 5)

OBJEKT	TEILELISTE		BESCHREIBUNG
	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	
1	55	Bündelrohr	
2	2	Sammelbehälter	
3	4	Kabelleitungsrohre	
4	1	Flansch_Kupplung	
5	1	Flansch_Verdichter	
6	2	Flansche_Bündelrohre	
7	6	Kupferdichtung_außen	
8	46	Dichtungsscheibe	
9	24	ISO 4762 - M10 x 30	Innensechskantschraube
10	1	Oberer_Deckel_PKK	
11	1	Labordeckel	Alternativ zu Flansch_Verdichter
12	8	ISO 4762 - M10 x 4,5	Innensechskantschraube
13	6	ISO 4762 - M10 x 4,0	Innensechskantschraube
14	4	Versteifungsstangen	
15	8	ISO 4762 - M10 x 5,0	Innensechskantschraube
16	4	Kabelrohre_kurz	
17	4	Kupfer-O-ring-innen	

Objekt	1	2	3	4	5	6	7	8
Abmessungen								
Datum								
Name	Rohrbündelkondensator_PK -							
Größe	-							
Blatt	2							
A2								



Bündelrohre: 5x1x1300
Anzahl: 55

1

1300,00

C (2 : 1)

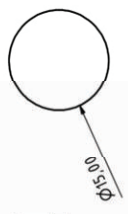


Versteifungsstangen 15x1280
Material: Inconel 600

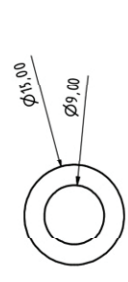
Anzahl: 4

14

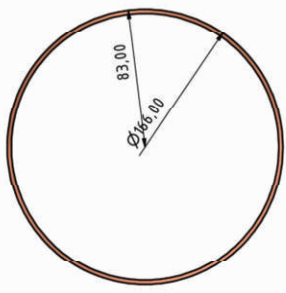
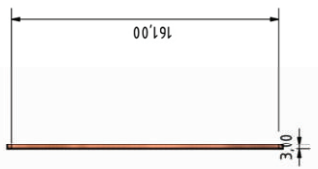
1280,00



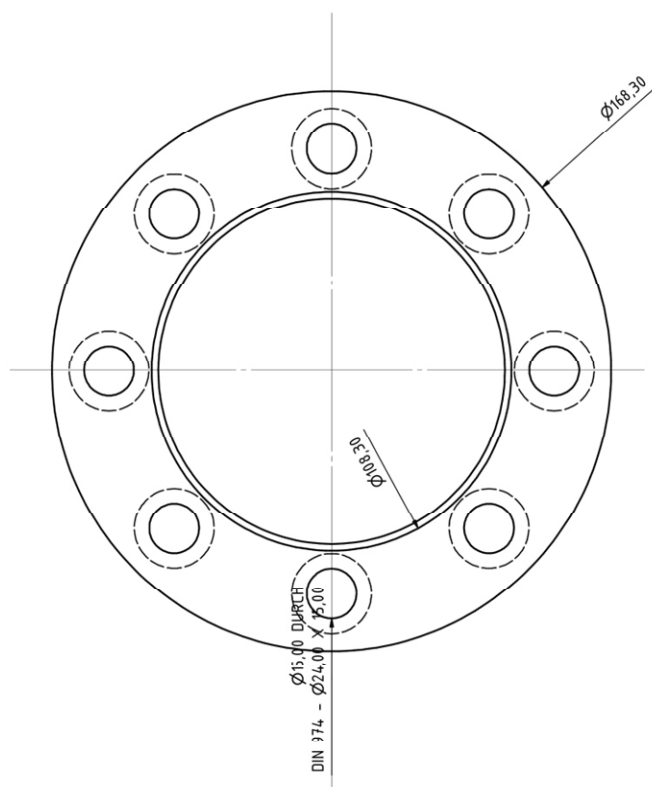
Kabeldurchführrohre: 15x3x1280 Anzahl: 4
Material: Inconel 600



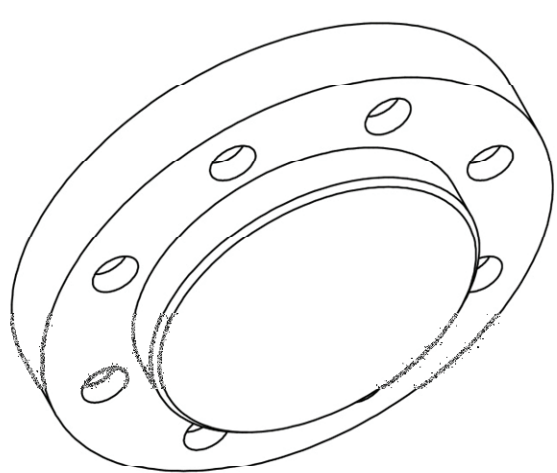
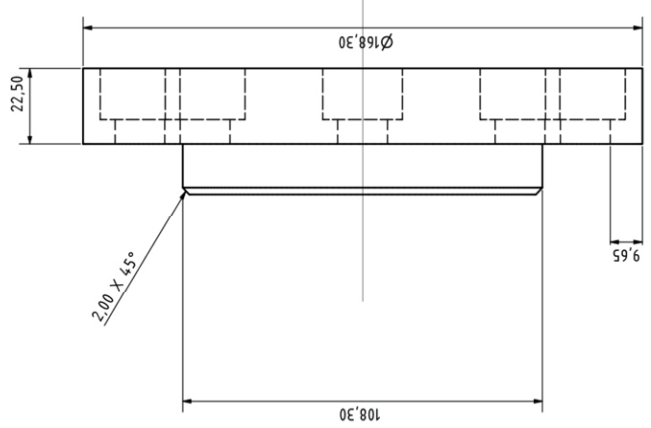
Kupferdichtung außen Anzahl: 6
Material: Kupfer



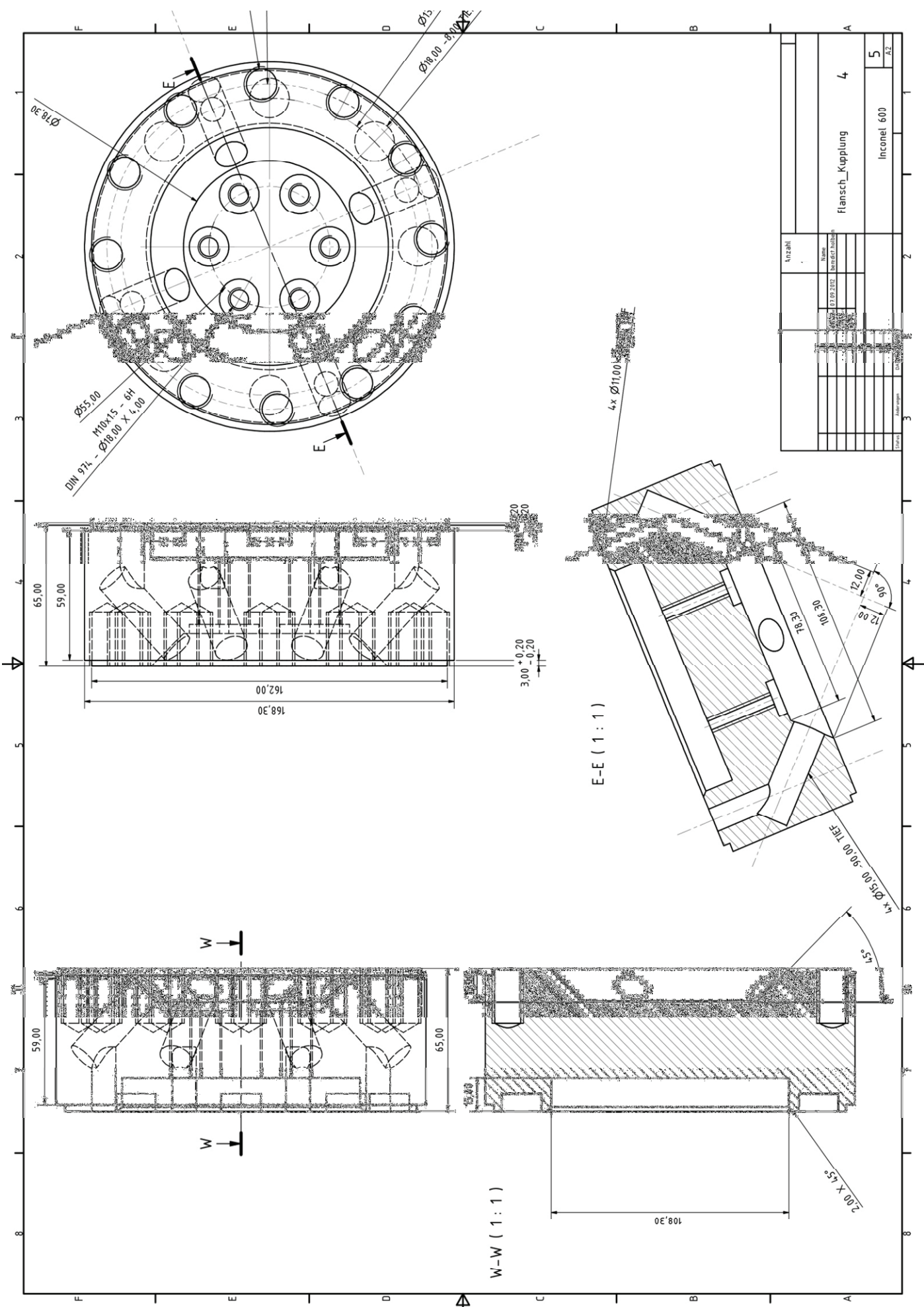
Stückliste	Stückzahl	Name	Material	Abmessung	Datum	Blatt
Bündelrohr	1 // 14 // 3 // A					7
						3
						A2

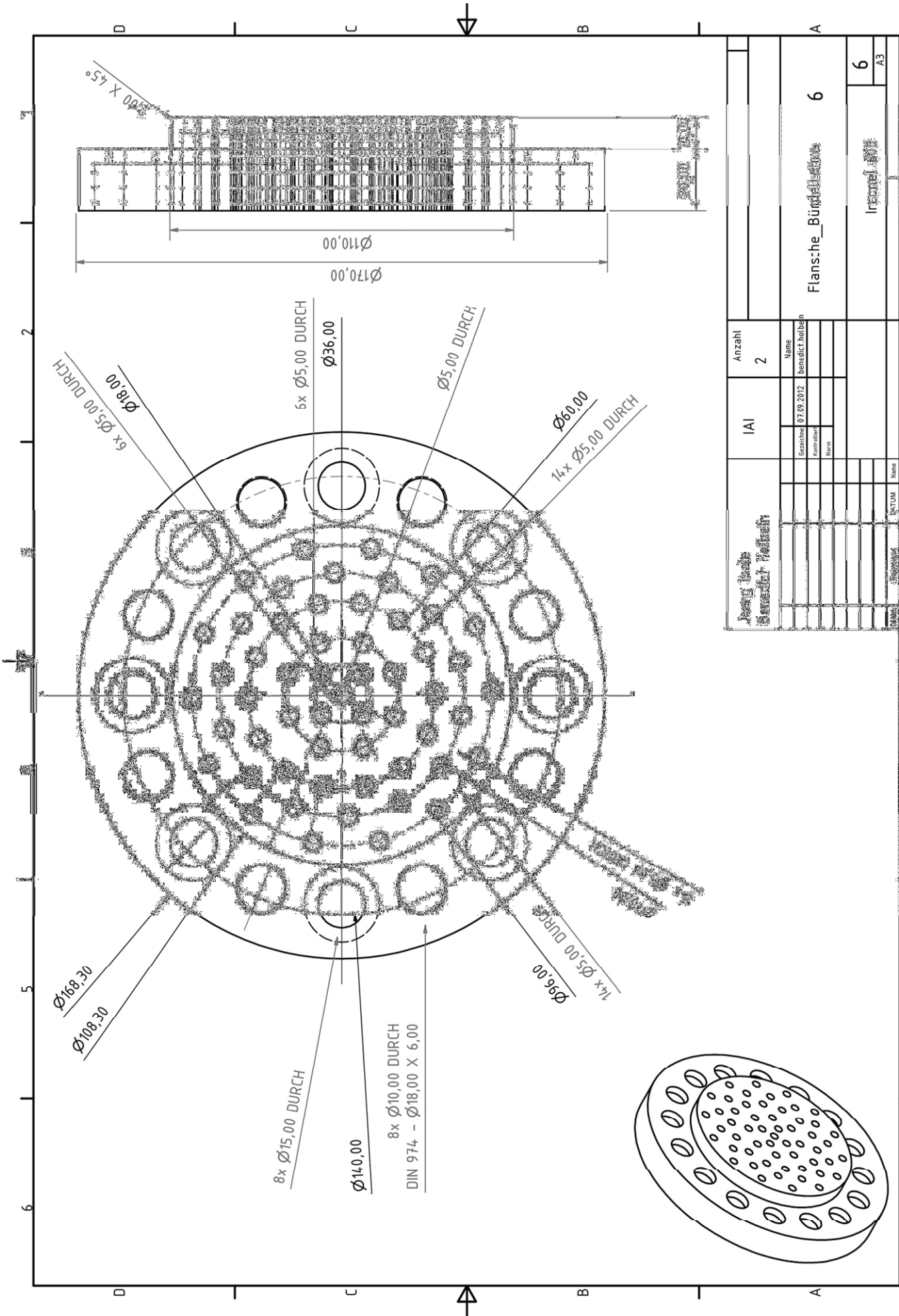


Deckel
abschließend für Laboreinsatz
Anzahl: 1



Anzahl		11	
Name		Labordeckel	
Material		Inconel 600	
Zustand		4	
AZ		AZ	



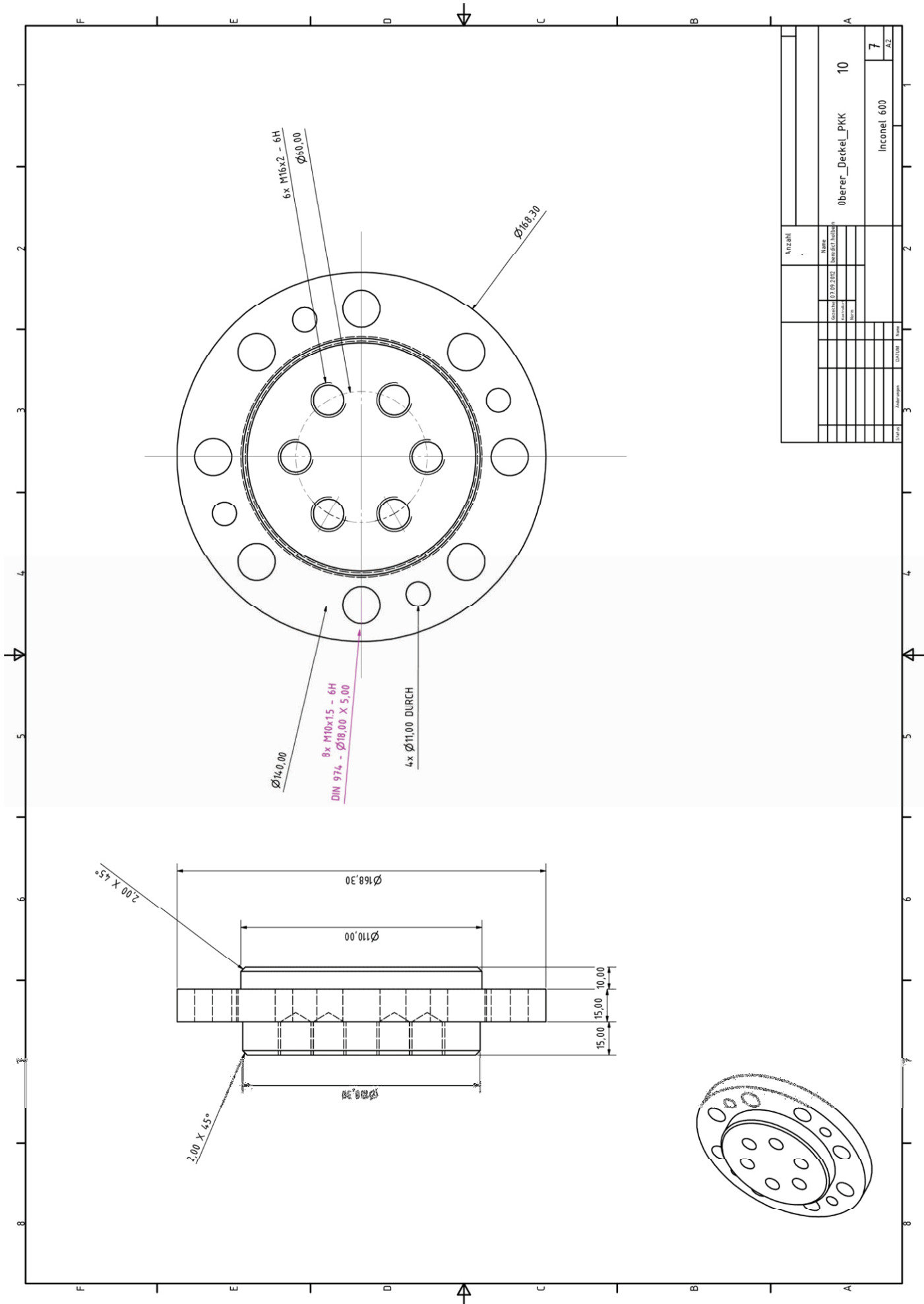


IAI	Anzahl	Name
	2	beneditc holben

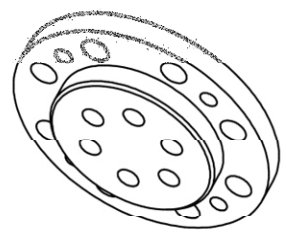
Gezeichnet	07.09.2012	Name
Kontrolliert		Name

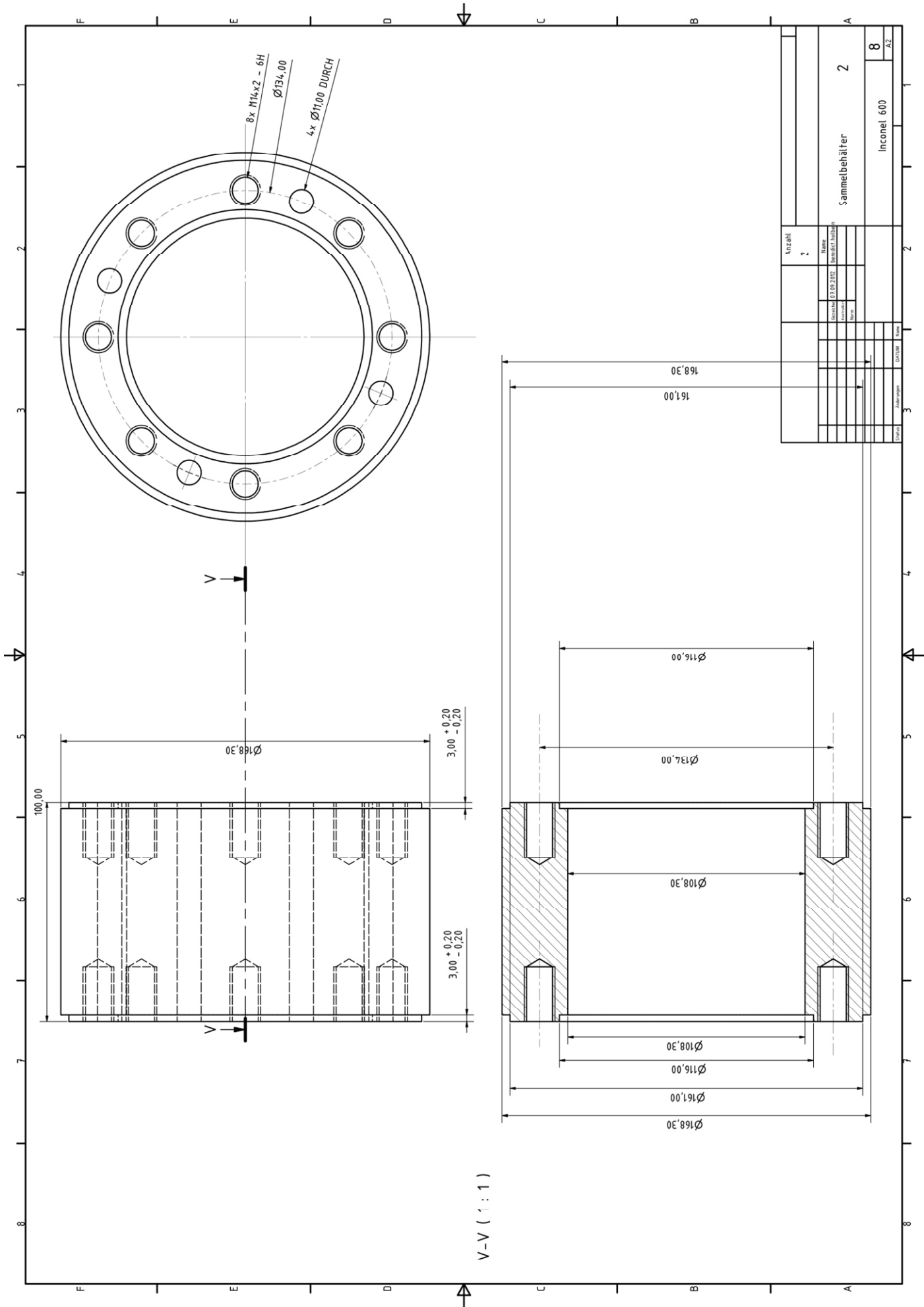
Name	NUM

Flansche_Bündel	6
Inventar-Nr.	6
	A3



Anzahl		10	
Name		oberer_Deckel_PKK	
Material		Inconel 600	
Gravur		7	
Datum		AZ	

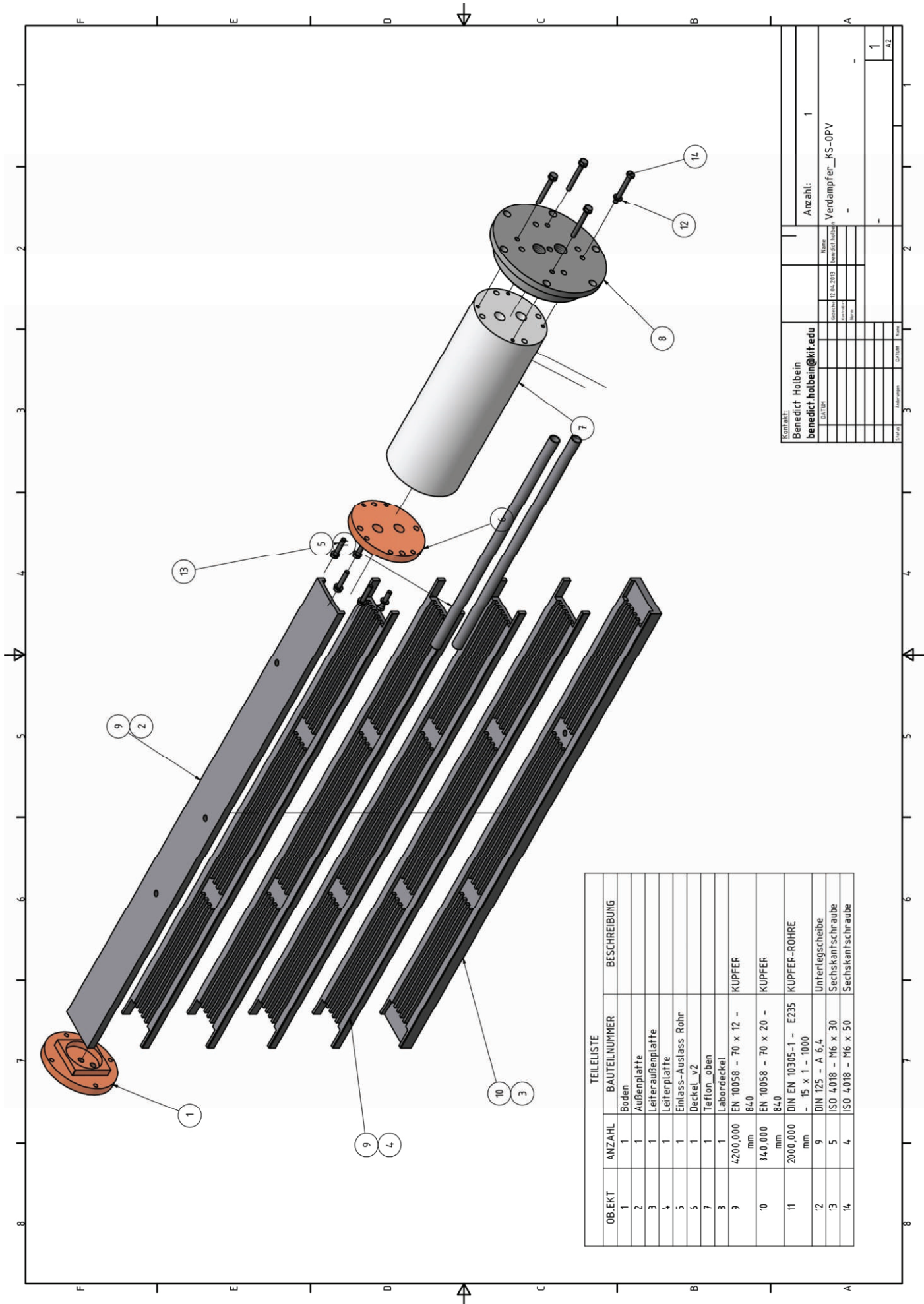




V-V (1 : 1)



Verdampfer



TEILELISTE

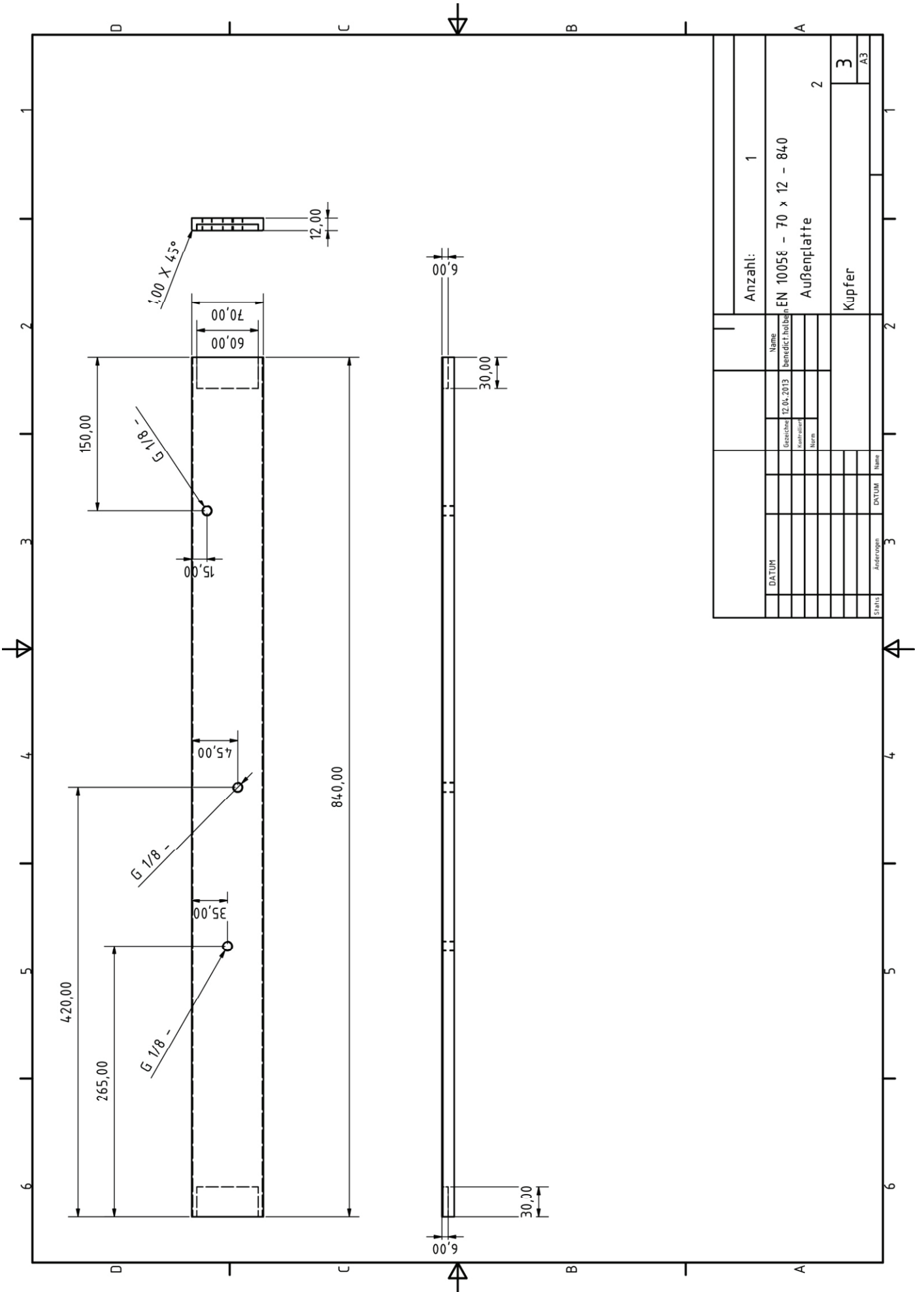
OBJEKT	ANZAHL	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG
1	1	Boden	
2	1	Außenplatte	
3	1	Leiterraußenplatte	
4	1	Leiterplatte	
5	1	Einlass-Auslass Rohr	
6	1	Deckel_v2	
7	1	Teflon_oben	
8	1	Labordeckel	
9	4200,000	EN 10058 - 70 x 12 -	KUPFER
	mm	84,0	
10	840,000	EN 10058 - 70 x 20 -	KUPFER
	mm	84,0	
11	2000,000	DIN EN 10305-1 - E235	KUPFER-ROHRE
	mm	- 15 x 1 - 1000	
12	9	DIN 125 - A 6,4	Unterlegscheibe
13	5	ISO 4018 - M6 x 30	Sechskantschraube
14	4	ISO 4018 - M6 x 50	Sechskantschraube

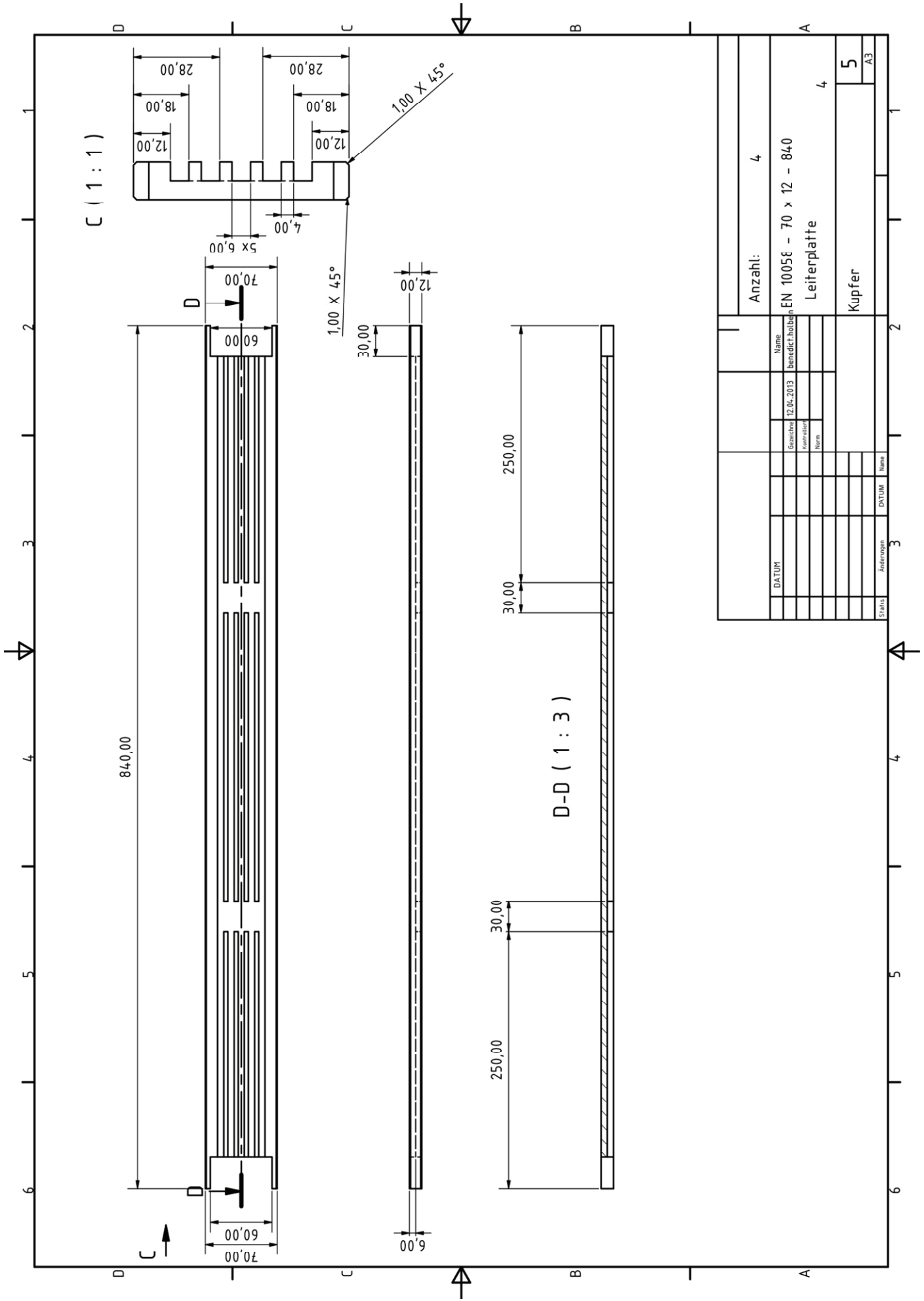
KONTAKT:
Benedict Holbein
benedict.holbein@lr.edu

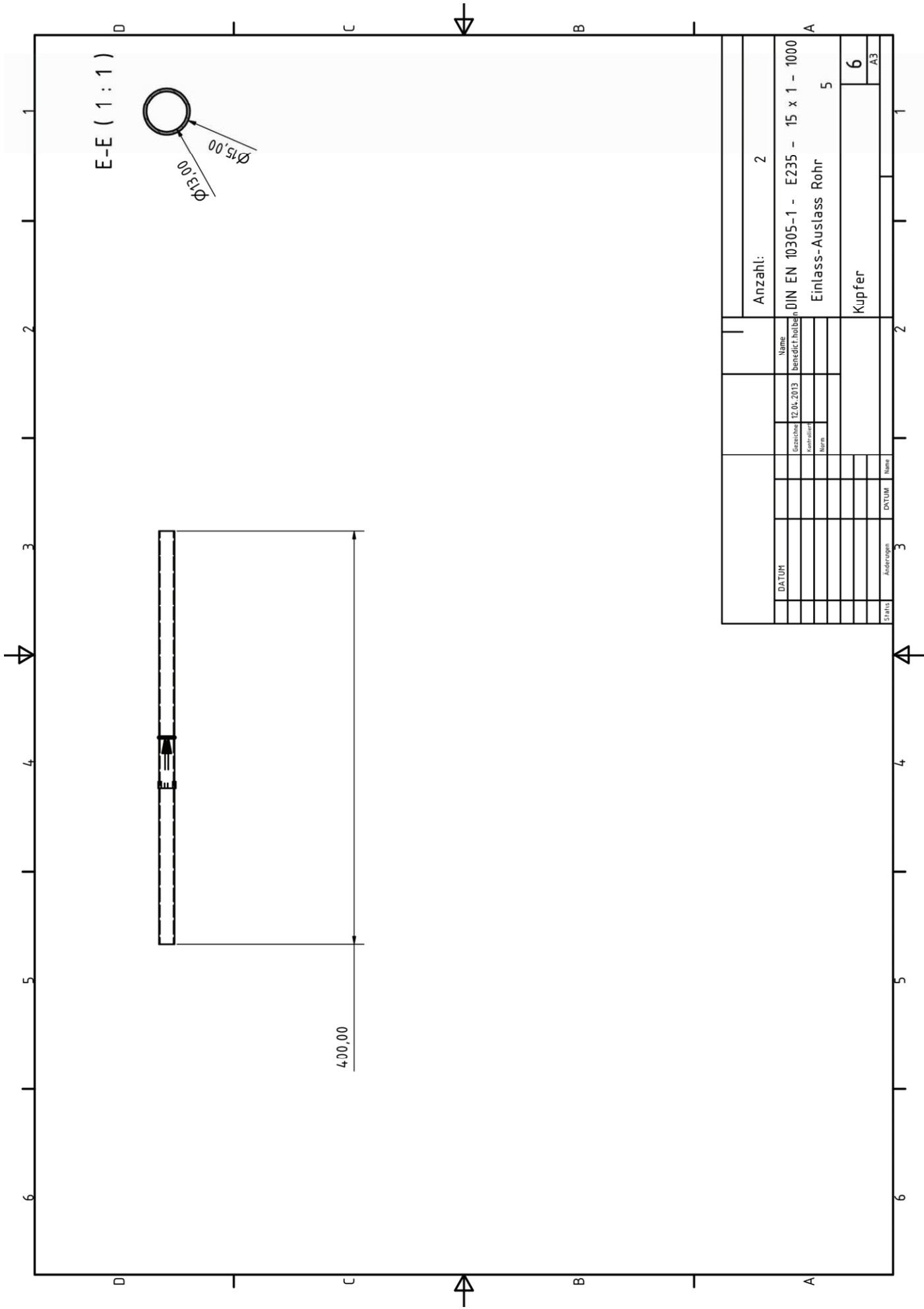
NAME	DATEI	STATUS	PROJEKT	NUMMER	ANZAHL	DATEI	STATUS	PROJEKT	NUMMER

Anzahl: 1
Verdampfer_KS-OPV

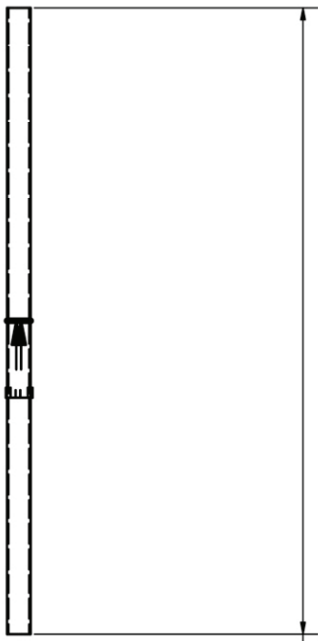
DATEI	STATUS	PROJEKT	NUMMER





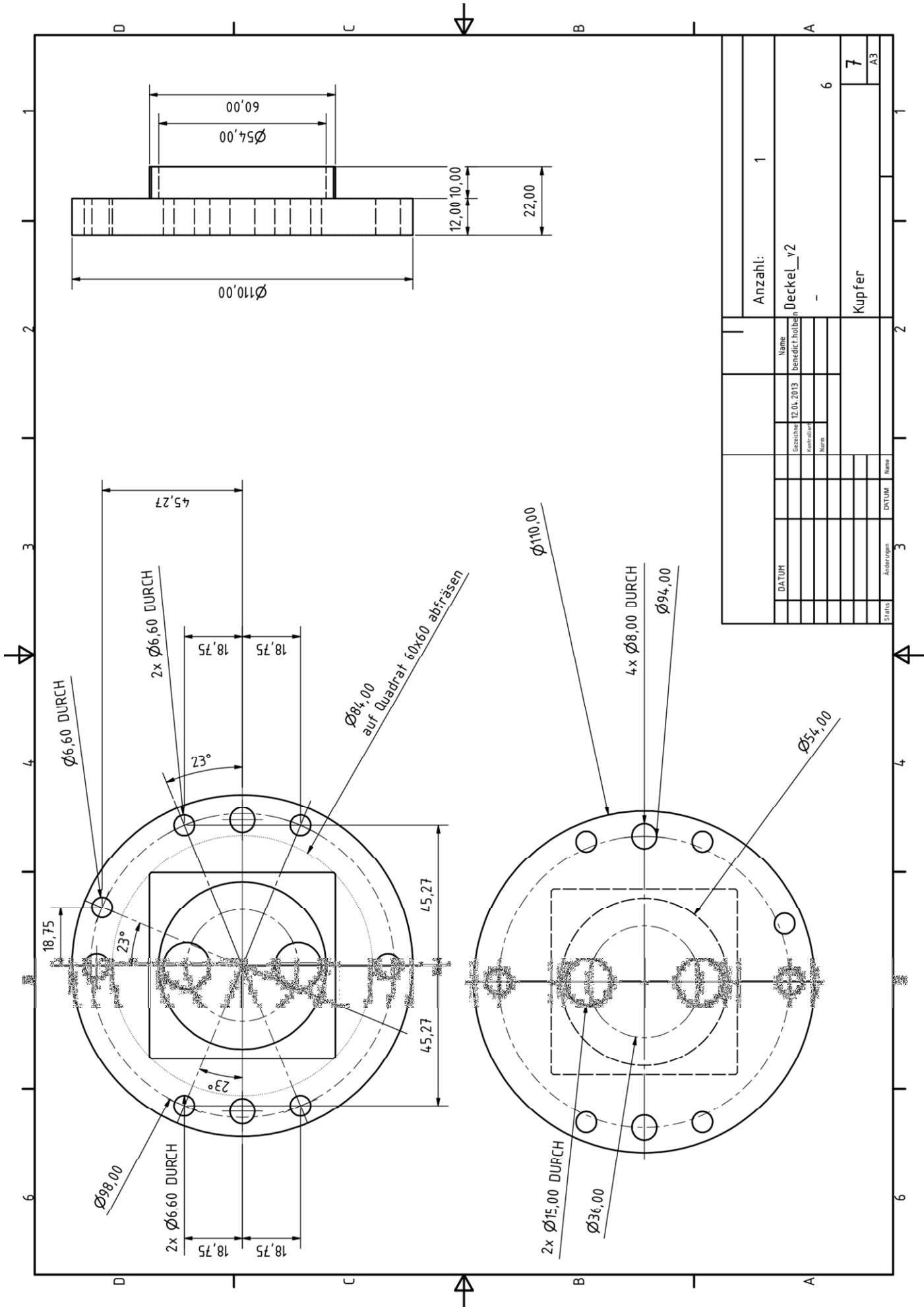


E-E (1 : 1)

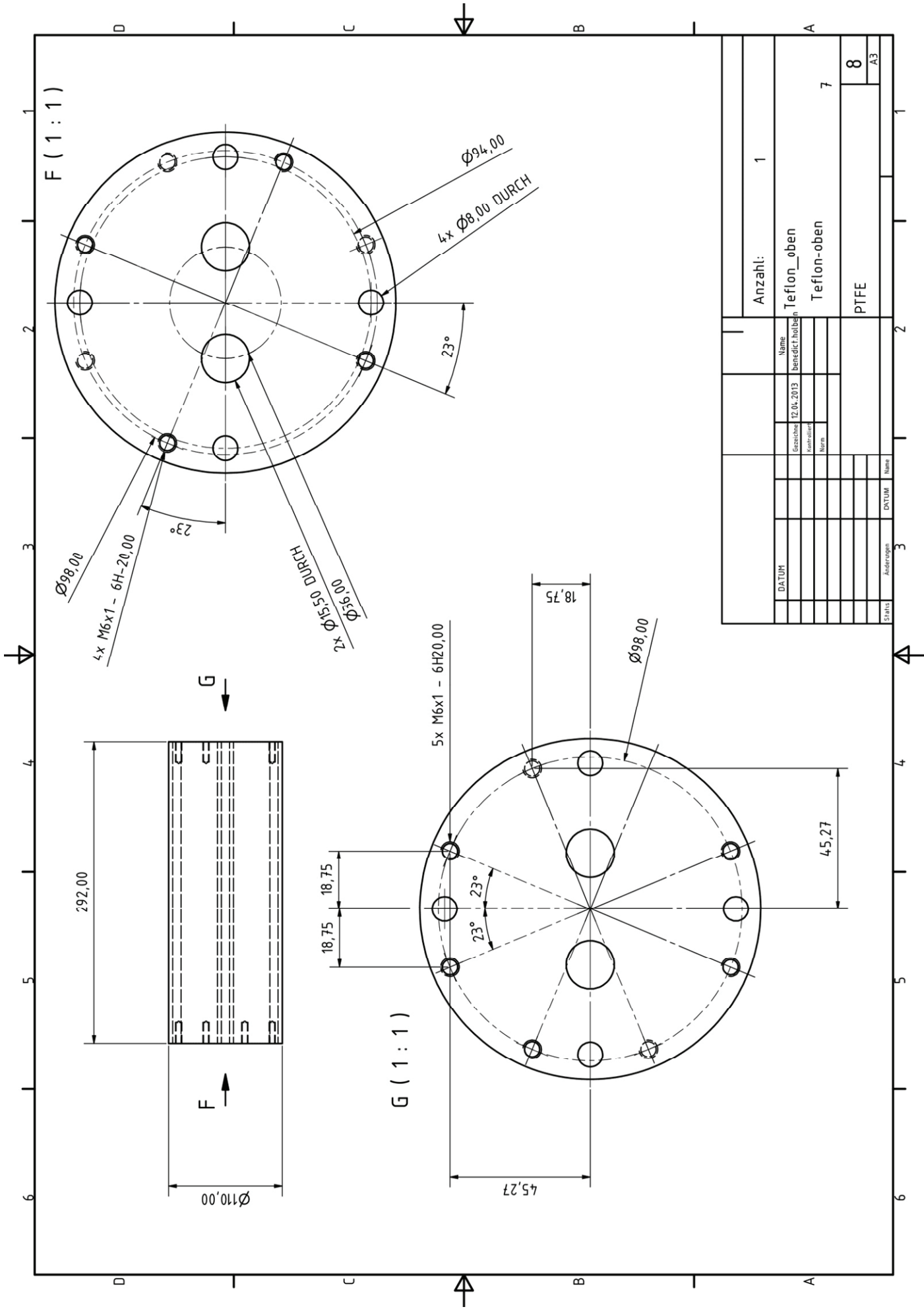


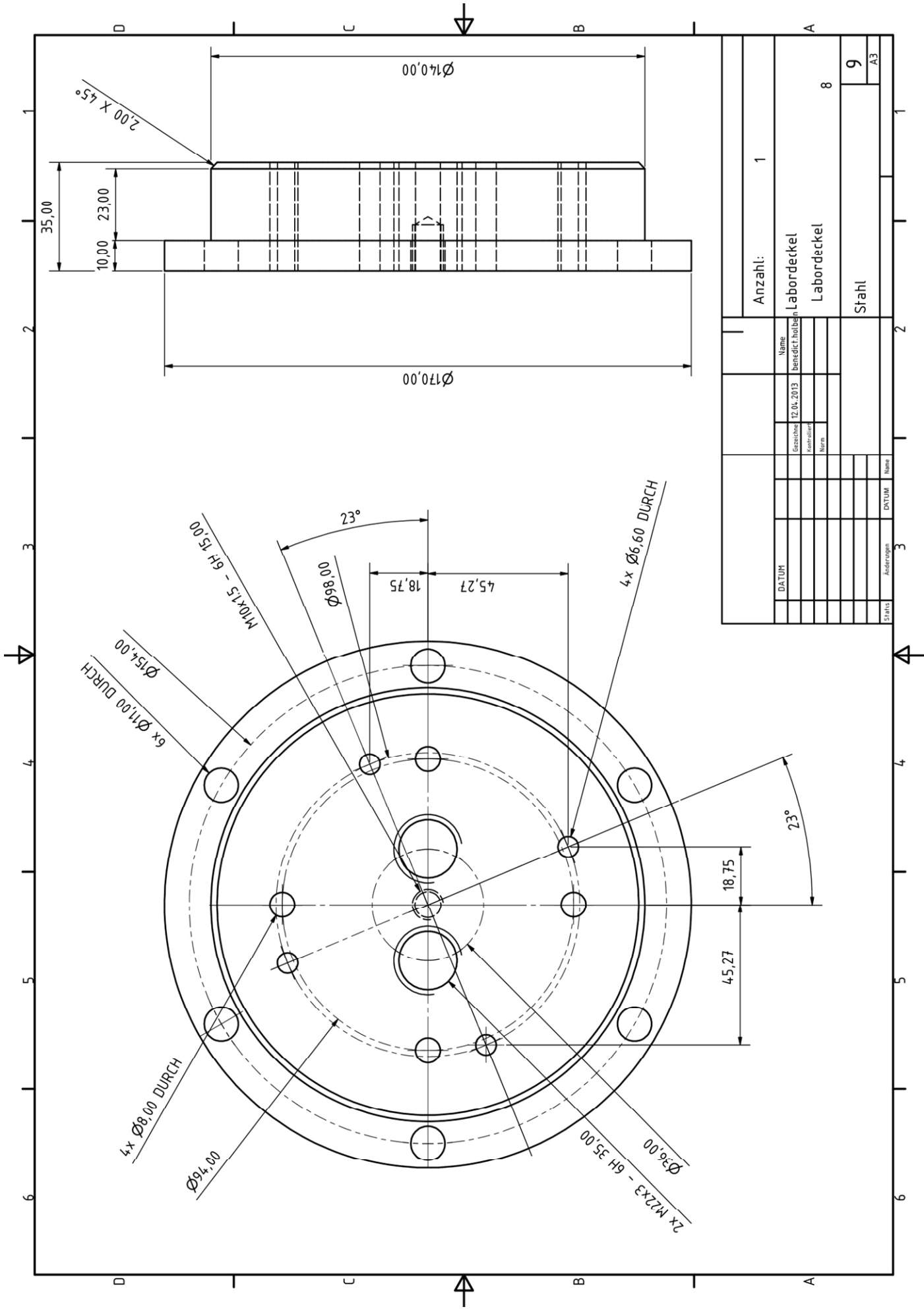
400,00

Anzahl: 2		DIN EN 10305-1 - E235 - 15 x 1 - 1000	
Einlass-Auslass Rohr		5	
Kupfer		6	
A3			
Name		benedit.holben	
Gezeichnet		12.04.2013	
Ausgezeichnet			
Name			
DATUM			
Status		Anderungen	
DVTUM		Name	
3			
2			
1			

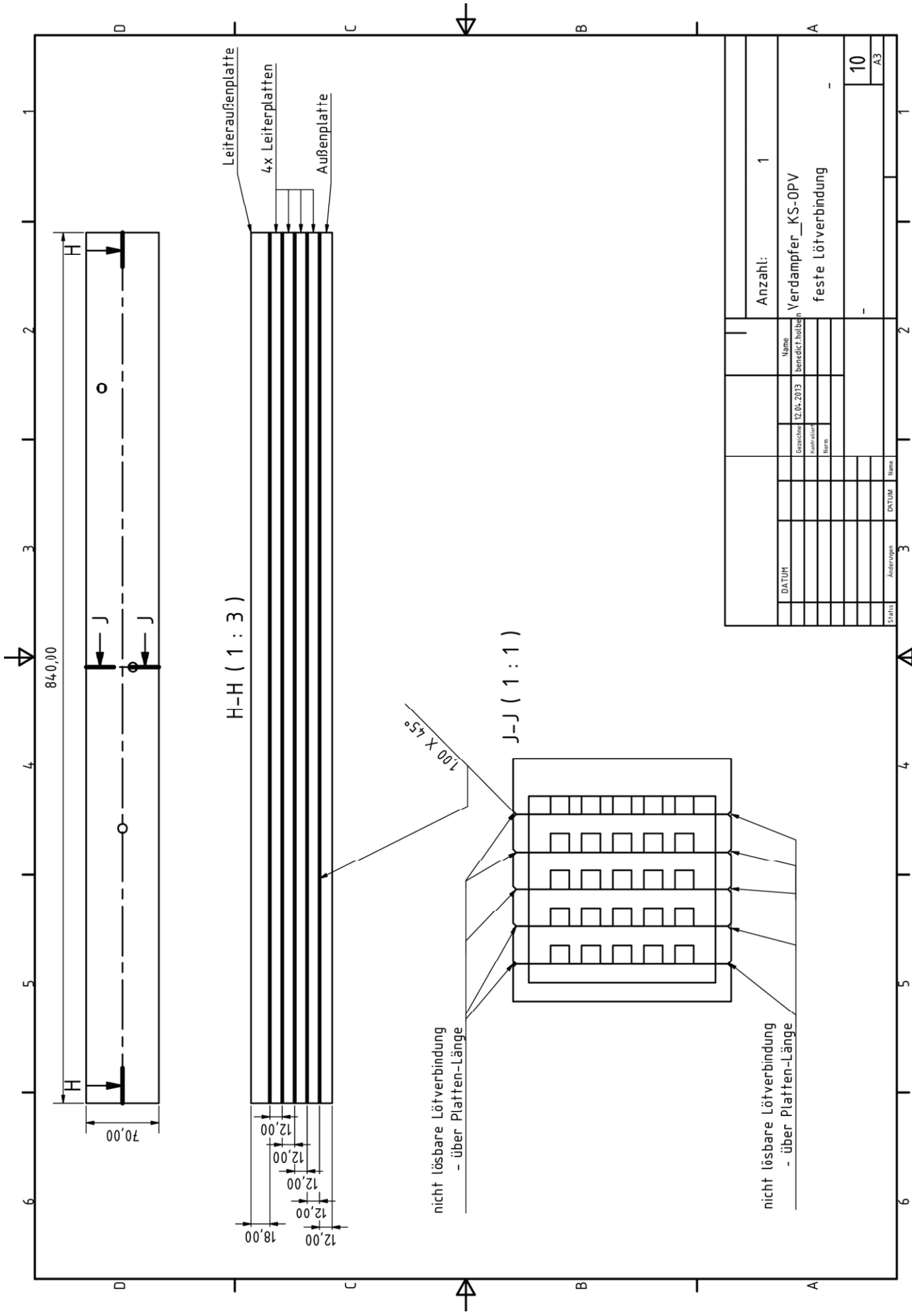


Anzahl: 1		Name	
Deckel_v2		benedit.holban	
-		Gezeichnet 12.04.2013	
Kupfer		Gezeichnet	
7		Name	
A3		Name	
6		Name	
1		Name	
2		Name	
3		Name	
4		Name	
5		Name	
6		Name	
7		Name	
8		Name	
9		Name	
10		Name	
11		Name	
12		Name	
13		Name	
14		Name	
15		Name	
16		Name	
17		Name	
18		Name	
19		Name	
20		Name	
21		Name	
22		Name	
23		Name	
24		Name	
25		Name	
26		Name	
27		Name	
28		Name	
29		Name	
30		Name	
31		Name	
32		Name	
33		Name	
34		Name	
35		Name	
36		Name	
37		Name	
38		Name	
39		Name	
40		Name	
41		Name	
42		Name	
43		Name	
44		Name	
45		Name	
46		Name	
47		Name	
48		Name	
49		Name	
50		Name	
51		Name	
52		Name	
53		Name	
54		Name	
55		Name	
56		Name	
57		Name	
58		Name	
59		Name	
60		Name	
61		Name	
62		Name	
63		Name	
64		Name	
65		Name	
66		Name	
67		Name	
68		Name	
69		Name	
70		Name	
71		Name	
72		Name	
73		Name	
74		Name	
75		Name	
76		Name	
77		Name	
78		Name	
79		Name	
80		Name	
81		Name	
82		Name	
83		Name	
84		Name	
85		Name	
86		Name	
87		Name	
88		Name	
89		Name	
90		Name	
91		Name	
92		Name	
93		Name	
94		Name	
95		Name	
96		Name	
97		Name	
98		Name	
99		Name	
100		Name	

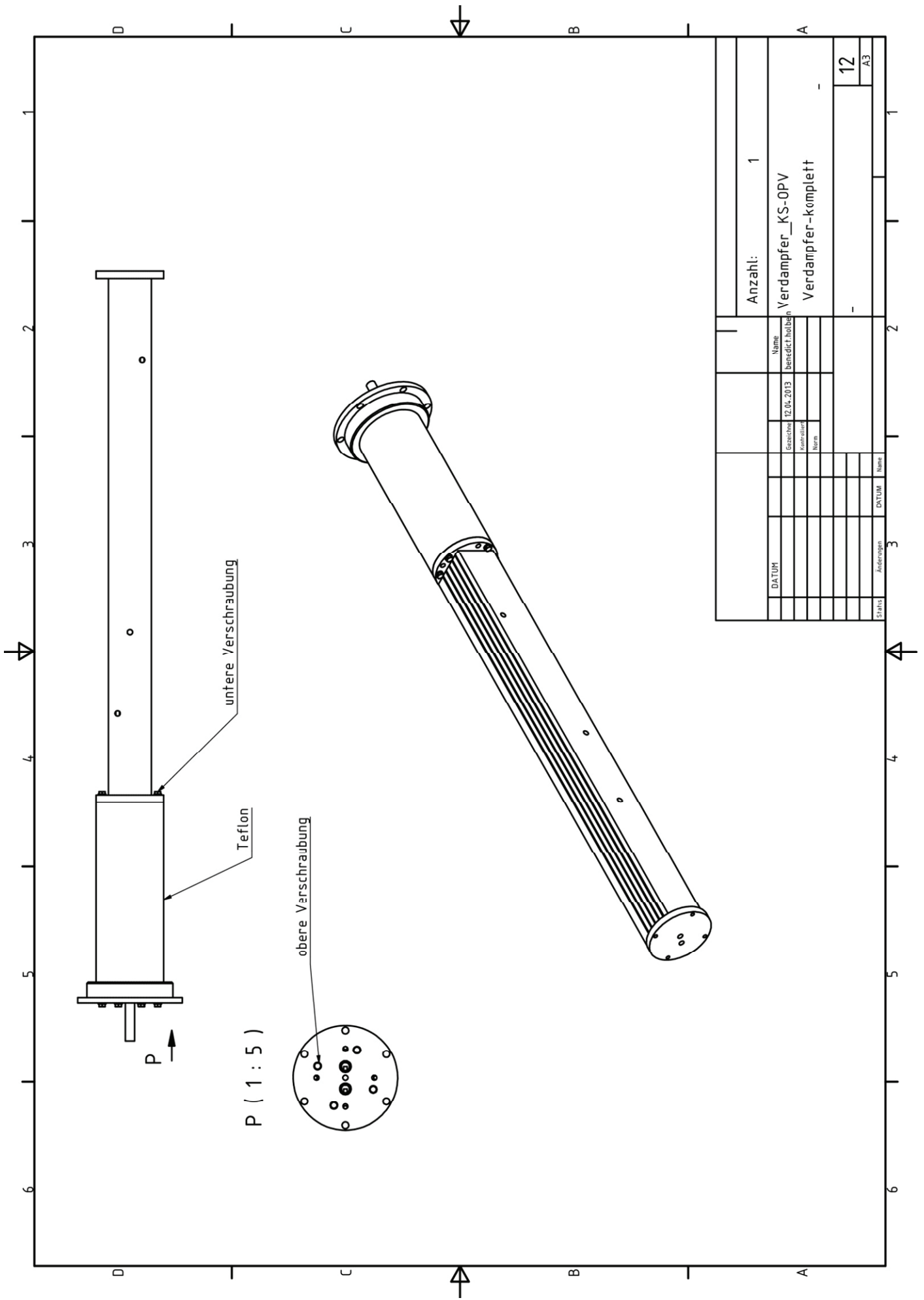




Anzahl: 1		Name		benedit.holben	
Labordeckel		Gezeichnet		12.04.2013	
Labordeckel		Gezeichnet		Name	
8		Status		A3	
Stahl		DVTUM		Name	
9		Änderungen		Name	
A3		Datum		Name	



Anzahl:		1	
Name		Verdampfer_KS-OPV	
Gezeichnet		12.04.2013	
Zeichner		benedict.holben	
Name			
Datum			
Status		-	
Änderungen		10	
Name		A3	



Anzahl:		1	
Name		Verdampfer_KS-OPV	
Gezeichnet		benedit.holben	
Ausführer			
Name			
-		-	
12			
A3			

STATUS	Änderungen	DATUM	Name

10.7 TÜV-Prüfbericht für Kondensator

Karlsruher Institut für
Technologie (KIT)
04.04.14 | 8-9 Uhr
Campus Nord
Eingang Poststelle



Industrie Service

**Mehr Sicherheit.
Mehr Wert.**

TÜV SÜD Industrie Service GmbH • Dudenstraße 28 • 68167 Mannheim • Deutschland

Forschungszentrum Karlsruhe GmbH
z.Hd. Herrn Holbein
Herm.-v.-Helmholtz-Platz 1
76344 Eggenstein-Leopoldshafen



Ihre Zeichen/Nachricht vom	Unsere Zeichen/Name IS-DD1-MAN/al Andreas Lauf	Teil-Durchwahl/E-Mail 0621 395-259 andreas.lauf@tuev-sued.de	Fax-Durchwahl 0621 395-594	Datum 01.04.2014	Seite 1 von 1
----------------------------	--	--	-------------------------------	---------------------	------------------

Begleitschreiben für Entwurfsprüfunterlagen

Prüfobjekt: Rohrbündelkondensator
Auftragsnummer: Geothermie-Wärmetauscher
Zeichnungsnummer(n): siehe Prüfbericht
Prüfberichtsnummer(n): E-IS-DDB-MAN-14-04-17360916-001
Art der Prüfung: Prüfung der Zeichnungen gem. Prüfbericht

Sehr geehrter Herr Holbein,

als Anlage erhalten Sie die geprüften Zeichnungen 1-fach mit Prüfvermerk und den zugehörigen Prüfbericht.

Mit freundlichen Grüßen

Abteilung Druckbehälteranlagen


i.A. Andreas Lauf

Sitz: München
Amtsgericht München HRB 96 869
USt-IdNr. DE129484218
Informationen gemäß § 2 Abs. 1 DL-InfoV
unter www.tuev-sued.de/impressum

Aufsichtsrat:
Karsten Xander (Vorsitzender)
Geschäftsführer:
Ferdinand Neuwieser (Sprecher),
Dr. Ulrich Klotz, Thomas Kainz

Telefon: +49 621 395-259
Telefax: +49 621 395-594
www.tuev-sued.de/ifs
TÜV®

TÜV SÜD Industrie Service GmbH
Region Baden-Württemberg
Abteilung Dampf- und Drucktechnik
Dudenstraße 28
68167 Mannheim
Deutschland



Industrie Service

**Mehr Sicherheit.
Mehr Wert.**

Prüfbericht E-IS-DDB-MAN-14-04-17360916-001

Entwurfsprüfung nach Druckgeräte-Richtlinie 97/23/EG Design examination according to pressure equipment directive 97/23/EC

Auftraggeber: Forschungszentrum Karlsruhe GmbH
Commissioned by: Herm.-v.-Helmholtz-Platz 1
76344 Eggenstein-Leopoldshafen

01.04.2014
Seite 1 von 2

Forschungszentrum Karlsruhe
GmbH-14-04-001-EPB.doc

Hersteller: Forschungszentrum Karlsruhe GmbH
Manufacturer: Herm.-v.-Helmholtz-Platz 1
76344 Eggenstein-Leopoldshafen

Die auszugsweise Wiedergabe
des Dokumentes und die
Verwendung zu Werbezwecken
bedürfen der schriftlichen
Genehmigung der
TÜV SÜD Industrie Service
GmbH.

Prüfobjekt: Rohrbündelkondensator
Test item:

Prüfgrundlage: Druckgeräterichtlinie 97/23/EG
Basis of examination:

Die Prüfergebnisse beziehen
sich ausschließlich auf die
untersuchten Prüfgegenstände

Zeichnungs.-Nr.(n): Blatt 1
Drawing no.: Blatt 6,7,9,10,11,
Kondensator V.M14 Blatt 1-2
Geothermie-Wärmetauscher

Auftrags-Nr.:
Commission no.:



Auslegungsdaten:
Design data:

	Innenraum inner vessel
max. zul. Druck (PS) bar max. allowable pressure	-600/40
max. zul. Temp (TS) °C max. allowable temperature	230
Inhalt Liter capacity	ca. 1
Prüfdruck (PT) bar test pressure	60

**Konformitäts-
bewertungsverfahren:** Artikel 3, Abs. 3
Category; Fluidgruppe 1
**Conformity assessment
procedure:** Category; Fluidgroup 1

Sitz: München
Amtsgericht München HRB 96 869
USt-IdNr. DE129484218
Informationen gemäß § 2 Abs. 1 DL-InfoV
unter www.tuev-sued.de/impressum

Aufsichtsrat:
Karsten Xander (Vorsitzender)
Geschäftsführer:
Ferdinand Neuwieser (Sprecher),
Dr. Ulrich Klotz, Thomas Käinz

Telefon: 0621 395-259
Telefax: 0621 395-594
www.tuev-sued.de/ie
E-Mail: andreas.lauf@tuev-sued.de
TÜV®

TÜV SÜD Industrie Service GmbH
Region Baden-Württemberg
Abteilung Dampf- und Drucktechnik
Dudenstraße 28
68167 Mannheim
Deutschland



Prüfung nach Druckgeräte-Richtlinie 97/23/EG Examination according to pressure equipment directive 97/23/EC

Vorgelegte Unterlagen

- Statische Festigkeitsberechnungen nach AD 2000-Regelwerk
- Lastwechselberechnungen
- Mediumangaben
- Schweißanweisung (WPS)
- Schweißerliste
- Geltungsdauer der Arbeitsprüfungen
- Funktionsbeschreibung
- Gefahrenanalyse
- Betriebsanleitung

Die markierten Unterlagen lagen zum Zeitpunkt der Entwurfsprüfung vor. Unterlagen zur Herstellung und zum Betrieb des Druckgerätes müssen, soweit erforderlich, spätestens bei der Schlussprüfung vorgelegt werden.

Dimensionierung

Die Nachrechnung der Bauteile erfolgte auf Basis des AD-2000-Regelwerkes der Reihe B. Es wurde kein Lastwechsellnachweis durchgeführt. Die drucktragenden Komponenten sind ausreichend bemessen.

Werkstoffe

Die mechanischen Eigenschaften des eingesetzten Werkstoffes 2.4668 gem. DIN 17750 sind durch den Hersteller zu bestätigen.

Kennzeichnung

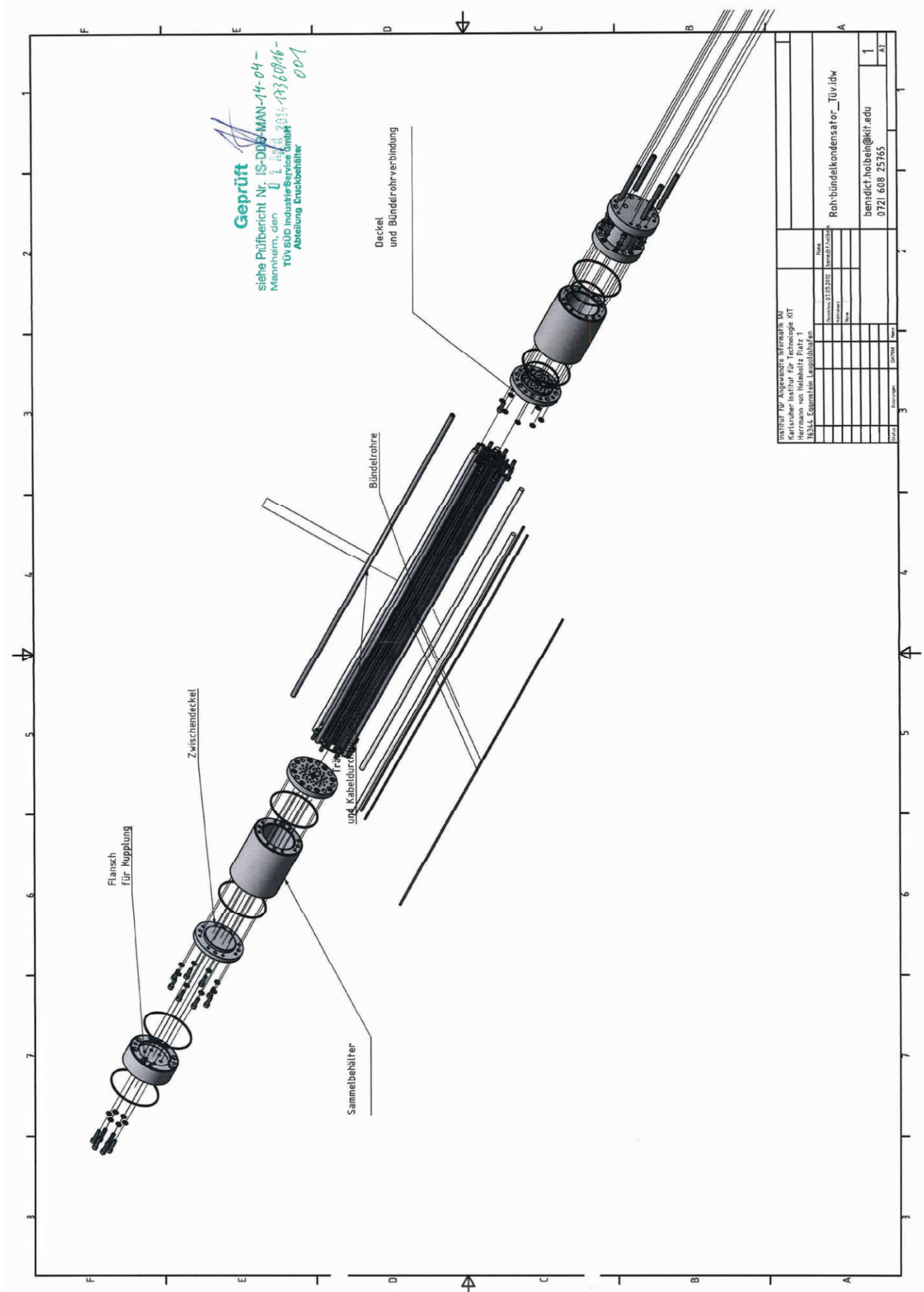
Das Druckgerät darf gem. DGRL, Art.3, Abs. 3 kein CE-Kennzeichen erhalten.

Druckprüfung

Der Innenraum ist mit dem 1,5-fachen des max. zulässigen Druckes zu prüfen.

TÜV SÜD Industrie Service GmbH
Benannte Stelle 0036 nach Druckgeräte-Richtlinie 97/23/EG
Für das Prüflabor


Dipl.-Ing. Andreas Lauf



Geprüft
 siehe Prüfbericht Nr. IS-DB-MAN-14-04 -
 Mannheim, den 01.12.2014
 TÜV SÜD Industrie-Service GmbH
 Abteilung Trachbehalter
 001

INSTITUT FÜR ANGEWANDTE INFORMATIK (AI) Karlsruher Institut für Technologie (KIT) Hermann von Helmholtz Platz 1 76344 Eggenstein-Leopoldsdorfen		Name Nachname Vorname	Matrikelnummer Geburtsdatum Geburtsort	Blatt von
Roh-bündelkondensator_üv.dw		benadict.hoibeln@kit.edu 0721 608 25765		1 AT

Bündelrohr-Kondensator aus INCONEL 718



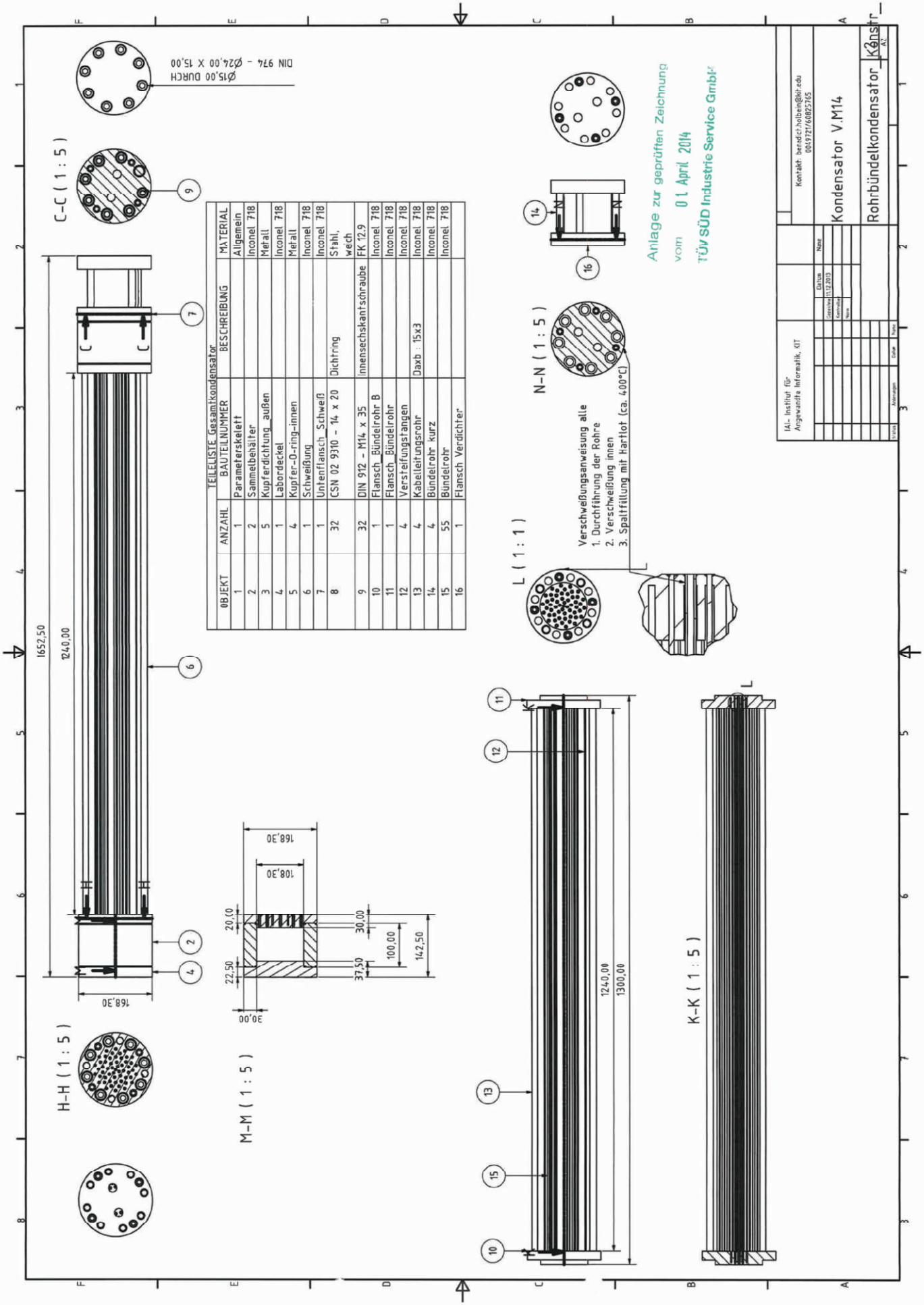
OBJEKT	ANZAHL	TEILLISTE_Gesamtkondensator	BESCHREIBUNG	MATERIAL
1	1	Parameterkett		Allgemein
2	2	Sammelbehälter		Inconel 718
3	5	Kupferdichtung außen		Metall
4	1	Labordeckel		Inconel 718
5	4	Kupfer-O-ring-innen		Metall
6	1	Schweißung		Inconel 718
7	1	Uhrtenflansch_Schweiß		Inconel 718
8	55	Bündelrohr		Inconel 718
9	4	Bündelrohr kurz		Inconel 718
10	4	Kabelleitungsrohr	Daxb : 15x3	Inconel 718
11	4	Versteifungsstangen		Inconel 718
12	1	Flansch_Bündelrohr		Inconel 718
13	1	Flansch_Bündelrohr B		Inconel 718
14	1	Flansch_Verdichter		Inconel 718
15	32	CSN 02 9310 - 14 x 20	Dichtring	Stahl, weich
16	32	DIN 912 - M14 x 35	Innensechskantschraube	FK 12.9

Betriebsbedingungen		Labor	
Bedingung	Angabe	Info	
Innen-Temperatur	bis 230°C	Medium innen:	Acetongas
Umgebungs-temperatur	200°C	Medium außen:	Thermodöl
Innen-Druck	40 bar		
Außen-Druck	1 bar		

Betriebsbedingungen		Bohrloch	
Bedingung	Angabe	Einheit	
Innen-Temperatur	bis 230°C	Medium	Acetongas
Umgebungs-temperatur	bis 200°C	Thermal-G	evässer
Innen-Druck	40 bar		
Außen-Druck	600 bar		

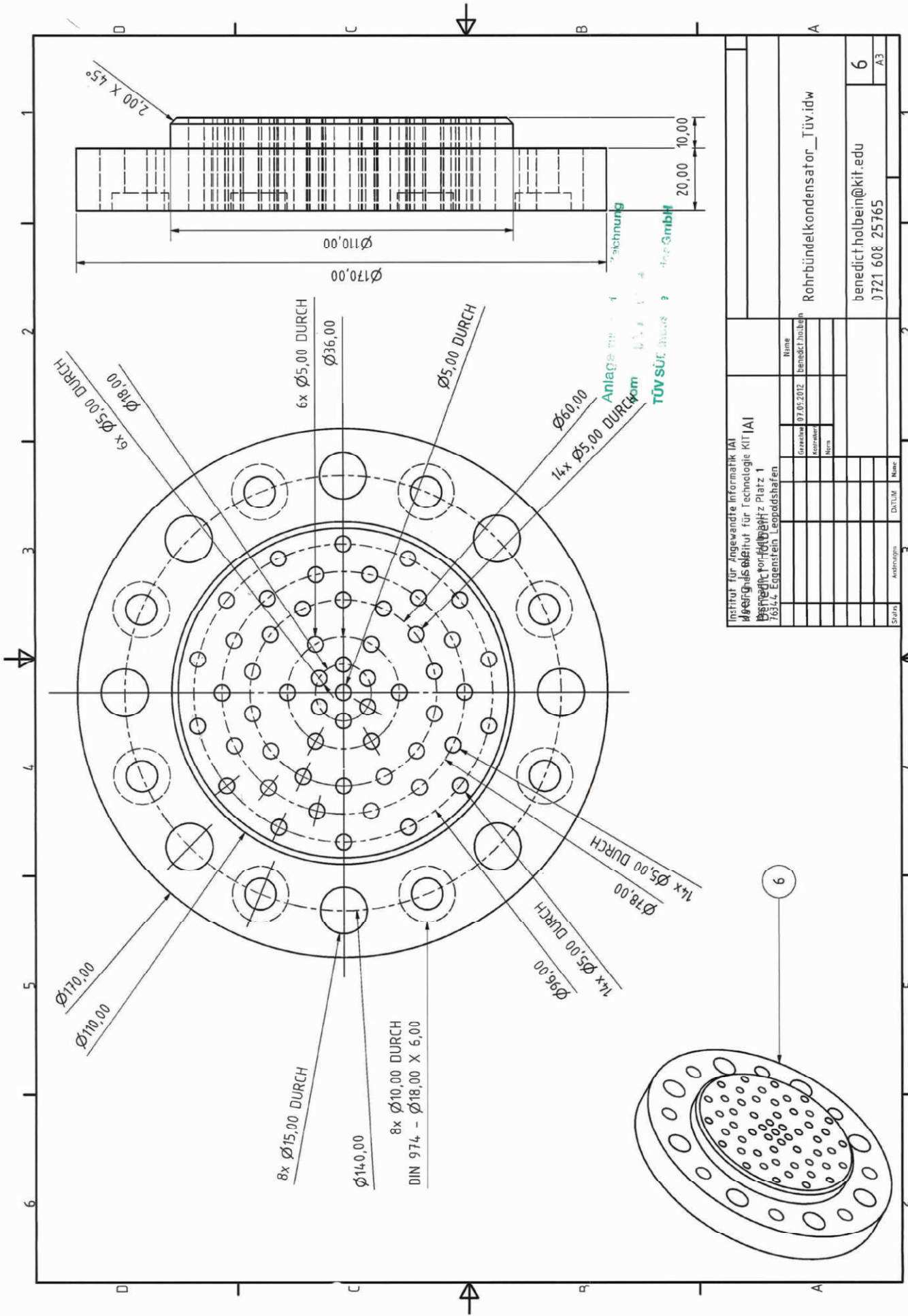
Anlage zur geprüften Zeichnung
vom 01. April 2014
TÜV SÜD Industrie Service GmbH

IAI - Institut für Angewandte Informatik, IT		Kontakt: benedit.haebelin@it.edu 061972160825765	
Datum	17.03.11	Blatt	2
Gezeichnet		Geprüft	
Gezeichnet		Geprüft	
Kondensator M14		Kondensator M14	
Rohrbündelkondensator		Rohrbündelkondensator	

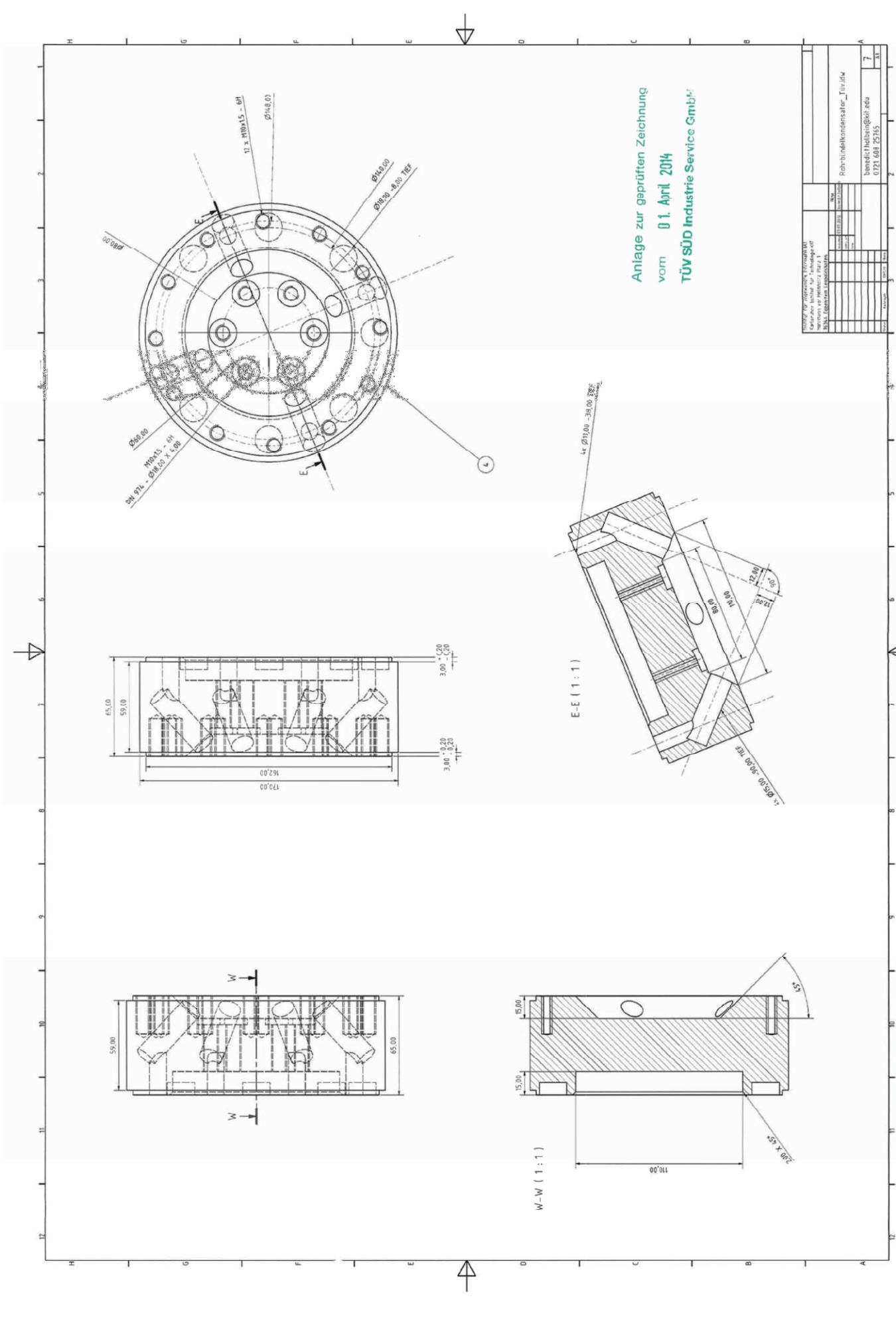


OBJEKT	ANZAHL	TEILELISTE Gesamt-Kondensator	BAUTEILNUMMER	BESCHREIBUNG	MATERIAL
1	1	Parameterskelett			Allgemein
2	2	Sammelbehälter			Inconel 718
3	5	Kupferdichtung außen			Metall
4	1	Labordeckel			Inconel 718
5	4	Kupfer-O-ring-innen			Metall
6	1	Schweißung			Inconel 718
7	1	Untenflansch_Schweiß			Inconel 718
8	32	CSN 02 9310 - 14 x 20		Dichtring	Stahl, wech.
9	32	DIN 912 - M14 x 35		innensechskantschraube	FK 12.9
10	1	Flansch_Bündelrohr B			Inconel 718
11	1	Flansch_Bündelrohr			Inconel 718
12	4	Versteifungsstangen			Inconel 718
13	4	Kabelleitungsrohr		Daxb : 15x3	Inconel 718
14	4	Bündelrohr_kurz			Inconel 718
15	55	Bündelrohr			Inconel 718
16	1	Flansch_Verdichter			Inconel 718

IAL - Institut für Angewandte Informatik, IT		Name	
Ordnung	Druck	Gezeichnet	Geprüft
Kontakt: berndt.hoben@iail.edu 00497276885765		Kondensator V.M14	
Rohrbündelkondensator_K		Kens	

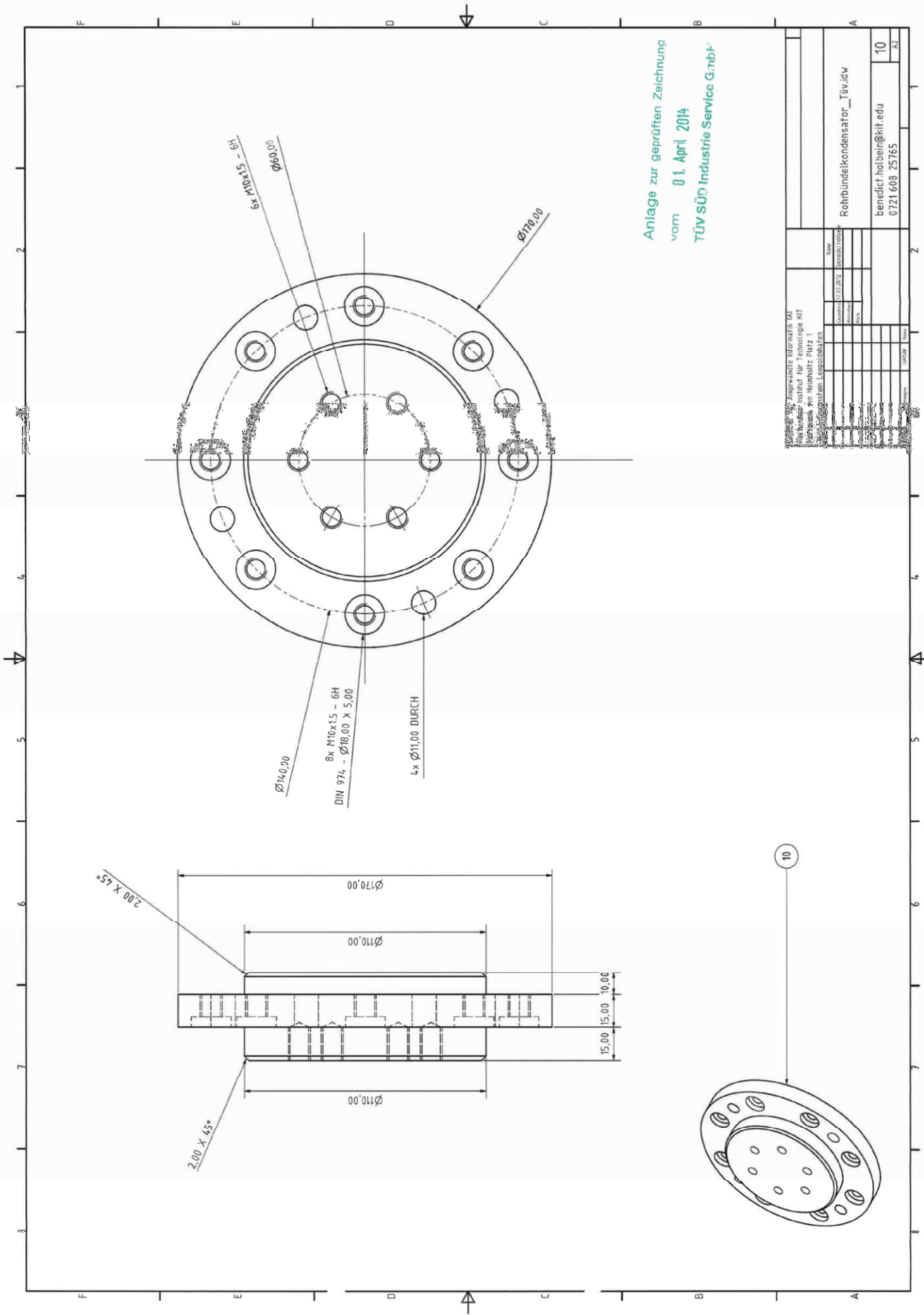


Institut für Angewandte Informatik IAI Benedikt-Holwein-Institut für Technologie KIT/IAI Benedikt-Holwein-Platz 1 76344, Eggenstein-Leopoldsdorfen		Name: Benedikt Holwein Geburtsdatum: 07.07.2012 Matrikelnummer: Norm:	Rohr Bündelkondensator_Tüv.idw benedict.holwein@kit.edu 0721 608 25765
Status: Ausgegeben	Datum:	Name:	Blatt: 6 Gesamt: A3



Anlage zur geprüften Zeichnung
vom 01. April 2014
TÜV SÜD Industrie Service GmbH

Institut für Industrie-Überwachung für die Prüfung von Anlagen und Bauteilen nach Europäischen Richtlinien		Rohr-Industrie-Kondensator_T1414	
Name Nachname Vorname	Matrikel-Nr. Geburtsdatum Geburtsort	Unterschrift Datum	Unterschrift Datum
bearbeitet von gezeichnet von geprüft von freigegeben von		bearbeitet von gezeichnet von geprüft von freigegeben von	
benannt nach 0121 001 25145		benannt nach 0121 001 25145	
Blatt 7		Blatt 7	
Blatt 31		Blatt 31	



6x M10x15 - 6H
 $\phi 60,00$

$\phi 170,00$

$\phi 140,00$

8x M10x15 - 6H
 DIN 974 - $\phi 18,00 \times 5,00$

4x $\phi 11,00$ DURCH

2,00 x 45°

$\phi 170,00$

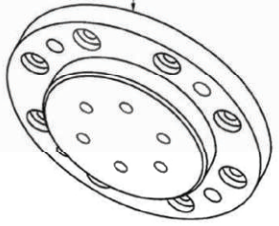
$\phi 110,00$

15,00 15,00 10,00

2,00 x 45°

$\phi 110,00$

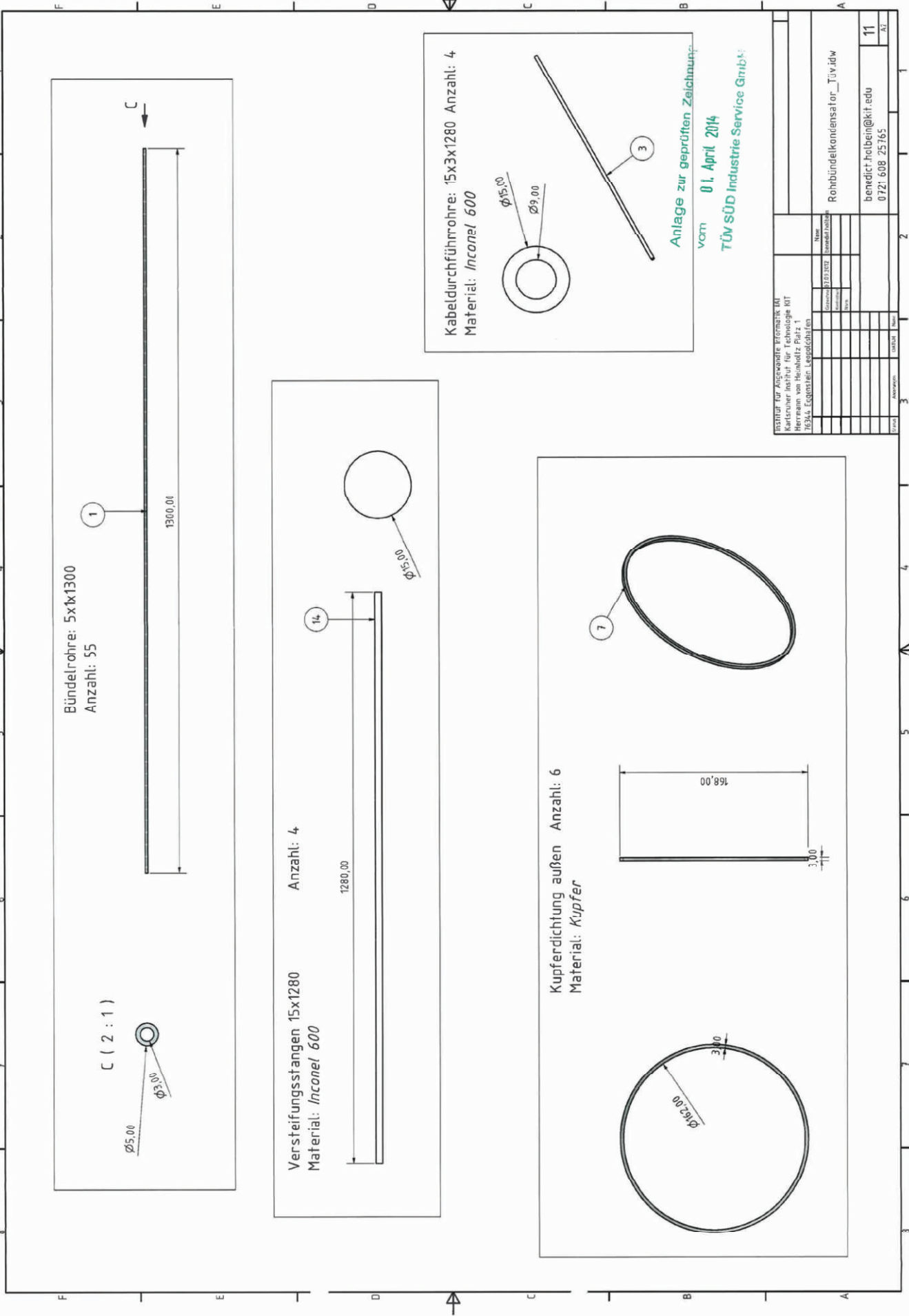
10



Anlage zur geprüften Zeichnung
 vom 01. April 2014
 TÜV SÜD Industrie Service GmbH

Name: Rohrbündelkondensator_Tüv.icw E-Mail: benedict.holwein@tit.edu Telefon: 0721 608 25765	
Projekt: Auftrag: Zeichnung: Blatt: 10	Datum: Version: Status: Bearbeiter: Geprüft: Freigegeben:

1 2 3 4 5 6 7 8



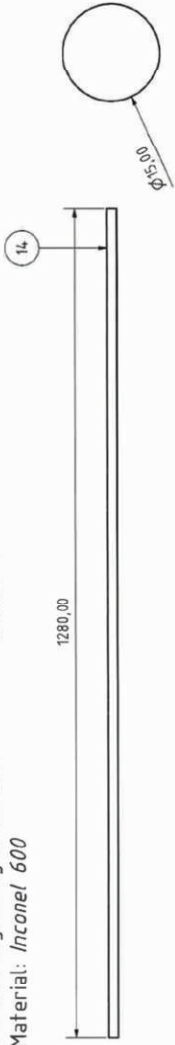
Bündelrohre: 5x1x1300
Anzahl: 55

C (2 : 1)

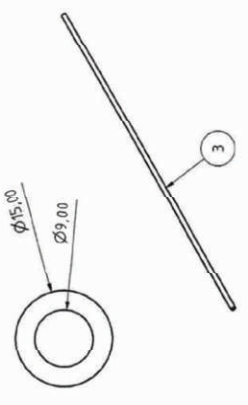


Anzahl: 4

Versteifungsstangen 15x1280
Material: Inconel 600

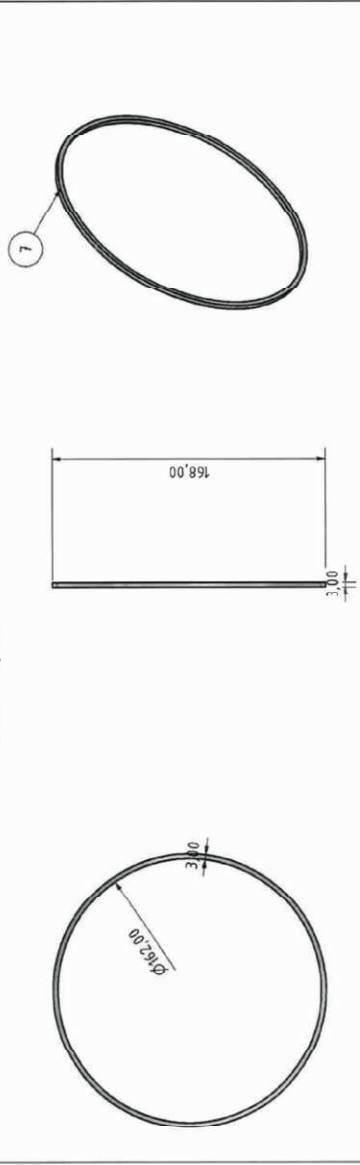


Kabeldurchführohre: 15x3x1280 Anzahl: 4
Material: Inconel 600



Anlage zur geprüften Zeichnung:
vom 01. April 2014
TÜV SÜD Industrie Service GmbH

Kupferdichtung außen Anzahl: 6
Material: Kupfer



STEFFEN DER KESSELSTEINERLEGENSTEINER UH
Kontrollingenieur für Technologie RT
Herrmann von Heunholtz Platz 1
76344 Eggelsheim-Legelsdörfchen

Gründe	Von	Name	Abw.	Anmerkungen
<input type="checkbox"/>	15.11.2013	Benedict Holbein		
<input type="checkbox"/>		Neu		
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				
<input type="checkbox"/>				

Robbündelkondensator_TUV.i2w

benedict.holbein@ktf.edu
0721 608 25765

11 A7