

Optimierung eines Pulsröhrenkühler-Systems für die Sensorkühlung bei 80 K

Inaugural-Dissertation
zur Erlangung des Doktorgrades
der Naturwissenschaften
der Justus-Liebig-Universität Gießen
Fachbereich Mathematik und Informatik, Physik, Geographie
Fachgebiet Physik

vorgelegt von
Kai Klundt
aus Nidda

Institut für Angewandte Physik
Justus-Liebig-Universität Gießen
23. März 2000

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	4
2.1	Miniatur-Pulsröhrenkühler	6
2.2	Stand der Technik	7
3	Kompressor	10
3.1	Theorie und Modell	13
3.1.1	Kraftvektoren	13
3.1.2	Resonanzmasse	15
3.1.3	Linearmotor und Spule	15
3.1.3.1	Induktivität und Widerstand einer kurzen Spule .	16
3.1.3.2	Bestimmung der Spulendimensionen	17
3.1.3.3	Modellierung	18
3.2	Kompressor mit bewegten Zylindern	19
3.2.1	Idee	20
3.2.2	Aufbau und Konstruktion	21
3.2.2.1	Gesamtaufbau	21
3.2.2.2	Kolben und Zylinder	22
3.2.2.3	Linearmotor	22
3.2.2.4	Federpakete	24

3.2.3	Meßergebnisse und Auswertung	24
3.3	Kompressor mit beweglichen Kolben	25
3.3.1	Idee	26
3.3.2	Aufbau und Konstruktion	26
3.3.2.1	Gesamtaufbau	26
3.3.2.2	Kolben und Zylinder	27
3.3.2.3	Linearmotor	27
3.3.2.4	Federpakete	30
3.3.2.5	Abschirmung des Magnetfelds für magnetisierbare Federn	31
3.3.2.6	Temperaturstabile Verklebung von Aluminium mit Teflon	34
3.3.2.7	Schwungmasse	34
3.3.2.8	Echtzeitpositionsbestimmung der Kolbenposition	35
3.3.2.9	Elektrische Anschlüsse	35
3.3.3	Meßergebnisse und Auswertung	36
4	Kaltkopf	40
4.1	Theorie	40
4.2	Modellierung des Pulsröhrenkühlers	45
4.2.1	Reale Druckwellen und ihre harmonische Näherung	46
4.2.2	Verbindungsleitung	49
4.2.3	Regenerator	51
4.2.4	Kalter Wärmetauscher	53
4.2.5	Pulsrohr	53
4.2.6	Warmer Wärmetauscher	54
4.2.7	Double-Inlet, Orifice und Ballastvolumen	54
4.2.7.1	Induktivität L	54

4.2.7.2	Volumenkapazität C	55
4.2.7.3	Flußwiderstand R	55
4.2.8	Gesamtmodell	56
4.2.9	Verluste	57
4.2.9.1	Wärmeleitung entlang der Rohre und durch die elektrischen Zuleitungen	57
4.2.9.2	Wärmeleitung durch die Regeneratormatrix	58
4.2.9.3	Wärmeübertrag des Restgases im Isoliervakuum	59
4.2.9.4	Wärmestrahlung	59
4.2.9.5	Gesamtverluste	60
4.2.9.6	Weitere Verlustquellen	60
4.3	Ohmsche Impedanz	64
4.3.1	Experimenteller Aufbau zu Impedanz-Bestimmung	65
4.3.2	C_v -Wert Ansatz	65
4.3.3	Ansatz für einen gemischt-laminar-turbulenten Flußwiderstand	68
4.3.3.1	Laminarer Anteil	70
4.3.3.2	Turbulenter Anteil	71
4.4	Meßaufbau des Kühlersystems	73
4.5	Regeneratormatrix	74
4.6	U-Rohrkühler mit Nadelventilen	75
4.6.1	Nadelventile	76
4.6.2	Meßergebnisse und Auswertung	77
4.7	U-Rohrkühler mit Kapillaren	79
4.7.1	Aufbau	79
4.7.2	Meßergebnisse und Auswertung	80
4.7.2.1	Einfluß der geometrischen Daten und der Stopfkraft auf die Regeneratormatrix	82

4.7.2.2	Einfluß von Wirbeln am kalten Wärmetauscher . . .	83
4.7.2.3	Einfluß eines kalten Wärmetauschers mit kleinem Totvolumen	85
4.7.2.4	Ersatz einer normalen Impedanzkapillare durch eine Inertance-Kapillare	85
4.7.2.5	Gleichstrom – DC-Massenfluß	86
4.7.2.6	Zusammenfassung der Meßergebnisse	92
4.7.2.7	Messungen mit größerer Kompressoreingangslei- stung	94
4.8	Vergleich des PRK mit einem Stirlingkühler	96
4.9	Vergleich von Modell und Experiment	97
4.9.1	Experimente im Orifice-Modus	97
4.9.1.1	Druckhübe	98
4.9.1.2	Kühlleistungen	99
4.9.2	Modellrechnungen	101
4.9.2.1	Effektive Porosität des Regenerators	103
4.9.2.2	Anpassung des Modell-Kolbenhubs an das Expe- riment	104
4.9.2.3	Variation der mittlere Regeneratortemperatur . .	105
4.9.2.4	Phasendifferenzen zwischen den Druckwellen . . .	106
4.9.2.5	Nettokühlleistungssteigerung	107
5	Zusammenfassung und Ausblick	109
6	Literaturverzeichnis	112
A	Technische Zeichnungen	117
A.1	Moving-Cylinder-Kompressor	117
A.2	Moving-Piston-Kompressor	127
B	Programm zum Kaltkopfmodell	136

Kapitel 1

Einleitung

Die schnelle Entwicklung kryogener Anwendungen wie z. B. supraleitende Bauteile und Infrarotsensoren hat die Nachfrage nach Kälte produzierenden Maschinen (Kryotechnik) in letzter Zeit stark vergrößert. Damit setzt in immer größerem Maße ein Wandel in der Kryotechnik ein. Die Großtechnik aus den Zeiten der Gasverflüssiger¹ ist für den breiten Einsatz aufgrund des immensen Aufwands nicht geeignet. Wenn möglich werden die Auffüllintervalle für kryogene Flüssigkeiten wie z. B. flüssigen Stickstoff (LN_2) bzw. flüssiges Helium (LHe) verlängert oder ganz ohne kryogene Flüssigkeiten direkt mit einer Kleinkältemaschine gearbeitet. Da für Sensoren und die Supraleiterelektronik nicht die früher benötigten Kälteleistungen gebraucht werden, können die Kühler immer kleiner werden, und die Transportabilität und damit der Einsatzbereich vergrößern sich.

Die Kühlprozesse von Kleinkühlern können Gasart unabhängig funktionieren oder Gas spezifisch sein. Gasart unabhängige Prozesse lassen sich mit Hilfe des Verhaltens eines idealen Gases erklären und sollten mit allen Gasen realisierbar sein, solange diese sich näherungsweise ideal verhalten, d. h. nicht kondensieren, verfestigen oder chemisch reagieren. Z. B. nutzen Stirling-, Gifford-McMahon- und Pulsröhrenkühler solche Verfahren. Bei Gasart spezifischen Prozessen werden nicht-ideale Eigenschaften genutzt, wie z. B. atomare oder molekulare Anziehungskräfte. Diese Eigenschaften sind im allgemeinen temperatur- und druckabhängig (Siedepunkte u. ä.). Nach diesen Prinzipien funktionieren z. B. Joule-Thompson- oder auch Adsorptionskühler.

Da Kühler, die mit idealen Gasprozessen arbeiten, im allgemeinen einen höheren Wirkungsgrad besitzen, mit verschiedenen Gasarten und innerhalb großer Temperaturintervalle funktionieren, sind diese von besonderem Interesse. Hier haben sich

¹Die Gasverflüssigung im großen Maßstab startete mit dem Beginn der Raketenprogramme.

Stirling-, Gifford-McMahon- und in den letzten Jahren auch Pulsröhrenkühler als besonders effektiv herausgebildet. Dabei unterscheiden sich Stirling- und Gifford-McMahon-Kühler (oft als G.-M.-Kühler abgekürzt) im Hinblick auf die Druckgasversorgung. Bei Stirlingsystemen ist der Kompressor direkt an den Kaltkopf gekoppelt, und die Druckwelle wird durch den Kompressorkolben erzeugt. Bei Gifford-McMahon-Kühlern versorgt ein schnellaufender Kompressor mit Ventilen ein Hoch- und ein Niederdruckreservoir. Aus diesem erzeugt ein Verteilerventil die nötige Druckwelle für den Kaltkopf². Die relativ neue Klasse der Pulsröhrenkühler gibt es in beiden Modifikationen, d. h. die Kompressoren werden analog zu einem Stirling- oder einem G.-M.-System benutzt. Pulsröhrenkühler erzeugen die Gasbewegung im Kaltkopf durch Impedanzen und Volumina ohne Mechanik und nicht wie Stirling- und G.-M.-Kühler über einen Verdränger, der im Kaltteil läuft. Dieser ist eine Quelle von Vibrationen, die an gekühlte Sensoren weitergegeben werden können, und stellt eine potentielle Ausfallmöglichkeit des Kühlersystems dar.

Die Aufgabe dieser Arbeit war es, ein kompaktes, vielseitig einzusetzendes, leistungsfähiges und störarmes Miniatur-Pulsröhrenkühlersystem zu entwerfen, zu bauen und zu testen. Dieses sollte aufgrund der hohen Betriebsfrequenz von 50 Hz unabhängig von der geometrischen Orientierung im Raum sein. Die Abhängigkeit der Kühlleistung von der Orientierung in einem Schwerfeld ist ein typisches Problem von Pulsröhrenkühlern, weil diese im Gegensatz zu Stirling- oder G.-M.-Kühlern aufgrund des leeren Pulsrohres zu Konvektionsverlusten bei Kaltkopfneigungen im Schwerfeld neigen (siehe [47]). Dieses Problem tritt besonders stark bei Pulsröhrenkühlern mit niedrigen Pulsfrequenzen von 1-12 Hz auf. Mit steigender Frequenz werden die Einflüsse der Konvektion im Pulsrohr geringer, so daß bei 50 Hz praktisch keine Kühlleistungsabhängigkeit von der Kaltkopforientierung zu messen sein sollte.

Ziel waren Temperaturen um 80 K zur Kühlung von z. B. Hochtemperatursupraleitern oder Infrarotsensoren, die normalerweise durch flüssigen Stickstoff gekühlt werden. Damit auch der Kompressor stabil gegen Lageänderungen und Bewegungen ist sowie eine hohe Langlebigkeit besitzt, wurde eine Halterung des Kolben-Zylinder-Systems durch Scheibenfedern gewählt. Dabei wurden zwei unterschiedliche Konfigurationen zur Kolben-Zylinder-Aufhängung getestet. Zwei Kaltköpfe wurden parallel zur Kompressorentwicklung gebaut und mit einem kommerziellen Spiralfederkompressor getestet. Dafür sind zwei unterschiedliche Typen der nötigen Impedanzen durch Nadelventile und Kapillaren sowie verschiedene Rohrgeometrien realisiert worden.

²Die Bezeichnung Kaltkopf ist in der Literatur nicht eindeutig belegt. Entweder es wird die komplette Apparatur ohne Kompressor so bezeichnet, oder nur der kalt werdende Teil. In dieser Arbeit wird erstere Notation verwendet.

Begleitet wurde der Bau von Kompressoren und Kaltköpfen von der Entwicklung von Modellen, um die Konstruktion mit Hilfe von Simulationen im Computer zu beschleunigen bzw. zu optimieren. Dabei wurden unbekannte oder nicht berechenbare Parameter der Modelle durch Versuche ermittelt. Zum Schluß sind Modell- und Experimentalergebnisse verglichen worden, um Schlüsse für weitere Verbesserungen des Kühlersystems zu erhalten.

Kapitel 2

Grundlagen

Die Entwicklung von Pulsröhrenkühlern (dt.: PRK, engl.: PTR pulse tube refrigerator) begann 1964 mit dem Basis-Typ (BPTR). Dafür wurde von GIFFORD und LONGSWORTH [1] ein Kompressor an ein Rohr (Pulsrohr) über einen Wärmespeicher, auch Regenerator genannt, angeschlossen (Abb. 2.1 a). Die zur Kühlwirkung nötige Phasenverschiebung¹ erfolgt durch den Austausch von Wärme zwischen Arbeitsgas und Rohrwand, weshalb dieser Effekt Oberflächenwärmepumpen genannt wird. Die Effektivität dieses Mechanismus ist gering, so daß das Verfahren keine große Rolle spielt. Interessant wurde die Entwicklung der PRK mit der Einführung einer Impedanz am warmen Ende des Pulsrohres (T_w), an die sich ein großes Volumen anschließt, durch MIKULIN ET AL. [2] (Abb. 2.1 b). Damit wurde der Massenfluß durch das Pulsrohr stark vergrößert, und die entstehende Wärme konnte effektiver am warmen Wärmetauscher (T_w) abgegeben werden. Außerdem ist die Phasenverschiebung der Gasbewegung durch das Orifice (dt.: Mündung, Düse, Öffnung) - Ballastvolumen-Systems größer als durch das Oberflächenwärmepumpen des BPTR und läßt sich auch ohne Wandeffekte erklären, analog zu einem Tiefpaß in der Elektronik. Dabei stellt das Orifice den Widerstand R und das Ballastvolumen die Kapazität C dar. Diese Kühlervariante wird als Orifice-Pulsröhrenkühler (OPTR) bezeichnet. Eine Weiterentwicklung bedeutete die Einführung eines zweiten Einlasses am warmen Ende des Pulsrohres durch ZHU ET AL. [3]. Dieser zweite Einlaß (engl. double-inlet), zwischen

¹Für den Begriff der Phasenverschiebung gibt es zwei Bedeutungen: Zum einen wird damit die aktive Verschiebung des Massenflusses durch einen Verdränger aus seiner ungestörten Lage bezeichnet. Daneben wird häufig auch Phasenverschiebung gleich Phasendifferenz zwischen Massenfluß und Druckhub gesetzt. In dieser Arbeit wird die erste Bezeichnung verwendet, d. h. wenn der Massenfluß in das Arbeitsvolumen des Kaltkopfes als positiv betrachtet wird, bewirkt der Verdränger eines Stirlingkühlers eine Phasenverschiebung des Massenflusses von $+90^\circ$, und die Phasendifferenz zwischen Massenfluß und Druckhub ändert sich von -90° auf 0° .

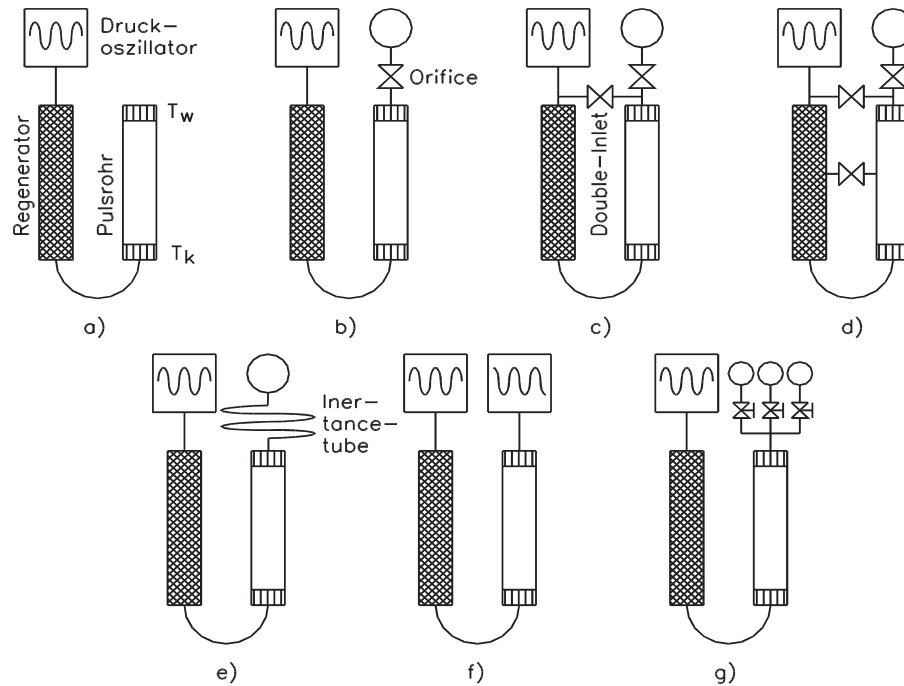


Abbildung 2.1: PRK-Versionen: a) Basis-PRK (BPTR), b) Orifice-PRK (OPTR), c) Double-Inlet-PRK (DIPTR), d) Multi-Inlet-PRK (MIPTR), e) Inertance-Tube-PRK (IPTR), f) 4-Ventil-PRK, g) Active-Buffer-PRK

den warmen Enden von Regenerator und Pulsrohr geschaltet, erhöhte weiter den Massenfluß am warmen Ende des PRKs und vergrößerte die Phasenverschiebung (Abb. 2.1 c). Außerdem wird der Regenerator entlastet, da ein Teil des Gases für die Phasenverschiebung nicht mehr durch das kalte Ende des Pulsrohres fließt, sondern durch den zweiten Einlaß. Diese für PRK typische starke Belastung des Regenerators durch den großen Massenfluß ist eines der Probleme des OPTRs im Vergleich zu Stirlingkühlern, die sonst recht ähnliche Eigenschaften besitzen. Die neue Modifikation wurde als Double-Inlet-Pulsrohrkühler (DPTR) bezeichnet. Zur weiteren Optimierung fügten ZHOU ET AL. [42] zusätzliche Nebeneinlässe zwischen Pulsrohr und Regenerator hinzu, um die Kühlleistung zu erhöhen (Abb. 2.1 d). Der Ersatz einer normalen Orifice-Impedanz (z. B. ein Nadelventil) durch eine lange Kapillare, Induktanz-Kapillare (engl.: inductance, inertance) genannt, vergrößerte die Phasenverschiebung zusätzlich (Abb. 2.1 e), siehe z. B. [43], [37], [38].

Eine Alternative zur Einstellung der Phasenlage wurde mit dem sogenannten Vier-Ventil-PRK realisiert (Abb. 2.1 f) [44] wo die Phasenschiebung, ähnlich einem G.-M.-Kühler, aktiv erzeugt wird. Im Unterschied zu diesem ist aber ein

Pulsrohr dazwischen geschaltet, so daß die Phasenschiebung bei Raumtemperatur erfolgen kann. Eine weitere Modifikation der sogenannte Active-Buffer-PRK wurde von MATSUBARA ET AL. [24] entwickelt. Dabei wurden mehrere Orifice-Ballastvolumen-Phasenschieber am warmen Ende angeschlossen, welche aktiv vom System getrennt werden können (Abb. 2.1 g). Durch gezieltes Öffnen und Schließen kann die Druckdifferenz an den geschalteten Orifice-Ventilen sowie dem Hoch- und Niederdruckventil stark verringert werden. Die großen Verluste durch hohe Druckdifferenzen beim Öffnen von letzteren werden dadurch vermieden. Diese Kühlerart zeigt sich durch eine besonders hohe Effektivität aus, die über der vergleichbaren von G.-M.-Kühlern liegt.

2.1 Miniatur-Pulsröhrenkühler

Miniatur-Pulsröhrenkühler nutzen direkt die Druckwelle eines ventillosen Kompressors. Ihre Betriebsfrequenz liegt im Bereich um 50 Hz. Aufgrund dieser hohen Frequenz laufen die Kompressorkolben meistens in Resonanz mit der Druckwelle, weshalb das angeschlossene Volumen eine große Rolle spielt. Die Gruppe der Miniatur-Pulsröhrenkühler teilt sich auf in gesplittete und integrierte Versionen. Bei geplitteten Kühlern ist der Kompressor vom Kaltkopf durch eine Verbindungsleitung getrennt. Außerdem können Pulsrohr und Regeneratorrohr linear, in U-Form oder koaxial angeordnet sein. In Abb. 2.2 sind dazu eine integriert-lineare (a), eine gesplittet-U-Form (b) und eine gesplittet-koaxiale Anordnung (c) eines Pulsröhrenkühlers dargestellt.

Die höchste Leistungsziffer (engl.: coefficient of performance (COP) = Verhältnis von Kühlleistung zu Kompressoreingangsleistung) haben integrierte Pulsröhrenkühler mit linearer Anordnung von Puls- und Regeneratorrohr. Aufgrund der direkten Kopplung von Kompressor und Kaltkopf sowie dem Fehlen einer Gasumlenkung am kalten Ende des Pulsrohres wird Totvolumen vermieden. Allerdings werden aber auch die mechanischen Vibrationen und elektromagnetischen Störungen des Kompressors auf den Kaltkopf übertragen. Außerdem sitzt das kalte Ende dieses Systems in der Mitte des Kaltkopfes und ist damit schlechter zugänglich als bei anderen Anordnungen.

Die kleinste Leistungsziffer bietet eine gesplittete Version mit koaxialem Aufbau von Puls- und Regeneratorrohr. Durch die Auftrennung von Kompressor und Kaltkopf entsteht Totvolumen. Dazu kommen Wärmeleitungsverluste im Kaltkopf. Diese entstehen durch unterschiedliche Temperaturprofile entlang von Puls- und Regeneratorrohr, da das Temperaturprofil eines Regenerators grob linear ist, während das Pulsrohrprofil nach oben oder unten durchgebogen ist. Durch

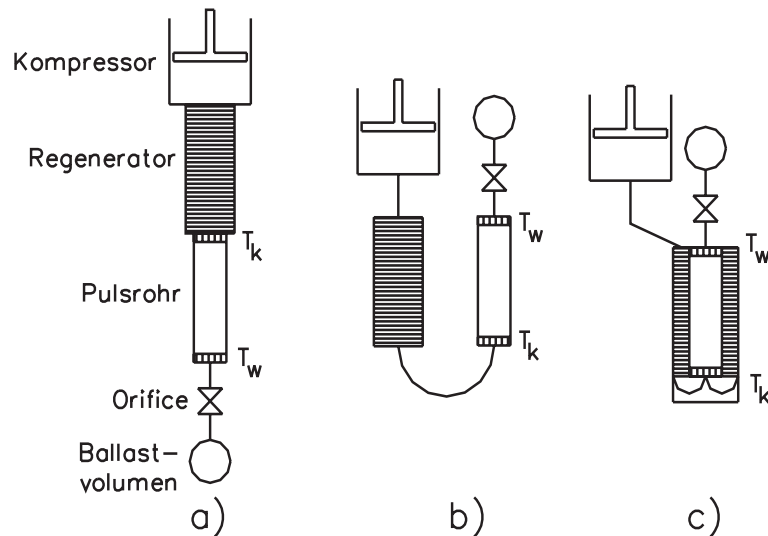


Abbildung 2.2: Bauweisen von Miniatur-Pulsröhrenkühlern: a) integriert-linear; b) split-U-Form; c) split-koaxial (T_k =kaltes Ende, T_w =warmes Ende)

den Kontakt der beiden Rohre entsteht ein Wärmefluß, der zusätzliche Verluste erzeugt. Dafür sind hier die mechanischen und elektromagnetischen Störeinflüsse des Kompressors besser gegen den Kaltkopf abgeschottet. Außerdem ist ein in dieser Weise konstruierter Kaltkopf der Form eines herkömmlichen Split-Stirlingkühlers sehr ähnlich, so daß direkt ein Ersatz des Stirlingkühlers durch den Pulsröhrenkühler erfolgen kann. Der kalte Wärmetauscher ist am Ende des Kaltkopfes von allen Seiten sehr gut zugänglich.

Dazwischen liegt ein Split-System mit U-förmiger Anordnung von Puls- und Regeneratorrohr. Die Nachteile des Wärmekontakts zwischen den beiden wird hier behoben, außerdem ist die Montage einfacher. Für diese Anordnung wurde sich in der vorliegenden Arbeit entschieden.

2.2 Stand der Technik

Im folgenden werden aus der Literatur bekannte Miniatur-Pulsröhrenkühler-Systeme aufgezeigt:

TRW stellte zwei Kühlerbauweisen von Miniatur-Pulsröhrenkühlern her. Eine kleine Version [60] wird in integrierter Bauweise mit linearer Regenerator-Pulsrohr-Anordnung und eingebautem Zusatzmotor mit Schwungmasse gebaut. Letzterer gleicht die Bewegungen des Kolbens aus, um Vibrationen zu vermindern. Das System erreicht bei einer Kompressoreingangsleistung von 19,3 W eine

Minimaltemperatur von 66 K und liefert 760 mW Kühlleistung bei 90 K. Der leistungsstärkere Aufbau [29] besteht aus zwei in Boxeraufbau gelagerten Kompressoren, einer kleinen Splitleitung und einem linearem Kaltkopfaufbau (Abb. 2.2 a)). Mit einer elektrischen Eingangsleistung von 200 W erreicht dieser Kühler 850 mW bei 35 K.

CEA baute Miniatur-PRK mit Kompressoren von 2 cm³ und 6,8 cm³ Hubvolumen [50], [51]. Die Kaltköpfe dazu besitzen 900 mW Kühlleistung bei 80 K bzw. 2,8 W bei 80 K.

Das MEC LABORATORY der DAIKIN INDUSTRIES präsentierte in [57] zusammen mit dem ATOMIC ENERGY RESEARCH INSTITUTE der NIHON UNIVERSITY zwei Kleinkühler mit Inertance-Tube, wobei der kleinere Kaltkopf 650 mW Kühlleistung bei 80 K und einer Tiefsttemperatur von 57 K mit einem 3 cm³-Kompressor bei 60 W Eingangsleistung erbrachte. Der größere Kaltkopf besitzt 2 W Kühlleistung bei 80 K und einer Tiefsttemperatur von 50 K mit einem 7 cm³-Kompressor bei 200 W Eingangsleistung.

Das LOCKHEED MARTIN ADVANCED TECHNOLOGY CENTER stellte in [58] einen 5 cm³-Kompressor vor, der über eine 5 cm Splitleitung einen Linear-Typ Kaltkopf versorgt. Mit einer Kompressoreingangsleistung von 100 W erreichte der Kühler eine Temperatur von 32 K und liefert bei 60 K 2,4 W und bei 80 K 4,7 W Kühlleistung.

BEI TECHNOLOGIES präsentierte in [53] einen Split-Pulsröhrenkühler mit koaxial aufgebautem Kaltkopf. Mit einer Kompressoreingangsleistung von 60 W hat dieser Kühler einer Kühlleistung von 500 mW bei 60 K bzw. 1,2 W bei 80 K.

Das CRYOGENIC LABORATORY der CHINESE ACADEMY OF SCIENCES entwickelte zwei Miniatur-Pulsröhrenkühler [54], [55]. Mit einem 1,66 cm³-Kompressor bei 66 W erreichte der größere Kaltkopf eine Temperatur von 66 K und erzielte bei 80 K eine Kühlleistung von 600 mW. Der zweite kleinere Kaltkopf erreichte mit einem 0,79 cm³-Kompressor bei 29 W Eingangsleistung 82 K und besitzt 100 mW Kühlleistung bei 85 K.

HUGHES AIRCRAFT COMPANY bauten verschiedene Linear-Typ Kaltköpfe [56] die über eine 5 cm lange Split-Leitung mit einem 5 cm³ Kompressor verbunden waren. Es wurde 73,2 K erreicht.

KEK, NATIONAL LABORATORY FOR HIGH ENERGY PHYSICS konstruierten einen Miniatur-Pulsröhrenkühler als Split-System mit U-Form-Kaltkopf [30]. Bei einer Kompressoreingangsleistung von 30 W konnte eine Kaltkopftemperatur von 99,6 K erzielt werden.

Das DEPARTMENT DE PHYSIQUE der L'ECOLE NORMALE SUPERIEURE und AIR LIQUIDE präsentierten in [52] und [28] einen Split-Typ Pulsröhrenkühler.

Mit einem 2 cm³-Kompressor erreichte der Kaltkopf eine Temperatur von 48 K. Bei 77 K besitzt er eine Kühlleistung von 500 mW mit einer Splitleitung von 20 cm Länge. Bei 1 m Länge sind noch 200 mW vorhanden.

Die SCHOOL OF ENERGY AND POWER MACHINERY ENGINEERING (CHINA) entwickelte einen koaxialen Pulsröhrenkühlerkaltkopf mit einem Nylon-Pulsrohr [49]. Eine Minimaltemperatur von 159,4 K wurde für den Kaltkopf gemessen.

Das HOME APPLIANCE LAB. der LG ELECTRONICS INC. präsentierte einen integrierten Pulsröhrenkühler vom Linear-Typ [27]. Mit einer Kompressoreingangsleistung von 270 W wurden 50 K, sowie 65 K mit einer Kühlleistung von 4,9 W erreicht.

MESOSCOPIC DEVICES, LLC und CFIC, TROY zeigten in [59] einen Pulsröhrenkühlerkaltkopf, der mit einem Kompressor von SUPERCONDUCTING CORE TECHNOLOGIES (SCT) eine Temperatur von 55,5 K sowie 4 W Kühlleistung bei 69,5 K erbrachte.

CRYOTECHNOLOGIES S. A. und SIGNAAL-USFA [61] entwickelten einen Split-U-Rohr-Pulsröhrenkühler mit einer Minimaltemperatur von 66 K und 500 mW Kühlleistung bei 80 K, sowie einen Kaltkopf mit integriert-koaxialem Aufbau und einer Temperatur von 87 K und 500 mW bei 94 K bei einer Kompressoreingangsleistung von 10 W.

Kapitel 3

Kompressor

Ein Teil dieser Arbeit war es, einen möglichst kleinen und leistungsfähigen Kompressor für Mitteldrücke bis zu 30 bar und einen Hubraum zwischen 2 und 8 cm³ zu bauen. Dieser ist für den Betrieb an Miniatur-Pulsröhrenkühlerkaltköpfen gedacht. Dafür wurde ein Modell eines Kompressors entwickelt, das aus den Eingangswerten Spannung U , Frequenz f und Mitteldruck \bar{P} die entstehenden Ströme I , Kolbenhöhe z , Massenflüsse \dot{m} und Druckhöhe ΔP berechnet.

Es wurden zwei Kompressoren entworfen und konstruiert. Dabei sind zwei unterschiedliche Montiermöglichkeiten des Kolbens/Zylindersystems realisiert worden. Beide Systeme nützen eine Scheibenfederführung des Kolbens bzw. Zylinders, um Berührungen der beiden miteinander zu vermeiden. Das Magnetfeld des Motorantriebs wurde vor dem Kompressorbau im Computer simuliert und konnte so optimiert werden.

Der Kern eines Kompressors besteht aus einer Kompressionseinheit Kolben-Zylinder, wobei der dazwischenliegende Hubraum periodisch verkleinert und vergrößert wird. Dabei wird das Arbeitsgas, in diesem Fall Helium, komprimiert und expandiert. Je nach Anwendung wird die dadurch entstehende Druckwelle direkt an einen Verbraucher weitergegeben (Typ 1-Kompressor für Stirling-, bzw. Miniaturpulsröhrenkühler-Kaltköpfe) oder es wird Gas durch Einbahnventile von einem Niederdruck- in ein Hochdruckreservoir gepumpt (Typ 2-Kompressor). Aus diesen Reservoirs können dann die Verbraucher versorgt werden (Bsp.: Verteilerventile für Gifford-McMahon-Kühler, G.-M.-Typ-Pulsröhrenkühler oder Joule-Thomson-Kühler).

Ein Kernproblem eines Kompressors für Kältemaschinen ist seine Schmierung. Schmieröle würden im Kaltkopf abgekühlt werden und in Wärmetauschern, Regeneratoren und den Verbindungsleitungen ausfrieren und diese damit verstopfen

bzw. die Verdränger in ihrer Bewegung behindern. Bei Kompressoren vom Typ 2 kann in die Hochdruckleitung eine Öl-Absorbereinheit eingebaut werden, da hier Gas nur in eine Richtung strömt und die hier entstehenden Totvolumina nicht die Leistungsfähigkeit des Kühlersystems mindern. Deshalb können diese Kompressoren konventionell mit Öl geschmiert werden, wohingegen Typ 1-Kompressoren diese Möglichkeit nicht haben. Hier muß auf eine konventionelle Schmierung verzichtet werden. Stattdessen wird die sogenannte Gasschmierung benutzt. Dazu existiert ein definierter, schmaler Spalt zwischen Kolben und Zylinder (ca. 10 bis 30 μm), durch den ein Teil des Arbeitsgases strömt. Dieses Gas hält den Kolben zentriert in der Zylindermitte. Nur bei Stillstand des Kolbens (Kompressor außer Betrieb oder Endpunkte der Kolbenbewegung) und durch starke äußere radiale Kräfte (Schlag u. ä.) kann es zu einem direkten Kontakt zwischen Kolben und Zylinderwand kommen, wodurch dann Schäden an der Kolbenbeschichtung und/oder der Zylinderoberfläche auftreten können. Durch diese Konstruktionsweise ist eine Lebensdauer von ca. 8000 h möglich. Um höhere Lebensdauern zu erreichen, müssen die Kolben zentriert geführt werden. Dafür haben sich Scheibenfedern bewährt. Diese haben ein hohes Haltevermögen in radialer Richtung und in axialer Richtung nur eine kleine Federkonstante.

Als Antrieb für die Kolbenbewegung kann ein Rotationsantrieb, d. h. ein Motor mit Stator und Rotor dienen, dessen Rotationsbewegung über eine Mechanik in eine Linearbewegung gewandelt wird (analog zu einem normalen Verbrennungsmotor), oder es wird direkt ein Linearmotor benutzt. Dabei sitzen Spule und Kolben auf einer gemeinsamen Achse und bewegen sich nur axial zu einem statischen Magnetfeld. Während letzterer Antrieb langlebiger und einfacherer zu bauen ist, hat der Rotationsantrieb die Möglichkeit, mehrere phasenverschobene Bewegungen zu realisieren, wie sie für Stirling- und Gifford-McMahon-Verdränger nötig sind. Bei mit Linearmotor betriebenen Kühlern muß der Verdränger anderweitig angetrieben werden, z. B. mit einem phasenverschobenen Druckhub bei G.-M.-Kühlern oder einem in Resonanz betriebenden Verdränger bei Split-Stirlingkühlern. Für einen Pulröhrenkühler bietet sich ein Linearmotor betriebender Kompressor an, da eine phasenverschobene Verdrängerbewegung nicht nötig ist, weil außer der Druckwelle keine äußeren Einwirkungen zum Betrieb gebraucht werden.

Bewegt werden kann bei einem Linearmotor entweder die Spule oder der Magnet. Die Bewegung des Magneten bedeutet eine vereinfachte Stromführung, weil alle Stromzuführungen fest mit der Spule an der Außenwand montiert werden können. Auch kann damit die Verlustwärme der Spule viel einfacher an die Außenwand abgeführt werden, und Wärmestauprobleme werden verringert. Da das Magnetfeld des Permanentmagneten aber viel stärker als das Spulenmagnetfeld ist, würde eine Magnetbewegung größere Wirbelströme in den restlichen Kompressorbauteilen induzieren. Das verringert den Wirkungsgrad des Linearmotors,

und das bewegte Magnetfeld stört im Einsatz bei einem Betrieb zur Kühlung von z. B. supraleitenden Magnetfeldsensoren und anderen elektrisch bzw. magnetisch empfindlichen Bauteilen. Deshalb wurde die Spule beweglich konstruiert.

Für die Spulen-Polschuhkombination gibt es als Möglichkeiten eine lange Spule mit kurzen Polschuhen (engl.: long-coil) und eine kurze Spule mit langen Polschuhen (engl.: short coil). Bei der short-coil-Version bewegt sich die Spule komplett

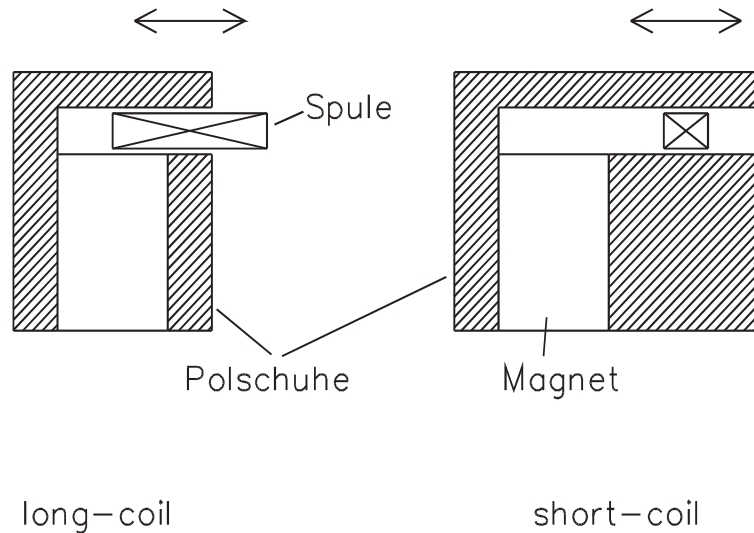


Abbildung 3.1: long-coil und short-coil Anordnungen eines Linearmotors

innerhalb des von den Polschuhen gebildeten Magnetfeldes im Luftspalt. In der long-coil-Variante befindet sich das Magnetfeld der Polschuhe immer komplett innerhalb der Spule. In Abb. 3.1 sind jeweils die oberen Hälften eines Linearmotors für eine long-coil- und eine short-coil-Version dargestellt. Wie dort zu sehen, braucht die short-coil-Version bei gleicher magnetischer Wirkung ein geringeres Spulenvolumen, d. h. eine kürzere Drahtlänge und hat damit einen geringeren ohmschen Widerstand, was sich in einer höheren Effizienz niederschlägt. Dafür sind die Polschuhe größer. Besonders aufgrund der außen liegenden Weicheisenpolschuhe erzeugt dies ein sehr viel größeres Gewicht (die Zeichnung macht dies aufgrund ihrer 2-Dimensionalität nicht deutlich), außerdem muß das Schwinggewicht aufgrund der viel leichteren Spule künstlich vergrößert werden. Mit dem Ziel, einen sehr kompakten und leichten Kompressor zu bauen, wurde die long-coil-Variante gewählt.

Damit die Kolbenbewegung wenig mechanische Vibrationen erzeugt, muß entweder ein Doppelkolbenkompressor (Boxerbetrieb) oder eine zusätzliche Schwingmasse in Gegenbewegung [60] benutzt werden. Für einen Split-Kühler bietet

sich der Boxerkolbenbetrieb an. Der Nachteil dieser Bauweise gegenüber dem schwingmassenkompensierten Kompressor ist der gesplittete Aufbau zwischen Kolben und Kaltkopf, der zusätzliches Totvolumen erzeugt und damit die Effektivität senkt.

3.1 Theorie und Modell

3.1.1 Kraftvektoren

Das Modell des Kompressors wurde analog zu [13] aufgebaut. Zu Beginn wird die Kraftgleichung aufgestellt (Gl. 3.1). Dabei wird angenommen, daß alle Kräfte sinusförmigen Verlauf haben und deshalb durch eine Fouriertransformation der Sinusfunktionen durch Amplitude, Phase und Frequenz dargestellt werden können. Da die Frequenz für alle Kräfte offensichtlich gleich ist, verbleiben Phase und Amplitude. Diese Größen lassen sich anschaulich durch Vektoren oder komplexe Zahlen darstellen. Damit werden aus den Funktionen komplexe Werte und aus den Differentialgleichungen algebraische Gleichungen. Der Umgang damit wird stark vereinfacht.

Für einen Kompressor gilt die folgende Vektorkräftegleichung:

$$\vec{F}_{\text{sp}} = \vec{F}_{\text{n}} + \vec{F}_{\text{r}} + \vec{F}_{\text{f}} + \vec{F}_{\text{gf}} + \vec{F}_{\text{rgf}} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \vec{F}_{\text{sp}} &= l_{\text{sp}} \cdot \vec{I} \cdot B & : & \text{Kraft durch Spulenstrom im Magnetfeld} \\ \vec{F}_{\text{n}} &= m_{\text{sm}} \ddot{\vec{z}} & : & \text{Newtonsche Beschleunigungskraft} \\ \vec{F}_{\text{r}} &= b \dot{\vec{z}} & : & \text{Reibungskraft} \\ \vec{F}_{\text{f}} &= k_z \vec{z} & : & \text{Federkraft (axial)} \\ \vec{F}_{\text{gf}} &= \vec{P}A & : & \text{Gasfederkraft} \\ \vec{F}_{\text{rgf}} &= \vec{P}_B A & : & \text{rückwärtige Gasfeder (Kompressortank)} \end{aligned}$$

l_{sp}	:	Spulendrahtlänge = $d_{\text{sp}}\pi \cdot \text{Wdgn} \cdot c_{\text{sp}}$
d_{sp}	:	mittlerer Spulendurchmesser
Wdgn	:	Anzahl der Drahtwindungen
c_{sp}	:	Anteil der Spule im Magnetfeld
\vec{I}	:	Stromfluß durch Draht
B	:	Magnetfeld am Ort der Spule
m_{sm}	:	Schwungmasse
\vec{z}	:	Kolbenposition
b	:	Viskositätskonstante
k_z	:	Federkonstante in axialer Richtung
\vec{P}	:	Druck im Zylinder
A	:	Kolbenfläche
\vec{P}_B	:	Druck im Kompressortank

Die Größen \vec{I} und \vec{z} sind zeitabhängige Werte, die hier durch komplexe Zahlen bzw. Vektoren mit Amplituden und Phasenwinkel dargestellt sind. Für die beiden Drücke \vec{P} und \vec{P}_B sind die Mitteldrücke gleich. Da sie gegeneinander wirken, heben sich die Druckkräfte gegenseitig auf, und \vec{P} und \vec{P}_B können damit als dynamische Drücke ebenfalls mit Amplituden und Phase aufgefaßt werden.

Nach [13] sind die Reibungskraft \vec{F}_r und die rückwärtige Gasfederkraft \vec{F}_{rgf} im Verhältnis zu den anderen Größen zu vernachlässigen. Es bleiben:

$$\vec{F}_{\text{sp}} = \vec{F}_n + \vec{F}_f + \vec{F}_{\text{gf}} \quad (3.2)$$

Diese Gleichung läßt sich anschaulich graphisch mit Hilfe von Vektoren darstellen (Abb. 3.2). ϕ ist dabei der Winkel zwischen der Druckwelle im Zylinder \vec{P} und der Kolbenposition \vec{z} (parallel zur reellen Achse Re). Diese Phasenverschiebung wird durch den angeschlossenen Kaltkopf bewirkt und stellt ein Maß für die vom Kompressor effektiv am Kaltkopf geleistete Arbeit dar. θ bedeutet die Phasenverschiebung zwischen dem anliegenden Strom \vec{I} und der daraus resultierenden Kolbengeschwindigkeit¹ $\dot{\vec{z}}$. Idealerweise sollte die Phase zwischen Strom und Kolbenposition 90° , und damit $\theta = 0^\circ$ betragen.

Ab diesem Punkt werden die Vektorpfeile zum Kennzeichnen der komplexen Zahlen für I , z und P weggelassen.

¹Bei sinusförmigem Verlauf liegt die Geschwindigkeit \dot{z} 90° vor der Kolbenbewegung, ist also parallel zur imaginären Achse Im

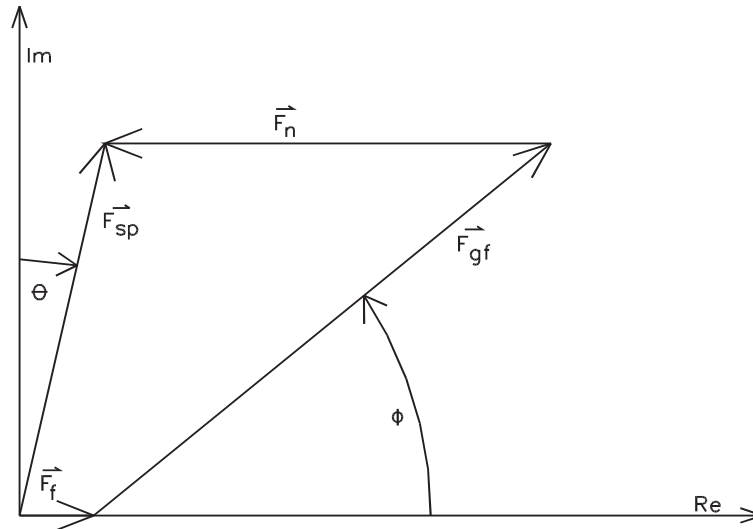


Abbildung 3.2: Kraftvektoren des Kompressors

3.1.2 Resonanzmasse

Um die mechanische Resonanzfrequenz² des Kompressors zu bestimmen wird Abb. 3.2 in Richtung der reellen und der imaginären Achse aufgetrennt und es werden zwei Gleichungen aufgestellt, die ineinander eingesetzt und nach der Schwingmasse m_{sm} aufgelöst werden (Gl. 3.3):

$$m_{sm} = \frac{\frac{1}{2}k_z|z| + |P|A \cos \phi (1 - \tan \phi \tan \theta)}{\frac{1}{2}\omega^2|z|} \quad (3.3)$$

- $|z|$: Kolbenamplitude
- $|P|$: Druckamplitude
- ω : Kompressorkreisfrequenz ($= 2\pi f$)

3.1.3 Linearmotor und Spule

Als Antrieb für die Kolbenbewegung wird ein Linearmotor mit bewegter Spule (s. Abb. 3.1) genutzt. Dabei wird eine Wechselspannung auf die Tauchspule gegeben, wodurch diese sich dann im Magnetfeld zwischen den Polschuhen bewegt.

Das Magnetfeld in Magnet, Polschuhen, Luftspalt und der Restumgebung wurde mit dem FEM-Programm Opera-3D [36] berechnet (Beispiele siehe Abb. 3.7, 3.10, 3.13, 3.14 und 3.16).

²Es existiert auch noch eine elektrische Resonanz (siehe Abb. 3.19)

3.1.3.1 Induktivität und Widerstand einer kurzen Spule

Um alle die Spule beschreibenden Größen (Spulenlänge l_{sp} , -höhe h_{sp} , Außen- r_a und Innenradius r_i) eindeutig zu definieren, sind diese in Abb. 3.3 dargestellt.

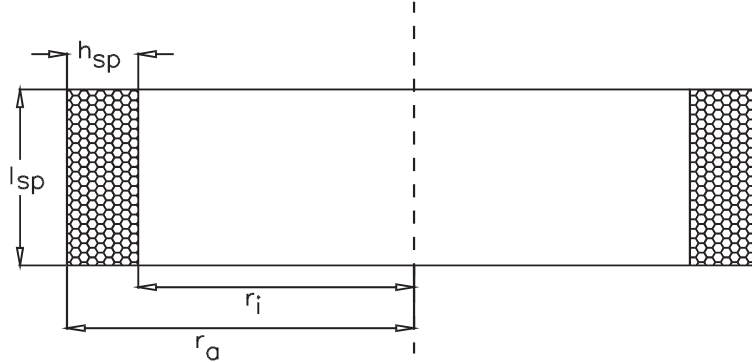


Abbildung 3.3: Bezeichnung der Spulengrößen

Zur Betrachtung der Spule ist nach Gl. 3.1 die Induktivität von Bedeutung. Die Länge ergibt sich aus der Breite der Polschuhe und dem Kolbenhub. Die Breite muß für die jeweilige Anwendung optimiert werden.

Die Induktivität einer kurzen Spule berechnet sich nach [23] mit Hilfe einer empirischen Näherungsformel. (Die Größen müssen in *SI*-Einheiten angegeben werden.)

$$L = 2,1 \cdot 10^{-6} \frac{H}{\sqrt[4]{m^7}} \cdot N^2 \cdot r_{sp} \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{r_{sp}}{l_{sp} + h_{sp}}\right)^3} \quad (3.4)$$

L	Induktivität
r_{sp}	mittlerer Radius = $(r_a + r_i)/2$
r_a/r_i	äußerer/innerer Spulenradius
l_{sp}	Spulenlänge
h_{sp}	Spulenhöhe = $r_a - r_i$
N	Windungszahl

Für den ohmschen Widerstand des Kupferdrahtes sind ausschließlich spezifischer Widerstand ρ_{Cu} , Drahtlänge l_d und Drahtquerschnittsfläche A_d ausschlaggebend.

$$\begin{aligned} R &= \rho_{Cu} \cdot \frac{l_d}{A_d} = \rho_{Cu} \cdot \frac{2\pi r_{sp} \cdot N}{A_{ges} \cdot p_{sp}/N} = 2\pi \cdot \rho_{Cu} \cdot N^2 \cdot \frac{r_{sp}}{A_{ges} \cdot p_{sp}} \\ &= 2\pi \cdot \rho_{Cu} \cdot N^2 \cdot \frac{r_{sp}}{h_{sp} \cdot l_{sp} \cdot p_{sp}} \end{aligned} \quad (3.5)$$

R	ohmscher Widerstand
ρ_{Cu}	spezifischer Widerstand von Kupfer
l_d	Länge des Drahtes = $2\pi r_{sp} \cdot N$
A_d	Querschnittsfläche des Drahtes
A_{ges}	Gesamtquerschnittsfläche der Spule = $A_d \cdot N/p_{sp}$
p_{sp}	Drahtanteil an A_{ges} ; Rest ist Kleber zur Formstabilität

Aus den Gl. 3.4 und 3.5 ist zu erkennen, daß das Verhältnis von ohmschem Widerstand zu Induktivität $R/\omega L$ bei vorgegebenem Spulenvolumen (r_{sp} , l_{sp} und h_{sp}), Kolbenhub und maximalem Spulenaußendurchmesser ($2r_a$) nicht mehr von der Drahtdicke A_d bzw. Windungszahl N abhängt und die Spulenimpedanz $Z = R + i\omega L$ deshalb individuell an den Verstärker angepaßt werden kann.

3.1.3.2 Bestimmung der Spulendimensionen

Ausschlaggebend für das Verhältnis $R/\omega L$ ist das Spulenvolumen V_{sp} . Dieses berechnet sich nach [13] zu:

$$V_{sp} = \frac{8 \cdot \rho_{Cu} \cdot \langle \dot{W}_{PV} \rangle}{(\omega \cdot B \cdot s \cdot \cos(\theta))^2 \cdot p_{sp} \cdot \frac{\langle \dot{Q}_j \rangle}{\langle \dot{W}_{PV} \rangle}} \quad (3.6)$$

Hierbei ist $\frac{\langle \dot{Q}_j \rangle}{\langle \dot{W}_{PV} \rangle}$ das Verhältnis zwischen der mittleren Joule'schen Wärme aufgrund des Stroms durch die Spule $\langle \dot{Q}_j \rangle$ und der mittleren PV-Arbeit des Kolbens $\langle \dot{W}_{PV} \rangle$, jeweils pro Zeiteinheit. θ erklärt sich aus Abb. 3.2. Mit Gl. 3.6 ist das Volumen der Tauchspule festgelegt, und es können die konkreten Spulendimensionen r_{sp} , l_{sp} und h_{sp} relativ zueinander festgelegt werden.

Die Spulenlänge l_{sp} ist durch die Polschuhbreite und den Kolbenhub festgelegt. Eine Polschuhverbreiterung schwächt das Magnetfeld im Luftspalt, außerdem bedeutet sie eine Gewichtsvergrößerung. Der Kolbenhub ist durch die Eigenschaften der Federn beschränkt und kann deshalb nicht einfach vergrößert werden. Das Spulenvolumen kann vergrößert werden, erstens durch Vergrößerung von Spulenhöhe h_{sp} und Luftspaltbreite bei festem Außendurchmesser $2r_a$ oder aber zweitens durch Erhöhung des Außendurchmessers von Spule ($2r_a$) und Luftspalt. Ersteres schwächt das Magnetfeld im Luftspalt ab (s. Abb. 3.11); letzteres bedeutet Gewichtszunahme und ein Vergrößern des Außendurchmessers des Kompressors. Auch eine Optimierung der Polschuhenden führt zu größeren Außendurchmessern der Polschuhe und zur unerwünschten Gewichtszunahme des Kompressors. Bezüglich der beiden Zielrichtungen Effektivität und geringe Abmessungen und Gewicht muß die Geometrie des Linearmotors einschließlich Spule optimiert werden.

3.1.3.3 Modellierung

Um die Berechnung mit dem Experiment zu vergleichen, ist es nötig, ein Modell zu entwerfen, das die zu messenden Größen (Kolbenhub, Spannung, Strom, Massenfluß und Druckhub) in Beziehung zueinander setzt. Da diese Größen zum Teil im Experiment gemessen werden können, ist es möglich, das Modell zu kontrollieren.

Der Linearmotor läßt sich als einfaches elektrisches Schaltbild darstellen (Abb. 3.4). Alle zu messenden Größen sind komplex und haben Amplitude und Phase.

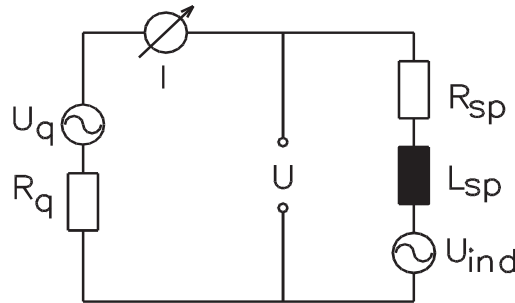


Abbildung 3.4: Elektrisches Ersatzschaltbild des Linearmotors

- U_q : Quellspannung (Verstärker)
- R_q : Innenwiderstand des Verstärkers
- I : Strom
- U : gemessene Spannung (am Voltmeter)
- R_{sp} : ohmscher Widerstand der Spule
- L_{sp} : Induktivität der Spule
- U_{ind} : Ersatzspannungsquelle aufgrund der Induktionsspannung

Nach der Kirchhoffschen Maschenregel gilt mit der komplexen Laplace-Variablen (siehe [39]) $s = i \cdot \omega = i \cdot 2\pi f$:

$$U_q + R_q I + R_{sp} I + s L_{sp} I + U_{ind} = 0 \quad (3.7)$$

Sinnvoll ist die Transformation von Gl. 3.7 in meßbare Größen. Mit $U = U_q + R_q I$ und $U_{ind} = -\dot{\Phi} = -B\dot{A} = -Bl\dot{z} = -Bl s z$ ergibt sich

$$U + (R_{sp} + s L_{sp}) I - Bl s z = 0. \quad (3.8)$$

Wird U als Eingangsparameter festgelegt, sind der Strom I und die Kolbenauslenkung z die Ergebnisse. Um diese zu bestimmen, muß eine der beiden Größen

eliminiert werden. Ausgehend von Gl. 3.2 nach Einsetzen der Definitionen für die Kräfte ergibt sich

$$lIB = m_{\text{sm}}s^2z + k_zz + PA. \quad (3.9)$$

Hieraus muß jetzt noch die Druckamplitude im Zylinder P durch z ersetzt werden. Dazu wird der an den Kompressor angeschlossene Kaltkopf samt Verbindungleitung als ein komplexer Widerstand $Z_{\text{ges}} = \Delta P_{\text{Kaltkopf}}/\dot{m}_{\text{Kaltkopf}}$ betrachtet. Mit der Dichte des Arbeitsgases $\rho = m/V$ und

$$P = Z_{\text{ges}}\dot{m} = Z_{\text{ges}}\rho\dot{V} = Z_{\text{ges}}\rho A\dot{z} = Z_{\text{ges}}\rho Asz \quad (3.10)$$

sowie Gl. 3.9 ergibt sich für die Kolbenposition z

$$z = \frac{lIB}{m_{\text{sm}}s^2 + k_z + Z_{\text{ges}}\rho sA^2}. \quad (3.11)$$

Damit kann in Gl. 3.8 z durch I ersetzt werden und man erhält die vier grundlegenden, den Linearmotor beschreibenden Gleichungen:

$$I = - \frac{1}{R_{sp} + sL_{sp} - \frac{B^2l^2}{m_{\text{sm}}s^2 + k_z + Z_{\text{ges}}\rho sA^2}} \cdot U \quad (3.12)$$

$$z = \frac{Bl}{ms^2 + k_z + Z_{\text{ges}}\rho sA^2} \cdot I \quad (3.13)$$

$$\dot{m} = s\rho A \cdot z \quad (3.14)$$

$$P = Z_{\text{ges}} \cdot \dot{m} \quad (3.15)$$

3.2 Kompressor mit bewegten Zylindern

Um die Lebensdauer eines Kompressors zu erhöhen, müssen Verschleißerscheinungen vermieden oder zumindest verringert werden. Für einen Linearkompressor gibt es folgende typische Ausfallmöglichkeiten:

- Ein Kolben kann bei nicht sachgerechter Montage oder durch äußere Kräfte am Zylinder reiben, der Kolbenschlitz zwischen Zylinder und Kolben wird daraufhin größer, Druckhub und Massenfluß werden kleiner. Außerdem kann der Abrieb eine Quelle weiterer Fehler sein.

- Die Spule kann bei selbsttragender Bauweise aufgrund starker Aufwärmung Gase ausdampfen bzw. sich komplett zerlegen³ (die Spule besteht nur aus Spulendraht und Kleber, zusätzlichen Aufliegeformen würden den Luftspalt im magnetischen Kreis weiter vergrößern) . Selbst wenn die Spule hält, können ausgasende Bestandteile andere Systeme des Kühlers (Regenerator, Wärmetauscher) beschädigen.
- Die Verklebung zwischen Kolbenkern und Schutzauflage (Teflon) kann sich aufgrund von Wärmeentwicklung (Kompressionswärme und/oder Reibungswärme) lösen.
- Die elektrischen Zuführungen sind bei freischwingender Verdrahtung eine Fehlerquelle.

3.2.1 Idee

Die zentrale Idee hinter dem Design dieses Kompressors ist es, eine möglichst symmetrische Halterung der beweglichen Komponente (Linear-Motor und Kompressionsmechanik) zu erhalten, damit diese sicher geführt werden kann und auch bei kurzfristig von außen wirkenden Kräften (Schläge u. ä.) ein Kontakt zur Zylinderwand verhindert werden kann. Da ein Kolben nur einseitig gehalten werden kann, wurde hier eine Konstruktionsweise gewählt, bei der der Kolben fest montiert und der Zylinder beweglich konstruiert ist.

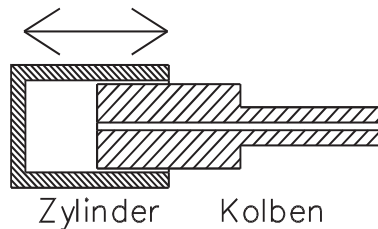


Abbildung 3.5: Skizze von Kolben und bewegtem Zylinder

Diese Bauweise (Abb. 3.5) wurde realisiert und hat sich als außerordentlich langlebig und stabil erwiesen. Leider ist die Montage sehr kompliziert und zeitaufwendig, außerdem ließen die selbst gefertigten Scheibenfedern nur einen sehr kleinen Zylinderhub zu.

³Bei Tests ist es vorgekommen, daß sich die Spule von der Halterung löste.

3.2.2 Aufbau und Konstruktion

3.2.2.1 Gesamtaufbau

In Abb. 3.6 ist der komplette Kompressor mit beweglichen Zylindern (engl.: moving cylinder) in seinem Tank dargestellt. Dabei ist in der Mitte die Zentralplatte (13) mit den beiden eingeschraubten und verklebten Kolben (1) zu sehen. Über diese stülpen sich die beiden Zylinder (2) und darüber der Linearmotor mit Permanentmagnet (8) und den beiden Polschuhen (9) sowie der Spule (10). Diese hängt an der Spulenhalterung (5), die Zylinder, Spule und inneres Federpaket (4) miteinander verbindet. Der Zylinder wird auf der anderen Seite von der äußeren Federpakethalterung (7) zusätzlich gehalten.

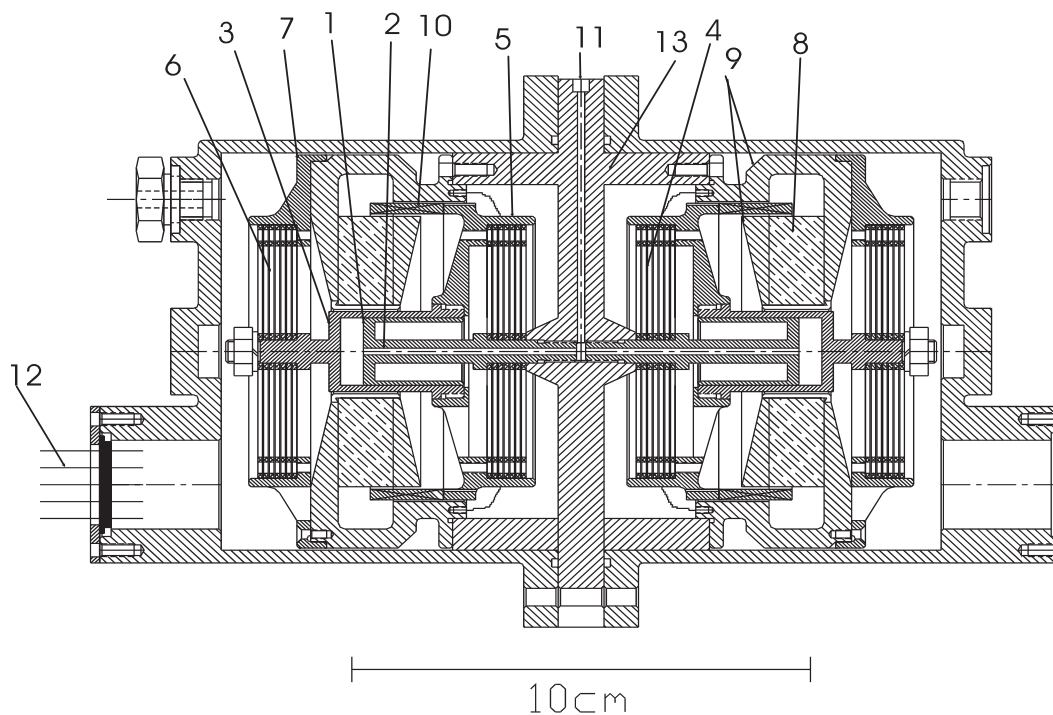


Abbildung 3.6: Gesamtaufbau des moving-cylinder-Kompressors

1	Kolben	8	Permanentmagnet
2	Kolbenbohrung	9	Weicheisenpolschuh
3	Zylinder	10	Spule
4	inneres Federpaket	11	Druckanschluß
5	innere Federpakethalterung	12	elektrischer Anschluß
6	äußeres Federpaket	13	Zentralplatte
7	äußere Federpakethalterung		

3.2.2.2 Kolben und Zylinder

Die Kolben sind fest in der Zentralplatte verschraubt und verklebt. Durch Bohrungen durch die Kolbenachse wird das komprimierte Gas in die Kompressormitte und von dort nach außen geleitet (siehe Abb. 3.5). Die Kolben sind mit einer Teflonbeschichtung versehen, die bei Leybold Vakuum GmbH, Köln, mit den Kolben verklebt wurde. Die Kolbenausrichtung gibt für den aufsetzenden Zylinder die Ausrichtung an. Sie sollte sich deshalb auch bei thermischer Aufheizung nicht mehr verändern. Mit den Kolben werden auch die inneren Federpakete befestigt. Diese müssen deshalb vorher an der inneren Federpakethalterung verschraubt werden. Die beiden Kolben haben einen Durchmesser von 16 mm. Bei einem maximalen Hub von 6 mm ergibt sich daraus ein maximal möglicher Hubraum von:

$$(16 \text{ mm})^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 6 \text{ mm} \cdot 2 = 2413 \text{ mm}^3 = 2,4 \text{ cm}^3 \quad (3.16)$$

3.2.2.3 Linearmotor

Der Linearmotor besteht aus zwei Permanentmagneten aus Neodym-Eisen-Bor (NdFeB). Polschuhe aus Weicheisen führen den magnetische Fluß zum Luftspalt und sind Teil des mechanischen Gerüsts des Kompressors. Der Magnetfluß durch Weicheisen, im Luftspalt und der Umgebung des Linearmotors wurde in Abb. 3.7 mit Hilfe eine Simulationsprogrammes [36] dargestellt.

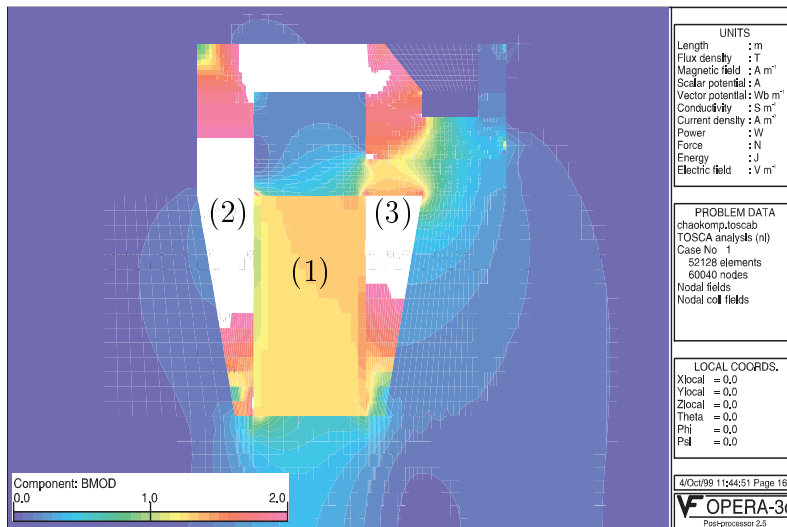


Abbildung 3.7: Berechnete Verteilung der magnetischen Flußdichte von Dauermagnet (1) und den beiden Polschuhen (2) und (3)

In Abb. 3.7 ist der Betrag der magnetischen Flußdichte $|B| = \sqrt{B_x^2 + B_y^2 + B_z^2}$ dargestellt. Für die Spulenbewegung ist nur das magnetische Feld in radialer Richtung von Bedeutung. Das radiale Spulenfeld ist aber gegenüber den statischen Feldern zu vernachlässigen, so daß zur Modellierung des Linearmotors nur das Festmagnetfeld berechnet wird. Deutlich heben sich der Dauermagnet (1) und die beiden Polschuhe (2) und (3) gegen die Umgebung ab. Innerhalb der weißen Flecken in den Polschuhen liegt die Flußdichte über der maximal dargestellten Grenze von 2 T (Dies gilt auch für alle anderen Abbildungen von Verteilungen der magnetischen Flußdichte). Links unten und oben ist ein "Auslaufen" der magnetischen Flußdichte aus dem Weicheisen zu erkennen.

Die Spulen sind selbsttragend und bestehen aus dem Spulendraht und Epoxidharzkleber (UHU Plus Zwei-Komponentenkleber), der während der Wicklung der Spule hinzugegeben wurde. Sie sind mit der Spulenhalterung verklebt, die die Kraft an den zu bewegenden Zylinder weitergibt. Die geometrischen Daten der Spulen sind in Tab. 3.1 dargestellt.

Um Ausfälle durch Unterbrechung der elektrischen Zuführungen zu vermeiden, ist je eine Zuführung auf Gehäusemasse gelegt, die andere Zuführung erfolgt über einen freitragenden Draht. Beide Linearmotoren sind parallel geschaltet. Als Fehlerquelle hat sich das Ende des freitragenden Drahtes herausgestellt, der am Ende der Isolation stülte abriß. Nachdem die Kontaktlötstelle mit dem Ende der Isolation verklebt wurde, sind im Verlauf von über zwei Jahren Dauerbetrieb keine Probleme mehr aufgetreten.

Tabelle 3.1: Daten des Linearmotors

Dimensionen Spule		
Spulenlänge	l	16 mm
Spulenaußendurchmesser	d_a	70 mm
Spulennendurchmesser	d_i	65 mm
Anzahl Windungen	Wdgn	135
Induktivität	L	2 mH
ohmscher Widerstand	R	2,9 Ω
Drahtdicke	d_{Draht}	0,6 mm
Dimensionen Polschuhe		
Breite Polschuhe	$l_{\text{Polschuhe}}$	6 mm
mittleres Magnetfeld im Luftspalt	B	1,0 T

3.2.2.4 Federpakete

Als Feder wurden Scheibenfedern mit Oxforddesign [41] aus Kupfer-Berillium⁴ (CuBe) gewählt. Diese wurden in der institutseigenen Werkstatt durch Funkenerosion aus 0,35 mm starken Blechen hergestellt. Das Design (siehe Abb. 3.8) wurde von [35] mit Hilfe eines Finite-Elemente-Programmes (ANSYS 5.0A) durch Optimierungsrechnungen ermittelt.

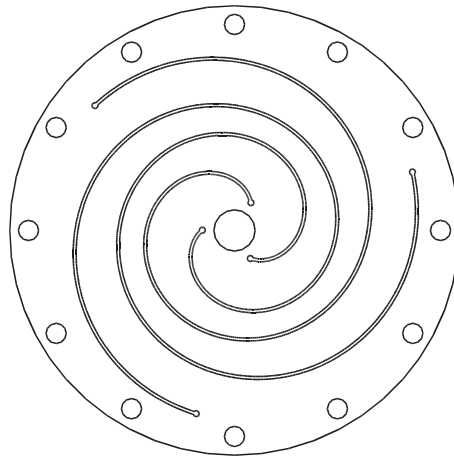


Abbildung 3.8: Scheibenfeder

Die Federn haben einen Außendurchmesser von 60 mm sowie ein Innenloch von 5,5 mm. Sechs Stück bilden zusammen mit Polyimidringen als Platzhalter ein Federpaket. Die Pakete erlauben einen maximalen Hub von ca. 6 mm, bevor auf den Federarmen Oberwellen entstehen, die mit Hilfe eines Stroposkops leicht zu erkennen sind. Die stabile Kolbenführung ist dann nicht mehr gewährleistet, weil die zusätzlichen Bäuche auf den Federarmen an die Bäuche der anderen Federn anschlagen. Es ist ein typisches Scheppern zu hören.

3.2.3 Meßergebnisse und Auswertung

Das System wurde am 6. Juni 1997 mit einem angeschlossenen Ballastvolumen von 12,5 cm³ in Betrieb genommen (siehe Tab. 3.2). Es läuft seit diesem Tag ohne Unterbrechung seit fast 25000 h. Durch leichte Lecks ist der Mitteldruck von 24,4 bar bis zum 18. Oktober 1999 auf 16,6 bar abgesunken. Nach Wiederauffüllen auf 24,4 bar ergaben sich die gleichen Ergebnisse wie zur Startzeit vor zwei Jahren. Der Kolbenschlitz hat sich daher wahrscheinlich nicht vergrößert, und auch der Linearmotor zeigt keine Degradierungseffekte. Im Verlauf von fünf Monaten⁵

⁴Brush Wellman GmbH; Stuttgart, CuBe 2; Legierung 25

⁵Ende dieser Dissertation

Tabelle 3.2: Betriebsdaten

		6.6.97	18.10.99
Fülldruck	\bar{P} [bar]	24,4	16,6
Druckhub	ΔP [bar]	3,5	2,7
Spannung	ΔU [V]	14,1	14,6
Strom	ΔI [A]	7,1	5,0
$\phi_{\Delta U, \Delta I}$	[°]	24	6
Leistung	[W]	11,4	9,1
Frequenz	f [Hz]	50	50
$\phi_{\Delta P, \Delta U}$	[°]	-80	-90

ergaben sich keine weiteren Änderungen. Aufgrund der Kolbenhubbeschränkung ist der Druckhub mit ca. 3 bar bescheiden und die Leistungsaufnahme mit 10 W gering. Das System hat in den zweieinhalb Jahren keine sichtbaren Degenerations-effekte gezeigt. Nach dem Beheben der Bruchprobleme bei den freischwingenden Drähten sind keine Fehler mehr aufgetreten. Um weitere Probleme festzustellen, ist auf einen Ausfall zu warten.

3.3 Kompressor mit beweglichen Kolben

Die beim Bau und Betrieb des Kompressors mit beweglichen Zylindern erworbenen Kenntnisse sollten in ein neues, verbessertes Design eines Kompressors einfließen. Im einzelnen wurden folgende Punkte angegangen:

- Die komplizierte Montage und Ausrichtung wurde vereinfacht und die Anzahl der benötigten Teile verringert; dabei ist möglichst platzsparend geplant worden.
- Um den Kompressor im Betrieb besser überwachen zu können, ist eine Echtzeitmessung der Kolbenbewegung integriert worden.
- Für den späteren Einsatz mit einem größeren Kaltkopf, ist der Hubraum von 2 cm³ auf 8 cm³ vergrößert worden. Damit verbunden wurde die maximale Leistungsaufnahme auf etwa 200 W erweitert.

3.3.1 Idee

Aufgrund des Platzverbrauchs und der Komplexität wurde von der Zylinderbewegung auf die konventionelle Kolbenbewegung (engl.: moving piston) mit feststehendem Zylinder gewechselt. Um den größeren Hubraum zu realisieren, wurden sowohl der Kolbendurchmesser als auch der maximale Kolbenhub gesteigert. Dazu mußten andere Federpakete, die einen größeren Hub zulassen, benutzt werden. Diese wurden kommerziell erworben (siehe Kap. 3.3.2.4), ließen sich aber leider leicht aufmagnetisieren, worauf das Magnetfeld im Schwungbereich der Federpakete abgeschwächt werden mußte. Dazu wurden über eine Computersimulation verschiedene Verfahren mit weich- und hartmagnetischen Materialien getestet. Am effektivsten stellte sich eine hartmagnetische Abschirmung heraus, die dann auch eingebaut wurde, so daß der Kompressor in Betrieb genommen werden konnte. Das Verhalten wurde mit den aus den Modellrechnungen erhaltenen Ergebnissen verglichen.

3.3.2 Aufbau und Konstruktion

3.3.2.1 Gesamtaufbau

In Abb. 3.9 ist der komplette Kompressor in seinem Tank dargestellt. In die Zentralplatte (11) ist das Zylinderrohr (2) eingelassen. Darin laufen die beiden Kolben (1), an deren Achse die beiden Federpakete (3) und (4), und dazwischen die Spulenhalterung (9) und angeklebter Spule (8) mit einer Mutter befestigt sind. Auf dem Zylinder, an die Zentralplatte angeschraubt, sitzt der Linearmotor mit Polschuhen (7) und Permanentmagnet (6). Auf dem Motor ist die Federpakethalterung (14) befestigt. Diese hält den statischen Teil der beiden Federpakete. Das äußere Federpaket ist durch einen Abstandshalter an (14) fixiert.

1	Kolben	8	Spule
2	Zylinder	9	Spulenhalterung
3	inneres Federpaket	10	Druckanschluß
4	äußeres Federpaket	11	elektrischer Anschluß
5	Abstandshalter ä.u. F.	12	Zentralplatte
6	Permanentmagnet	13	Anschluß Positionsmessung
7	Weicheisenpolschuh	14	Federpakethalterung

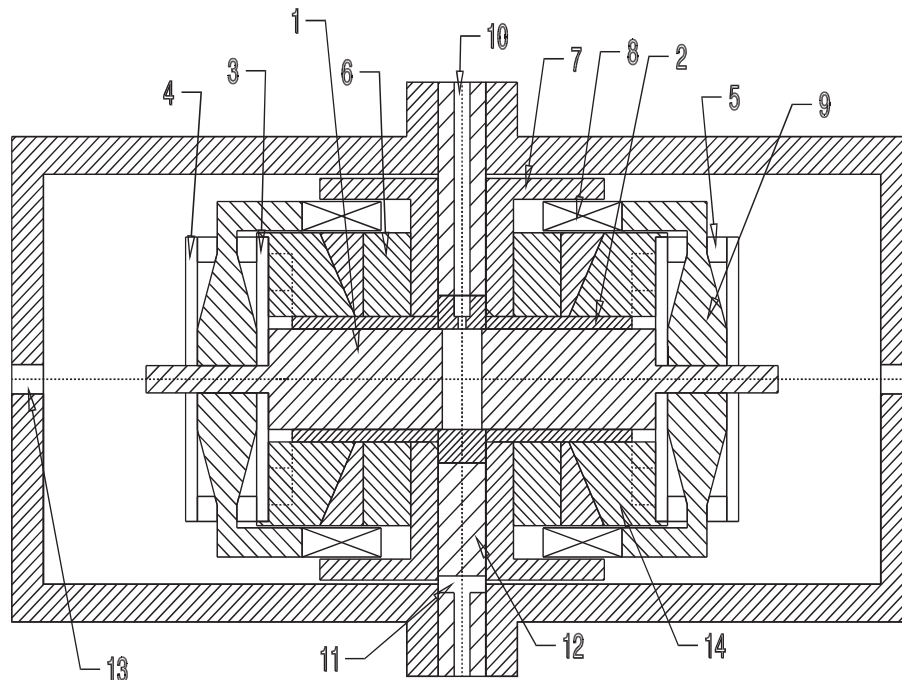


Abbildung 3.9: Gesamtaufbau des moving-piston-Kompressors

3.3.2.2 Kolben und Zylinder

Mit der konventionellen Bauweise Kolben-Zylinder ergeben sich eine Reihe von Vereinfachungen. Es gibt nur noch einen durchgehenden Zylinder mit seitlichem Gasausgang. Die Kolben sind massiv und haben einen Durchmesser von 24 mm, um einen größeren Hubraum zu ermöglichen. Zusammen mit dem größeren Kolbenhub von 9 mm (siehe Kap. 3.3.2.4) erhöht sich der Hubraum auf ca. 8 cm^3 .

$$(24 \text{ mm})^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 9 \text{ mm} = 8143 \text{ mm}^3 = 8,1 \text{ cm}^3 \quad (3.17)$$

Auf der Kolbenachse sind beide Federpakete und die Spulenhalterung aufgesetzt. Um dem Resonanzgewicht (Gl. 3.3) möglichst nahe zu kommen, wurden die Kolben aus Aluminium hergestellt. Der Zylinder besteht aus Edelstahl und ist gehohlt. Bei einer Spaltgröße von $15 \mu\text{m}$ zwischen Kolben plus Teflonschutzschicht und Zylinder sind die unterschiedlichen Ausdehnungen zu berücksichtigen, d. h. die gewünschte Spaltbreite sollte bei Betriebstemperatur erreicht werden.

3.3.2.3 Linearmotor

Der Linearmotor ist für eine größere Leistungsaufnahme ausgelegt, die von vorher 10 W auf jetzt 150 W erhöht wurde. Das Spulenvolumen wurde stark vergrößert

und die Polschuhdicke am Luftspalt auf die größere Spulenlänge l_{sp} eingestellt (Polschuhdicke vorher 6 mm, jetzt 11 mm).

3.3.2.3.1 Permanentmagnet und Polschuhe

Der statische Teil des Linearmotors mit Magnet und Polschuhen wurde vor der Konstruktion mit einem Simulatorprogramm für Magnetfelder (Opera-3D [36]) berechnet und optimiert. Dabei wurde ein Mittel zwischen Magnetfeldführung durch das Weicheisen (möglichst dicke Weicheisenwände) und Gewichtsfaktoren (möglichst geringes Gewicht) gewählt. Das Modell ermöglichte auch die Berechnung von Magnetfeldern außerhalb des magnetischen Kreises (siehe magnetisierbare Federn Kap. 3.3.2.5).

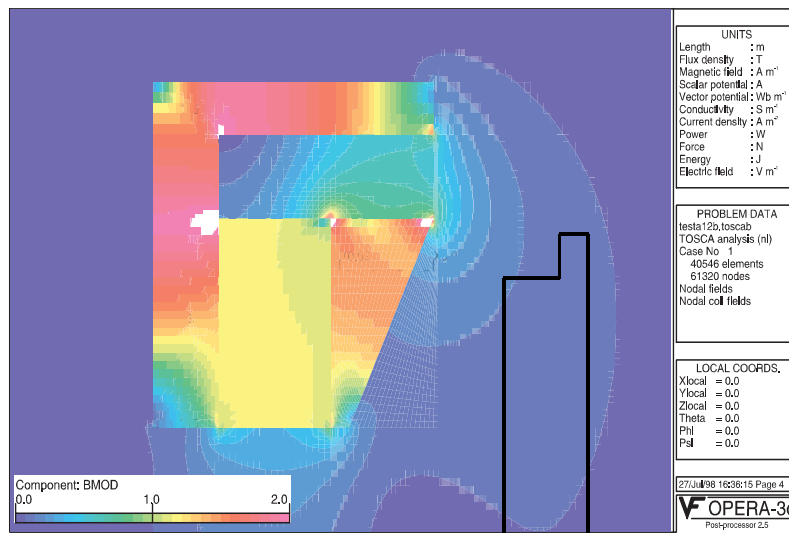


Abbildung 3.10: Bild der magnetischen Flußdichte des Linearmotors

Analog zu Abb. 3.7 ist in Abb. 3.10 der Betrag der magnetischen Flußdichteverteilung dargestellt. Die Polschuhdicke ist jetzt aber so gewählt, daß kein Magnetfeld mehr ausbricht. Zusätzlich ist rechts unten in schwarz der Raum für die Federschwingungen eingezeichnet. Deutlich ist am rechten oberen Rand des Schwungbereichs der Raum für die Auflage des Federpaketes zu sehen. Auch ist zu erkennen, daß das Federpaket sich innerhalb des Streumagnetfelds bewegt (siehe Kap. 3.3.2.5).

3.3.2.3.2 Spule

Das Spulenvolumen wurde vergrößert. Auch hier mußte ein Kompromis zwischen den beiden Größen Spulenvolumen V_{sp} und Spulenhöhe h_{sp} gefunden werden. Ein

größeres Spulenvolumen V_{sp} verkleinert das Verhältnis des ohmschen Widerstandes (nutzlose Wärmeerzeugung) und des induktiven Widerstandes (Krafterzeugung im Linearmotor) $R/\omega L$. Wenn Außendurchmesser $2r_a$ und Spulenlänge l_{sp} beschränkt sind durch einen maximalen Kompressoraußendurchmesser und einen maximalen Federhub, muß für ein größeres Spulenvolumen V_{sp} die Spulenhöhe h_{sp} vergrößert werden. Dafür muß der Luftspalt im magnetischen Kreis vergrößert werden, und damit sinkt dort das B-Feld. Dieses wurde in Abb. 3.11 mit verschiedenen Luftspaltdurchmessern mit Vektor 3D/ Opera [36] durchgerechnet und die Luftspaltdicke gegen den inversen magnetischen Fluß $\Phi^{-1} = (B \cdot A)^{-1}$ aufgetragen. Deutlich ist die antiproportionale Abhängigkeit von Φ zum Luftspaltdurchmesser zu sehen.

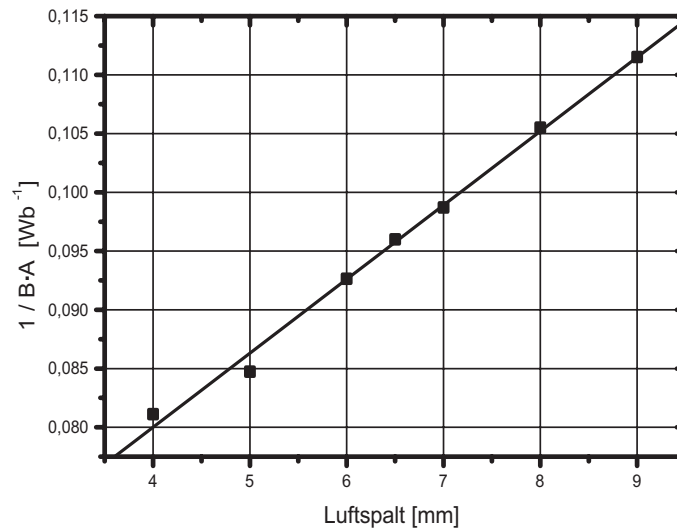


Abbildung 3.11: Inverser magnetischer Fluß gegen Luftspalt

Zu Beginn wird das Verhältnis $\langle \dot{Q}_j \rangle / \langle \dot{W}_{PV} \rangle$ von Joule'scher Wärme zu PV-Arbeit (jeweils pro Zeiteinheit) festgelegt. Daraus errechnet sich über Gl. 3.6 das nötige Spulenvolumen. Mit den Vorgaben für den maximalen Scheibenfederhub ist die Spulenlänge l_{sp} bestimmt. Der maximale Außendurchmesser r_a legt dann die Spulenhöhe h_{sp} fest. Diese bestimmt die Luftspaltdicke, welche nach Abb. 3.11 die magnetische Flußdichte B dort beeinflusst. B ist aber ein Eingangsparameter der PV-Arbeit, so das dieses Problem iterativ gelöst werden kann.

Als Kompromis wurde ein Spulenvolumen von $34,3 \text{ cm}^3$ und ein maximaler Spulenaußendurchmesser von $8,5 \text{ cm}$ gewählt. Weitere Spulendimensionen und -eigenschaften sind in Tab. 3.3 dargestellt.

Um den Kompressor leichter mit Standardleistungsverstärkern betreiben zu können, wurde die Impedanz der Spulen an die von Audioverstärkern (4Ω) angepaßt. Im späteren Einsatz (viele kommerziellen Kompressoren dieser Klasse

(z. B. AIM, Heilbronn) haben eine Eingangsimpedanz von ca. 1Ω) kann diese leicht durch Veränderung der Drahtdicke angepaßt werden (siehe Gl. 3.4 und 3.5).

Aufgrund der größeren Leistung und der damit verbundenen Aufheizung des Systems ergaben sich Probleme mit der Verklebung der Spule, da sich diese bei hohen Eingangsleistungen (200 W) von der Spulenhalterung löste. Diese Probleme wurden gelöst, indem der in Kap. 3.3.2.6 entwickelte Kleber benutzt wurde.

Tabelle 3.3: Eigenschaften des Linearmotors

Dimensionen Spule		
Spulenlänge	l	20 mm
Spulenaußendurchmesser	d_a	85 mm
Spulennendurchmesser	d_i	71 mm
Anzahl Windungen	Wdgn	400
Induktivität	L	13 mH
ohmscher Widerstand	R	5,5 Ω
Drahtdicke	d_{Draht}	0,6 mm
Dimensionen Polschuhe		
Breite Polschuhe	$l_{\text{Polschuhe}}$	11 mm
mittleres Magnetfeld im Luftspalt	B	0,5 T

3.3.2.4 Federpakete

Weil der maximale Kolbenhub durch die verwendeten Federpakete bestimmt wird, wurden bei diesem Kompressor kommerzielle Pakete von Peckham Engineering verwendet (siehe Abb. 3.12). Diese bestehen aus je sieben Federn mit einem Außendurchmesser von 68 mm und einen Innenloch von 6,53 mm. Die Federpakete erlauben einen maximalen Hub von 9 mm. Der Außenring und das innere Dreieck sind starr, die Verbindungsstege dazwischen sind die Federarme.

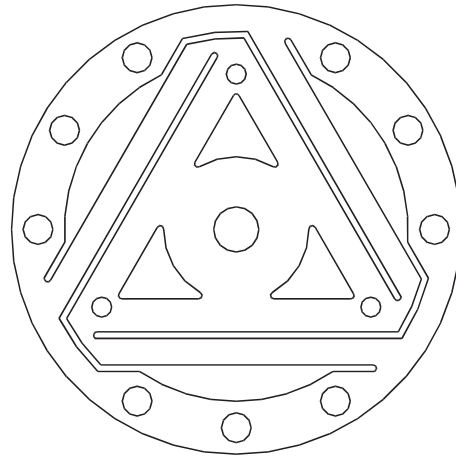


Abbildung 3.12: Scheibenfeder

3.3.2.5 Abschirmung des Magnetfelds für magnetisierbare Federn

Es stellte sich heraus, daß die Federn aufgrund der verwendeten Stahlsorte (US-Norm: SS 400) leicht aufzumagnetisieren waren. Sie wurden in Richtung des Magnetfeldes des Permanentmagneten gezogen. Um mit den Federn trotzdem arbeiten zu können, war es nötig, das Magnetfeld im Bereich der bewegten Federn so weit zu reduzieren, daß die Ablenkung der Federn den Betrieb des Kompressors nicht weiter behindern.

Dazu wurden mit einer Hallsonde die tatsächlichen Magnetfelder an verschiedenen Stellen des Kompressors gemessen und mit den theoretischen Werten verglichen. Da es eine gute Übereinstimmung gab, wurden weitere Optimierungen am Computer mit [36] durchgeführt.

3.3.2.5.1 Weichmagnetische Abschirmung

Zuerst wurde eine weichmagnetische Abschirmung versucht, d. h. das Magnetfeld sollte mit Trafoblechen aus der Zone der Federpakete verdrängt werden. Dazu wurde der zur Magnetfeldverdrängung zur Verfügung stehende Platz zwischen der Federpakethalterung und dem Schwungbereich des Federpaketes mit fünf parallelen Weicheisenplatten ausgefüllt (Abb. 3.13).

Da hier kein großer Verdrängungseffekt zur erkennen war, wurden vier Trafobleche mit einem Winkel zueinander eingesetzt (Abb. 3.14).

Aber auch hier wurde kein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt, obwohl eine Verdrängung des Magnetfeldes zur Mitte des Kompressors (untere Kante von Abb. 3.14) im Vergleich zu Abb. 3.13 deutlich zu sehen war.

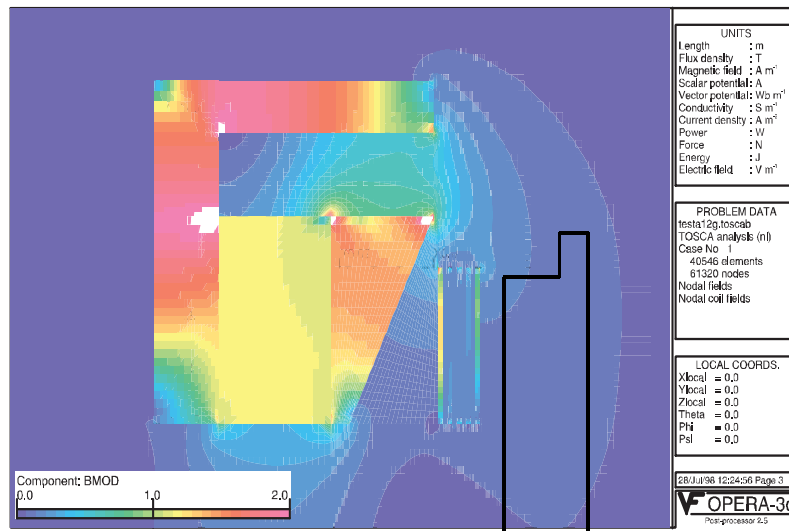


Abbildung 3.13: B-Feld bei fünf Trafoblechen zur Abschirmung

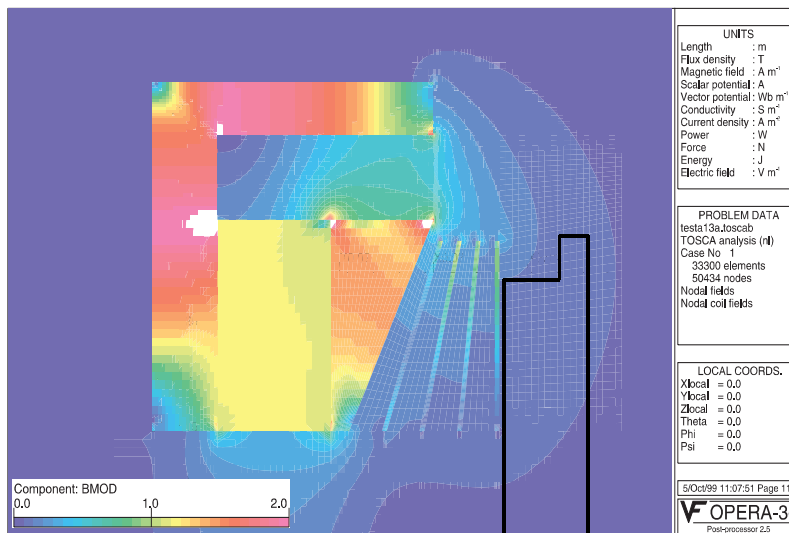


Abbildung 3.14: B-Feld bei vier schrägen Trafoblechen zur Abschirmung

3.3.2.5.2 Hartmagnetische Abschirmung

Als erfolgversprechender stellte sich die hartmagnetische Abschirmung heraus. Dabei wurden in Gegenrichtung zum Grundfeld magnetisierte Permanentmagnete als Abschirmung benutzt. Die Programmsimulation ergab, daß NdFeB benutzt werden mußte, weil das kostengünstigere Aluminium-Nickel-Cobalt (AlNiCo) vom Grundmagnetfeld einfach ummagnetisiert werden würde (Abb. 3.15 linkes Teilbild; weil die ummagnetisierte AlNiCo-Scheibe sonst fast nicht zu erkennen wäre, ist sie hier mit einem Rechteck markiert).

Dieses erklärt sich aus Abb. 3.15 Bild rechts: Die Koerzitivkraft von AlNiCo ist zu

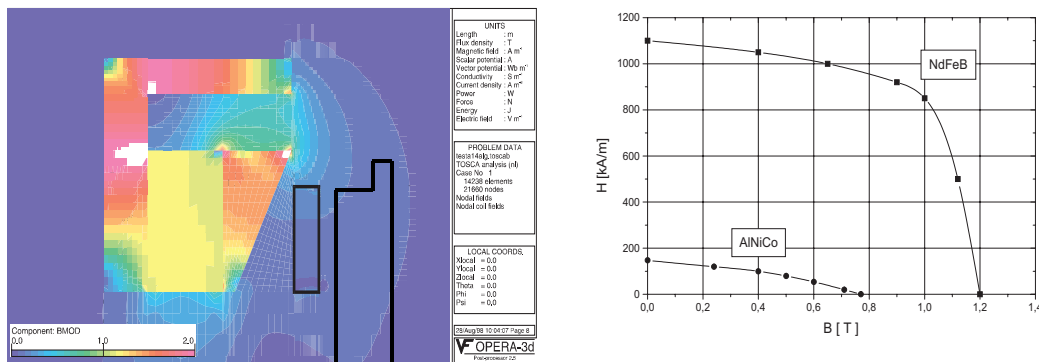


Abbildung 3.15: B-Feld mit AlNiCo als hartmagnetischem Abschirmmagnet, und Entmagnetisierungskurven von AlNiCo bzw. NdFeB

gering, wogegen kleine NdFeB-Scheiben das Magnetfeld ausreichend abschwächen können.

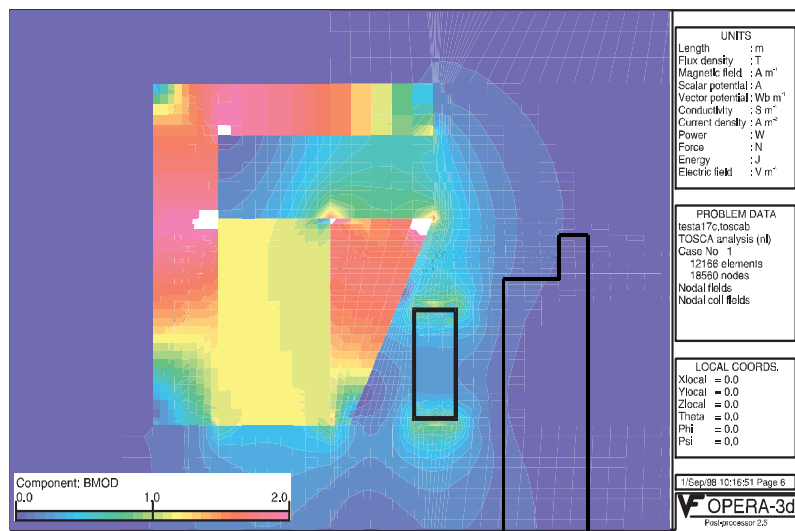


Abbildung 3.16: B-Feld mit NdFeB Abschirmmagneten

Diese hartmagnetische Abschirmung (Abb. 3.16; die Abschirmung ist mit einem Rechteck markiert) mit einer NdFeB-Scheibe wurde gewählt und realisiert. Der Kompressor konnte daraufhin wieder betrieben werden, ohne daß die Federpakete durch das Magnetfeld des Hauptmagneten angezogen wurden.

3.3.2.6 Temperaturstabile Verklebung von Aluminium mit Teflon

Als weiteres Problem stellte sich das Kleben der Teflonbeschichtung auf die Aluminiumkolben heraus. Zuerst wurde wie in Kap. 3.2 die Schicht mit Epoxidharzkleber (UHU PLUS Zwei-Komponentenkleber) verklebt. Aufgrund der viel stärkeren Hitzeentwicklung durch die höhere Leistungsaufnahme löste sich diese Verklebung wieder. M. DIETRICH konnte mit einer Versuchsreihe mit verschiedenen Klebern und Härtern in unterschiedlichen Mischungsverhältnissen einen zufriedenstellende Kleber erhalten (siehe [20]). Um die Verklebung zu verstärken, wurde die Oberfläche der Aluminiumkolben durch Sandstrahlen aufgeraut und die Teflonoberfläche mit Natronlauge aktiviert. Diese Verklebung war auch bei größerer Hitzeentwicklung aufgrund der stärkeren Leistungsaufnahme stabil.

3.3.2.7 Schwungmasse

Um den elektrischen Leistungsverbrauch des Kompressors zu minimieren, sollten die Kolben in Resonanz laufen. Dazu muß die Masse des schwingenden Systems an die Betriebswerte angepaßt werden. Mit Hilfe von Gl. 3.3 läßt sich die benötigte Schwungmasse berechnen (Tab. 3.4). Dabei ist P_r das sogenannte Druckverhältnis aus Hochdruck P_{hoch} zu Niederdruck P_{tief} .

Tabelle 3.4: theroretische Schwungmasse

Frequenz	f	50	Hz
Hubraum	V	8	cm^3
Kolbenhub	s	9	mm
Druckhubverhältniss	$P_r = \frac{P_{\text{hoch}}}{P_{\text{tief}}}$	1,7	
Fehlwinkel (s. Abb. 3.2)	θ	0	$^\circ$
Kaltkopfwinkel (s. Abb. 3.2)	ϕ	37,5	$^\circ$
axiale Federkonstante	k_z	0,6	N/cm
Gesamtschwungmasse	m_{ges}	1030	g
theo. Schwungmasse einer Seite	m	515	g

Die Massen von Spulenhalterung, Draht, Kleber sowie Kolben samt Beschichtung und Befestigung wurden durch Wiegen bestimmt. Zur Bestimmung der Schwungmasse eines Federpaketes wurde das Gesamtgewicht eines Paketes gemessen und daraus ein anteiliges Gewicht für den schwingenden Teil des Federpakete errechnet.

Tabelle 3.5: Schwungmasse einer Kompressorseite

Spulenhalterung + Draht + Kleber	357,2 g
Kolben + Teflonbeschichtung + Unterlegscheibe + Mutter + Alureflexscheibe	65,1 g
beweglicher Anteil zweier Federpakete	58,8 g
exp. Schwungmasse einer Seite	481,1 g

3.3.2.8 Echtzeitpositionsbestimmung der Kolbenposition

Die Positionsbestimmung basiert auf der Messung der diffusen Rückstreuung über ein Infrarot-LED-Photodioden-System (siehe Abb. 3.17 oben). Das IR-Licht wird dabei über ein Lichtleitersystem in das Kompressordruckgefäß geleitet. Das Positionierungssystem samt Meß- und Auswertelektronik wurde von M. DIETRICH entworfen und gebaut [20]. Als Reflexionsebene dient eine kleine, leichte, sandgestrahlte Aluminiumscheibe, die den IR-Lichtstrahl diffus reflektiert. Über die Kalibrierung in Abb. 3.17 ist damit die Positionsbestimmung im Betrieb möglich. Durch die Kolbenposition kann der Volumenfluß bestimmt werden. Zusammen mit der am Kompressorausgang gemessenen Druckvariation ergibt sich damit ein in Echtzeit bestimmtes PV-Diagramm.

3.3.2.9 Elektrische Anschlüsse

Um die elektrischen Zuführungen in den Drucktank führen zu können, wurde in die Zentralplatte ein Sackloch gebohrt. Quer zum Ende dieser Bohrungen laufen zwei weitere Bohrungen zu den beiden Linearmotoren. So konnten die Leitungen verlegt und gestestet werden, ohne daß wie bei dem Vorgängerkompressor (Kap. 3.2) die Deckel geschlossen werden mußten. Die Leitungen wurden in den Bohrungen mit Stycast⁶ vergossen. Dieser Kleber ist heliumdicht und sehr hitzebeständig. Außerdem erlaubt diese Technik sehr kleine elektrische Durchführungen.

⁶Stycast 2850GT; Emerson & Cuming, speciality polymers; National Storch & Chemical Company

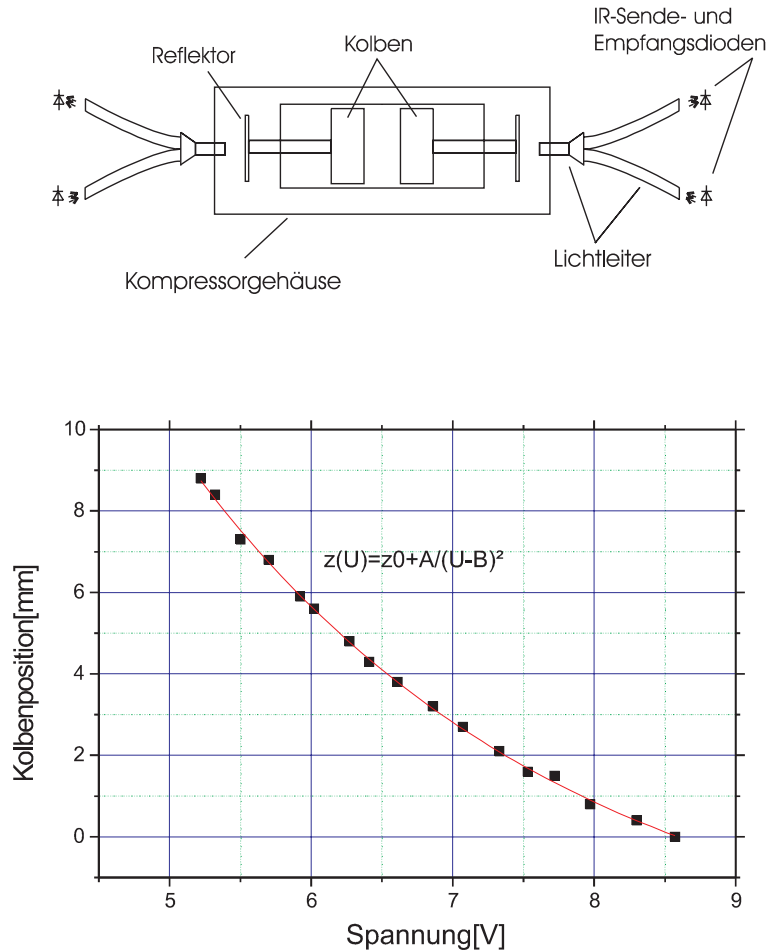


Abbildung 3.17: Oben: Aufbauskeizze der Positionierungsmessung; Unten: Kolbenposition gegen Spannung für Kalibrierung der Positionsbestimmung

3.3.3 Meßergebnisse und Auswertung

In Abb. 3.18 ist ein PV-Diagramm dargestellt, das mit der Positionsbestimmung aufgenommen wurde. Angeschlossen an den Kompressor war eine 30 cm lange Kupferkapillare mit 2 mm Innendurchmesser. Am Ende dieser Kapillare befand sich ein 6 cm³ großes Tankvolumen als Abschluß des Kompressorausgangs.

Die Kompression verlief nicht komplett adiabatisch, wie die von Null verschiedene Fläche des PV-Diagramms zeigt. Bei höheren Frequenzen bis zu 90 Hz wird dieser Fläche immer kleiner, und das PV-Diagramm geht in eine Adiabate über.

Um den Kompressor und das entworfene Modell zu testen, wurden mit dem 6 cm³-Anschlußtank Versuche durchgeführt. Dazu wurde der Mitteldruck des Systems von 3 bis 21 bar variiert und die Amplituden und Phasen von Strom I , Kolbenposition z und Druck ΔP_{bv} im Anschlußtank gemessen und mit den theoretischen

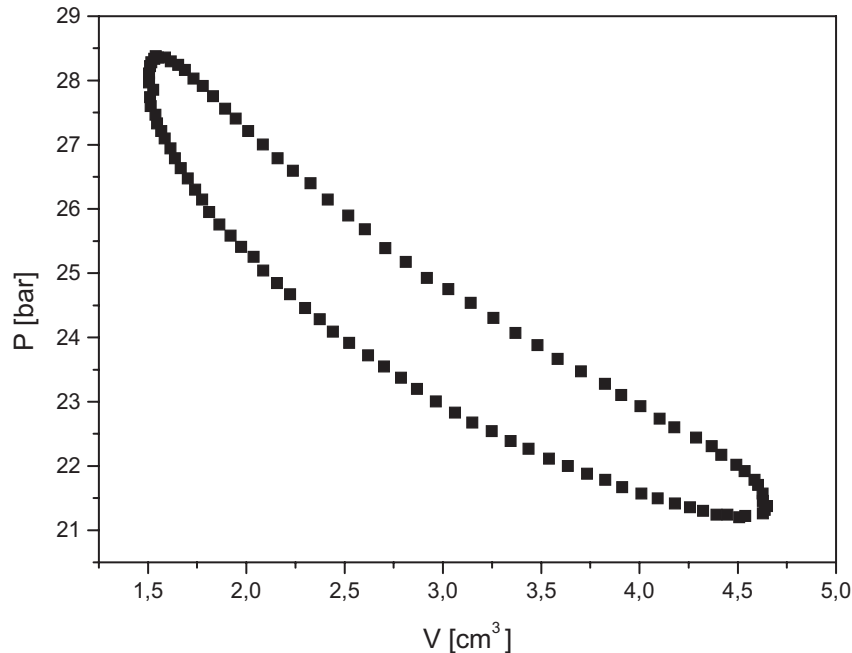


Abbildung 3.18: PV-Diagramm für ein Anschlußvolumen von 6 cm^3 ; Betriebsdaten: elektr. Leistung 146 W ; Mitteldruck 24 bar ; Frequenz 50 Hz

Modellergebnissen verglichen. In Abb. 3.19 sind dazu die normierten, d. h. durch den Maximalwert geteilten Amplituden von I , z und ΔP_{bv} gegen den Mitteldruck aufgetragen. Die Maximalwerte der Amplituden sind in Tab. 3.6 dargestellt.

Deutlich ist in Abb. 3.19 zu erkennen, daß die Resonanzen des elektrischen Systems, sichtbar am Minimalwert des Stroms I , und des mechanischen Systems, erkennbar am Maximum der Kolbenauslenkung z , ein wenig auseinanderliegen. Dieses Verhalten zeigt sowohl das Experiment als auch das Modell. Ein optimal angepaßter Kaltkopf sollte einen Anschlußwiderstand Z_{ges} besitzen, so daß beide Resonanzen im gleichen Mitteldruck zusammenfallen.

Bei der Positionsbestimmung im Experiment ist allerdings noch ein weiteres Verhalten überlagert: Bei verringertem Mitteldruck erhöht sich das Signal der Positionsmessung. Dies wurde zum Zeitpunkt der Messung noch nicht berücksichtigt und erklärt das weitere Ansteigen der Kolbenamplitude zu kleineren Mitteldrücken hin. Das Maximum von z bei ca. 6 bis 7 bar ist aber trotzdem auch in den experimentellen Daten klar zu erkennen. Das elektrische System hat seine Resonanz bei etwas höheren Drücken von ca. 10 bar, was am Minimum des Stroms I zu sehen ist. Im Unterschied zum Modell ist aber die Dämpfung im Experiment deutlich stärker und somit das Minimum im Vergleich zur Modell schwächer ausgeprägt. Das Verhalten der Druckamplitude ΔP_{bv} ist in Modell und Experiment

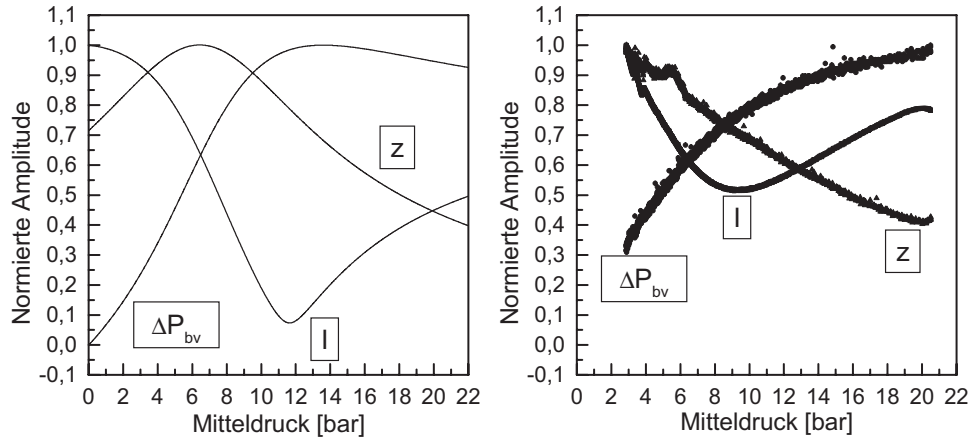


Abbildung 3.19: Normierte theoretische und experimentelle Amplituden von I , z und ΔP_{bv} in Abhängigkeit von \bar{P}

gleich und wird mit zunehmendem Mitteldruck stärker.

In den absoluten Amplitudenspitzenwerten in Tab. 3.6 sind kleine Abweichungen zwischen Experiment und Modell zu erkennen. Das Experiment liefert bei gleichem Eingangstrom etwas höhere Kolbenhübe Δz und Druckhübe ΔP als das Modell. Dies kann zum einen mit Abweichungen zwischen dem ideal-sinusförmigen Modell und dem mit Oberwellen behafteten Experiment (siehe Kap. 4.2.1) als auch mit Messungenauigkeiten erklärt werden.

Tabelle 3.6: Amplituden von I , z und ΔP_{bv} für Modell und Experiment aus Abb. 3.19

		Modell	Experiment
Strom I	[A]	1,8	1,8
Kolbenhub Δz	[mm]	2,9	3,3
Druckhub im Tank ΔP_{bv}	[bar]	2,5	3,2

In Abb. 3.20 sind die Phasenlagen relativ zur sinusförmigen Eingangsspannung für Strom I , Kolbenposition z und Druckamplitude im Anschlußvolumen P_{bv} gegen den Mitteldruck aufgetragen. Die Resonanz des elektrischen Systems ist am Nulldurchgang der Phase des Stroms I zu erkennen. Dieser Übergang fällt im Experiment aufgrund der Dämpfung schwächer als im Modell aus.

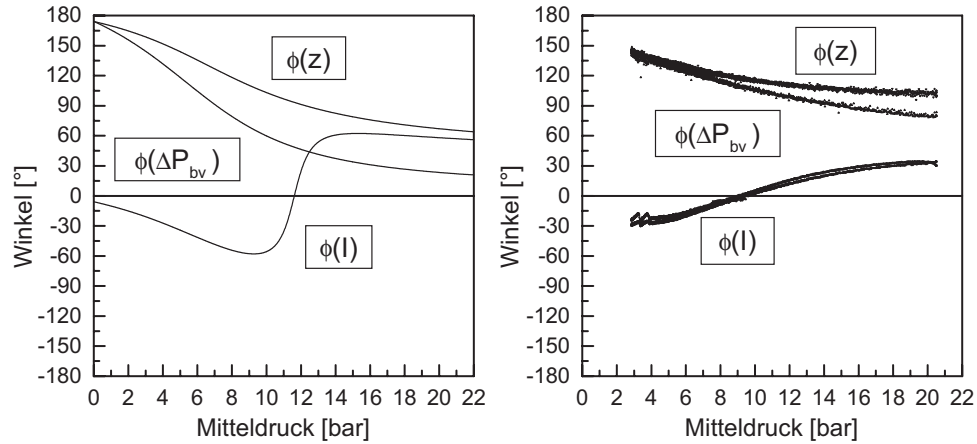


Abbildung 3.20: Theoretische und experimentelle Phasen von I , z und ΔP_{bv} in Abhängigkeit von \bar{P}

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß das Modell das Verhalten des Experiments sowohl für die Amplituden als auch für die Phasen von Strom I , Kolbenposition z und Druckvariation ΔP_{bv} richtig wiedergibt. Als Abweichung fällt noch eine stärkere Dämpfung im Experiment auf, die das Modell nicht richtig wiedergibt.

Kapitel 4

Kaltkopf

Der Kaltkopf ist der zweite Bestandteil des Kühlers. Er erhält vom Kompressor die Druckwelle und wandelt diese in einen Enthalpietransport bzw. Wärme- fluß vom kalten zum warmen Ende um. Dabei sorgt der Kaltkopf dafür, daß die Erwärmung des Arbeitsgases durch die Kompression immer am warmen Ende stattfindet und die Abkühlung durch die Expansion an kalten Ende, wodurch ein Wärmetransport vom kalten zum warmen Ende des Kaltkopfes stattfindet und eine Last am kalten Ende abgekühlt werden kann.

4.1 Theorie

Um die Kühlwirkung eines Kaltkopfes wie z. B. von einem Gifford-McMahon-, (G.-M.) Stirling- und auch Pulsröhrenkühler zu erläutern, wird der Vorgang am besten zeitlich in vier Arbeitstakte zerlegt (Abb. 4.1).

Der Kaltkopf besteht aus einem Arbeitsraum mit Verdränger und Anschluß an einen Kompressor, der für die Druckvariation sorgt. Ein Wärmetauscher am kalten Ende (kWT) hilft dem Arbeitsgas, Wärme von außen aufzunehmen. Der Stirlingkühler hat zusätzlich einen Wärmetauscher am warmen Ende (wWT). Bei einem Stirlingkühler wird die Kompressordruckwelle direkt an den Arbeitsraum weitergegeben, der G.-M.-Kompressor versorgt ein Hoch- (H) und ein Niederdruckreservoir (N), welche dann abwechselnd mit dem G.-M.-Kaltkopf verbunden werden.

Zu Beginn des ersten Taktes ist der Verdränger im Arbeitsraum am kalten Ende des Arbeitsraums (in Abb. 4.1 rechts), und das Arbeitsgas befindet sich deshalb

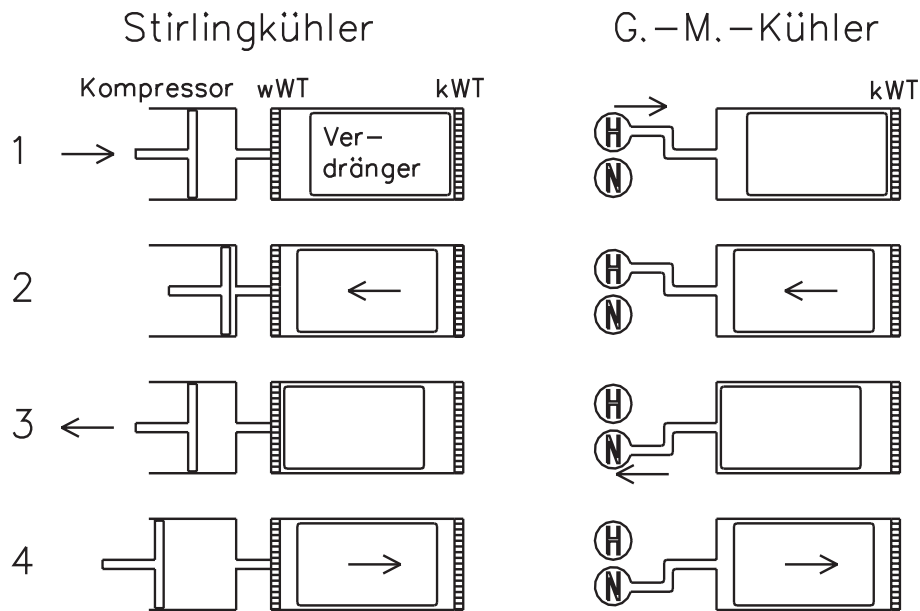


Abbildung 4.1: Stirling- und Gifford-McMahon-Kühler

am warmen Ende (hier links). Im ersten Takt komprimiert der Stirlingkompressor das Arbeitsgas im System isotherm, da der Wärmetauscher am warmen Ende (wWT) durch Wasserkühlung, Kühlrippen, Ventilator o. ä. auf konstanter Temperatur gehalten wird. Im zweiten Takt schiebt der Verdränger das Arbeitsgas zum kalten Ende, indem er sich selbst zum warmen Ende bewegt. Dieser Vorgang findet isochor statt. Im dritten Takt expandiert der Kompressor das Arbeitsgas. Dies sollte isotherm erfolgen, da hier aufgrund eines Wärmetauschers am kalten Ende das Arbeitsgas Wärme aus der Umgebung aufnehmen kann. Im vierten Takt wird das Arbeitsgas durch den Verdränger isochor zum warmen Ende zurückgeschoben. Da sich bei einem realen Stirlingkühler Verdränger- und Arbeitskolben sinusförmig bewegen, entstehen keine echten Isothermen und Isochoren, sondern die Kurven werden abgerundet.

Der G.-M.-Kreislauf unterscheidet sich vom Stirling-Kreislauf insofern, als die Kompression und die Expansion durch Öffnen von Ventilen zu Hoch- und Niederdruckreservoirs erfolgen. Die Druckänderungen im Arbeitsraum erfolgen damit sehr schnell, praktisch adiabatisch. Nach dem Öffnen des Hochdruckventils im ersten Takt und der nahezu adiabatischen Kompression schiebt der Verdränger das Gas im zweiten Takt aufgrund des offenen Hochdruckventils isobar zum kalten Ende. Mit dem Schließen des Hochdruckventils und dem Öffnen des Niederdruckventils im dritten Takt drückt das komprimierte Gas am kalten Ende das in Richtung Niederdruckventil vor ihm liegende Gas zum Niederdruckventil hin-

aus. Diese Arbeit kann vom Arbeitsgas über den kalten Wärmetauscher (kWT) als Wärme aus der Umgebung aufgenommen werden. Im vierten Takt wird das Gas bei offenen Niederdruckventil isobar vom Verdränger zum warmen Ende hin verschoben

Ein nach Abb. 4.1 gebauter Kaltkopf könnte nur eine Temperaturdifferenz zwischen warmem und kaltem Ende erzeugen, die durch einen einzigen Kühlzyklus entsteht. Indem das Arbeitsgas zwischen warmen und kaltem Ende durch einen Wärmespeicher (Regenerator) geleitet wird, können größere Temperaturdifferenzen erreicht werden (siehe Abb. 4.2, Bild in der Mitte).

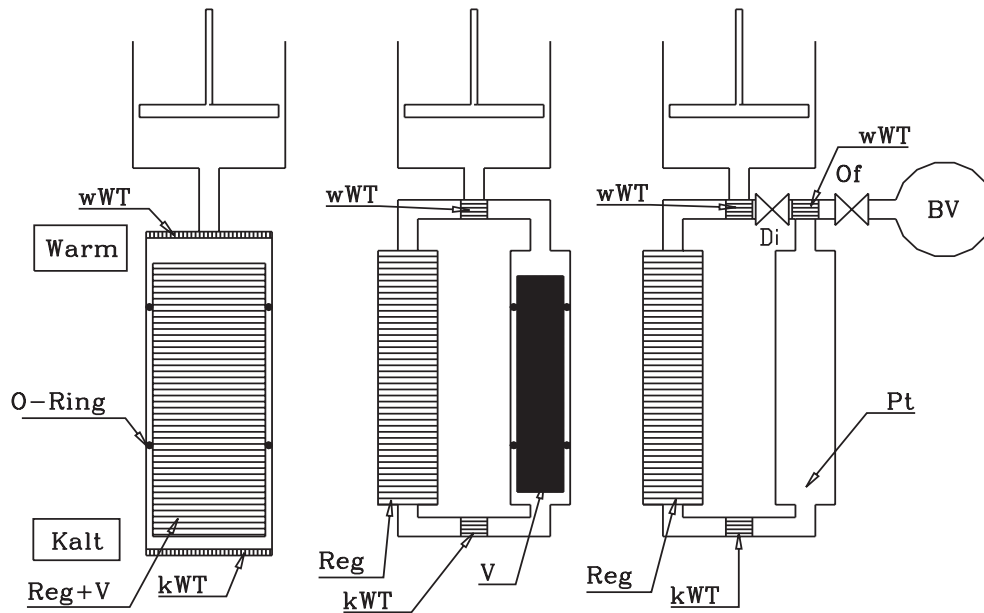


Abbildung 4.2: Vergleich Stirlingkühler - Pulsröhrenkühler

Hier ist der Verdränger (V) mit O-Ringen gegen die Außenwand abgedichtet und das bewegte Arbeitsgas muß durch den Wärmespeicher (Regenerator Reg) hindurch. Da diese Dichtungen sowohl in kalten als auch in warmen Umgebungen arbeiten müssen stellen sie bei Stirling- und G.-M.-Kühlern ein Problem dar (genaueres siehe [21]). Damit der Kaltkopf kompakter gestaltet werden kann, wird häufig der Regenerator in den Verdränger integriert (siehe Abb. 4.2 Bild links).

Ein Pulsröhrenkühler verzichtet auf diesen aktiv betriebenen Phasenschieber und vermeidet die damit verbundenen Probleme mit Dichtungen u. ä.. Das Arbeitsvolumen wird hier Pulsrohr (engl.: pulse-tube Pt) genannt, dahinter werden zusätzliche Impedanzen (Orifice Of, Double-Inlet Di) und Volumina (BV) angeschlossen (Abb. 4.2 Bild rechts). Außerdem werden häufig zwei warme Wärmetauscher

(wWT) genutzt, einen Nachkühler (Aftercooler) für die Abfuhr der Kompressorwärme und einen Wärmetauscher am Ende des Pulsrohres (Pt) zur Abfuhr des Wärmeflusses aus der Kühllast. Ein großes Ballastvolumen (BV), daß über eine Impedanz (Of) an den warmen Wärmetauscher des Pulsrohres angeschlossen ist, erhält die Druckschwankungen aus dem Pulsrohr nur stark abgeschwächt. Damit hängt der Gasfluß in dieses Volumen hinein hauptsächlich vom Druck im Pulsrohr ab. Am warmen Ende des Pulsrohres sind Massenfluß und Druckhub deshalb in Phase. Für diese Phasengleichheit sorgt beim Stirling- und G.-M.-Kühler der zwangsgesteuerte Verdränger. Beim PRK ändert sich jedoch diese Phase beim Durchgang durch das Pulsrohr in den kalten Bereich, da das Gasvolumen sich adiabatisch abkühlt bzw. erwärmt, was einen zusätzlichen Gasfluß 90° phasenverschoben zum Druckhub im Pulsrohr erzeugt. Die Summe dieser beiden Gasflüsse führt am kalten Ende des Pulsrohres zu einem Fehlwinkel von ca. 30° (siehe Abb. 4.3). Durch einen weiteren Einlaß am warmen Ende (Double-Inlet Di) und lange Kapillaren (Inertance-Kapillaren) als Orifice-Ersatz versucht man, diesen Fehlwinkel zu verkleinern.

Für die Simulation der Vorgänge in einem Pulsröhrenkühlerkaltkopf gibt es zwei Klassen von theoretischen Ansätzen, die aus verschiedenen Richtungen das PRK-System betrachten und beide ihre Berechtigung haben.

Für große Pulsröhrenkühler mit langsamer Pulsfrequenz (1 bis 12 Hz) und einer G.-M.-typischen Druckpulsversorgung (Kompressor Typ 2, siehe Kap. 3) eignet sich die "finite Elemente"-Methode. Der Kaltkopf wird in viele kleine Teile zerlegt und für jeden die Zustandsgleichungen gelöst. Die Druckwelle wird dabei meistens als trapezförmig angenommen, und für die vier Zeitintervalle (Druckabfall, Niederdruck, Druckanstieg und Hochdruck) werden jeweils konstante Verhältnisse angenommen. Der Einfachheit halber wird meistens der Regenerator als idealisotherm ($P \cdot V = \text{const}$), und das Pulsrohr als ideal-adiabatisch ($P \cdot V^\gamma = \text{const}$ mit $\gamma = c_p/c_v = 5/3$ für ein einatomiges Gas wie Helium) angenommen (Beispiel siehe [48]). Die entstehenden Differentialgleichungen werden dann numerisch (Runge-Kutta u. ä.) gelöst.

Kleine Kühlersysteme, z. B. Stirlingkühler, speisen den Kaltkopf direkt mit der Kompressordruckwelle (Kompressor Typ 1). Diese Kühler werden bei hohen Druckpulsfrequenzen von typischerweise 50 Hz betrieben. Zur Modellierung nutzt man hier die Fourier-Methode. Für kleine Druckhübe wird relativ zum Mitteldruck eine Sinusform für alle dynamischen Größen (Druck, Massenfluß, Volumenfluß, Temperatur...) angenommen. Diese sind damit durch Amplitude, Frequenz und Phase bestimmt. Da die Frequenz offensichtlich bei allen Größen gleich der Pulsfrequenz des Kompressors ist, bleiben noch Amplitude und Phase. Diese werden als Vektoren bzw. komplexe Zahlen dargestellt. Damit werden aus

den Differentialgleichungen algebraische Gleichungen, die sich leichter lösen lassen. Dies wurde zuerst von R. RADEBAUGH in [5] für ideale Gase beschrieben. Für die Verhältnisse im Pulsrohr erhielt er für den Massenfluß \dot{m}_k am kalten Ende des Pulsröhrenkühlers:

$$\dot{m}_k = \frac{V_{\text{pt}}}{R_{\text{He}} T_k \gamma} \cdot \dot{P}_{\text{pt}} + \frac{T_w}{T_k} \cdot \dot{m}_w \quad (4.1)$$

V_{pt}	: Pulsrohrvolumen
R_{He}	: spezifische Gaskonstante von Helium (2077 J/kg K)
T_k/T_w	: Temperatur am kalten / warmen Ende des Pulsrohres
γ	: Adiabatenkoeffizient (c_p/c_v)
\dot{P}_{pt}	: zeitliche Ableitung des Drucks im Pulsrohr
\dot{m}_k/\dot{m}_w	: Massenfluß am kalten / warmen Pulsrohrende

Gl. 4.1 besagt, daß der Massenfluß \dot{m}_k am kalten Ende sich zusammensetzt aus dem Massenfluß \dot{m}_w am warmen Ende, der aufgrund der Dichteänderung zwischen warmen und kalten Ende mit dem Normierungsfaktor T_w/T_k multipliziert wird, und der adiabatischen Kompression des Arbeitsgases im Pulsrohr $\propto \dot{P}_{\text{pt}}$. Der Massenfluß am warmen Ende wurde in [5] unter Vernachlässigung des Kaltkopftotvolumens gleich dem Massenfluß \dot{m}_o durch das Orifice in das Ballastvolumen gesetzt ($\dot{m}_w = \dot{m}_o$). Wird ein zweiter Einlaß (engl.: double-inlet DI) parallel zu Regenerator und Pulsrohr geschaltet (siehe Abb. 4.2 Bild rechts) kann ein Teil des Gases vom Ballastvolumen auch am Pulsrohr vorbei durch den zweiten Einlaß \dot{m}_2 abfließen, und der Massenfluß am warmen Pulsrohrende beträgt jetzt $\dot{m}_w = \dot{m}_o - \dot{m}_2$. In Abb. 4.3 sind die Massenflüsse für sinusförmigen Verlauf als Vektoren für einen Orifice- und einen Double-Inlet-Pulsröhrenkühler dargestellt. Die Massenfluß- und Druckgrößen beschreiben hier keine zeitlichen Funktionen mehr, sondern sind komplexe Zeiger, die Amplitude und Phase der jeweiligen Sinusfunktionen repräsentieren.

Dabei ist in Abb. 4.3 nach rechts der Massenfluß durch das Orifice \dot{m}_o in das Ballastvolumen dargestellt, relativ dazu sind die Phasenwinkel der anderen Zeiger ausgerichtet. Phasengleich zu \dot{m}_o liegt der dynamische Druck¹ im Pulsrohr P_{pt} . Die Ableitung des dynamischen Pulsrohrdrucks \dot{P}_{pt} eilt beiden Vektoren 90° voraus. Die Summe beider Vektoren ergibt den Massenfluß am kalten Ende \dot{m}_k^{of} eines Orifice-Pulsröhrenkühlers. Der zusätzliche Massenfluß durch den zweiten Einlaß eines Double-Inlet-Pulsröhrenkühlers (hier \dot{m}_2) verschiebt die Phase von \dot{m}_k^{di} und verkleinert die Phasendifferenz ϑ zwischen \dot{m}_k und P_{pt} im Vergleich zu \dot{m}_k^{of} (siehe Fußnote 1 auf Seite 4).

¹Die Druckwelle setzt sich aus dem Mitteldruck und dem dynamischen Druck zusammen.

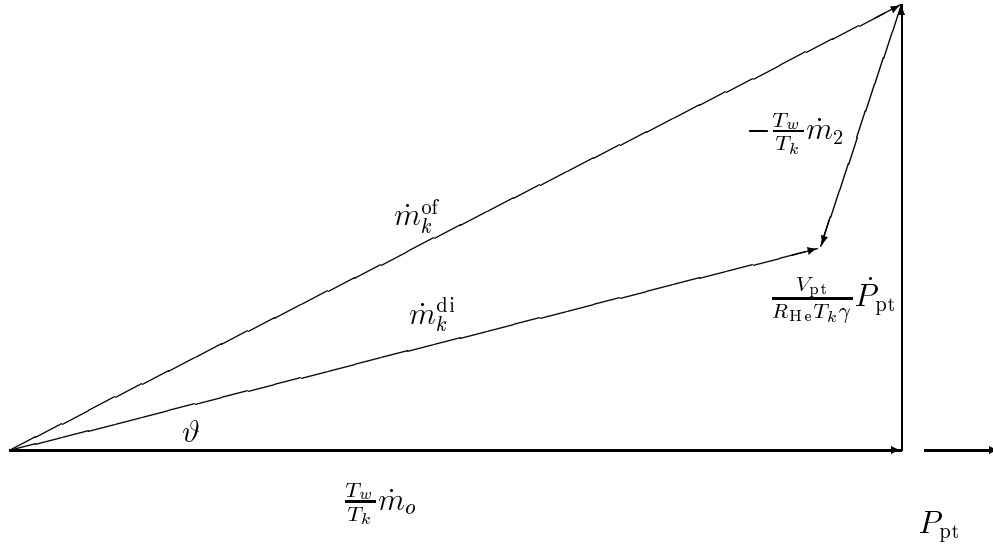


Abbildung 4.3: Typisches Zeigerdiagramm der Verteilung der Massenflüsse und Drücke eines Pulsröhrenkühlers im Orifice- bzw. Double-Inlet-Modus (Fehlwinkel ϑ)

Die ideale Kühlleistung am kalten Ende erhält man, indem der Enthalpiefluß \dot{H} vom kalten zum warmen Ende berechnet wird. Mit diesem und den Verlusten des Kühlers läßt sich die Netto-Kühlleistung bei einer bestimmten Temperatur T_k des kalten Endes bestimmen. Nach [5] beträgt der Enthalpiefluß gemittelt über eine Periode $\langle \dot{H} \rangle$ für sinusförmige Druckvariationen und Massenflüsse :

$$\langle \dot{H} \rangle = \frac{c_p}{\tau} \oint \dot{m}_k \cdot T_k \cdot dt = \frac{R_{He} T_k}{2\bar{P}_{pt}} \cdot \dot{m}_k \cdot P_{pt} \cdot \cos \vartheta \quad (4.2)$$

Dabei ist $R_{He} = 2077 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ die spezifische Gaskonstante für Helium, c_p die spezifische Wärmekapazität von Helium bei konstantem Druck, τ die Periodendauer $1/f$ und \bar{P} der Druck im Pulsrohr gemittelt über eine Periode.

4.2 Modellierung des Pulsröhrenkühlers

Das hier entwickelte Modell eines Pulsröhrenkühlerkaltkopfes baut auf der harmonischen Näherung auf, wie sie in [12] beschrieben ist. Ausgehend von der Annahme, die das Modell beschreibenden Funktionen Druck und Massenfluß seien sinusförmig, können über Laplace-Transformationen die zeitabhängigen Funktionen in Vektoren bzw. komplexe Zahlen transformiert werden. Durch die Darstellung des dynamischen Drucks als Spannung und des Massenflusses als Strom

können die einzelnen Bestandteile eines Kaltkopfes im Modell durch elektrische Bauteile ersetzt werden. Damit steht der Modellierung die ganze Bandbreite zur Simulation elektrischer Bauelemente zur Verfügung. Für das benutzte Modell werden die Bestandteile des Kaltkopfes als Vierpole betrachtet. Die vier Kontakte sind Eingangsspannung (dynamischer Druck am Bauteileingang), Eingangsstrom (Massenfluß am Bauteileingang), Ausgangsspannung (dynamischer Druck am Bauteilaustritt) und Ausgangsstrom (Massenfluß am Bauteilaustritt).

Für die Bauteile selbst werden die komplexen Impedanzen Z berechnet. Damit kann bei angelegter Spannung (dynamischer Druck) der fließende Strom (Massenfluß) berechnet werden ($\dot{m} = P \cdot Z$). Außerdem ist die Gesamtimpedanz des Kaltkopfes und der Verbindungsleitung Z_{ges} ein Eingangswert für die Modellierung des Kompressors (siehe Gl. 3.10). Als Bauteile werden benötigt: Verbindungsleitungen, Regenerator, Pulsrohr, Impedanzen und Ballastvolumen. Die Impedanz einer vom Fluid durchflossenen Verbindungsleitung oder Kapillare ist aber nicht vom Massenstrom unabhängig, d. h. laminar, sondern besitzt während einer Periode auch turbulente Anteile (ins elektrische Schaltbild übertragen bedeutet dies, daß der Widerstand vom angelegten Strom abhängt). Um dieses Problem zu lösen, wird die Impedanz von Verbindungsleitungen und Kapillaren iterativ berechnet, d. h. sie wird für einen geschätzten Massenfluß ausgerechnet, dann der daraus resultierende Massenstrom bestimmt, und dieser wieder für eine neue Impedanzberechnung benutzt, bis die Ergebnisse konvergieren.

4.2.1 Reale Druckwellen und ihre harmonische Näherung

Da für die beschreibenden Funktionen nur Sinusformen berücksichtigt werden, können die Lösungen nur Näherungen für die Wirklichkeit sein. Um ein Maß für den Fehler zu bekommen, wurde von gemessenen Druckwellen unter typischen Betriebsbedingungen (Double-Inlet-Modus, Mitteldruck $\bar{P}=20$ bar, elektrische Kompressoreingangsleistung 50 W, Kaltkopftemperatur $T_k=80$ K) über eine Fourier-Analyse der Anteil der höheren harmonischen Bestandteile bestimmt. Das Verhältnis Grundwelle zu Oberwellen stellt dann ein Maß für die Übereinstimmung von Modell und Wirklichkeit dar. Dazu wurde ein Computerprogramm erstellt, das aus den gemessenen Druckkurven (Abb. 4.4, der dynamische Druck von P_{bv} ist um den Faktor 2 vergrößert dargestellt) die Beträge der Fouriertransformierten bildet.

In Abb. 4.5 sind die Beträge der Fourier-Transformation der Druckkurven zu erkennen. Neben der Grundfrequenz bei 50 Hz sind noch Peaks der harmonischen Oberwellen bis 650 Hz zu erkennen.

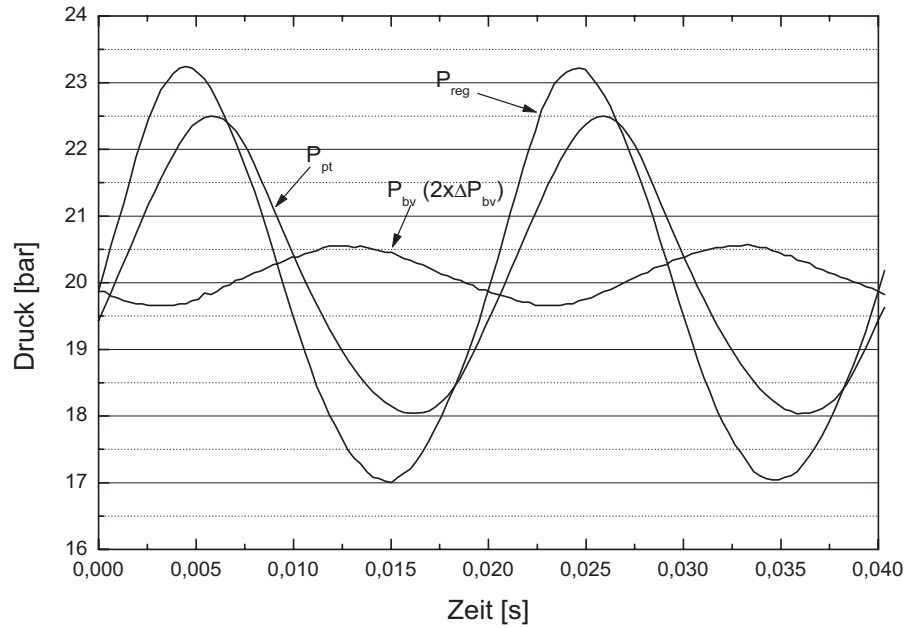


Abbildung 4.4: Bild einer typischen experimentellen Druckwelle für Regeneratoreingang P_{reg} , Pulsrohr P_{pt} und Ballastvolumen P_{bv} (dyn. Druck von P_{bv} um den Faktor 2 vergrößert) ($\bar{P} = 20 \text{ bar}$, elektr. Kompressorleistung 50 W , $T_k = 80 \text{ K}$)

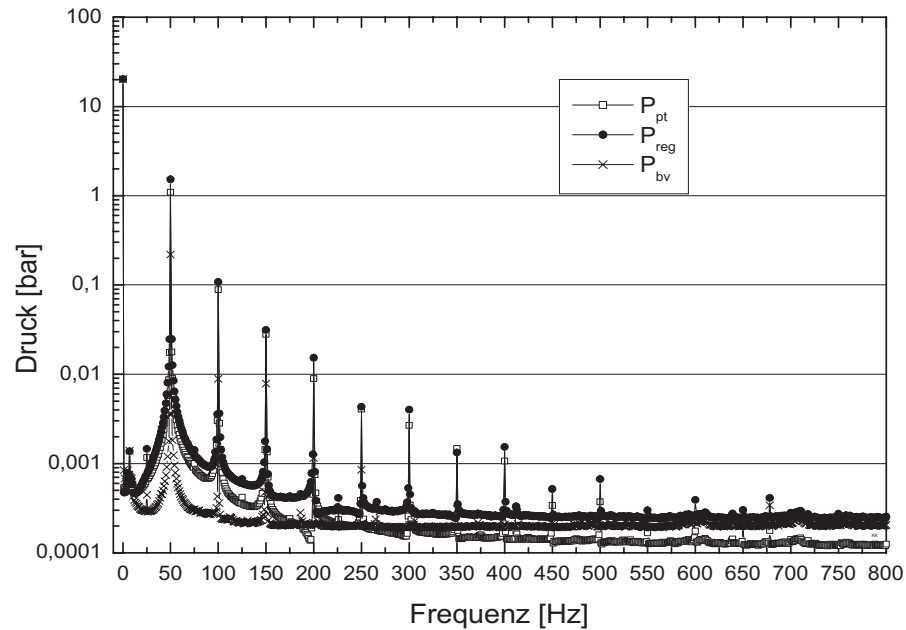


Abbildung 4.5: FFT-Analyse für die Druckwellen in Abb. 4.4 mit Amplituden für Regenerator, Pulsrohr und Ballastvolumen

Als Maß für den Fehler des harmonischen Ansatzes wurden die Grundwellen bei 50 Hz ins Verhältnis zur Summe der Oberwellen gesetzt. In Tab. 4.1 sind die Peakhöhen der drei Druckwellen von der Grundfrequenz bis zu 650 Hz dargestellt. Die Summen der Oberwellen erreichen etwa 10% bis 13% des Wertes der Grundwellen. Damit kann zur Modellierung auch mit den Grundwellen gearbeitet werden, ohne daß ein zu großer Fehler gemacht wird.

Tabelle 4.1: Peaks der Fouriertransformierten

Frequenz [Hz]	Peakhöhe [bar] Regenerator	[bar] Pulsrohr	[bar] Ballastvolumen
50	1,53200	1,09130	0,22000
100	0,10840	0,08880	0,00890
150	0,03160	0,02800	0,00790
200	0,01530	0,00900	0,00120
250	0,00430	0,00410	0,00085
300	0,00400	0,00270	0,00021
350	0,00130	0,00150	0,00031
400	0,00150	0,00110	0,00021
450	0,00052	0,00034	0,00021
500	0,00067	0,00037	0,00020
550	0,00030	0,00017	0,00022
600	0,00039	0,00018	0,00000
650	0,00030	0,00020	0,00000
Σ	0,13646	0,16855	0,02019
Anteil der Oberwellen	12,5%	11,0%	9,2%

4.2.2 Verbindungsleitung

Weil die Strömung in einer engen Leitung zeitlich zwischen turbulentem ($\Delta P \propto \dot{m}^2$) und laminarem Fluß ($\Delta P \propto \dot{m}$) wechselt, wird ersatzweise eine lineare Lösung² angestrebt. Da aber der Widerstand der Leitung als Proportionalitätskonstante durch $R = \Delta P/\dot{m}$ definiert ist, ist dieser bei turbulentem Fluß vom Massenfluß \dot{m} abhängig und \dot{m} wiederum vom Widerstand. Die Lösung wird deshalb iterativ bestimmt. Als Ansatz für den spezifischen Rohrwiderstand $\kappa = R \cdot A/l$ einer Verbindungsleitung mit Länge l und Querschnittsfläche A wird analog zu [12] eine Näherung aus [15] benutzt.

$$\kappa = 0,1556 (v_{max}d/\nu)^{-0.201} (v_{max}/d) \quad (4.3)$$

$v_{max} = \frac{\dot{m}_i + \dot{m}_o}{2\rho \cdot (d^2\pi/4)}$: Maximalgeschwindigkeit im Rohr
$\dot{m}_{i,o}$: Eingangs-, Ausgangsmassenfluß
d	: Rohrdurchmesser
ν	: kinematische Viskosität

Die grundlegenden Gleichungen sind die Kontinuitätsgleichung (Gl. 4.4) und die Impulserhaltung (Gl. 4.5)

$$\tilde{C} \cdot \frac{\partial P(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}(x,t)}{\partial x} = 0 \quad (4.4)$$

$$\tilde{L} \cdot \frac{\partial \dot{m}(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial P(x,t)}{\partial x} + \tilde{R} \cdot \dot{m}(x,t) = 0. \quad (4.5)$$

$\tilde{R} = \kappa/A$: Flußwiderstand pro Längeneinheit
$\tilde{C} = A/R_{He}T$: Flußkapazität bei Gastemperatur T pro Längeneinheit
$\tilde{L} = 1/A$: Flußinduktivität pro Längeneinheit
A	: Rohrquerschnittsfläche

\tilde{R} , \tilde{C} und \tilde{L} bezeichnen hier Größen pro Länge, während R , C und L auf ein komplettes Bauteil bezogen sind. Da der Druck P nur in Form von Ableitungen auftritt, reicht es aus, ab hier nur noch den dynamischen Druck zu betrachten. Zusammen stellen die beiden Gleichungen ein System aus gekoppelten Wellengleichungen dar, das durch Laplace-Transformationen [39] gelöst werden kann (Laplacevariable $s = i\omega$).

²Die Vierpolrechnung läßt nur lineare Ansätze zu

$$s\tilde{C} \cdot P(x, s) + \frac{\partial}{\partial x} \dot{m}(x, s) = 0 \quad (4.6)$$

$$(\tilde{R} + s\tilde{L}) \cdot \dot{m}(x, s) + \frac{\partial}{\partial x} P(x, s) = 0 \quad (4.7)$$

Nach Ableiten von Gl. 4.6 nach x und Einsetzen in Gl. 4.7, bzw. umgekehrt, können $P(x, s)$ und $\dot{m}(x, s)$ getrennt werden, und es ergeben sich entkoppelte Wellengleichungen:

$$P(x, s) - \frac{1}{\Gamma^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} P(x, s) = 0 \quad (4.8)$$

$$\dot{m}(x, s) - \frac{1}{\Gamma^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} \dot{m}(x, s) = 0 \quad (4.9)$$

mit $\Gamma = \sqrt{s\tilde{C}(\tilde{R} + s\tilde{L})}$.

Um Gl. 4.8 und 4.9 zu lösen, wird ein allgemeiner Ansatz für Wellengleichungen genutzt (hin- und rücklaufende ebene Wellen).

$$P(x, s) = a \cdot e^{\Gamma x} + b \cdot e^{-\Gamma x} \quad (4.10)$$

$$\dot{m}(x, s) = c \cdot e^{\Gamma x} + d \cdot e^{-\Gamma x} \quad (4.11)$$

Für den Fall $x = 0$ werden nun Gl. 4.10 und 4.11, sowie Gl. 4.6 und 4.7 gelöst, damit ergibt sich ein Gleichungssystem für a , b , c und d :

$$\begin{aligned} P(x=0, s) &= a + b & \dot{m}(x=0, s) &= c + d \\ b &= \Gamma/s\tilde{C} \cdot d & c &= s\tilde{C}/\Gamma \cdot a \end{aligned} \quad (4.12)$$

Wird dieses System nach a , b , c und d aufgelöst und in Gl. 4.10 und 4.11 eingesetzt, können der dynamische Druck $P_o(s) = P(x=l, s)$ und der Massenfluß $\dot{m}_o(s) = \dot{m}(x=l, s)$ am Rohrausgang (out) aus den Daten am Rohreingang (in) $P_i(s) = P(x=0, s)$, $\dot{m}_i(s) = \dot{m}(x=0, s)$ bestimmt werden.

$$\begin{bmatrix} P_o(s) \\ \dot{m}_o(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\Gamma \cdot l) & -Z \sinh(\Gamma \cdot l) \\ -Z^{-1} \sinh(\Gamma \cdot l) & \cosh(\Gamma \cdot l) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_i(s) \\ \dot{m}_i(s) \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

$Z = \Gamma/s\tilde{C}$: Impedanz des Rohres

l : Länge des Rohres

4.2.3 Regenerator

Der Regenerator wird ähnlich der Verbindungsleitung aus Kap. 4.2.2 berechnet. Da der hydraulische Durchmesser³ d_h eines Regenerators sehr klein ist und damit die Reynoldszahl Re unterhalb der kritischen Reynoldszahl Re_{krit} (Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung) bleibt, ist die Strömung laminar und der spezifische Flußwiderstand κ ist unabhängig vom Massenfluß \dot{m} und ohne Iteration direkt zu berechnen. Nach [12] und [16] ergibt sich $\kappa = \bar{\alpha}\epsilon\nu$ mit dem Rohrreibungskoeffizienten $\bar{\alpha} = \alpha + (\beta/d_h)\epsilon Re$ bestehend aus $\alpha = 175/(2\epsilon d_h^2)$ und $\beta = 1,6/(2\epsilon^2 d_h)$, sowie der Porosität ϵ und der kinematischen Viskosität ν . Die Regeneratormatrix wird dabei durch die Porosität ϵ und den hydraulischen Durchmesser d_h charakterisiert. Diese Größen berechnen sich aus den Grundmaßen der Matrix wie Drahtdicke d_m und freie Maschenweite d_w über

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi d_w \sqrt{(d_w + d_m)^2 + d_w^2}}{4(d_w + d_m)^2} \quad \text{und} \quad d_h = d_w \cdot \frac{\epsilon}{1 - \epsilon}. \quad (4.14)$$

Bei Kontinuitätsgleichung und Impulserhaltungsgleichung ist nun auch die Temperaturänderung entlang des Regeneratorrohres zu berücksichtigen. Dabei wird angenommen, daß das Temperaturprofil längs des Regenerators linear verläuft. Wird die Temperatur $T(x, t) = \bar{T} + \hat{T}(x, t)$ mit $\bar{T} = (T_{warm} + T_{kalt})/2$ in einen konstanten und einen dynamischen Anteil zerlegt, ergibt sich für die Kontinuitätsgleichung [12] mit dem Mitteldruck \bar{P}

$$\bar{T} \frac{\partial P(x, t)}{\partial t} - \bar{P} \frac{\partial \hat{T}(x, t)}{\partial t} + \frac{R_{He} \bar{T}^2}{A} \frac{\partial \dot{m}(x, t)}{\partial x} = 0 \quad (4.15)$$

und die Impulserhaltungsgleichung [12]

$$\frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial P(x, t)}{\partial t} + \frac{\kappa}{A} \dot{m}(x, t) = 0. \quad (4.16)$$

Da auch hier der Druck P nur in Ableitungen vorkommt, wird wieder nur der dynamische Druck betrachtet. Für A muß die "freie" Regeneratorquerschnittsfläche, ohne den von den Netzen eingenommenen Bereich, eingesetzt werden. Um Gl. 4.15 und 4.16 lösen zu können, muß noch die Temperaturverteilung des Gases

³Der hydraulische Durchmesser erlaubt das Benutzen von Strömungsformeln für kreisrunde Rohre auch mit anderen Rohrformen, indem er einen Äquivalentdurchmesser angibt. Für ein kreisrundes Rohr entspricht d_h dem Rohrdurchmesser

$\hat{T}(x, t)$ bekannt sein. Nach [12] ergibt sich für die Energiegleichung des Regeneratorgases ($T_s =$ Temperatur der Matrix)

$$\frac{\tilde{C}_f}{\gamma} \frac{\partial P(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}(x, t)}{\partial t} + \frac{\tilde{C}_t}{\gamma \tau_g} [\hat{T}(x, t) - \hat{T}_s(x, t)] = 0 \quad (4.17)$$

und der Regeneratormatrix

$$\tau_s \frac{\partial \hat{T}_s(x, t)}{\partial t} + [\hat{T}_s(x, t) - \hat{T}(x, t)] = 0. \quad (4.18)$$

$\tilde{C}_f = \frac{A}{R_{\text{He}} \bar{T}}$: Flußkapazität pro Längeneinheit aufgrund von Druckänderungen
$\tilde{C}_t = \tilde{C}_f \cdot \frac{\bar{P}}{\bar{T}}$: Flußkapazität pro Längeneinheit aufgrund von Temperaturänderungen
$\tau_g = \frac{C_{gas}}{A_o h}$: Zeitkonstante für Gastemperaturänderungen
$\tau_s = \frac{C_m}{A_o h}$: Zeitkonstante für Matrixtemperaturänderungen
$C_{gas} = \rho_{gas} \epsilon V_{reg} c_v$: Wärmekapazität des Regeneratorgases
$C_m = \rho_{gas} (1 - \epsilon) V_{reg} c_m$: Wärmekapazität der Regeneratormatrix
V_{reg}	: Volumen des leeren Regeneratorrohrs
c_v	: spezifische Gaswärmekapazität bei konstantem Volumen
c_m	: spezifische Wärmekapazität des Regeneratormaterials
$A_o = 4 \cdot V_{reg} (1 - \epsilon) / d_m$: Regeneratormatrixoberfläche
$h = 0,33(\lambda/d_h) Re^{0,67}$: Konvektionswärmetransferkoeffizient nach [12]
λ	: Gaswärmeleitfähigkeit

Werden jetzt Gl. 4.17 und 4.18 zusammengefaßt, ergeben sich in Laplacekoordinaten eine neue Kontinuitätsgleichung

$$\frac{d\dot{m}(x, s)}{dx} + s\tilde{C}_{ft}P(x, s) = 0 \quad (4.19)$$

und eine neue Gasimpulserhaltungsgleichung

$$\frac{dP(x, s)}{dx} + (\tilde{R} + s\tilde{L})\dot{m}(x, s) = 0. \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned}
\tilde{R} &= \frac{\kappa}{A} = \frac{\tilde{\alpha}\epsilon V}{A} & : \text{ Flußwiderstand pro Längeneinheit} \\
\tilde{L} &= \frac{1}{A} & : \text{ Flußinduktivität pro Längeneinheit} \\
\tilde{C}_{ft} &= \tilde{C}_f \frac{1 + \frac{\tau_s}{\tau_g(1+s\tau_s)}}{\gamma + \frac{\tau_s}{\tau_g(1+s\tau_s)}} & : \text{ Flußkapazität pro Längeneinheit}
\end{aligned}$$

Nun können analog zu Kap. 4.2.2 $\Gamma = \sqrt{s\tilde{C}_{ft}(\tilde{R} + s\tilde{L})}$ und $Z = \Gamma/s\tilde{C}_{ft}$ bestimmt werden. Die Transfergleichung von Eingangs- (P_i, \dot{m}_i) zu Ausgangsdaten (P_o, \dot{m}_o) ist dann identisch mit Gl. 4.13.

4.2.4 Kalter Wärmetauscher

Der kalte Wärmetauscher ist normalerweise so gebaut, daß Temperaturschwankungen komplett aufgefangen werden (isothermes Verhalten, $\kappa = 1$). Damit reduziert er sich auf den Flußwiderstand R und die Flußkapazität $C = V_{\text{kwt}}/R_{\text{He}}T_k$ (R und C siehe Kap. 4.2.7). Das Gas wird im Wärmetauscher isotherm komprimiert. Die Transfergleichung ergibt

$$\begin{bmatrix} P_o(s) \\ \dot{m}_o(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (sCR + 1)^{-1} & 0 \\ -\left(R + \frac{1}{sC}\right)^{-1} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_i(s) \\ \dot{m}_i(s) \end{bmatrix}. \quad (4.21)$$

Der Widerstand des kalten Wärmetauschers ist meistens sehr klein im Verhältnis zum Widerstand des vorgeschalteten Regenerators, außerdem wird das Totvolumen V_{kwt} möglichst klein gehalten. Deshalb ergibt sich für die Transfermatrix aus Gl. 4.21 meist nahezu die Einheitsmatrix.

4.2.5 Pulsrohr

Für die Modellierung des Pulsrohrs wurde der Ansatz Gl. 4.1 aus [5] benutzt. Aus Gl. 4.1 folgt $\dot{m}_w = -sC \cdot P_{\text{pt}} + T_k/T_w \cdot \dot{m}_k$ mit der Pulsrohrkapazität (Pulsrohrvolumen V_{pt}) $C = V_{\text{pt}}/\gamma R_{\text{He}}T_w$, d. h. die Kompression bzw. Expansion im Pulsrohr erfolgt adiabatisch. Der Druckabfall über das Pulsrohr kann normalerweise vernachlässigt werden. Damit ergibt sich für die Transfergleichung des Pulsrohres:

$$\begin{bmatrix} P_o(s) \\ \dot{m}_o(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -sC & \frac{T_k}{T_w} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_i(s) \\ \dot{m}_i(s) \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

4.2.6 Warmer Wärmetauscher

Der warme Wärmetauscher ist von der Modellierung her identisch mit einem Regenerator. Da er ähnlich dem kalten Wärmetauscher nur wenig Widerstand im Vergleich zu den nachgeschalteten Double-Inlet- und Orifice-Impedanzen bietet und sein Totvolumen gegenüber dem Pulsrohr vernachlässigbar ist, wird die Transfermatrix des warmen Wärmetauschers normalerweise nicht benötigt.

4.2.7 Double-Inlet, Orifice und Ballastvolumen

Der Abschluß des Kaltkopfes aus Orifice-Impedanz und Ballastvolumen beinhaltet Impedanz R , Induktivität L und Kapazität C . Der Double-Inlet besteht aus einer Kapillare mit Induktivität L und Impedanz R sowie intrinsischem Totvolumen⁴.

Orifice und Ballastvolumen entsprechen mit ihrem Flußwiderstand (Orifice) und der Flußkapazität (Ballastvolumen) dem Modell des kalten Wärmetauschers, nur wird statt isothermer ($\gamma = 1$) eine adiabatische Kompression ($\gamma = c_p/c_v$) angenommen, d. h. $C = V_{bv}/\gamma R_{He}T$. Außerdem sollte noch eine induktive Komponente $L = l/A$ (l, A : Kapillarenlänge bzw. Querschnittsfläche) der Orifice-Kapillare berücksichtigt werden, d. h. :

$$\begin{bmatrix} P_o(s) \\ \dot{m}_o(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (sC(R + sL) + 1)^{-1} & 0 \\ -(R + sL + \frac{1}{sC})^{-1} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_i(s) \\ \dot{m}_i(s) \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

4.2.7.1 Induktivität L

Zur Herleitung der Induktivität startet man mit der Vorstellung eines Rohres mit einem Volumen V , einer Länge l , einer Querschnittsfläche A und einer Gasfüllung mit der Masse $m = \rho \cdot V = \rho \cdot A \cdot l$, die durch eine Druckdifferenz ΔP über dem Rohr beschleunigt wird ($F = \Delta P \cdot A = m \cdot \ddot{x}$), d. h.

$$\Delta P = m \cdot \frac{\ddot{x}}{A} = \rho \cdot A \cdot l \cdot \frac{\ddot{V}}{A^2} = \frac{l}{A} \cdot \rho \cdot \ddot{V} = \frac{l}{A} \cdot \ddot{m}. \quad (4.24)$$

⁴Bei einem Vierpolwiderstand ohne Totvolumen konvergiert die Iteration für die Massenfluß-Widerstand-Massenfluß-Berechnung nicht; wird nicht der richtige Massenfluß von Anfang an eingesetzt, divergieren die Massenflüsse sehr schnell.

Daraus folgt für die Induktivität des Rohres

$$L = \frac{\Delta P}{\dot{m}} = \frac{l}{A}. \quad (4.25)$$

4.2.7.2 Volumenkapazität C

Eine Kapazität wird realisiert durch ein zu füllendes Volumen. Dieser Vorgang kann adiabatisch ($\gamma = c_p/c_v = 5/3$ für Helium, Bsp.: Ballastvolumen mit kleiner Gasaustauschoberfläche relativ zum Totvolumen), isotherm ($\gamma = 1$, Bsp.: kalter Wärmetauscher mit großer Austauschfläche bei möglichst kleinem Totvolumen) oder polytrop (γ zwischen 1 und c_p/c_v) sein. Damit ergibt sich aus einer Polytrope $PV^\gamma = \text{const}$ der Zusammenhang zwischen Massenfluß \dot{m} und daraus resultierender Druckänderung \dot{P} :

$$PV^\gamma = \text{const} \quad \rightarrow \quad dP \cdot V + dV \cdot P\gamma = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{P} = -\frac{P}{V} \cdot \gamma \cdot \dot{V} \quad (4.26)$$

Wird statt dem Volumenfluß \dot{V} aus dem Volumen V heraus ein Fluß in das Volumen hinein betrachtet, verschwindet das Minuszeichen

$$\dot{P} = \frac{P\gamma}{V} \cdot \dot{V} = \frac{P\gamma}{V\rho} \cdot \dot{m} \quad (4.27)$$

und die Kapazität C berechnet sich mit $\rho = m/V = P/R_{\text{He}}T$ zu:

$$C = \frac{\int \dot{m} dt}{\Delta P} = \frac{\dot{m}}{\dot{P}} = \frac{V\rho}{\gamma P} = \frac{V}{\gamma R_{\text{He}}T} \quad (4.28)$$

4.2.7.3 Flußwiderstand R

Der Flußwiderstand $R = \Delta P/\dot{m}$ einer Kapillare ist, wie in Kap. 4.2.2 bereits angesprochen, nicht konstant, sondern hängt vom aktuellen Massenfluß durch die Impedanz ab. Um trotzdem mit Vierpolen rechnen zu können, wird der Widerstand aus zwei Konstanten berechnet,

$$R = C1 + C2 \cdot \dot{m}_{\text{Kap}}. \quad (4.29)$$

Gl. 4.29 wird ähnlich der Verbindungskapillare aus Kap. 4.2.2 iterativ berechnet, bis sich die Änderungen unterhalb eines Grenzwertes bewegen. Dabei beschreibt $C1$ den laminaren und $C2 \cdot \dot{m}_{\text{Kap}}$ den turbulenten Anteil des Widerstands R .

Um eine Aussage über die Größenordnung der beiden Konstanten $C1$ und $C2$ zu erhalten, wurde eine Testapparatur erstellt und die Konstanten für zwei Testkapillaren bestimmt (siehe Kap. 4.3.3). Dabei stellte sich die Richtigkeit des Ansatzes Gl. 4.29 heraus.

4.2.8 Gesamtmodell

Die einzelnen Bauteile des Kaltkopfes wie Verbindungsleitung Vl , Regenerator Reg , kalter Wärmetauscher kWT , Pulsrohr Pt , warmer Wärmetauscher wWT , Double-Inlet DI , Orifice und Ballastvolumen $Of+BV$ müssen im Gesamtmodell miteinander verschaltet werden, um daraus die Gesamtimpedanz des Kaltkopfes Z_{ges} zu berechnen. Diese bestimmt dann das Verhalten des Kompressors (Kp). In Abb. 4.6 sind die Bauteile in der Reihenfolge ihrer Verschaltung dargestellt.

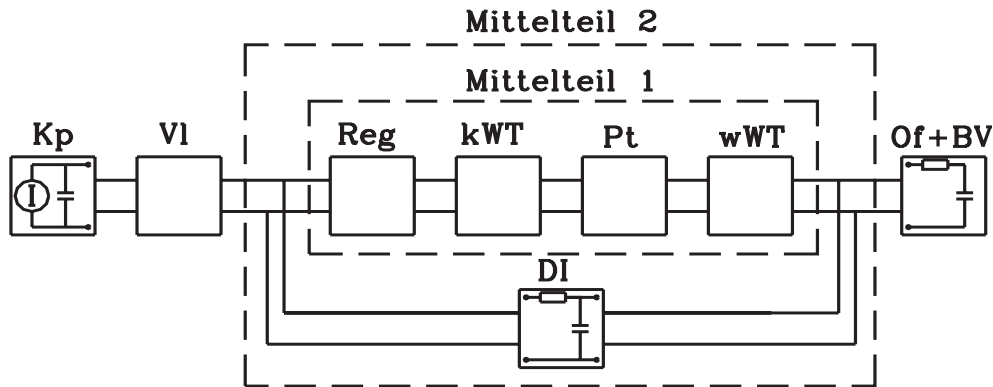


Abbildung 4.6: Verschaltung der Kaltkopfbaulemente

Für die Berechnung von Z_{ges} wird vom Ballastvolumen in Richtung Verbindungsleitung gerechnet. Zuerst wird der Vierpol des Mittelteil 1 aus der Serienschaltung von Regenerator, kaltem Wärmetauscher, Pulsrohr und warmen Wärmetauscher bestimmt. Dann errechnet man den Vierpol des Mittelteil 2 als Parallelschaltung aus Mittelteil 1 und Double-Inlet. Damit liegen nur noch seriell verschaltete Vierpole vor. Der Abschlußwiderstand des $Of+BV$ -Vierpols wird auf ∞ gesetzt (offener Vierpolausgang, da das Ballastvolumen den Kaltkopf abschließt), und dann der Widerstand des $Of+BV$ -Tiefpasses bestimmt. Aus diesem kann der Widerstand am Eingang des Mittelteils 2, und der Verbindungsleitung Z_{ges} errechnet werden.

Mit Hilfe der Kolbenamplitude kann das Kolbenhubvolumen und zusammen mit dem Druck des Arbeitsgases der daraus resultierende Massenfluß aus dem Kompressor \dot{m}_{komp} bestimmt werden. Mit Z_{ges} wird aus \dot{m}_{komp} der resultierende dynamische Druck P_{komp} errechnet. Über die Transfermatrizen werden dann alle weiteren Druckamplituden und Massenflüsse bis hin zum Ballastvolumen bestimmt. Da die Widerstände für Verbindungsleitungen und Kapillaren die Massenflüsse als Eingangsparameter benötigen, wurde im ersten Durchgang hierfür ein typischer Standardwert von $\dot{m}=0,2$ g/s eingesetzt. Mit den erhaltenen neuen Massenflüssen können die Widerstände genauer berechnet werden und die Bestimmung von Z_{ges} beginnt von neuem, bis die Rechnung konvergiert. Damit sind die kühlerleistungsbestimmenden Größen P_{pt} , \dot{m}_k und $\phi(P_{pt}, \dot{m}_k)$ bekannt, und der mittlere Enthalpiefluß am kalten Ende $\langle \dot{H} \rangle$ kann über Gl. 4.2 berechnet werden.

4.2.9 Verluste

Neben dem Enthalpiefluß, der mit Gl. 4.2 aus P_{pt} und \dot{m}_{pt} bestimmt werden kann, werden noch die Kühlerverluste benötigt, um die Leistungsfähigkeit eines Kühlers charakterisieren zu können. Als Temperatur des warmen Endes wird $T_w = 300$ K bzw. des kalten Endes $T_k = 80$ K angenommen. Im einzelnen werden betrachtet:

- Wärmeleitung durch Rohre und Zuleitungen
- Wärmeleitung durch die Regeneratormatrix
- Wärmeleitung durch Konvektion durch das Restgas
- Wärmestrahlung

Nicht betrachtet werden Verluste durch die Nichtidealität von Regenerator und Wärmetauscher aufgrund nicht ausreichender Wärmekapazität, oxidiertes Oberfläche u. ä., Reibungswärme und Gasdurchmischung aufgrund von Wirbelbildung durch Turbulenzen im Pulsrohr und in den Kapillaren (weiteres dazu siehe Kap. 4.2.9.6.2).

4.2.9.1 Wärmeleitung entlang der Rohre und durch die elektrischen Zuleitungen

Die Wärmeleitungen entlang der beiden Rohre (Regenerator- und Pulsrohr) und durch die elektrischen Zuführungen lassen sich nach [9] durch Gl. 4.30 berechnen.

$$\dot{Q} = \frac{A_{\text{rf}}}{L} \cdot \bar{\lambda} \cdot (T_w - T_k) \quad \text{mit} \quad \bar{\lambda} = \frac{1}{T_w - T_k} \int_{T_k}^{T_w} \lambda(T) dT \quad (4.30)$$

Dabei ist L die Rohrlänge, $A_{\text{rf}} = (A_a^2 - A_i^2)\pi/4$ die effektive Rohrquerschnittsfläche und $\bar{\lambda}$ der mittlere Wärmeleitkoeffizient. Im Temperaturintervall von 80 K bis 300 K gilt für $\bar{\lambda}$:

Edelstahl [9]	12,2 W/Km
Kupfer [9]	420 W/Km
Phosphor-Bronze [22]	47,8 W/Km
Manganin [22]	17,1 W/Km

Die daraus bestimmten Verluste sind in Tab. 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2: Wärmeleitung durch Rohre und Zuleitungen

	Material	L [mm]	\emptyset [mm]	Verluste [mW]
Regeneratorrohr	Edelstahl	60	$\emptyset_a = 6,0 \quad \emptyset_i = 5,6$	165,3
Pulsrohr	Edelstahl	60	$\emptyset_a = 4,5 \quad \emptyset_i = 4,1$	122,6
2×Pt100	Manganin	200	$6 \times \emptyset = 0,1$	0,9
U_{Heizung}	Manganin	200	$2 \times \emptyset = 0,1$	0,3
I_{Heizung}	Kupfer	200	$2 \times \emptyset = 0,13$	12,4

4.2.9.2 Wärmeleitung durch die Regeneratormatrix

Nach [17] läßt sich die Wärmeleitung durch die Regeneratormatrix plus stehendem Helium-Gas mit Hilfe der Wärmeleitung durch einen Massivkörper mit gleichen Ausmessungen (Gl. 4.30) und einen Korrekturfaktor bestimmen. Dieser Korrekturfaktor f_g liegt bei 80K bei Edelstahl bei $f_g = 0,1$ und bei Phosphor-Bronze bei $f_g = 0,02$. Die Messungen von [17] wurden mit Netzen der Meshzahl 400 durchgeführt. Als Abschätzung sollten die Ergebnisse genügen. Damit ergibt sich für die Verlustleistung durch Wärmeleitung über die Matrix:

$$\dot{Q} = f_g \cdot \frac{A}{L} \cdot (1 - \epsilon) \cdot \bar{\lambda} \cdot (T_w - T_k) \quad (4.31)$$

Die Resultate für Edelstahl und Phosphor-Bronze sind in Tab. 4.3 aufgetragen.

Tabelle 4.3: Wärmeleitung durch die Regeneratormatrix

	Material	L [mm]	Ø [mm]	Verlust [mW]
Reg.-Matrix	P-Bronze	60	Ø = 5,6	87,4
Reg.-Matrix	Edelstahl	60	Ø = 5,6	111,8

4.2.9.3 Wärmeübertrag des Restgases im Isoliervakuum

Um Verluste durch Wärmeübertrag zu minimieren ist der kalte Teil des Kaltkopfes in einem Vakuumgefäß eingeschlossen. Die Wärmeübertragung durch Restgas im Vakuumgefäß beträgt nach [9]

$$\dot{Q} = A_k \cdot a \cdot K \cdot P_{vak}(T_w - T_k) \quad (4.32)$$

mit der kalten Fläche A_k , dem effektiven Akkomodationskoeffizient $a = \left[a_k^{-1} + A_k/A_w \cdot (a_w^{-1} - 1) \right]^{-1}$, dem Faktor $K = \sqrt{R/8\pi T} \cdot \frac{\gamma+1}{\gamma-1}$ und dem Restdruck von $P_{vak} = 10^{-5}$ mbar.

Tabelle 4.4: Wärmeübertrag durch das Restgas ($P_{vak} = 10^{-5}$ bar)

Wärmeübertrag	5,2 mW
---------------	--------

4.2.9.4 Wärmestrahlung

Um die Verluste aufgrund von Wärmestrahlung gering zu halten, ist der Kaltkopf im Vakuum mit Superisolationsfolie umwickelt, die den größten Teil der Strahlung wieder reflektiert. Es verbleibt nach [9]:

$$\dot{Q} = A \cdot e_s \cdot \sigma \cdot \frac{T_w^4 - T_k^4}{2(n+1)} \quad (4.33)$$

- A : umwickelte Fläche ($A \approx 40 \text{ cm}^2$)
 e_s : Emissionsgrad der Superisolationsfolie ($e_s = 0,023$ nach [9])
 n : Anzahl der Folienlagen ($n = 10$)
 σ : Stefan-Boltzmann-Konstante ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$)

Tabelle 4.5: Wärmestrahlung durch Superisolationsfolie (10 Lagen, $A=40 \text{ cm}^2$, $T_k=80 \text{ K}$, $T_w=300 \text{ K}$)

Wärmestrahlung	2 mW
----------------	------

4.2.9.5 Gesamtverluste

Werden alle Verluste addiert, so ergeben sich ca. 400 mW Gesamtverluste des Pulsröhrenkühlerkaltkopfes.

Tabelle 4.6: Gesamtverluste

Gesamtverluste	400 mW
----------------	--------

Dabei ist aber besonders der Wert für die Verluste über die Regeneratormatrix (Tab. 4.3) sehr unsicher. Nach [17] hat die Matrix etwa 2 % der Wärmeleitung eines Massivkörpers. Inwieweit dieser Wert allerdings auch von Eigenschaften wie Frequenz und Stopfkraft abhängt, ist nicht bekannt. So sollte dieser Faktor nur mit Vorsicht gewertet werden.

4.2.9.6 Weitere Verlustquellen

4.2.9.6.1 DC-Massenfluß-Verluste

Bei Double-Inlet-Pulsröhrenkühlern existieren mit der Double-Inlet-Impedanz und der dazu parallelen Regenerator-Pulsrohr-Verbindung eine geschlossene Flußschleife im Kaltkopf. Wenn z. B. das Double-Inlet-Ventil aufgrund einer asymmetrischen Bauweise unterschiedliche Mitteldrücke vor und hinter den beiden Flußwegen erzeugt, wird durch den alternativen Flußkanal ein rückfließender Strom initiiert und damit ein Kreisstrom angeregt. Dieser Gleichstrom (DC-Fluß) \dot{m}_{dc} belastet den Kaltkopf entsprechend Gl. 4.34.

$$\dot{Q} = c_p \cdot \dot{m}_{dc} \cdot (T_w - T_k) \quad (4.34)$$

Nach GEDEON [14] können auch symmetrische Impedanzen eine Differenz der Mitteldrücke vor und hinter der Impedanz erzeugen, wenn z. B. die Gasdichte für den Gasfluß in eine Richtung höher ist als in die andere.

Der durch die Mitteldruckdifferenz angeregte Gleichstrom verändert nach [14] auch die Temperaturprofile entlang von Regenerator- und Pulsrohr. Erzeugt z. B. die Double-Inlet-Impedanz einen höheren Mitteldruck auf der Pulsrohrseite, als auf der Regeneratoreingangsseite, so fließt warmes Gas in das warme Ende des Pulsrohres hinein.

Das Regeneratorprofil verläuft nach [14] ohne DC-Fluß linear. Durch den zusätzlichen Gasfluß vom Pulsrohr wird es zu kalten Temperaturen hin durchgebogen (konkav), während im sich umgekehrten Fall (Mitteldruck am Regeneratoreingang höher als Mitteldruck im Pulsrohr) ein konvexes Temperaturprofil im Regenerator einstellt (siehe Skizze in Abb. 4.23 aus Kap. 4.7.2.5). Diese Temperaturprofilverschiebung erzeugt weitere Verluste, da so der Temperaturgradient entlang der Regeneratormatrix am kalten Ende bei konvexem Temperaturprofil, bzw. am warmen Ende bei konkavem Profil vergrößert wird und der Wärmetransport nach Gl. 4.31 zunimmt.

4.2.9.6.2 Regenerator-Verluste

Als weitere Verlustquelle kommt der Regenerator in Frage, der bisher als ideal angenommen wurde. Dazu wurden die Wärmekapazitäten der Regeneratormatrix und des durchströmenden Gases verglichen. Als Matrixfüllung wurden Phosphor-Bronze-Netze mit Mesh 247 angenommen (genauere Daten siehe Tab. 4.8 Typ 1). Die Porosität beträgt damit nach Gl. 4.14 (links) $\epsilon = 0,47$. Für die Wärmekapazität der Regeneratormatrix ergibt sich mit einer zwischen 80 und 300 K gemittelten spezifischen Wärmekapazität von Phosphor-Bronze $c_{\text{matrix}} = 0,327 \frac{J}{g \cdot K}$ und einer Dichte $\rho_{\text{matrix}} = 8,86 \frac{g}{cm^3}$

$$C_{\text{matrix}} = V_{\text{reg}} \cdot (1 - \epsilon) \cdot \rho_{\text{matrix}} \cdot c_{\text{matrix}} = 2,27 \frac{J}{K}. \quad (4.35)$$

Für den Heliumgasstrom wurde ein maximaler Massenfluß \dot{m}_{gas} von 0,5 g/s angenommen. Daraus errechnet sich bei sinusförmiger Druckwelle mit 50 Hz die Wärmekapazität des durch den Regenerator strömenden Arbeitsgases zu ($c_p = 5,2 \frac{J}{g \cdot K}$ für Helium bei 25 bar zwischen 80 und 300 K gemittelt)

$$C_{\text{gas}} = \dot{m}_{\text{gas}} \cdot \int_0^{0,01 \text{ s}} \sin \left(2\pi \cdot 50 \frac{1}{\text{s}} \cdot t \right) dt \cdot c_p = 0,0165 \frac{\text{J}}{\text{K}}. \quad (4.36)$$

Die Wärmekapazität der Matrix ist daher 138 mal größer, als die des durchströmenden Heliums.

Damit die Wärme zwischen Arbeitsgas und Wärmespeicher auch ausgetauscht werden kann, müssen die thermischen Eindringtiefen für Gas und Matrix sowie der Wärmeaustausch beim Übergang zwischen den beiden ausreichende Werte besitzen. Die thermische Eindringtiefe L_{th} beträgt nach [62] (D : thermische Diffusivität, λ : Wärmeleitfähigkeit)

$$L_{th} = \sqrt{\frac{D}{\pi \cdot f}} = \sqrt{\frac{\lambda}{\rho c_p \pi f}}. \quad (4.37)$$

Bei einer Druckpulsfrequenz von 50 Hz ergibt sich für L_{th} von Matrix und Arbeitsgas

$$\begin{aligned} \text{Matrix: } L_{th} &= 0,3 \text{ mm} \\ \text{Gas: } L_{th} &= 0,9 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Damit ist die Drahtdicke $43 \mu\text{m}$ und die lichte Maschenweite $60 \mu\text{m}$ der verwendeten Regeneratormatzsorte ausreichend klein.

Für den Wärmefluß \dot{Q} zwischen Gas und Matrix wird angenommen, das dieser proportional zur Regeneratormatrixoberfläche A_o und zu einem Wärmeübergangskoeffizienten k ist. Dabei sind T_{aus} und T_{ein} die Temperaturen des in den Regenerator ein und ausfließenden Gases. ΔT ist die über der Matrix anliegende Temperaturdifferenz.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{He}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) = k \cdot A_o \cdot \Delta T \quad (4.38)$$

Daraus wird die ‘‘Anzahl thermischer Übertragungseinheiten’’ = NTU bestimmt

$$\text{NTU} = \frac{T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}}{\Delta T} = \frac{k \cdot A_o}{\dot{m}_{\text{He}} \cdot c_p} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \cdot \frac{4 \cdot l}{d_h}. \quad (4.39)$$

Dabei gelten für die Reynolds- Re , Nusselt- Nu und Prandlzahl Pr folgende Definitionen:

$$Re = \frac{v_{\max} \cdot d_h}{\nu} \quad Nu = \frac{k \cdot d_h}{\lambda} \quad Pr = \frac{\eta \cdot \rho}{\lambda} \quad (4.40)$$

Die Regeneratoreffektivität Eff_{Reg} wird dann nach Gl. 4.41 bestimmt.

$$\text{Eff}_{\text{Reg}} = 1 - \frac{1}{\text{NTU} + 1} = \frac{\text{NTU}}{\text{NTU} + 1} \quad (4.41)$$

Damit verbleibt als unbekanntes Konstante der Wärmeübergangskoeffizient k , der zusätzliche Verluste des Arbeitsgases beim Durchgang durch die Regeneratormatrix erklären könnte.

Um einen Eindruck über das Verhalten dieser Verluste zu erhalten, wurden dazu Ergebnisse aus Kühlleistungsmessungen im Orifice-Modus aus Kap. 4.9.1 herangezogen. Die Ordinatenabschnitte der dort bestimmten Kühlleistungsgeraden wurden als Maß für die Kühlerverluste betrachtet. Dabei zeigen die Änderungen dieser Verluste in Abhängigkeit vom Massenfluß, wie die Regeneratormatrix auf das durchströmende Helium reagiert. In Abb. 4.7 links wurden die Ordinatenabschnitte der für Kap. 4.9.1 gemessenen Kühlleistungsgeraden im Orifice-Modus gegen den Druckhub im Ballastvolumen dargestellt.

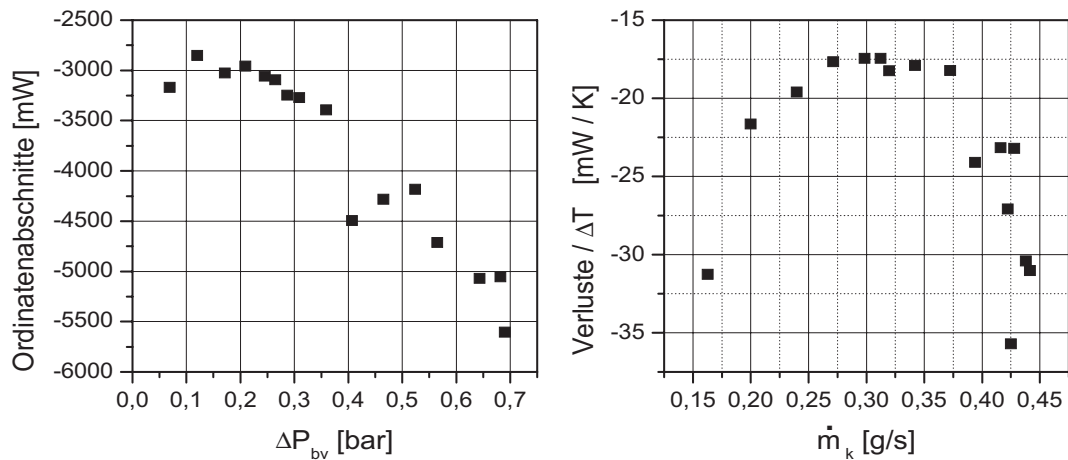


Abbildung 4.7: links: Ordinatenabschnitte von Regressionsgeraden aus Kühlleistungsmessungen im Orifice-Modus (Kap. 4.9.1) aufgetragen gegen den Druckhub im Ballastvolumen ΔP_{bv} ; rechts: Verluste von Bild links, skaliert mit der anliegenden Temperaturdifferenz ΔT , aufgetragen gegen den Massenfluß \dot{m}_k am kalten Ende

Über den nach [5] geltenden Zusammenhang (Gl. 4.1) von Massenfluß an kalten und warmen Ende des Kaltkopfes ($\dot{P}_{\text{pt}} = s \cdot P_{\text{pt}}$)

$$\dot{m}_k = \frac{V_{\text{pt}} s}{R_{\text{He}} T_k \gamma} \cdot P_{\text{pt}} + \frac{T_w}{T_k} \cdot \dot{m}_w \quad \text{mit} \quad \dot{m}_w = \frac{V_{\text{bv}} s}{R_{\text{He}} T_w \gamma} \cdot P_{\text{bv}} \quad (4.42)$$

läßt sich der Massenfluß am kalten Ende bestimmen und dem Druckhub im Ballastvolumen zuordnen. Daraus erhält man einen Zusammenhang zwischen Massenfluß durch den Regenerator und Verlusten (siehe Abb. 4.7 rechts). Dabei sind die Ordinatenabschnitte als Maß für die Verluste relativ zur Temperaturdifferenz ΔT über der Regeneratormatrix gegen den Massenfluß am kalten Ende des Regenerators aufgetragen. Zwischen $\dot{m}_k = 0,25$ g/s bis $0,38$ g/s ist ein konstanter Verlust von ca. 18 mW/K unabhängig vom durchströmten Massenfluß zu erkennen. Zu hohen Massenflüssen oberhalb von $0,38$ g/s hin steigen die Verluste rapide an. Unterhalb von $\dot{m}_k = 0,25$ g/s wachsen die Verluste ebenfalls an. Letzterer Anstieg ist mit Zusammenbruch der Orifice-Kühlwirkung zu erklären. Die Phasendifferenz zwischen Massenfluß und Druckhub am kalten Wärmetauscher verändert sich, und der Kühlmodus verlagert sich vom Orifice-Modus in den Basis-Modus, der einen wesentlich schlechteren Wirkungsgrad hat. Damit stehen den Verlusten kleinere Temperaturdifferenzen ΔT entgegen, und das Verhältnis Verluste zu ΔT wird wie in Abb. 4.7 rechts zu sehen größer. Die ansteigenden Verluste oberhalb eines Massenflusses \dot{m}_k von $0,38$ g/s könnten mit dem evtl. zu kleinen Wärmeübergangskoeffizienten k erklärt werden, da die Matrixwärmekapazität und die thermischen Eindringtiefen von Gas und Matrix ausreichend dimensioniert sind. Es verbleibt damit der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gas und Matrix als Quelle von Verlusten. Z. B. könnten Oxidschichten auf den Regeneratornetzen den Wärmetransfer behindern.

4.3 Ohmsche Impedanz

Der ohmsche Widerstand R , bzw. Realteil einer Flußimpedanz (Nadelventil oder Kapillare) ist definiert über das Verhältnis Druckabfall ΔP über die Impedanz zu Massenfluß \dot{m} durch die Impedanz:

$$R = \frac{\Delta P}{\dot{m}} \quad (4.43)$$

Für die Darstellung des Widerstandes R oder Leitwertes $1/R$ werden zwei theoretische Ansätze mit experimentellen Ergebnissen verglichen.

4.3.1 Experimenteller Aufbau zu Impedanz-Bestimmung

Um R bzw. $1/R$ zu bestimmen, wurde eine Testapparatur für Impedanzen entworfen (Abb. 4.8) und gebaut.

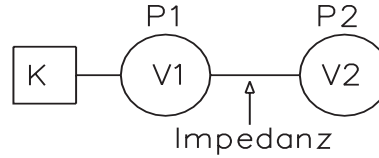


Abbildung 4.8: Testaufbau zur Bestimmung des Widerstands einer Impedanz

Dazu wurden zwei Volumina $V1$ und $V2$ über eine zu testende Impedanz miteinander verbunden. Volumen $V1$ wird über den Kompressor K mit einer Druckwelle versorgt. Über die beiden Drucksensoren $P1$ und $P2$ kann die Druckdifferenz ΔP bestimmt werden. Der Massenfluß \dot{m}_{kap} wurde indirekt über die Druckwelle $P2$ bestimmt. Wird adiabatisches Verhalten in $V2$ angenommen, so gilt bei der Temperatur T in $V2$ für den Massenfluß \dot{m} in $V2$ hinein (Laplace-Variable $s = i\omega$):

$$\dot{m} = \frac{V2}{\gamma R_{\text{He}} T} \cdot s P_{V2} \quad (4.44)$$

Damit läßt sich R für periodisch wechselnden Massenfluß, erzeugt durch den Kompressor, bestimmen.

4.3.2 C_v -Wert Ansatz

Bei kommerziell erhältlichen Nadelventilen wird der Leitwert $1/R$ durch den Durchflußkoeffizienten C_v angegeben. Der C_v -Wert beschreibt den Volumendurchfluß \dot{V} [m^3/h] in Abhängigkeit von Druckabfall ΔP [bar] über der Impedanz, Mitteldruck \bar{P} [bar], Temperatur T [K] und spezifischer Gravität, d. h. das Verhältnis der Gasdichte zu Luft $SG = \rho_0 / \rho_0^{\text{Luft}}$. Dabei bezeichnet der Index “ 0 ” Normalbedingungen (20°C und $1013,25$ mbar). Nach [40] gilt:

$$\dot{V} = \bar{P} \cdot T \cdot C_v \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{SG \cdot \bar{P} \cdot T}} \quad (4.45)$$

Gl. 4.45 geht mit $\Delta P \propto \dot{V}^2 \propto \dot{m}^2$ auf einen turbulenten Ansatz zurück, welcher aufgrund des engen Ringspaltes des Nadelventils gerechtfertigt ist.

Zur Kontrolle wurde in dem Testaufbau ein kommerzielles Nupro Ventil (Nupro Serie M) vermessen (Abb. 4.9, Bild A1), d. h. es wurden die C_v -Werte für verschiedene Ventilöffnungen bestimmt. Dabei wurde eine Übereinstimmung mit den vom Hersteller für das Ventil erhältlichen Meßdaten (C_v -Werte gegen Nadelumdrehungen) erreicht.

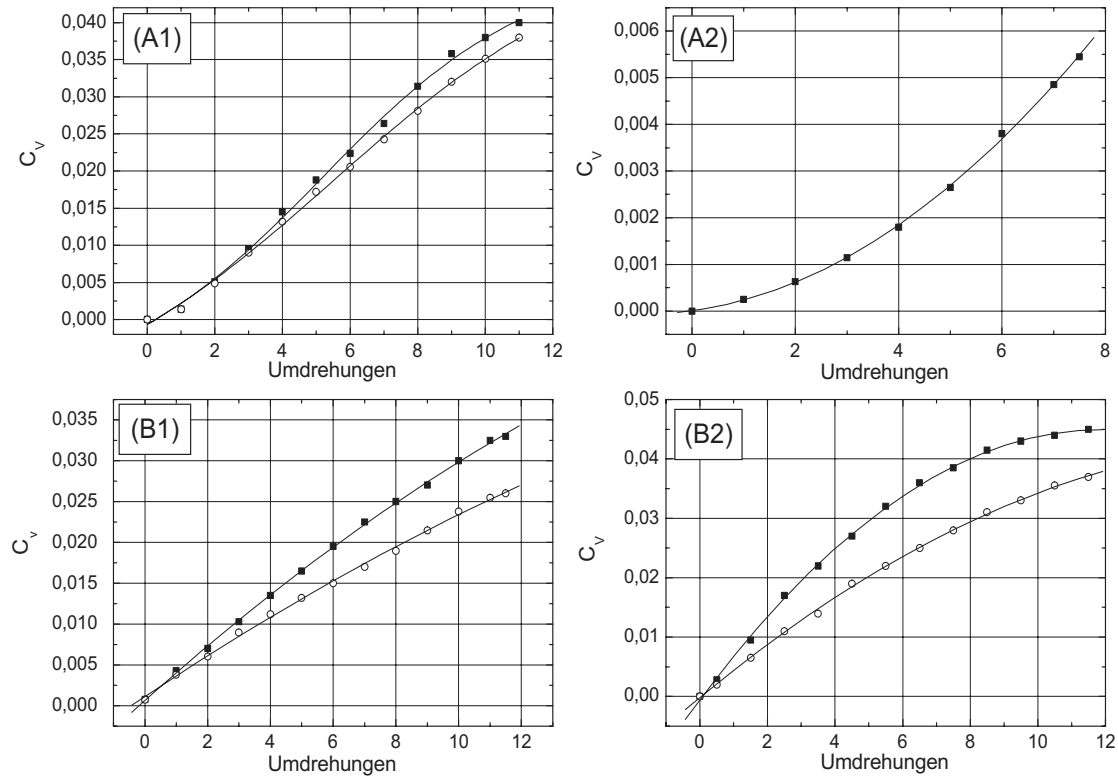


Abbildung 4.9: C_v -Werte eines Nupro M-Nadelventils (A1), sowie von drei Eigenbau-Nadelventilen mit Nadelsteigungen von 1° (A2), 3° (B1) und 5° (B2); volle Symbole (\blacksquare) für Gasfluß mit der Nadelspitze, offene Symbole (\circ) für Flußrichtung entgegen der Nadel

Auch Eigenbau-Nadelventile wurden getestet. Dabei hatte das Nadelfutter eine Steigung von 1°. Die Nadeln wurden mit Steigungen von 1° (Abb. 4.9, Bild A2), 3° (Bild B1) und 5° (Bild B2) hergestellt. Die Länge der Schrägen bei Ventulfutter und Nadeln betrug 1 cm.

Bei den Messungen wechselte der C_v -Wert periodisch zwischen zwei Zahlen. Dies ist auf die Asymmetrie der Nadelventile zurückzuführen. Der Flußwiderstand ist für ein fließendes Gas abhängig davon, ob Gas im Ventil auf die Nadelspitze auftrifft und seitlich am Nadelstumpf ausfließt oder in die entgegengesetzte Rich-

tung strömt. Die vollen Symbole beschreiben die C_v -Werte für den Gasfluß in Richtung der Nadelspitze, die offenen Symbole für die Flußrichtung entgegen der Ventilnadel.

Die drei Eigenbau-Nadelventile zeigen, daß mit unterschiedlicher Nadelsteigung bei gleichem Nadelfutter nicht nur der Wertebereich (1° : $C_v \leq 0,006$, 3° : $C_v \leq 0,03$ und 5° : $C_v \leq 0,04$), sondern auch die Form der C_v -Kurve bestimmt wird. Bei 1° -Nadelsteigungen ist die C_v -Steigung konkav, bei 3° annähernd linear und bei 5° konvex. Diese Form läßt sich erklären, wenn die Abhängigkeit der Ringfläche zwischen Nadel und Futter an der engsten Stelle in Abhängigkeit von der Nadelbewegung betrachtet wird. Wird angenommen, daß das Futter an der engsten Stelle einen Durchmesser von d_0 und die Nadel eine Steigung von β besitzt, so verändert sich die Ringspaltfläche A_{Ring} mit der Nadelposition x :

$$A_{\text{Ring}} = \pi \left(x \cdot d_0 \cdot \tan \beta - x^2 \cdot \tan^2 \beta \right) \quad (4.46)$$

Für die vorhandenen Werte von $d_0 = 2 \text{ mm}$, $\beta = 1^\circ$ bis 5° , und $x = 0$ (Nadelventil geschlossen) bis 10 mm wurden die Ringflächen in Abb. 4.10 (links) abgebildet. Mit der Annahme, der Flußleitwert sei proportional zu d^5 (turbulenter Fluß, siehe Gl. 4.48) ist in Abb. 4.10 (rechts) $A_{\text{Ring}}^{(5/2)} \propto d_{\text{Ring}}^5$ gegen die Nadelposition dargestellt.

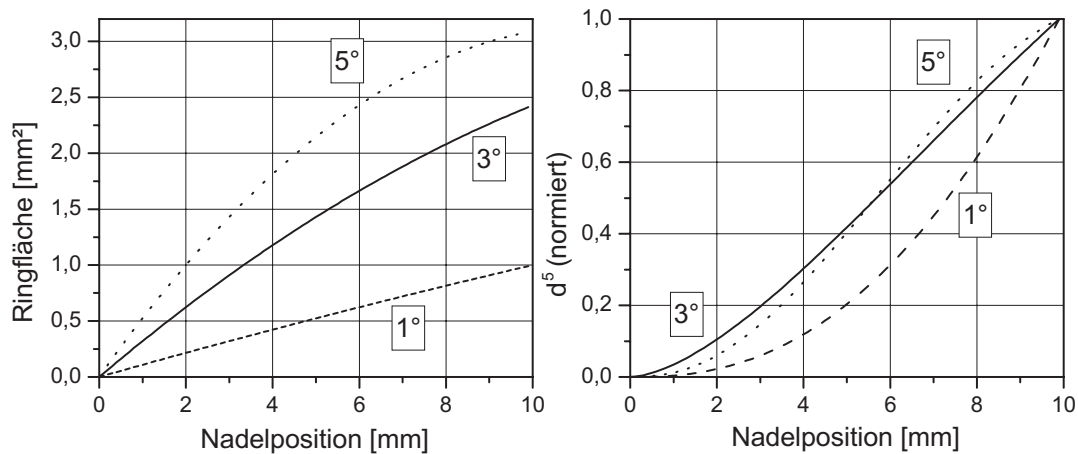


Abbildung 4.10: Ringfläche (Bild links) und normierter Ringspaltdurchmesser d^5 (Bild rechts) gegen Nadelposition für verschiedene Nadelsteigungen der Ventile (A2), (B1) und (B2) aus Abb. 4.9

4.3.3 Ansatz für einen gemischt-laminar-turbulenten Flußwiderstand

Für die Modellierung des Widerstands einer Kapillare wurde ein anderer Ansatz für den Flußwiderstand als der rein turbulente in Kap. 4.3.2 benutzt. Da eine Kapillare im Vergleich zur Turbulenz erzeugenden Engstelle in einem Nadelventil, den Widerstand auf eine große Länge verteilt, kann der Fluß während einer Periode sowohl laminar als auch turbulent sein. Daher wurde, wie schon in Kap. 4.2.7.3 erwähnt, als Ansatz Gl. 4.29 ($R = C1 + C2 \cdot \dot{m}$) genutzt. Hierbei besitzt R sowohl laminare Anteile, da $C1$ unabhängig vom Massenfluß ist, als auch mit $C2$ turbulente Anteile.

Um das Modell des Widerstands R einer Kapillare zu prüfen, wurden im Aufbau nach Abb. 4.8 mehrere Testreihen mit zwei Kapillaren, jeweils unversehrt und mit Engstellen durch erzeugte Quetschungen, aufgenommen.

Für den Test wurden zwei Kapillaren mit 14,5 cm Länge und 0,7 mm Durchmesser (Kapillare 1) bzw. 10 cm Länge und 0,5 mm Durchmesser (Kapillare 2) verwendet. Diese Dimensionen hatten sich als passend für Kaltkopfanwendungen herausgestellt. Beide Kapillaren wurden mit Mitteldrücken von 15 bar bis 30 bar und mit Massenflüssen von bis zu 0,25 g/s getestet. Damit sollte der benötigte Bereich komplett überdeckt sein. Für die Testreihen wurde bei konstantem Mitteldruck die Kompressorleistung schrittweise von 0,02 W bis 80 W durchgeführt und Meßwerte für P1 und P2 aufgenommen. Über Gl. 4.44 wurde der Massenfluß \dot{m}_{kap} durch die Kapillare bestimmt und damit $R = \Delta P_{\text{kap}}/\dot{m}_{\text{kap}}$ gegen \dot{m}_{kap} aufgetragen. Dabei ergeben sich $C1$ als Ordinatenabschnitt und $C2$ als Steigung der Geraden. Für die Engstellen wurde Kapillare 2 einmal und Kapillare 1 viermal unterschiedlich fest gequetscht⁵, um zusätzliche Flußwiderstände zu erhalten. Dazu wurde mit einer Zange, die zwei runde Backen mit je 2 mm Durchmesser besitzt, die Kapillare in etwa der Mitte der Kapillarenlänge gequetscht. Die Quetschungen fanden immer im Meßbetrieb statt, so daß die Ergebnisse sofort kontrolliert werden konnten.

In Abb. 4.11 sind in Bild 1 und 2 die Impedanzen $R = \Delta P_{\text{kap}}/\dot{m}_{\text{kap}}$ für die beiden ungepreßten Kapillaren bei 15, 20, 25 und 30 bar gegen die Massenflüsse aufgetragen. Deutlich ist die lineare Abhängigkeit zwischen R und \dot{m}_{kap} zu sehen. Damit wird der Ansatz von Gl. 4.29 bestätigt. In Bild 3 sind vier unterschiedliche Quetschungen von Kapillare 1 bei 20 und 30 bar dargestellt. Bild 4 zeigt die Massenflußabhängigkeit der Kapillarenimpedanzen für die Quetschung von Kapillare 2 bei 15 bis 30 bar Mitteldruck. Auch hier wird in beiden Abbildungen

⁵Kapillare 1 wurde viermal an der gleichen Stelle gequetscht, so daß die Engstelle immer kleiner wurde.

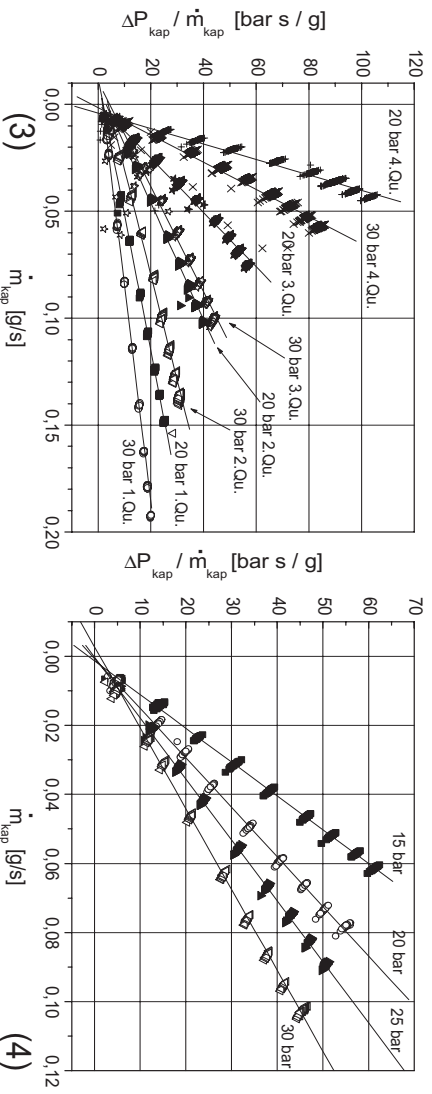
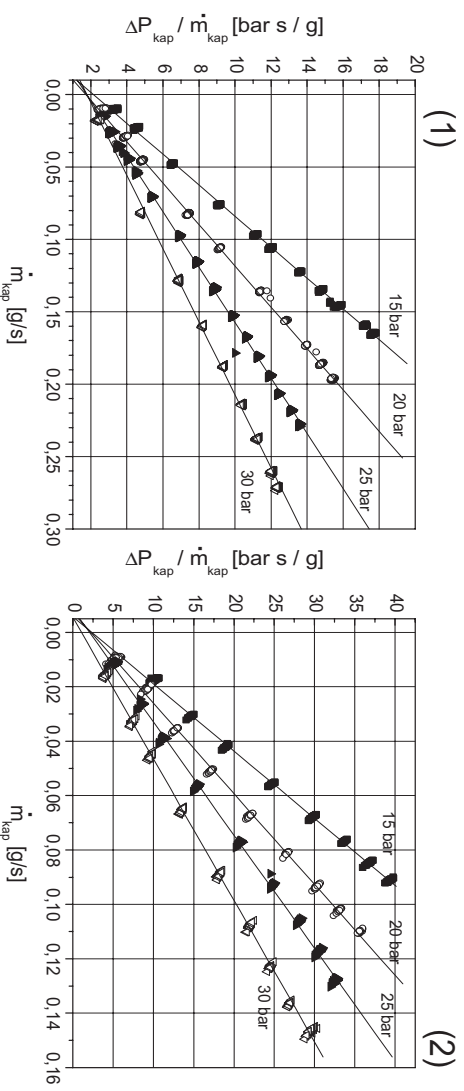


Abbildung 4.11: Durchflußwiderstand $R = \Delta R_{\text{kap}}/\dot{m}_{\text{kap}}$ für verschiedene Kapillaren und Mitteldrücke aufgetragen gegen \dot{m}_{kap} ; Bild (1): Kapillare 1 ungequetscht, Bild (2): Kapillare 2 ungequetscht, Bild (3): Kapillare 1 mit vier Quetschungen, Bild (4): Kapillare 2 gequetscht

die lineare Abhängigkeit deutlich, aber es fällt auch auf, daß die Meßpunkte bei Quetschungen deutlich stärker schwanken, als bei unbelasteten Kapillaren. Die Neigung der Meßpunktschwankungen rührt von der Auftragung in Abb. 4.11 her. In Abb. 4.12 links ist der Massenfluß \dot{m}_{kap} für die gequetschte Kapillare 2 bei 15 bar aus Abb. 4.11 (4) gegen die Druckdifferenz ΔR_{kap} aufgetragen. Deutlich ist zu sehen, daß die Schwankungen den Massenfluß und nicht die Druckdifferenz betreffen. Für die umkreiste Meßpunkte in Abb. 4.12 links ist rechts vergrößert der Massenfluß gegen die Zeit bei der Meßwertaufnahme aufgetragen. Eine Tendenz für die Schwankung ist nicht zu erkennen, es scheint einfach so zu sein, daß der Massenfluß durch Kapillaren mit Quetschungen stärker schwankt, als bei nicht gequetschten Kapillaren. Ein Einsatz solcher Kapillaren mit Engstellen kann damit problematisch sein. Ganz ohne Quetschungen ist nicht auszukommen,

da sonst mit vertretbarem Einsatz keine Optimierung der Impedanzen für Orifice und Double-Inlet möglich wäre. Allerdings sollte sich die Quetschung in Grenzen halten, da die Instabilitäten mit steigender Quetschung zunehmen (siehe Abb. 4.11 Bild 3, Quetschung 1 (flache Geraden und schmale Meßpunkte) bis 4 (steile Geraden mit breiten Meßpunkten)).

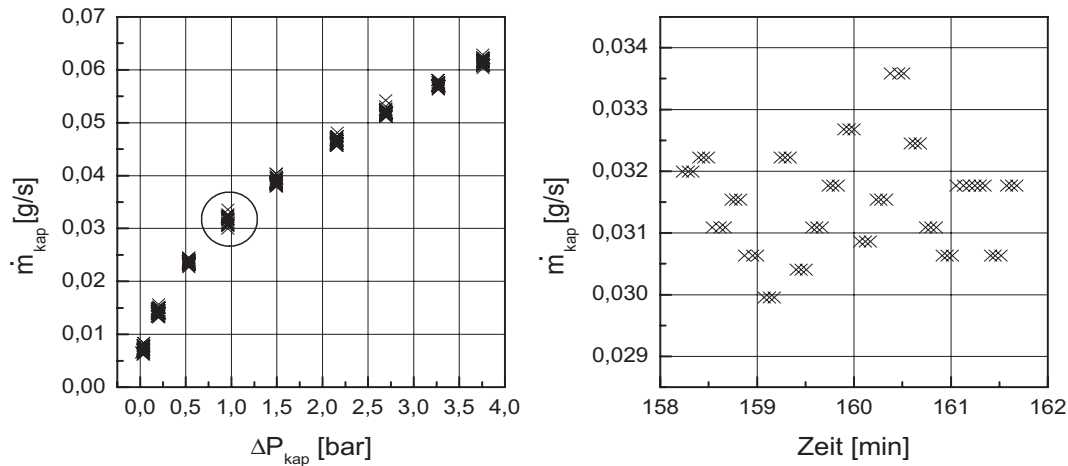


Abbildung 4.12: links: Massenfluß \dot{m}_{kap} von gequetschter Kapillare 2 aus Abb. 4.11 Bild (4) bei 15 bar gegen die anliegende Druckdifferenz ΔP_{kap} ; rechts: Massenfluß aus umkreisten Meßpunkten aus Bild links gegen Meßzeit

Die aus den Geraden in Abb. 4.11 ermittelten Werte für $C1$ und $C2$ sind in Tabelle 4.7 zusammen mit theoretischen Werten aus Gl. 4.47 und Gl. 4.48 dargestellt.

4.3.3.1 Laminarer Anteil

Das Gesetz von Hagen-Poiseuille für einen laminaren Fluß durch eine Rohrleitung mit dem Durchmesser d und der Länge l gibt die Möglichkeit, den laminaren Flußwiderstand $C1$ abzuschätzen.

$$R_{\text{H.-P.}} = \frac{\Delta P}{\dot{m}} = \frac{128 \cdot \nu}{\pi} \cdot \frac{l}{d^4} = C1_{\text{H.-P.}} \quad (4.47)$$

ν : kinematische Viskosität

Dabei ist zu beachten, daß diese Beziehung für einen gleichbleibenden Fluß ohne Effekte durch Ein- und Ausfluß gilt. Im aktuellen Fall ändert sich die Geschwindigkeit aber 100 mal pro Sekunde, so daß fortlaufend Beschleunigungskräfte auftreten. Inwieweit Ein- und Ausströmeffekte eine Rolle spielen, ist nicht bekannt.

Tabelle 4.7: Experimentell ermittelte und theoretische (Kap. 4.3.3.1 und 4.3.3.2) Widerstands-Koeffizienten $C1$ und $C2$ von Kapillare 1 und 2 für unbelasteten und gequetschten Zustand

Kapillare Nr.	\bar{P} [bar]	Quetsch. Nr.	$C1_{\text{Exp.}}$ [bar s/g]	$C2_{\text{Exp.}}$ [bar s ² /g ²]	$C1_{\text{H.-P.}}$ [bar s/g]	$C2_{\text{turb.}}$ [bar s ² /g ²]
1	15	-	2,14	93,6	1,89	285
1	20	-	1,73	70,0	1,42	214
1	25	-	1,77	52,3	1,13	171
1	30	-	1,78	39,6	0,94	143
1	20	1	1,93	157		
1	30	1	1,90	95,0		
1	20	2	3,06	368		
1	30	2	3,82	203		
1	20	3	0,34	786		
1	30	3	2,33	440		
1	20	4	-11,3	2770		
1	30	4	-8,21	1650		
2	15	-	2,32	405	5,00	1058
2	20	-	2,23	300	3,75	794
2	25	-	2,07	241	3,00	171
2	30	-	1,07	192	2,50	529
2	15	1	-1,33	1020		
2	20	1	-0,50	677		
2	25	1	-0,15	567		
2	30	1	1,14	427		

Zumindestens die Größenordnung von $C1$ läßt sich mit Gl. 4.47 bestimmen. Die Variation von $C1$ mit dem Mitteldruck \bar{P} hat nur wenig Einfluß auf den Widerstand R , auch das Quetschen ergibt keine eindeutigen Veränderungen. Das ist verständlich, da der Gasfluß an Engstellen eher turbulent ist und damit den laminaren Widerstandsanteil nicht besonders verändert.

4.3.3.2 Turbulenter Anteil

Dagegen spielt die Variation des turbulenten Anteils $C2$ mit dem Mitteldruck \bar{P} eine große Rolle. In Abb. 4.13 ist der Kehrwert von $C2$ gegen den Mitteldruck aufgetragen. Deutlich ist hier die antiproportionale Abhängigkeit von $C2$ zu \bar{P} zu sehen.

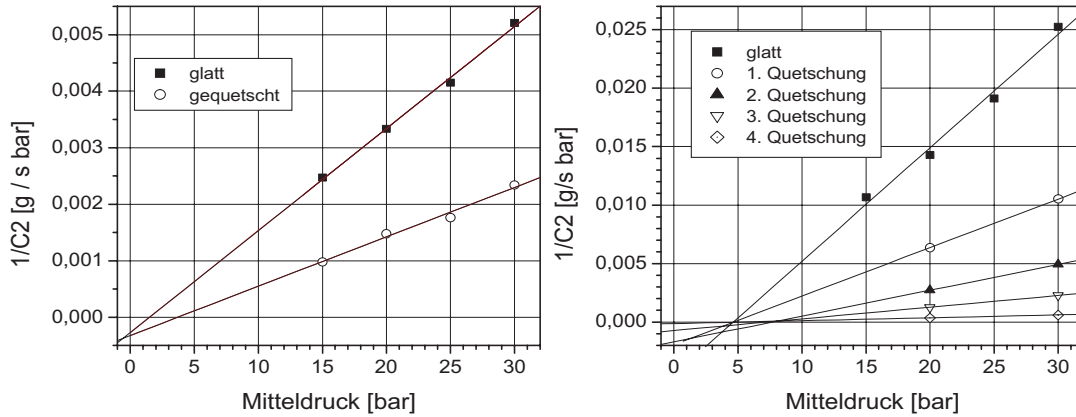


Abbildung 4.13: $1/C2$ aufgetragen gegen Mitteldruck für Kapillare 2 (links) und 1 (rechts)

Nach [33] gilt für eine turbulente Strömung

$$R_{\text{turb.}} = \frac{\Delta P}{\dot{m}} = \frac{8\tilde{\lambda}}{\pi\rho} \cdot \frac{l}{d^5} \cdot \dot{m} = C2_{\text{turb.}} \cdot \dot{m}. \quad (4.48)$$

$\tilde{\lambda}$ ist der dimensionslose Rohrreibungskoeffizient. Nach [33] beträgt dieser für $Re = 2320$ bis 10^5 $\tilde{\lambda} = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$ und hängt damit nur schwach vom Massenfluß ab. Da die Dichte ρ proportional zum Mitteldruck \bar{P} und $C2$ antiproportional zu ρ ist, muß $C2$ auch antiproportional zu \bar{P} sein, wie in Abb. 4.13 links und rechts zu sehen.

Wie bei Gl. 4.47 sollten die aus Gl. 4.48 erhaltenen Schlüsse nur qualitativ genutzt werden, da Gl. 4.48 eigentlich nur für einen eingelaufenen Fluß ohne Ein- und Ausströmeffekte gilt.

Zusammenfassend läßt sich sagen, daß die aus den Gl. 4.47 und 4.48 errechneten Werte stärker schwanken, als die gemessenen (siehe Tab. 4.7), aber einen qualitativen Eindruck für das Verhalten dieser beiden Konstanten geben.

4.4 Meßaufbau des Kühlersystems

Der Meßaufbau basiert auf den Ergebnissen vorausgehender Untersuchungen [18]. Dort wurden zwei Miniatur-Pulsröhrenkühlerkaltköpfe für den Betrieb an einem Kleinkompressor (Sl-100 Fa. AIM, Heilbronn) für Miniaturstirling-Kühler entwickelt. Dabei wurde eine U-Form und eine koaxiale Anordnung von Puls- und Regeneratorrohr getestet. Der Koaxialkühler erreichte Minimaltemperaturen von 92 K. Durch die bessere thermische Isolierung von Puls- und Regeneratorrohr wurden mit dem U-Rohrkühler Temperaturen bis 78 K erreicht. Aufgrund des relativ kleinen Durchmessers des Regenerators von 4,1 mm wurde die Amplitude der Druckwelle auf dem Weg vom Regeneratoreingang bis ins Pulsrohr praktisch auf die Hälfte abgeschwächt. Die gemessenen Kühlleistungssteigungen waren dadurch mit 13 mW/K (U-Rohr-Kühler) bis 14,6 mW/K (Koaxialkühler) sehr klein. Außerdem machte die Konstruktion der selbstgebaute Ventile Probleme, da die Einstellung nicht konstant blieb.

Der neue Meßaufbau (Abb. 4.14) besteht aus dem Kaltkopf mit integriertem Nachkühler (engl.: Aftercooler) (AC) zur Abfuhr der Kompressionswärme des Kompressors, Regenerator, Pulsrohr, kaltem (kWT) und warmem (wWT) Wärmetauscher, den beiden Impedanzen Orifice (Of) und Double-Inlet (DI), dem Ballastvolumen (BV) und einen Kompressor (AIM Typ Sl-100).

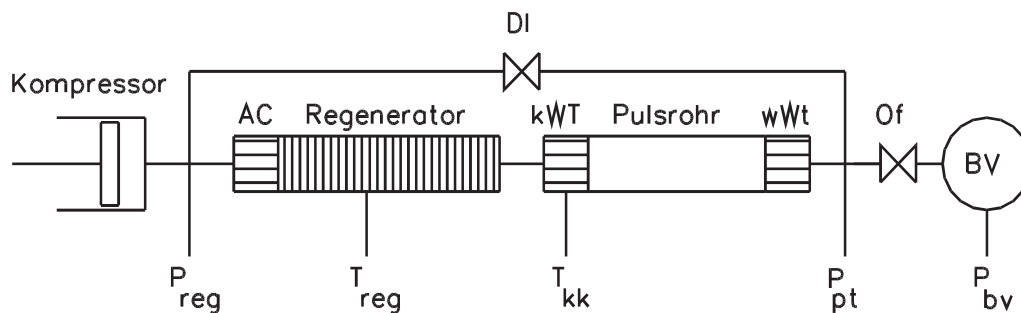


Abbildung 4.14: Skizze des Pulsröhrenkühleraufbaus mit Meßanschlüssen

Aufgezeichnet werden drei Drücke am Regeneratoreingang P_{reg} , im Pulsrohr P_{pt} , und im Ballastvolumen P_{bv} mit Hilfe von Siemens KPY 46 R Drucksensoren. Die Signale der Drucksensoren werden verstärkt und mit PC-Lab+ AD/DA ISA-Karten von National Instruments digitalisiert.

Die Temperaturmessung erfolgt durch Pt100 Widerstandsthermometer über Vierdrahtmessung mit einem Scanner-Multimeter "Prema DMM 6000 Scanner" mit

IEEE-Interface. Die Aufzeichnung, Auswertung und Speicherung der Daten erfolgt mit der graphischen Programmiersprache LabVIEW 3.1 von National Instruments mit einem selbstgeschriebenen Computerprogramm.

Im Meßvorgang werden zwei Temperaturen ($T_{\text{reg}}, T_{\text{kk}}$), drei Drücke ($P_{\text{reg}}, P_{\text{pt}}, P_{\text{bv}}$) mit Druckhub und Phasenwinkel, sowie Kompressor Eingangsspannung (U_{komp}) und -strom (I_{komp}) mit Hub und Phase, Spannung (U_{hz}) und Strom (I_{hz}) für Kühlleistungsmessungen aufgezeichnet. Aus den Meßdaten wird simultan der Druckabfall am Double-Inlet ($P_{\text{di}} = P_{\text{reg}} - P_{\text{pt}}$) mit Hub und Phase, die Kompressorwirkleistung, die Heizleistung und der Durchflußkoeffizient (C_v -Wert) der Orifice-Impedanz berechnet.

Der Kühler wurde in vertikaler als auch in horizontaler Lage getestet, einen Einfluß der Orientierung im Schwerfeld auf die Kaltkopftemperatur konnte nicht festgestellt werden. Die in den folgenden Kapiteln dargestellten Messungen wurden in horizontaler Lage des Kaltkopfes durchgeführt.

4.5 Regeneratormatrix

In allen untersuchten Regeneratoren wurden als Matrix Metallgewebestapel aus Phosphor-Bronze benutzt. Dabei wurden die in Tab. 4.8 aufgeführten Typen verwendet. Für Wärmetauscher wurden Kupfernetze des Mesh-Zahl 98 (siehe Tab. 4.8, Typ 5) verwendet. Die Mesh-Zahl gibt die Anzahl Drähte pro Zoll an.

Tabelle 4.8: Gewebearten der verwendeten Regeneratormatrizen

Typ	Drahtdurchmesser	Lichte Maschenweite	Mesh-Zahl
1	43 μm	60 μm	247
2	35 μm	50 μm	298
3	36 μm	42 μm	326
4	22,5 μm	34 μm	450
5	100 μm	160 μm	98

4.6 U-Rohrkühler mit Nadelventilen

Aufbauend auf die Erfahrungen aus den in [18] aufgeführten Untersuchungen wurde ein neuer Kaltkopf konstruiert (siehe Abb. 4.15). Der Regeneratordurch-

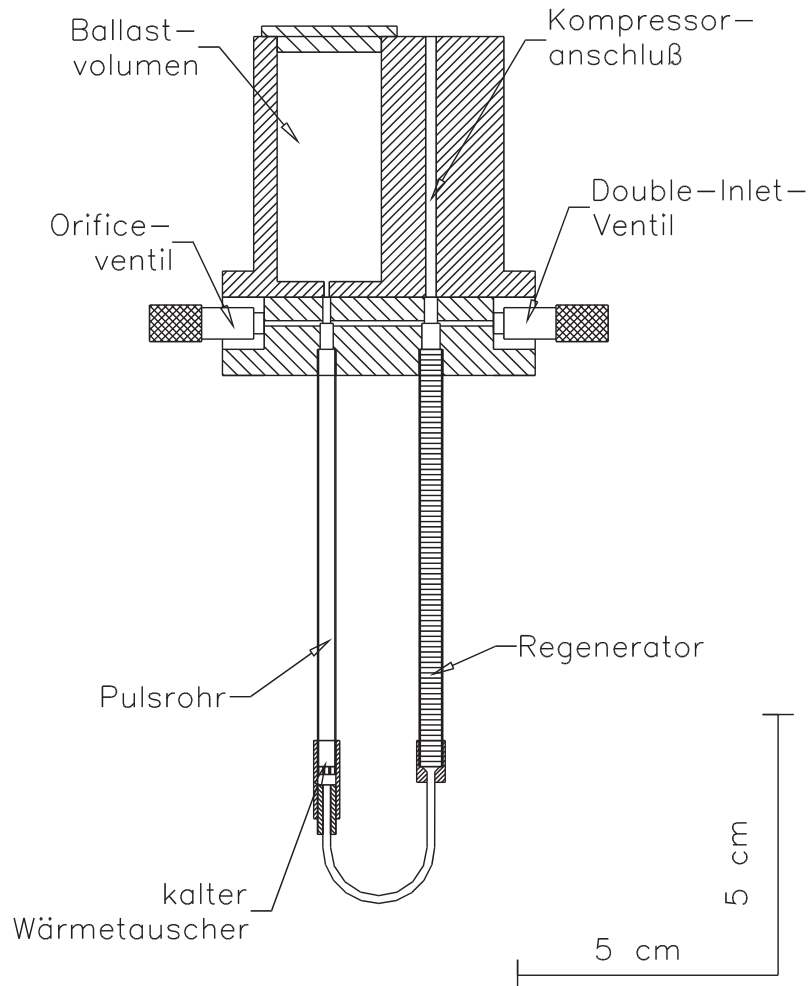


Abbildung 4.15: Miniaturpulsröhrenkühler mit integrierten Nadelventilen

messer wurde vergrößert und Orifice und Double-Inlet-Impedanz wurden als fest in den Kaltkopf eingebaute Nadel-Ventile realisiert. Es wurden Regeneratorrohrinnendurchmesser von 5,6 mm (0,2 mm Wandstärke) und 7,5 mm (0,25 mm Wandstärke) aus Edelstahl getestet. Um das Gesamtvolumen des Systems nicht zu verändern (der Kompressor läuft mit einem bestimmten Resonanzvolumen) wurde die Regeneratorrohrlänge angepaßt. Bei einem Innendurchmesser

von 5,6 mm hatte der Regenerator eine Länge von 60 mm, bei 7,5 mm Durchmesser eine Länge von 40 mm. Das Pulsrohr ebenfalls aus Edelstahl hatte einen Innendurchmesser von 4,1 mm (0,2 mm Wandstärke) und eine Länge von 60 mm. Die Basisplatte des Kaltkopfes, in der die Nadelventile integriert sind besteht aus Kupfer. Dazu kommt ein Aufsatz ebenfalls aus Kupfer, der das Ballastvolumen von 10,5 cm³ und die Gasverteilerkanäle enthält. Das Ballastvolumen wurde so gewählt, daß der resultierende Druckhub ΔP_{bv} im Ballastvolumen in etwa auf ein Zehntel des Druckhubs ΔP_{pt} im Pulsrohr abgeschwächt wurde. Dies ist bei etwas 10 bis 20 cm³ der Fall. Das genaue Volumen spielt keine wichtige Rolle, da eine Volumenvergrößerung / -verkleinerung durch eine Veränderung der Orifice-Impedanz kompensiert werden kann. Die elektrischen Vakuumdurchführungen erfolgen über eine Messinghülse, durch die Kupferlackdrähte geführt wurden. Das Messingrohr ist komplett mit Stycast 2850GT vergossen. Diese Konstruktion garantiert auf engstem Raum viele elektrische Durchführungen und eine sichere Vakuumdichtigkeit.

4.6.1 Nadelventile

Zur kontrollierten Einstellung der Durchflußwiderstände von Orifice und Double-Inlet wurden in den Kaltkopf integrierte Nadelventile gebaut. Diese zeichnen sich gegenüber kommerziellen Nadelventilen durch geringes Totvolumen aus. Das Nadelfutter aus Messing wurde mit einer Reibahle mit Steigung 1:50 erzeugt, die Nadeln aus Edelstahl dann an der Drehmaschine an das Futter angepaßt. Die Nadeln haben am hinteren Ende eine Abflachung, mit der sie durch eine Madenschraube mit einer Hülse verbunden sind. Eine weitere Madenschraube befestigt eine Mikrometerschraube auf der anderen Hülsenseite (Abb. 4.16). Diese Gesamtkonstruktion läuft in einer Führung und wird mit O-Ringen abgedichtet.

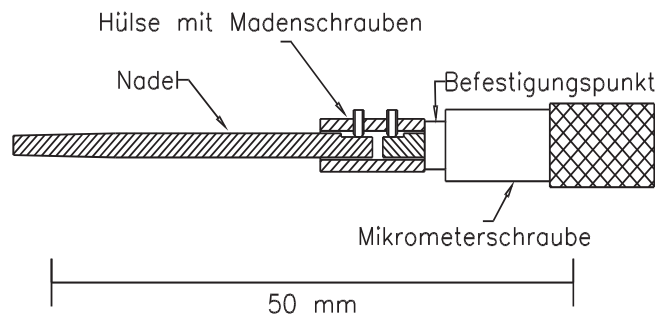


Abbildung 4.16: Ventlnadel mit Mikrometerschraube

Die beiden Nadelfutter sind so im warmen Ende des Kaltkopfes integriert, daß die

Nadelspitzen (Double-Inlet Pt→Reg, Orifice Pt→BV) beide in Richtung Pulsrohr zeigen (siehe Abb. 4.17).

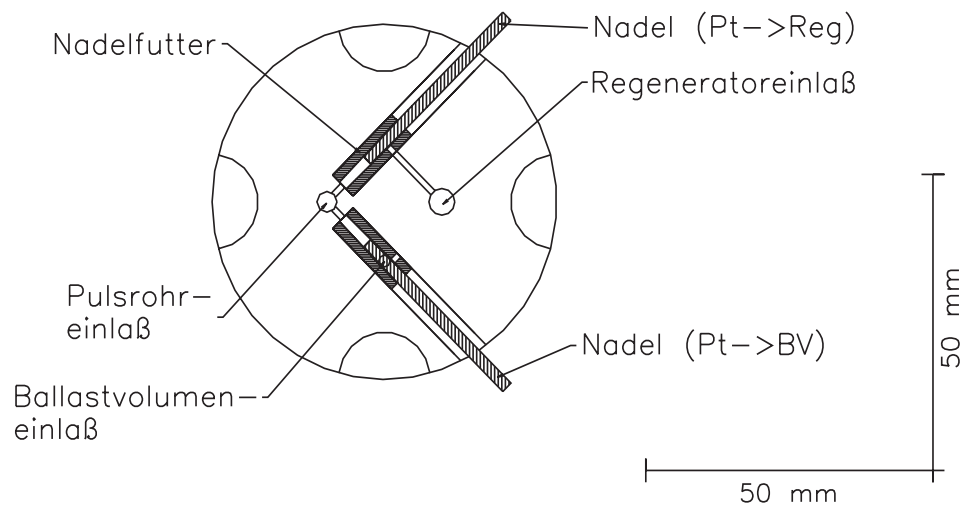


Abbildung 4.17: Integration der Nadelventile im Kaltkopf

4.6.2 Meßergebnisse und Auswertung

Zwei Regeneratorgeometrien wurden getestet: Ein Edelstahlrohr mit einer Länge von 60 mm und einem Innendurchmesser von 5,6 mm (0,2 mm Wandstärke) sowie ein Rohr mit einer Länge von 43 mm und einem Innendurchmesser von 7,5 mm (0,25 mm Wandstärke). Gefüllt wurden beide Regeneratorrohre mit Netzen aus Phosphor-Bronze (Mesh 247, siehe Tab. 4.8, Typ 1). Der Kompressor wurde mit 12 V Wechselspannung, entsprechend 50 W Eingangsleistung bei 25 bar Druck betrieben.

Mit keiner der beiden Geometrien ($\varnothing = 5,6 / 7,5$ mm) konnten die Ergebnisse aus [18] erreicht werden. Als Hauptgrund werden Probleme mit den Nadelventilen vermutet. Diese produzieren aufgrund ihrer Asymmetrie einen starken DC-Fluß in Richtung Regenerator (siehe zu DC-Fluß Kap. 4.7.2.5). Auch war die Einstellung der Impedanz mit den Nadelventilen nicht zufriedenstellend. Aufgrund der dreiteiligen Konstruktionen der Nadel-Mikrometerschraube war die Ausrichtung der Nadel nie ganz mittig. Beim Drehen gab es periodische Impedanzveränderungen. Auch waren die Verschraubungen nicht stabil genug, so daß die Verbindungen häufig beim kompletten Abdichten eines Ventils überdreht wurden. Ein neues Einrichten der Nadel ergab wieder neue Einstellungen, so daß Messungen nicht reproduzierbar waren.

Die tiefsten Temperaturen T_{kk} mit den beiden Regenerator-Geometrien sind in Tab. 4.9 zusammen mit dem Mitteldruck \bar{P} und den Druckhüben am Regenerator-eingang ΔP_{reg} , im Pulsrohr ΔP_{pt} und im Ballastvolumen ΔP_{bv} dargestellt. Dabei zeigt sich, daß der dickere Regenerator zwar den Druckabfall ($\Delta P = \Delta P_{\text{reg}} - \Delta P_{\text{pt}}$) über dem Regenerator vermindert, aber die Kaltkopftemperatur T_{kk} damit nicht verringert werden konnte. Im einzelnen ist zu sehen, daß der Druckabfall über dem Regenerator von 50% in [18] bei einem 5,6 mm dicken Rohr auf 37% und bei einem 7,5 mm dicken Rohr auf 14% abgesenkt werden konnte. Trotzdem zeigen die erreichten Tiefsttemperaturen keine Verbesserung, im Gegenteil, bei größerem Regeneratordurchmesser steigen die Temperaturen noch an. Es scheint so, daß die Wärmeleitungsverluste aufgrund der dickeren und kürzeren Matrix Verbesserungen der Kühlleistung durch einen höheren Druckhub im Pulsrohr komplett verdecken.

Tabelle 4.9: Ergebnisse des Pulsröhrenkühlers mit integrierten Nadelventilen für die beiden Regeneratorgeometrien

Regenerator	T_{kk} [K]	\bar{P} [bar]	ΔP_{reg} [bar]	ΔP_{pt} [bar]	ΔP_{bv} [bar]
$l = 60 \text{ mm}$ $\varnothing_i = 5,6 \text{ mm}$	86,8	21,8	6,8	4,3	0,36
$l = 43 \text{ mm}$ $\varnothing_i = 7,5 \text{ mm}$	112,2	20,9	6,5	5,6	0,60

4.7 U-Rohrkühler mit Kapillaren

Als Nachfolger des Nadelventil-Miniatur-Pulsröhrenkühlers aus Kap. 4.6 wurde ein neuer Kaltkopf konstruiert, bei dem die gewonnenen Erkenntnisse berücksichtigt wurden (siehe Abb. 4.18).

4.7.1 Aufbau

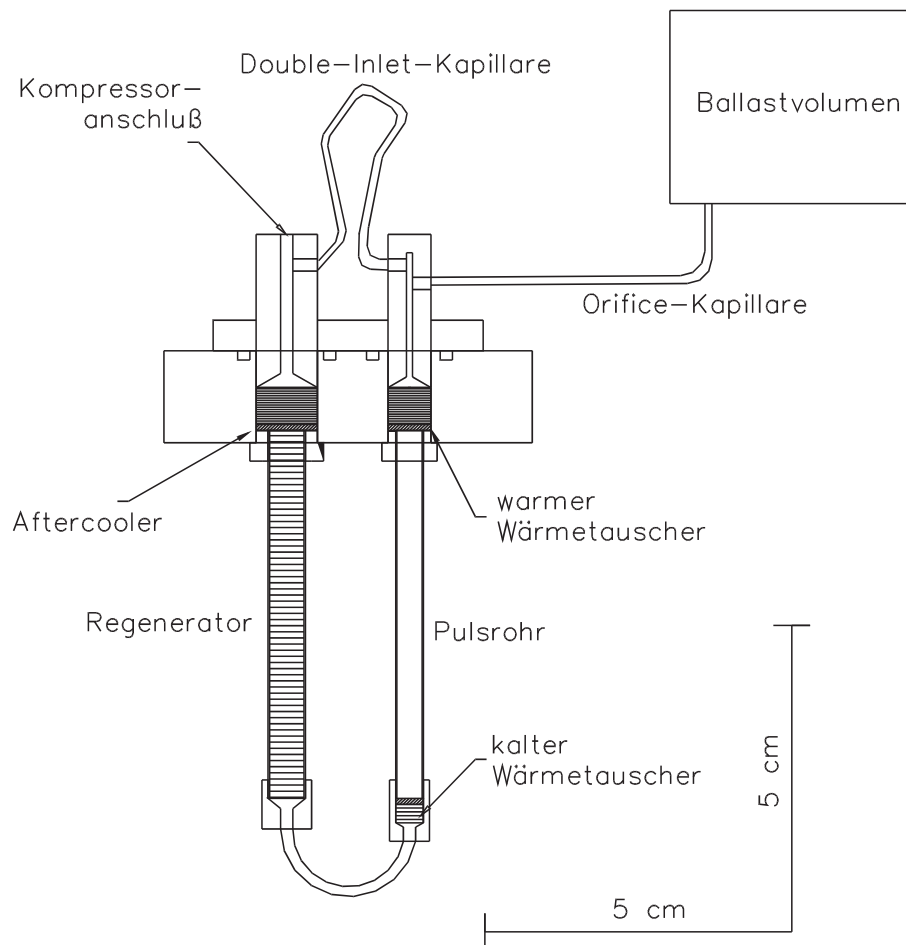


Abbildung 4.18: Kapillaren-Pulsröhrenkühlerkaltkopf

Um die Probleme der Nadelventile zu umgehen, wurden die Impedanzen für Orifice- und Double-Inlet-Ventil mit Kapillaren realisiert. Die Grobeinstellung

erfolgte durch die Wahl der Dimensionen (Länge und Durchmesser), eine Feineinstellung wurde über zusätzliche Engstellen erreicht, d. h. die Kapillaren wurden mit einer Zange gepreßt. Auch der Kaltkopf selbst wurde verändert. Um ihn einfacher umbauen zu können, wurde das Ballastvolumen ($V \approx 15 \text{ cm}^3$) extern angebracht. Der Kopf besteht aus einem 1 cm dicken Kupferflansch, an den von unten Puls- und Regeneratorrohr angeflanscht worden sind. Im Flansch befinden sich die Wärmetauscher: 4 mm hohe Kupfernetzstapel Mesh 98 (Tab. 4.8, Typ 5) für Pulsrohr (warmer Wärmetauscher) und Regenerator (Aftercooler), zum Abführen der Kompressionswärme. Das Pulsrohr bestand in allen Versuchen aus einem 60 mm langen Edelstahlrohr mit einem Innendurchmesser von 4,1 mm und einer Wandstärke von 0,2 mm. Analog zu Kap. 4.6 wurde wieder ein Messingrohr mit 6 mm Durchmesser als Vakuumdurchführung für die elektrischen Verbindungen für die Temperatursensoren (zweimal Strom und viermal Spannung) und die Heizung (zweimal Strom und zweimal Spannung) eingelötet. Die Verbindungsleitungen für die Heizung führen zu einer Manganinheizdrahtwicklung, die um die Verbindungskapillare aus Kupfer zwischen kaltem Ende von Regenerator und Pulsrohr gewickelt ist und für Kühlleistungsmessungen gebraucht wird.

Auf dem Kupferflansch ist eine Messingaufsatz mit zwei eingelöteten Hohlzylindern aufgeschraubt. Der Aufsatz enthält die Anschlüsse für den Kompressor, die Orifice-Kapillare, die Double-Inlet-Kapillare und den Drucksensor für das Pulsrohr. In einer späteren Version ist geplant, auf diese Scheibe eine Haube aufzuschrauben, die als Ballastvolumen dient. Die Orifice-Kapillare endet dann einfach offen innerhalb der Druckhaube.

4.7.2 Meßergebnisse und Auswertung

Der Kapillaren-Pulsröhrenkühler lieferte wie der Nadelventil-Pulsröhrenkühler aus Kap. 4.6 die besten Ergebnisse im Double-Inlet-Betrieb. Nur in diesem Modus wurden Temperaturen unter 100 K erreicht. Als Betriebsspannung wurde wieder 12 V, also eine elektrische Eingangsleistung von 50 W bei 25 bar Druck gewählt.

Verschiedene Parameter des Kaltkopfes wurden variiert.

- Regeneratorrohrgeometrie:
Als Rohrdimensionen wurden analog zu Kap. 4.6 ein Edelstahlrohr mit 40 mm Länge und 7,5 mm Innendurchmesser sowie 0,25 mm Wandstärke und ein Rohr mit 60 mm Länge 5,6 mm Innendurchmesser und 0,2 mm Wandstärke getestet. Beide Regeneratoren wurden mit Phosphor-Bronze Netzen Mesh 247 gefüllt (genaue Netzdimensionen siehe Tab. 4.8, Typ 1).

Es stellte sich heraus, dass die breitere und kürzere Regeneratordimension zu vielen Wärmeleitungsverlusten erzeugte, so dass nur noch Kaltkopftemperaturen T_{kk} von 117,3 K erreicht werden konnten (Tab. 4.10, Versuch 1). Mit der zweiten Rohrdimension konnte T_{kk} auf 88,9 K abgesenkt werden. Die beiden Ergebnisse zusammen mit den gemessenen Druckdaten sind in Tab. 4.10 Versuch 1 und 2 dargestellt.

- Regeneratormatrixdimensionen:
Mit einer neuen Regeneratormatrix (Mesh 450, Tab. 4.8, Typ 4) wurde ein dichteres Netz getestet. Die Kaltkopf Temperatur stieg damit auf 228,8 K, da zu wenig Gas durch den Regenerator fließen konnte. In Tab. 4.10 Versuch 3 ist dies an den sehr kleinen Druckhüben in Pulsrohr und Ballastvolumen zu erkennen.
- Regeneratormatrixpackungsdichte:
Die Packungsdichte der Regeneratormatrix ist variiert worden, um diesen Einfluss auf den Kaltkopf zu testen. Die Einzelheiten dazu werden in Kap. 4.7.2.1 beschrieben. Die Ergebnisse dazu sind in Tab. 4.10 Versuche 5 (locker gepackt) und 6 (dicht gepackt) zu finden.
- Wärmetauscher am kalten Ende:
Neben dem konventionellen Netzstapelwärmetauscher ist ein gesägter Schlitzwärmetauscher aus Kupfer getestet worden, um den Effekt des Totvolumen am kalten Ende zu messen. Siehe dazu Kap. 4.7.2.3 und Tab. 4.10 Versuch 2 (Netzstapel) und 4 (geschlitzter Zylinder).
- Wirbel am kalten Ende:
Um den Einfluss von Wirbelbildung im Pulsrohr festzustellen wurden künstlich mit einem Flügelrad Wirbel erzeugt. (siehe Kap. 4.7.2.2)
- Orifice-Kapillare:
Die normalerweise genutzte, kurze Orifice-Kapillare wurde durch eine sehr lange Intertancetube-Kapillare ersetzt, um die Phasenverschiebung am kalten Ende zu verändern. Damit wurde die tiefste Kaltkopf Temperatur von 77,3 K bei 50 W Eingangsleistung erreicht. Genaueres dazu finden sich in Kap. 4.7.2.4 und Tab. 4.10 Versuch 7.
- DC-Fluß im Double-Inlet-Modus:
Der Einfluss verschiedener Parameter wie Ventil-Impedanzen, Mitteldruck und Kompressorleistung auf den DC-Fluß wird in Kap. 4.7.2.5 dargestellt.

4.7.2.1 Einfluß der geometrischen Daten und der Stopfkraft auf die Regeneratormatrix

Als wichtiger Faktor für die Leistungsfähigkeit und die Verluste des Kaltkopfes stellte sich der Füllvorgang des Regenerators heraus. Die Matrix besteht aus ausgestanzten Netzen⁶ aus Phosphor-Bronze, die mit einem Stopfkolben in das Rohr geschoben werden. Dabei wird gewöhnlich die Matrix mit dem Kolben und Hammerschlägen verdichtet, so daß z. B. sich bei einer Meshzahl 326 und einem Drahtdurchmesser von $36 \mu\text{m}$ pro Netz eine Dicke von etwa $65 \mu\text{m}$ ergibt. Da ein Netz im Idealfall eine Dicke von zwei übereinander liegenden Drähten (Drahtkreuzung) hat, also in diesem Fall von $72 \mu\text{m}$, kann daraus geschlossen werden, daß die Netze entweder beim Stopfen verschoben wurden, so daß keine Drahtkreuzungen mehr übereinander liegen, oder die Drähte abgeflacht wurden. Wird aber die Matrix locker gestopft, indem die Netze nur handfest mit dem Kolben zusammengeschoben werden, enthält die Matrix bei Mesh 326 und einem 60 mm langen Rohr nur noch 754 Netze statt sonst 921. Damit verbleiben pro Netz $80 \mu\text{m}$, also mehr als die normale Netzdicke, so daß die Anzahl der Wärmebrücken zwischen den Netzen geringer, und ihre Kontaktfläche kleiner sein sollten.

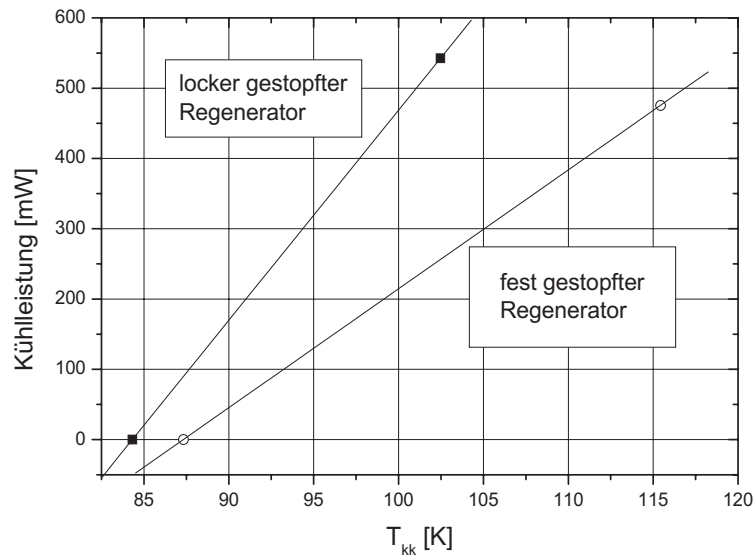


Abbildung 4.19: Kühlleistung aufgetragen gegen die Kaltkopftemperatur T_{kk} für unterschiedlich fest gestopfte Regeneratorfüllungen mit Phosphor-Bronze-Netzen (Mesh 326, Tab. 4.8, Typ 3)

Die Ergebnisse von Vergleichsmessungen mit zwei unterschiedlich fest gestopf-

⁶Der Durchmesser der Netze ist ca. 0.1 mm größer als der Regeneratorrohrinnendurchmesser. Damit wird verhindert, daß sich Leckströme zwischen Rohr und Matrix ausbilden

ten Regeneratorfüllungen zeigen in Abb. 4.19, daß der Füllvorgang einen großen Einfluß auf die Kühlleistung hat. Die Kaltkopftemperatur T_{kk} erhöhte sich von 79,7 K bei lockerer auf 87,3 K bei fester Matrix. Besonders bei der Belastung des Kaltkopfes durch eine elektrische Heizdrahtwicklung zeigen sich Unterschiede. Die gemessene Kühlleistungssteigung (Tab. 4.10 Versuch 5) der locker gestopften Regeneratormatrix ist mit 30,2 mW/K fast doppelt so groß wie die der fest gestopften Füllung (Tab. 4.10 Versuch 6) mit 16,9 mW/K. Grund dafür könnte der geringere Durchflußwiderstand der lockerer gestopften Matrix sein. Dieser zeigt sich nach Tab. 4.10 Versuch 5 (locker) und 6 (fest) in einem kleineren Druckabfall $\Delta P_{\text{di}} = P_{\text{reg}} - P_{\text{pt}}$ über dem Double-Inlet bzw. den parallel dazu geschalteten Regenerator und Pulsrohr. Da die Double-Inlet-Impedanz nicht verändert wurde muß die Vergrößerung des Druckabfalls von 3,3 bar auf 4,0 bar vom fester gestopftem Regenerator stammen. Durch den geringeren Durchflußwiderstand der locker gestopften Matrix erhöht sich der Massenfluß im Pulsrohr und damit bei gleichbleibendem Pulsrohrdruckhub ΔP_{pt} nach Gl. 4.2 der Enthalpiefluß und damit die Kühlleistung. Inwieweit das Stopfen der Regeneratormatrix von Hand reproduzierbar ist, ist nicht bekannt, so daß hier Tests gemacht werden müßten wie die Dichte der Matrixnetze von der Stopfkraft abhängt.

4.7.2.2 Einfluß von Wirbeln am kalten Wärmetauscher

Um den Einfluß von Gasverwirbelung im Pulsrohr auf die Leistungsdaten des Kühlers abschätzen zu können, wurde am kalten Pulsrohrende ein kleines statisches Flügelrad (Durchmesser 4,1 mm) aus Kupfer untergebracht, das für eine Verwirbelung am kalten Ende sorgen sollte. Der Flußwiderstand des Einsatzes im Pulsrohr konnte vernachlässigt werden, da keine Verkleinerung der Druckhübe gemessen wurde. Das Flügelrad mit geneigten Flügeln wurde durch das Pulsrohr bis zum kalten Ende hindurchgeschoben und dort mit einem Sprengring fixiert. In Abb. 4.20 ist das Flügelrad mit Sprengring und Millimeterskala zu sehen.

In Abb. 4.21 sind die Kühlleistungsergebnisse des Kühlers mit und ohne Flügelradeinsatz dargestellt. Die Messungen wurden im Orifice-Modus durchgeführt, um zusätzlichen Effekte wie DC-Fluß und Umverteilungen des Gasflusses zwischen Double-Inlet und Regenerator-Pulsrohr auszuschließen. Die Minimaltemperatur liegt durch des Einsatz des Flügelrads etwa 10 K höher als bei leerem Pulsrohr, während die Steigung der Regressionsgeraden der Kühlleistung durch die zusätzliche Wirbelbildung des Flügelrads nicht verändert wird. Daraus kann geschlossen werden, daß die zusätzlichen Verluste durch das Flügelrad innerhalb des vermessenen Temperaturintervalls von 115 K bis 160 K temperaturunabhängig sind, da sie sonst die Steigung der Kühlleistungsgeraden verändern würden. Ungewollte Wirbelbildung durch die Gasführung in den Wärmetauschern kann damit die



Abbildung 4.20: Bild des Flügelrads aus Kupfer (links oben) zur künstlichen Wirbelbildung am kalten Pulsrohrende zusammen mit einem Sprengring (rechts oben) zum Fixieren, darunter eine Millimeterskala

Kühlleistung erheblich verringern und zeigt sich bei Kühlleistungsgeraden durch Veränderung des Ordinatenabschnitts.

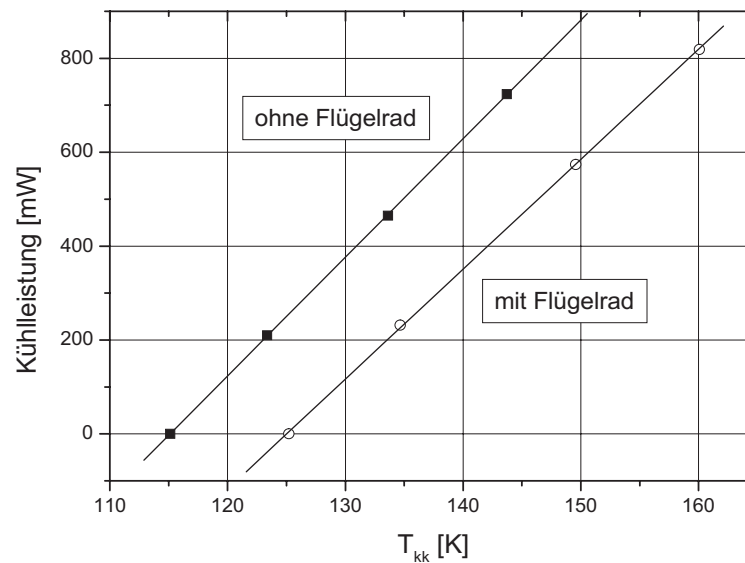


Abbildung 4.21: Vergleich der Kühlleistung im Orifice-Modus aufgetragen gegen die Kaltkopf Temperatur T_{kk} mit und ohne Flügelrad am kalten Pulsrohrende

4.7.2.3 Einfluß eines kalten Wärmetauschers mit kleinem Totvolumen

Nach Gl. 4.21 ist es offensichtlich vorteilhaft, das Totvolumen im kalten Wärmetauscher zu verringern. Dafür wurde der bisherige kalte Wärmetauscher aus Kupfernetzen (Matrixtyp 5 aus Tab. 4.8) durch einen Kupferzylinder mit 6 mm Durchmesser und 10 mm Länge ersetzt (siehe Abb. 4.22). Dieser enthält 24 0,3 mm breite und abwechselnd 2,0 mm bzw. 1,0 mm lange Schlitze. Aus Herstellungsgründen wurde der Kupferzylinder im Gegensatz zum Kupfernetzstapel nicht mehr am kalten Ende des 4,1 mm breiten Pulsrohrs, sondern unter dem 6 mm breiten Regeneratorrohr untergebracht, um den größeren Zylinderdurchmesser zu ermöglichen. Aufgrund des neuen kalten Wärmetauschers sank die Kaltkopftemperatur um 7 K auf 82,0 K (siehe Tab. 4.10).

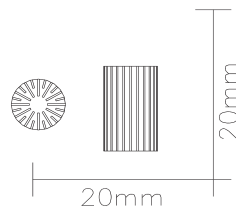


Abbildung 4.22: Gesägter Kupferwärmetauscher; 6 mm Durchmesser, 10 mm Länge, 24 Schlitze mit 0,3 mm Breite, davon 12 Schlitze mit 2,0 mm und 12 Schlitze mit 1,0 mm Länge

4.7.2.4 Ersatz einer normalen Impedanzkapillare durch eine Inertance-Kapillare

Nach [37] und [38] ist der Ersatz einer Orifice-Impedanz durch eine Inertance-Kapillare von Vorteil, um eine günstigere Phasenlage zwischen Druckhub und Massenfluß am kalten Ende zu erzielen. (Zur Abhängigkeit der Induktivität einer Kapillare von den geometrischen Größen siehe Gl. 4.25). Dafür wurde die gewöhnliche 50 mm lange Orifice-Kapillare mit 0,5 mm Durchmesser durch eine 1500 mm lange Inertance-Kapillare mit 1,2 mm Innendurchmesser ersetzt. Bei beiden Kapillaren wurden durch Quetschung die Impedanz auf ein Optimum eingestellt, d. h. die Impedanz wurde so lange erhöht bis die Kaltkopftemperatur ein Minimum erreicht hatte. Die Phasenverschiebung ϕ_{pt-bv} zwischen den Druckwellen im Pulsrohr P_{pt} und im Ballastvolumen P_{bv} vergrößerte sich durch den Einsatz der Inertance-Kapillare um ca. 40°. Diese Veränderung erbrachte gegenüber Kap. 4.7.2.3 eine weitere Absenkung der Minimaltemperatur um 5 K auf 77,3 K am kalten Ende (siehe Tab. 4.10).

4.7.2.5 Gleichstrom – DC-Massenfluß

Aufgrund von geometrischen Asymmetrien in gepreßten Kapillaren und Anschlüssen kann eine Impedanz bei periodisch wechselndem Gasflußbetrieb eine Druckdifferenz der mittleren Drücke vor und hinter der Impedanz produzieren. Auch symmetrisch gebaute Ventile bzw. Kapillaren können nach [14] bei periodischem Gasdurchfluß eine solche Druckdifferenz aufbauen, wenn die Druckdichten für die beiden Fließrichtungen durch die Impedanz unterschiedlich groß sind. Sind parallel zu der Impedanz weitere Leitungswege vorhanden so resultiert aus der Druckdifferenz ein Kreisstrom von der Impedanzseite mit dem höheren Mitteldruck über den Parallelweg zur Niederdruckseite. Dieser Gleichstrom im geschlossenen Leitungsschleifen wird DC-Fluß genannt. Bei einem Double-Inlet-Pulsröhrenkühler kann dieser Fall auftreten, da parallel zur Double-Inlet-Impedanz Regenerator und Pulsrohr geschaltet sind, und durch diese beiden der Ausgleichsstrom fließen kann. Dieser Ausgleichs-DC-Fluß erzeugt eine zusätzliche Belastung für den Kaltkopf (siehe Kap. 4.2.9.6.1). Die Verluste wie Wärmetransport durch den DC-Massenfluß und erhöhte Wärmeleitung entlang der Regeneratormatrix durch größere Temperaturgradienten können bestimmend für das Verhalten des Double-Inlet-Pulsröhrenkühlers sein.

Da der dem oszillierenden Gasfluß überlagerte Gleichstrom nicht direkt gemessen werden kann, müssen die vorhandenen Meßwerte (Temperaturen und Drücke) ein Maß für den DC-Fluß DC ergeben. Dabei werden verschiedene Definitionen (DC_p für druckbasiert, DC_t für temperaturbasiert) für den DC-Fluß diskutiert.

Das einfachste und einleuchtendeste Maß DC_p für den DC-Fluß ist die Differenz der Mitteldrücke zwischen Eingang (\bar{P}_{reg}) und Ausgang (\bar{P}_{pt}) des Kaltkopfes.

$$\text{DC-Fluß} \quad : \quad DC_p \quad = \quad \bar{P}_{\text{reg}} - \bar{P}_{\text{pt}} \quad (4.49)$$

Die Berechnung der Mitteldrücke erfolgt über die arithmetischen Mittel der gemessenen Drücke. Dazu muß die Scandauer ganzzahlige Vielfache der Druckwellendauer betragen. Da die so berechneten Mitteldrücke immer noch stark schwanken, werden diese nochmals gemittelt und der daraus erhaltene Wert ist dann stabil. Im Betrieb aber stellte sich heraus, daß sich die Kalibrierung der Drucksensoren bei Schwankungen der Umgebungstemperatur veränderte (geöffnetes Fenster, Zugluft u. ä.). Diese Drift zog sich über Minuten und Stunden hin, so daß eine Trennung dieses Effektes von der Information über den DC-Fluß aus dem Meßsignal nur noch schlecht möglich war.

Die Abhängigkeit von der Außentemperatur zeigte sich weniger stark in den gemessenen Temperaturen am kalten Ende und in der Regeneratorrohrmitte, so

daß dort nach einem besseren Maß für den DC-Fluß gesucht wurde. Nach Kap. 4.2.9.6.1 zeigt sich der Gleichstrom auch im Temperaturprofil entlang des Regenerators (siehe Abb. 4.23). Ohne DC-Fluß ist das Temperaturprofil etwa linear.

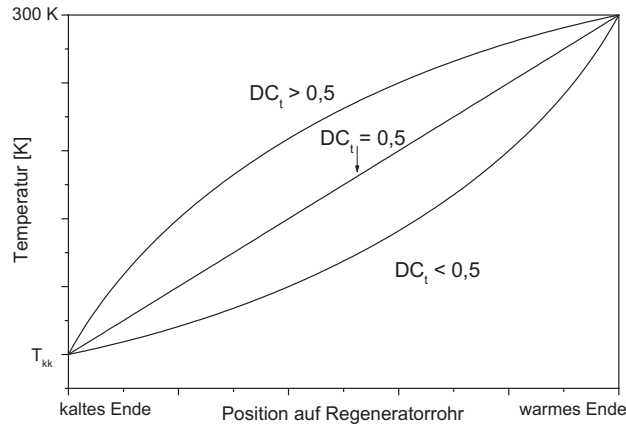


Abbildung 4.23: Beispiel-Temperaturverteilung über Regeneratrorrohr für $DC_t > 0,5$ / $DC_t = 0,5$ / $DC_t < 0,5$ nach Gl. 4.50

Eine Abweichung von dieser Kurve ist ein Anzeichen für einen Gleichstrom. Um diesen Effekt zu beschreiben, wurde ein Maß für den DC-Fluß DC_t mit Hilfe der gemessenen Temperaturen definiert (T_{kk} ist die Temperatur des kalten Endes und T_{reg} die Temperatur in der Mitte des Regenerators):

$$\text{DC-Fluß} : DC_t = \frac{T_{reg} - T_{kk}}{T_{Umgebung} - T_{kk}}. \quad (4.50)$$

Dabei gilt, daß ein Wert $DC_t > 0,5$ eine zum warmen Ende hin gebogenen Temperaturverteilung anzeigt (siehe Abb. 4.23). Dies bedeutet, daß zusätzlich warmes Gas in den Regenerator einfließt, weil der Gasdruck am Regeneratoreingang \bar{P}_{reg} des DI-Ventils über eine Periode gemittelt größer ist als auf der Pulsrohrseite \bar{P}_{pt} . Entsprechend ist das Temperaturprofil des Regenerators für $DC_t < 0,5$ zum kalten Ende hin gebogen.

In Experimenten wurde der Einfluß auf DC_t nach der Definition von Gl. 4.50 von verschiedenen Parametern bestimmt. Die Abhängigkeit von DC_t von Kompressorleistung, Mitteldruck (\bar{P}), Double-Inlet-Impedanz (ausgedrückt durch ΔP_{di}) und Orifice-Impedanz (ausgedrückt durch ΔP_{bv}) ist in Abb. 4.26 (linke Spalte) Bild A1, B1, C1 und D1 dargestellt. Um die Daten vergleichen zu können, sind in Bild A2, B2 und D2 (rechte Spalte) für die Variationen auf der linken Spalte die DC-Werte gegen den Druckabfall über den Double-Inlet ΔP_{di} (Druckhub von

$P_{\text{reg}} - P_{\text{pt}}$) aufgetragen. In Bild C2 ist zusätzlich für die Variation der Double-Inlet-Impedanz in Bild C1 statt DC_t nach Gl. 4.50 die Druckdifferenz $\bar{P}_{\text{pt}} - \bar{P}_{\text{reg}}$ der Mitteldrücke von Pulsrohr und Regenerator dargestellt ($-DC_p$ nach Gl. 4.49).

4.7.2.5.1 Variation der Kompressoreingangsleistung

In Bild (A1) in Abb. 4.26 ist die Kompressorleistung von 30 W bis 90 W gegen DC_t aufgetragen. DC_t steigt dort linear mit der Eingangsleistung. In Bild (A2) ist für dieses Experiment DC_t gegen den Druckabfall über dem Double-Inlet ΔP_{di} für die Variation der Kompressoreingangsleistung dargestellt. Hier ist ein linearer Zusammenhang zwischen DC_t und ΔP_{di} zu erkennen.

4.7.2.5.2 Variation des Mitteldrucks

Die Mitteldruckvariation von 12 bar bis 32 bar ist in Bild (B1) dargestellt. Hier ist eine linear fallende Abhängigkeit des DC_t von dem Mitteldruck zu erkennen.

Interessant ist in Bild (B2) der Zusammenhang von DC_t und ΔP_{di} bei Mitteldruckveränderungen: Die Zuordnung $DC_t \rightarrow \Delta P_{\text{di}}$ ist nicht eindeutig. Dies erklärt sich über die Abhängigkeit von ΔP_{di} vom Mitteldruck \bar{P} . In Abb. 4.24 ist der

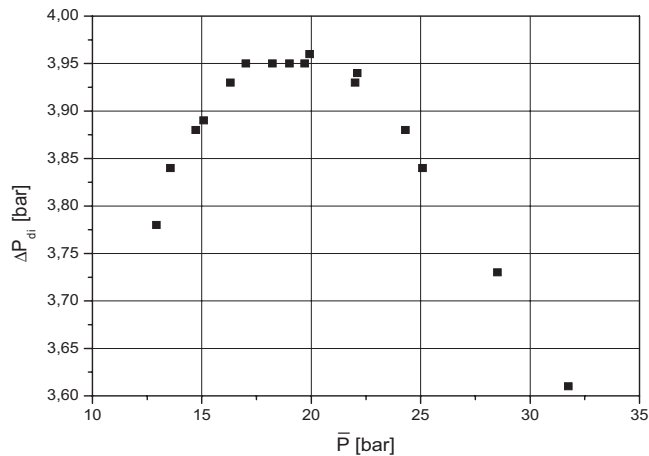


Abbildung 4.24: Druckabfall über den Double-Inlet ΔP_{di} gegen Mitteldruck \bar{P}

Druckhub über den Double-Inlet ΔP_{di} gegen den Mitteldruck \bar{P} für den Versuch von Abb. 4.26 Bild (B2) dargestellt. Wird der Mitteldruck erhöht, steigt auch der Druckabfall ΔP_{di} am Double-Inlet. Bei weiter steigendem Mitteldruck nimmt aber die Double-Inlet-Rohrimpedanz wieder ab, wie an der Widerstandskonstante C2 in Abb. 4.13 zu sehen, und ΔP_{di} fällt wieder ab. Damit wird die mehrdeutige Zuordnung von DC_t zu ΔP_{di} in Abb. 4.26 Bild (B2) klar.

4.7.2.5.3 Variation der Double-Inlet-Impedanz

Für die Variation der Double-Inlet-Impedanz ist in Abb. 4.26 Bild (C1) DC_t gegen den Druckabfall über dem Double-Inlet ΔP_{di} aufgetragen. Der DC-Fluß hängt linear fallend von ΔP_{di} ab, wenn die Variation von ΔP_{di} durch Impedanzveränderungen des Double-Inlets bewirkt wird. Der Grund für die Ausbuchtung in Bild (C2) zwischen $\Delta P_{di} = 2,45$ bar und $2,55$ bar ist nicht bekannt, deshalb wurde zusätzlich das DC-Maß DC_p aus Gl. 4.49 für die Differenz der Mitteldrücke vor und hinter dem Double-Inlet bestimmt. Die Ausbuchtung ist auch hier in Bild (C2) trotz des stärkeren Rauschens zu erkennen. Im Bereich eines kleinen DC-Flusses $DC_t \approx 0,5$ hängt DC_t linear fallend vom Druckabfall über dem Double-Inlet ab.

4.7.2.5.4 Variation der Orifice-Impedanz

In Abb. 4.26 Bild (D1) ist DC_t gegen Veränderungen der Orifice-Impedanz aufgetragen, dabei ergeben sich zwei DC_t -Werte von $0,53$ und $0,47$. Diese stammen von zwei Orifice-Kapillaren, die den dargestellten Bereich des Ballastvolumendruckhubs ΔP_{bv} erzeugen. Eine erste Kapillare mit 26 cm Länge und $0,7$ mm Durchmesser wurde mehrfach gequetscht und verkleinerte dabei den Druckhub im Ballastvolumen ΔP_{bv} von $0,47$ auf $0,40$ bar. Die Kapillare wurde daraufhin aufgelötet und um 3 cm einschließlich der gequetschten Stelle gekürzt, und so ein weiterer Bereich des Ballastvolumendruckhubs ΔP_{bv} von $0,51$ bis $0,45$ bar vermessen. Die Phasendifferenz zwischen Pulsrohrdruck P_{pt} und Ballastvolumendruck P_{bv} der ersten, 26 cm langen Kapillare betrug 79° , während die zweite, 23 cm lange Kapillare eine Phasendifferenz von 80° erzeugte, so daß eine Änderung des Phasenwinkels ϕ_{pt-bv} zwischen Pulsrohr und Ballastvolumen durch die Induktivitätsveränderung (l_{kap} gekürzt von 26 cm auf 23 cm) nicht festgestellt werden konnte (die Bestimmung des Phasenwinkels hatte einen Fehler von bis zu $\pm 2^\circ$).

Trotz sich überlagernder Bereiche gleichen Druckhubs bzw. Durchflußwiderstands ergaben sich unterschiedliche DC_t -Werte. Um sicherzugehen, daß das Verhältnis Ballastvolumendruckhub zu Durchflußleitwert nicht für die beiden Kapillaren unterschiedlich ist, wurde in Abb. 4.25 der Durchflußkoeffizient C_v (Bild links) und der Durchflußleitwert $1/R$ (Bild rechts) gegen den Druckhub im Ballastvolumen ΔP_{bv} aufgetragen. Die offenen Kreise (\circ) stellen die 26 cm lange Kapillare, die Kreuze (\times) die 23 cm lange Kapillare dar. Bei der Darstellung des C_v -Wertes in Abb. 4.25 Bild links ist die Auflösungsgrenze des im Meßbetrieb aufgenommenen C_v -Wertes zu erkennen. Während der C_v -Wert aus den kompletten Druckkurven nach Gl. 4.45 aus Kap. 4.3.2 bestimmt wird, sind die Druckflußleitwerte im Bild rechts über $L = 1/R = \dot{m}_{of}/\Delta P_{of}$ entsprechend Gl. 4.44 aus den abgespeicherten Druckhüben im Pulsrohr ΔP_{pt} bzw. Ballastvolumen ΔP_{bv} errechnet worden.

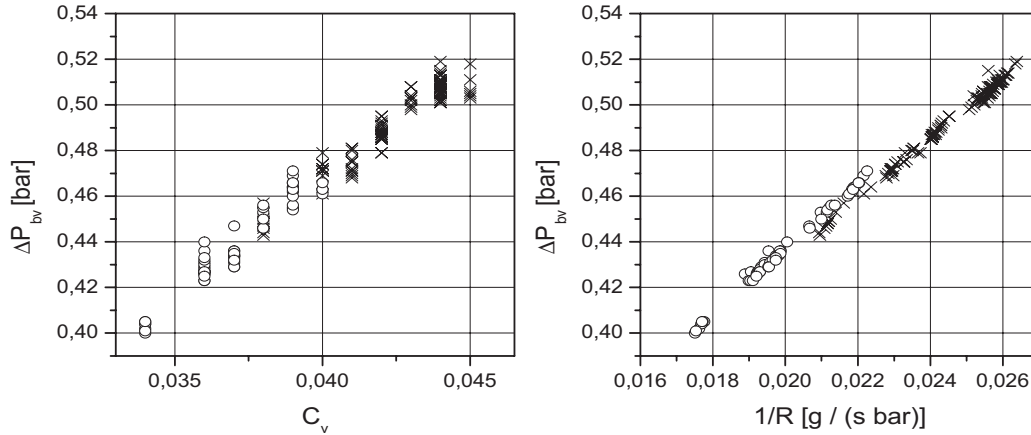


Abbildung 4.25: Druckhub im Ballastvolumen ΔP_{bv} aufgetragen gegen (Bild links) Durchflußkoeffizienten C_v und (Bild rechts) Durchflußleitwert $1/R$ für zwei Kapillaren und jeweils mehreren Quetschungen; o: 26 cm Kapillare, x: 23 cm Kapillare, Innendurchmesser der unverformten Kapillaren je 0,7 mm

Beide Darstellungen zeigen keine erkennbaren Unterschiede im Zusammenhang zwischen ΔP_{bv} und dem Widerstand der Kapillare.

Auch die Temperaturen am kalten Ende T_{kk} sind mit ca. 84 - 86 K für die 26 cm Kapillare und 81,4 - 82 K für die 23 cm Kapillare recht nahe beisammen. Einzig die Regeneratortemperatur in der Mitte des Rohres T_{reg} , die neben T_{kk} das DC-Maß DC_t bestimmt, unterscheidet sich mit 200 K für die 26 cm-Kapillare von 185 K für die 23 cm-Kapillare.

Weshalb die Verkürzung der Kapillare um 11,5% den DC -Wert, bzw hier einzig die Temperatur T_{reg} in der Mitte des Regeneratorrohrs so stark verändert ist nicht bekannt. Es scheint aber so zu sein, daß die Form der Pressung (scharfkantig oder rund) einen Einfluß auf den DC -Fluß im System hat⁷. Die Veränderung der Impedanz durch Quetschungen der jeweiligen Kapillaren hatte dagegen innerhalb der getesteten Impedanzbereiche fast keinen Einfluß auf DC_t .

Wird, wie in Abb. 4.26 Bild (D2) DC_t gegen den Druckabfall über die Double-Inlet-Impedanz (ausgedrückt durch ΔP_{di}) aufgetragen gibt es keine Überlagerung unterschiedlicher DC_t -Werte bei gleichem Double-Inlet-Druckabfall ΔP_{di} für die beiden Kapillaren.

⁷persönlicher Hinweis von Dr. Ingo Rühlich, AIM Heilbronn

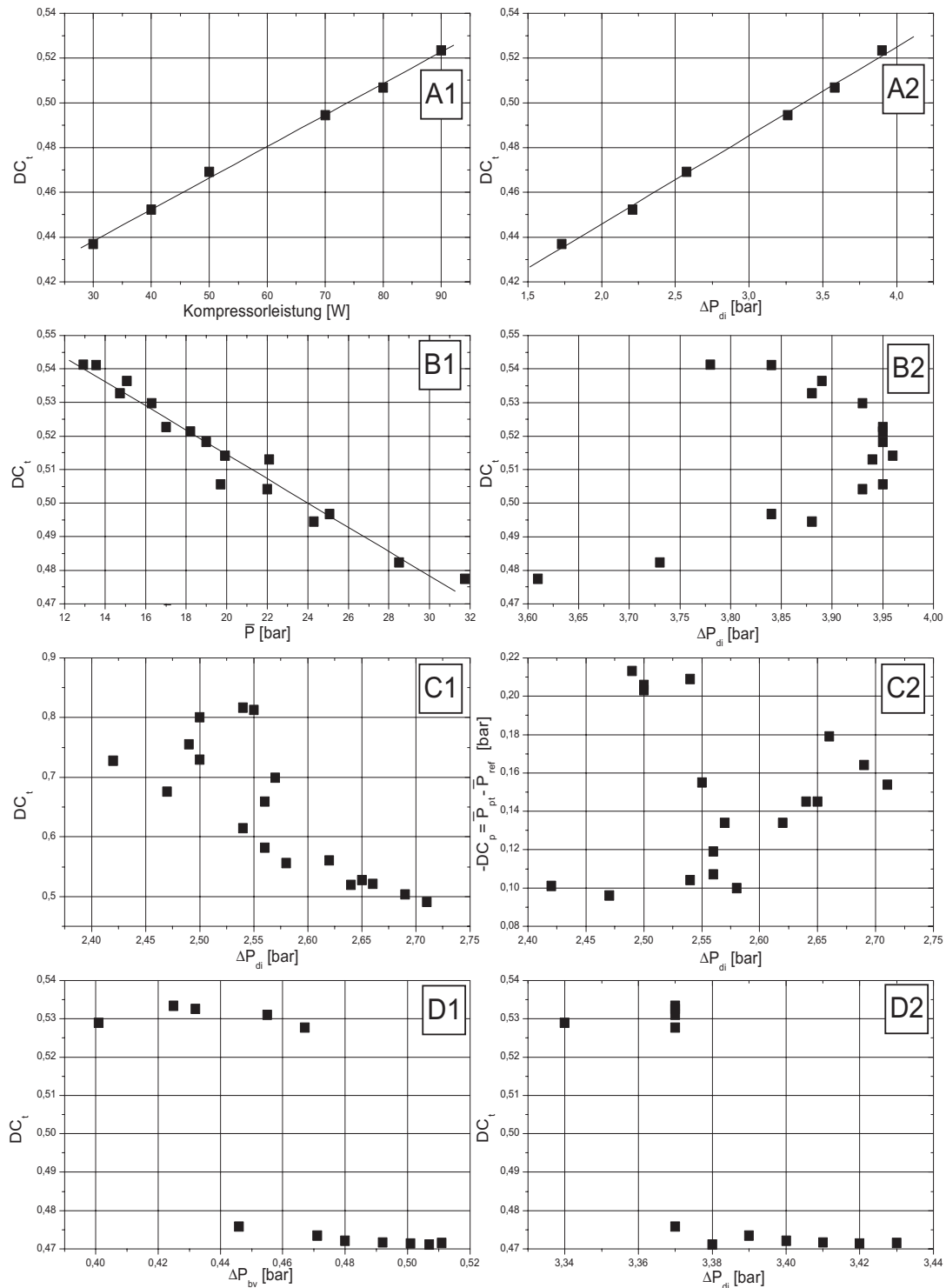


Abbildung 4.26: Variation von DC-Fluß beeinflussenden Größen: DC_t (Maß für DC-Fluß, Gl. 4.50) aufgetragen gegen (linke Spalte) A1: elektrische Kompressorleistung, B1: Mitteldruck \bar{P} , C1: Double-Inlet-Impedanz (ausgedrückt durch ΔP_{di}) und D1: Orifice-Impedanz (ausgedrückt durch ΔP_{bv}), dazu (rechte Spalte) in A2, B2 und D2 das DC-Maß zum Vergleich aufgetragen gegen den Druckhub über der Double-Inlet-Impedanz ΔP_{di} ; C2: Differenz ($-DC_p$) der Mitteldrücke von Pulsrohr \bar{P}_{pt} und Regenerator \bar{P}_{reg} aufgetragen gegen ΔP_{di}

4.7.2.6 Zusammenfassung der Meßergebnisse

- Versuch : Kurzbeschreibung
- 1 : Reg: $40\text{ mm} \times \varnothing_i 7,5\text{ mm}$; Matrix Mesh 247 (Tab. 4.8 Typ 1), breiter Regenerator mit geringem Druckabfall, kalter Wärmetauscher aus Kupfernetzen Mesh 98 (Tab. 4.8 Typ 5)
 - 2 : Reg: $60\text{ mm} \times \varnothing_i 5,6\text{ mm}$; analog zu Versuch (1) mit Regeneratorgeometrie zwischen [18] und Versuch 1
 - 3 : Reg: $60\text{ mm} \times \varnothing_i 5,6\text{ mm}$; analog zu Versuch (2) mit Regeneratormatrix mit hoher Drahtdichte Mesh 450 (Tab. 4.8 Typ 4),
 - 4 : Reg: $60\text{ mm} \times \varnothing_i 5,6\text{ mm}$; Matrix Mesh 247 (Tab. 4.8 Typ 1), Schlitzwärmetauscher mit kleinem Totvolumen im Vergleich zu Netzstapel-Wärmetauscher
 - 5 : Reg: $60\text{ mm} \times \varnothing_i 5,6\text{ mm}$; Matrix Mesh 326 (Tab. 4.8 Typ 3), locker gestopft + Schlitzwärmetauscher
 - 6 : Reg: $60\text{ mm} \times \varnothing_i 5,6\text{ mm}$; analog zu Versuch (5) mit fest gestopftem Regenerator
 - 7 : Reg: $60\text{ mm} \times \varnothing_i 5,6\text{ mm}$; analog zu Versuch (5) + eine Inertantecetube als Orifice-Ersatz

In Tab. 4.10 sind die Meßdaten der Versuche 1 bis 7 aufgetragen. Dabei wurden folgende Abkürzungen benutzt:

- T_{kk} : Temperatur am kaltem Wärmetauscher
 T_{reg} : Temperatur in der Mitte des Regenerators; nötig für die Bestimmung des DC-Koeffizienten DC_t nach Gl. 4.50
 \bar{P} : Mitteldruck im Pulsröhrenkühlersystem
 ΔP_{reg} : Druckhub vor Regenerator
 ΔP_{pt} : Druckhub im Pulsrohr
 ΔP_{bv} : Druckhub im Ballastvolumen
 ΔP_{di} : Hub des zeitabhängigen Druckabfalls über der Double-Inlet-Impedanz $P_{di} = P_{reg} - P_{pt}$
 φ_{r-p} : Phasendifferenz zwischen den Druckwellen P_{reg} und P_{pt}
 φ_{p-b} : Phasendifferenz zwischen den Druckwellen P_{pt} und P_{bv}
 φ_{d-p} : Phasendifferenz zwischen P_{di} und P_{pt} ; Winkel zwischen dem Massenfluß des Double-Inlets (phasengleich zu P_{di}) und der Pulsrohrdruckwelle P_{pt}
 C_v^{of} : Durchflußkoeffizient der Orifice-Impedanz, berechnet nach Gl. 4.45

Zu den Versuchen 4 bis 7 sind in Tab. 4.10 zusätzlich Kühlleistungsgeraden ange-

geben, die unter Einsatz einer Widerstandsdrahtheizung am kalten Ende zwischen Pulsrohr und Regenerator (siehe Kap. 4.7.1) gemessen wurden.

Tabelle 4.10: Ergebnisse der Optimierungen des Kapillaren-Pulsröhrenkühlers; zu den Abkürzungen und Indizes siehe Seite 92 unten

	T		\bar{P}	ΔP				φ			C_v^{of}
	kk	reg		reg	pt	bv	di	r-p	p-b	d-p	
	[K]			[bar]				[°]			[·10 ⁻²]
1	117,3		5,3	4,7	0,51						
2	88,9	192,2	19,4	6,1	4,3	0,52					
3	228,5	310,5	18,7	8,1	3,1	0,29					
4	82,0	184,3	22,3	6,8	4,8	0,42	3,6	20	85	64	3,7
	$\dot{Q} = 24,5 \frac{mW}{K} \cdot T_{\text{kk}} - 2011 \text{ mW}$										
5	79,7	176,4	21,8	6,5	4,6	0,48	3,3	19	88	65	4,3
	$\dot{Q} = 30,2 \frac{mW}{K} \cdot T_{\text{kk}} - 2408 \text{ mW}$										
6	87,3	195,5	21,7	7,0	4,5	0,41	4,0	22	86	60	4,0
	$\dot{Q} = 16,9 \frac{mW}{K} \cdot T_{\text{kk}} - 1477 \text{ mW}$										
7	77,3	172,9	16,3	5,7	3,8	0,38	2,9	21	124	61	2,2
	$\dot{Q} = 22,1 \frac{mW}{K} \cdot T_{\text{kk}} - 1710 \text{ mW}$										

In Abb. 4.27 sind die Kühlleistungsgeraden aus Tab. 4.10 zusammen mit der Kühlleistung aus [18] dargestellt. Dabei ist zu sehen, daß der Fortschritt gegenüber [18] hauptsächlich in der Vergrößerung der Kühlleistungssteigung steckt, wie aus den Steigungen der Regressionsgeraden in Abb. 4.27 folgt. Gegenüber einer Steigung der Kühlleistungsgeraden von 14 mW/K in [18] werden jetzt Werte bis zu 30 mW/K erreicht. Der Hauptgrund dafür ist in der Veränderung der Regeneratorgeometrie zu suchen. Durch die Verbreiterung und Verkürzung (ca. gleichbleibendes Volumen) des Regeneratorrohrs wurde der Druckabfall über den Regenerator stark abgesenkt und damit der Massenfluß und der Druckhub in das Pulsrohr vergrößert. Damit wird nach Gl. 4.2 der Enthalpiefluß und damit die

Kühlleistungssteigerung erhöht.

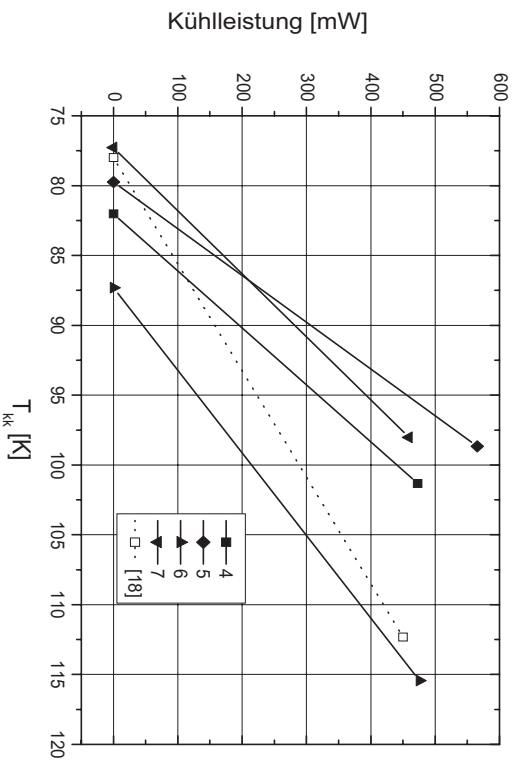


Abbildung 4.27: Kühlleistungen als Funktion der Kaltkopf Temperatur T_{kk} des PRK mit Kapillaren. Die Zahlen 4 bis 7 beziehen sich auf die Versuchsnummern in Tab. 4.10

4.7.2.7 Messungen mit größerer Kompressorleistung

Mit den optimalen Einstellungen von Versuch 5 aus Tab. 4.10 wurden Experimente bei höheren Kompressorleistungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abb. 4.28 und Tab. 4.11 dargestellt.

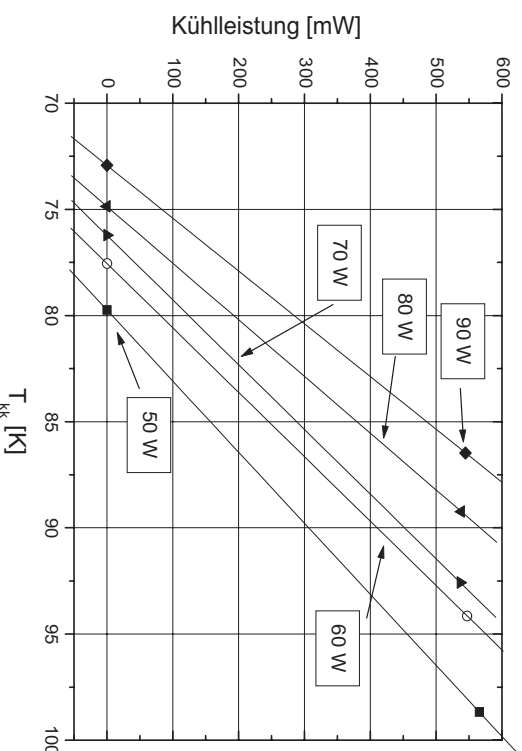


Abbildung 4.28: Kühlleistung aufgetragen gegen die Kaltkopf Temperatur T_{kk} im Abhängigkeit von der Kompressorleistung

Dabei wurde mit einer elektrischen Eingangsleistung von 90 W eine Tiefsttemperatur von 72,9 K erreicht. Bei der für Hochtemperatur-Supraleiter (kurz HTSL) wichtigen Arbeitstemperatur von 80 K besitzt der Kühler dann eine verfügbare Kühlleistung von 283 mW, siehe Abb. 4.28.

Tabelle 4.11: Kühlleistungsgeraden aus Abb. 4.28 für verschiedene Kompressorleistungen

Kompressorleistung	Kühlleistungsgerade
50 W	$\dot{Q} = 29,9 \text{ mW/K} \cdot T - 2382 \text{ mW}$
60 W	$\dot{Q} = 33,0 \text{ mW/K} \cdot T - 2557 \text{ mW}$
70 W	$\dot{Q} = 32,8 \text{ mW/K} \cdot T - 2501 \text{ mW}$
80 W	$\dot{Q} = 37,4 \text{ mW/K} \cdot T - 2803 \text{ mW}$
90 W	$\dot{Q} = 40,2 \text{ mW/K} \cdot T - 2933 \text{ mW}$

In Abb. 4.29 sind Kühlleistungssteigungen und Ordinatenabschnitte aus Tab. 4.11 gegen die Kompressorleistung aufgetragen. Bis auf die Werte bei 70 W ist eine lineare Abhängigkeit von beiden gegenüber der Kompressorleistung zu erkennen. Was im Kühlersystem bei 70 W passiert ist, ist nicht bekannt.

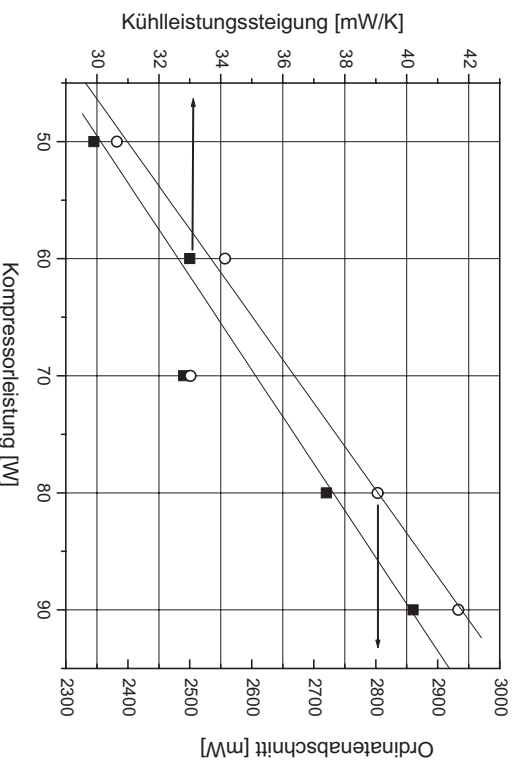


Abbildung 4.29: Kühlleistungssteigung (■) und Ordinatenabschnitt (○) in Abhängigkeit von der Kompressorleistung

Aus den Steigungen der Regressionsgeraden in Abb. 4.29 (Tab. 4.12) kann dann das Verhalten des Kaltkopfes bei anderen Kompressorleistungen P_{Komp} errechnet werden.

Tabelle 4.12: Abhängigkeit von Kühlleistungssteigung und Ordinatenabschnitt von der Kompressorleistung P_{komp} nach Abb. 4.29 für $P_{\text{komp}} = 50$ bis 90 W

Kühlleistungssteigung	$0,25 \frac{mW}{K \cdot W} \cdot P_{\text{komp}} + 17,6 \frac{mW}{W}$
Ordinatenabschnitt	$13,5 \frac{mW}{W} \cdot P_{\text{komp}} + 1725 mW$

Die lineare Abhängigkeit der Kühlleistungssteigung von der Kompressorleistungsleistung wird klar, da die Steigung über Gl. 4.54 vom Enthalpiefluß $\langle \dot{H} \rangle$ abhängt. $\langle \dot{H} \rangle$ ist nach Gl. 4.2 proportional zu \dot{m}_k und ΔP_{pt} . Beide hängen annähernd linear von \dot{m}_{komp} und ΔP_{komp} ab, welche vom Kompressor geliefert werden. Nach Gl. 3.12 bis 3.15 ist $\dot{m}_{\text{komp}} \cdot \Delta P_{\text{komp}}$ linear abhängig von $I \cdot U$ und damit von der Kompressorleistungsleistung.

4.8 Vergleich des PRK mit einem Stirlingkühler

Für eine Bewertung der Kühlleistung des Pulsröhrenkühlerkaltkopfes wurde der Standard-Stirlingkaltkopf des AIM SI-100 Kompressors unter gleichen Bedingungen getestet. Der Kompressor wurde mit 12 V Wechselspannung betrieben, das entspricht 50 W Eingangsleistung bei 25 bar Druck. Ein Kühlleistungstest lieferte eine Kühlleistungssteigung von 34,5 mW/K und einen Ordinatenabschnitt von 1464 mW. Die Steigung entspricht ungefähr den 30 mW/K eines Pulsröhrenkühlerkaltkopfes bei 50 W aus Tab. 4.11, aber der Ordinatenabschnitt als Maß für die Verluste ist erheblich geringer als der des PRKs mit 2382 mW.

Quelle der zusätzlichen Verluste des PRKs gegenüber dem Stirlingkühler können Wirbel im Pulsrohr aufgrund von Düseneffekten von kaltem und warmem Wärmetauscher sein (siehe Kap. 4.7.2.2). Diese führen zu Vermischungen der verschiedenen Temperaturschichten, wodurch warmes und kaltes Ende thermisch kurzgeschlossen werden. Auch ein Gleichstrom (DC-Fluß) durch die Flußschleife von Regenerator, Pulsrohr und zurück über die Double-Inlet-Impedanz kann zusätzliche Verluste des PRKs gegenüber dem Stirlingkühler erzeugen (siehe Kap. 4.7.2.5). Dazu kommt, daß der Massenfluß durch den Regenerator bei einem Pulsröhrenkühlerkaltkopf größer ist, als bei einem vergleichbaren Stirlingkaltkopf, da Gas nicht nur über den Regenerator in das Pulsrohr einfließt, sondern auch weiter über die Orifice-Impedanz in das Ballastvolumen strömt. Um die Belastung des Regenerators durch letzteren Gasfluß zu verringern wird zwar ein Double-Inlet eingesetzt, aber trotzdem ist die Belastung so groß, daß ab einem bestimm-

ten Massenfluß durch den Regenerator der Ordinatenabschnitt der gemessenen Kühlleistungsgeraden als Maß für die Kühlerverluste stark ansteigt (siehe Abb. 4.7 rechts in Kap. 4.2.9.6.1). Daneben ist aber auch zu berücksichtigen, das der Pulsröhrenkühler als Labortestmodell zusätzliche Verluste aufgrund von mehreren abzweigenden Leitungen für Drucksensoren am Regeneratoreingang, im Pulsrohr und im Ballastvolumen aufweist. Dazu kommt die 8 cm längere Verbindungsleitung zum Kompressor, um Platz für eine Verschraubung zwischen Kaltkopf und Kompressor für eine einfache Trennung der beiden bei Umbauten zu ermöglichen. Dadurch sind viele zusätzliche Totvolumina im PRK-System gegenüber dem Stirlingkühler-System vorhanden. Der Stirlingkühler hatte gegenüber dem ursprünglichen Aufbau nur eine zusätzliche Abzweigung für einen Drucksensor am Kompressorausgang.

4.9 Vergleich von Modell und Experiment

Zur Kontrolle des Modells des Miniatur-Pulsröhrenkühlerkaltkopfes wurden Experimente mit dem PRK aus Kap. 4.7 im Orifice-Modus ausgeführt. Damit konnten im Modell nicht berücksichtigte Einflüsse des DC-Flusses, der im Double-Inlet-Modus auftritt, ausgeschaltet werden. Außerdem ist die Bestimmung der Impedanz der Double-Inlet-Kapillare aus den aufgenommenen Drücken nicht möglich, so daß diese bei jeder Veränderung (Quetschung u. ä.) ausgelötet werden müßte, um in einer Anordnung wie z. B. Abb. 4.8 die Impedanz neu zu bestimmen. Die Regeneratormatrix war mit handfest gestopften Phosphor-Bronze-Netzen Mesh 298 aus Tab. 4.8 Typ 2 gefüllt worden.

4.9.1 Experimente im Orifice-Modus

Zum Vergleich des Modells aus Kap. 4.2 mit dem Experiment wurde der PRK aus Abb. 4.18 in Kap. 4.7 im Orifice-Modus betrieben. Um den induktiven Anteil der Orifice-Kapillare zu minimieren, wurde diese sehr kurz gewählt (5 cm Länge, 0,7 mm Innendurchmesser). Der Pulsröhrenkühler wurde wie bei den meisten anderen Experimenten mit einem kommerziellen SI-100 Kompressor von AIM bei einer Wechselspannung von 12 V betrieben. Dies entspricht einer Kompressoreingangsleistung von 50 W. Der Mitteldruck betrug bei allen Versuchen $P = 25$ bar.

Im Betrieb wurde als Parameter die Orifice-Impedanz durch Quetschung der Kapillare variiert. Als Maß für die Impedanz des Orifice diente analog zu Abb. 4.26 Bild D1 der Druckhub ΔP_{bv} im Ballastvolumen. Zu jeder Variation der Orifice-Impedanz durch eine weitere Quetschung der Kapillare wurden an drei Stellen im

Kaltkopf (Regeneratoreingang, Pulsrohr, Ballastvolumen) die Drücke gemessen (Amplitude und Phase) und zusätzlich die Kühlleistung über die Heizdrahtwicklung am kalten Ende bestimmt. Diese meßbaren Parameter (Druckamplituden, Phasenwinkel zwischen Druckwellen sowie Kühlleistungssteigung) kann das Modell des Kaltkopfes ebenfalls berechnen. Da dafür vom Modell die Kaltkopf-temperatur benötigt wird, wurden die experimentellen Werte von T_{kk} im Modell genutzt. Dabei ist ΔP_{bv} im Modell der entsprechende Wert für die Kaltkopf-temperatur T_{kk} des Experiments zugeordnet worden.

Im Experiment ergaben sich die im folgenden dargestellten Ergebnisse.

4.9.1.1 Druckhübe

In Abb. 4.30 Bild links ist die Kaltkopf-temperatur T_{kk} an der linken Achse dargestellt. Zusätzlich ist DC_t nach der Definition von Gl. 4.50 an der rechten Achse aufgetragen. Ein Minimum der Kaltkopf-temperatur von $T_{kk} = 117,5 \text{ K}$ ist bei $\Delta P_{bv} \approx 0,36 \text{ bar}$ zu sehen. Das DC-Maß DC_t fällt bei steigendem Orifice-Druckhub ab, d. h. das Temperaturprofil entlang des Regeneratorrohres ändert sich von einer konvexen Form ($DC_t > 0,5$) zu einer konkaven Form ($DC_t < 0,5$). Einen echten DC-Fluß gibt es im Orifice-Modus nicht, da ein geschlossener Weg innerhalb des Kaltkopfes für einen Kreisstrom fehlt. Aber das Verschieben des Temperaturprofils im Regenerator ist ein weiter unten genutzter Modellparameter. In Abb. 4.30 Bild rechts sind die gemessenen Druckhübe am Regeneratorein-

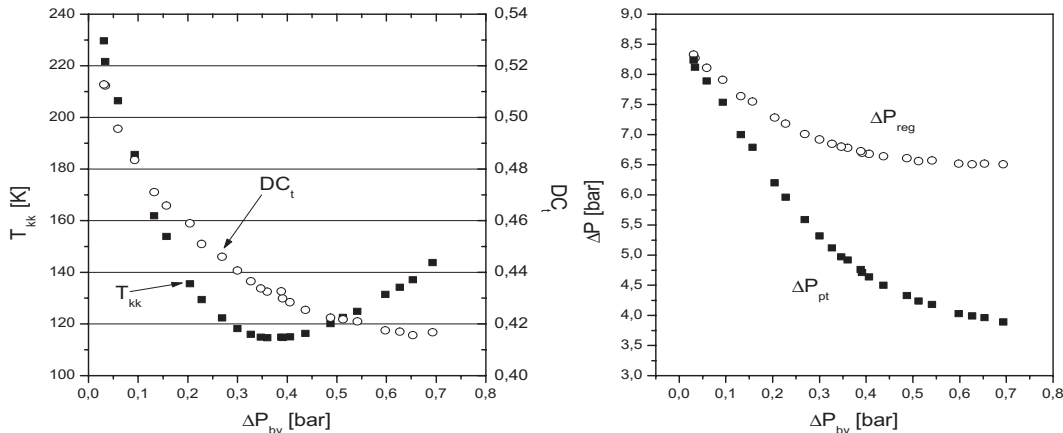


Abbildung 4.30: Bild links: Kaltkopf-temperatur T_{kk} (linke Achse) und temperaturabhängiges DC-Maß DC_t (rechte Achse) gegen Druckhub im Ballastvolumen ΔP_{bv} ; Bild rechts: Druckhübe vor dem Regenerator ΔP_{reg} und im Pulsrohr ΔP_{pt} gegen Druckhub im Ballastvolumen ΔP_{bv}

gang ΔP_{reg} und im Pulsrohr ΔP_{pt} gegen den Druckhub im Ballastvolumen ΔP_{bv} , der mit der Orifice-Impedanz variiert wurde, dargestellt.

Beide Druckhübe nehmen mit ansteigendem ΔP_{bv} ab, während die Differenz $\Delta P_{reg} - \Delta P_{pt}$ beider Hübe zunimmt. Durch den wachsenden Massenfluß $\dot{m}_o \propto \Delta P_{bv}$ (siehe Gl. 4.42 rechts) durch die Orifice-Kapillare in das Ballastvolumen sinkt der Druckhub ΔP_{reg} vor dem Regenerator und im Pulsrohr ΔP_{pt} . Der steigende Massenfluß, der durch den Regenerator fließen muß erhöht dessen Widerstand und vergrößert damit die Druckdifferenz $\Delta P_{reg} - \Delta P_{pt}$ entlang der Matrix.

Da sich die Kaltkopftemperatur T_{kk} mit der Variation der Orifice-Impedanz verändert, verändert sich auch die Dichte des Heliumgases im Regenerator und damit dessen komplexer Widerstand. Das Optimum in der Tiefsttemperatur, erklärt sich durch das Zunehmen des Massenflusses durch den Kaltkopf bei gleichzeitiger Abnahme des Druckhubs im Pulsrohr, da das Produkt beider und des dazwischen liegenden Winkels in den Enthalpiefluß von kalten zu warmen Ende eingeht (siehe Gl. 4.2). Der Enthalpiefluß bestimmt zusammen mit den Verlusten die Kühlleistung des Kaltkopfes. Der Mitteldruck war unabhängig von T_{kk} während der Versuche annähernd konstant, da sich der weitaus größte Teil des Arbeitsgases in warmen Regionen (Kompressor Druckgehäuse, Leitungen, Ballastvolumen) befand.

4.9.1.2 Kühlleistungen

Zusätzlich zu den Temperaturen und Drücken wurden auch Kühlleistungen mit einer Widerstandsheizung am kalten Ende bestimmt.

4.9.1.2.1 Zusammensetzung der Kühlleistungsgerade

Nimmt man an, daß die Kühlleistung \dot{Q} sich aus Enthalpiefluß $\langle \dot{H} \rangle$ von kaltem zu warmem Ende (siehe Gl. 4.2) und den Verlusten \dot{Q}_V zusammensetzt, und letztere aus temperaturabhängigen $\dot{Q}_{V,T} = s_V \cdot T$ und -unabhängigen Anteilen $\dot{Q}_{V,0}$ bestehen, so ergibt sich in erster Ordnung für die gemessene Kühlleistung in Abhängigkeit von der Kaltkopftemperatur T_{kk}

$$\dot{Q} = \langle \dot{H} \rangle - \dot{Q}_V(T_{kk}) \quad (4.51)$$

$$= s_{\langle \dot{H} \rangle} \cdot T_{kk} + s_{V,T} \cdot T_{kk} - \dot{Q}_{V,0} \quad (4.52)$$

$$= (s_{\langle \dot{H} \rangle} + s_{V,T}) \cdot T_{kk} - \dot{Q}_{V,0}. \quad (4.53)$$

Für den Zusammenhang zwischen Nettokühlleistungssteigung $s_{\langle \dot{H} \rangle}$ und Enthalpiefluß $\langle \dot{H} \rangle$ ergibt sich daher

$$s_{\langle \dot{H} \rangle} = \frac{\langle \dot{H} \rangle}{T_{\text{kk}}}. \quad (4.54)$$

Da die Kaltkopfverluste bei Zimmertemperatur verschwinden gilt für die temperaturabhängigen Verluste

$$\dot{Q}_V(T_{\text{kk}} = 300 \text{ K}) \equiv 0 \quad \rightarrow \quad s_{V,T} = \frac{\dot{Q}_{V,0}}{300 \text{ K}}. \quad (4.55)$$

Damit werden die folgenden Begriffe in Tab. 4.13 definiert.

Tabelle 4.13: Definition der Bezeichnungen im Zusammenhang mit Kühlleistungsmessungen

\dot{Q}	Kühlleistung
$s_{\langle \dot{H} \rangle} + s_{V,T}$	Kühlleistungssteigung (Steigung der Regressionsgeraden von $\dot{Q} \rightarrow T_{\text{kk}}$)
$\dot{Q}_{V,0}$	Ordinatenabschnitt (Ordinatenabschnitt der Regressionsgeraden von $\dot{Q} \rightarrow T_{\text{kk}}$ (genutztes Maß für Kühlerverluste))
$s_{\langle \dot{H} \rangle}$	Nettokühlleistungssteigung ($s_{\langle \dot{H} \rangle} = \langle \dot{H} \rangle / T_{\text{kk}}$)
$s_{V,T}$	Steigung der temperaturabhängigen Verluste ($\dot{Q}_{V,T} = s_{V,T} \cdot T_{\text{kk}}$)

4.9.1.2.2 Ergebnisse der Kühlleistungsmessungen

Aus den Regressionsgeraden der Kühlleistungsmessungen sind die Steigungen und Ordinatenabschnitte (Maß für Kühlerverluste) in Abb. 4.31 gegen den Ballastvolumendruckhub ΔP_{bv} (Maß für die Orifice-Impedanz) dargestellt.

Die Kühlleistungssteigung in Abb. 4.31 (links) nimmt mit sinkendem Orifice-Widerstand, d. h. steigendem Druckhub ΔP_{bv} im Ballastvolumen zunächst zu bis zu einem scharfen Maximum bei $\Delta P_{\text{bv}} = 0,4$ bar und fällt danach wieder ab. Die Ordinatenabschnitte (Maß für Verluste) in Abb. 4.31 (rechts) sind bis $\Delta P_{\text{bv}} = 0,2$ bar konstant und steigen dann leicht bis $\Delta P_{\text{bv}} = 0,35$ bar an (Verluste sind hier negativ bezeichnet). Bei $\Delta P_{\text{bv}} = 0,4$ bar klettern sie schlagartig um 1 W und steigen danach langsam weiter an.

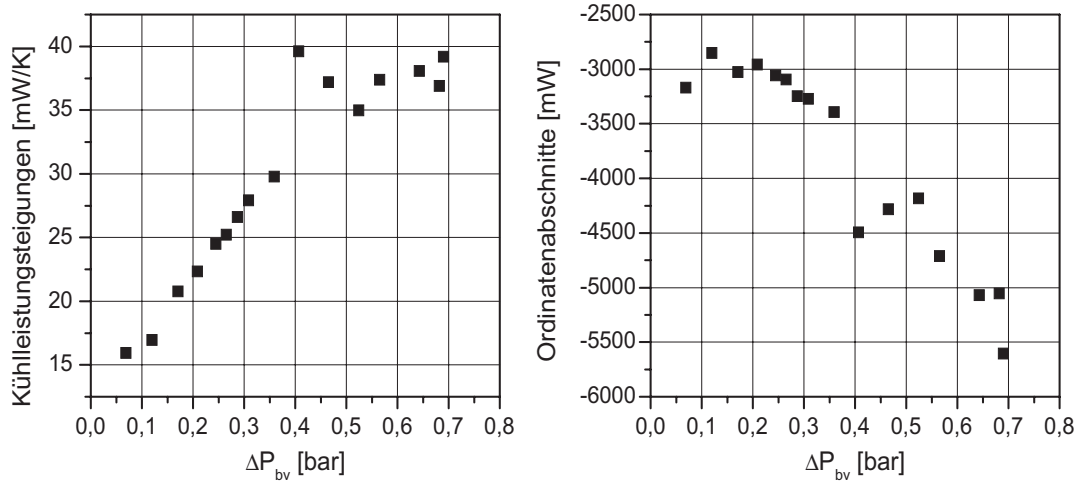


Abbildung 4.31: Kühlleistungssteigungen (links) und Ordinatenabschnitte (rechts) der Regressionsgeraden von Kühlleistungsmessungen bei Variierung der Orifice-Impedanz gegen den Druckhub ΔP_{bv} im Ballastvolumen

Die Erhöhung der Kühlleistungssteigung mit Öffnen des Orifice in Abb. 4.31 (links) wird mit Gl. 4.2 klar. Der die Kühlleistungssteigung mitbestimmende Enthalpiefluß $\langle \dot{H} \rangle$ (siehe Gl. 4.53) ist direkt proportional zum Massenfluß am kalten Ende, dem Druckhub im Pulsrohr und dem Kosinus des Winkels zwischen beiden. Zu Beginn bei geschlossenem Orifice staut sich das Gas am warmen Ende des Pulsrohres, es kann nur wenig Gas ins Pulsrohr hineinfließen, und der Massenfluß dort ist gering. Mit dem Öffnen des Orifice fließt Gas ins Ballastvolumen, der Massenfluß steigt an, und die Steigung der Kühlleistung wird größer. Dies setzt sich fort bis zu einem Maximum der Kühlleistungssteigung von 40 mW/K. Bei noch größerer Orifice-Öffnung fällt der Pulsrohrdruckhub aufgrund der Zunahme des effektiven Kaltkopfolumens so stark ab, daß die Steigung nicht weiter anwächst.

Die Ordinatenabschnitte sind ein qualitatives Maß für die Kühlerverluste. Sie steigen mit wachsendem Massenfluß an. Eine genauere Diskussion dieser Verluste ist in Kap. 4.2.9.6.2 zu finden. Die dortigen Daten sind aus den hier experimentell ermittelten Ergebnissen übernommen worden.

4.9.2 Modellrechnungen

Nicht alle Größen des Experiments sind bekannt, oder lassen sich experimentell bestimmen. Z. B. läßt der genutzte kommerzielle AIM SI-100 Kompressor keine Bestimmung des Kolbenhubes zu. Auch das Stopfen der Regeneratorma-

trix hat einen unbekanntenen Freiheitsgrad. Wie in Kap. 4.7.2.1 zu sehen, kann die Regeneratormatrix leichter oder fester gestopft werden. Um diesen Faktor zu modellieren, wurde die aus den Netzdaten Drahtbreite und Maschenweite berechnete Porosität ϵ (Gl. 4.14 links) mit einem Korrekturfaktor ϵ_r zu einer effektiven Porosität $\epsilon\epsilon_r$ multipliziert. Weicht dieser Korrekturfaktor von eins ab, ist die Matrix lockerer ($\epsilon_r > 1$) oder fester ($\epsilon_r < 1$), relativ zu einem Normalwert gestopft worden. Als dritter Parameter wurde die mittlere Regeneratortemperatur variiert. Bei der Modellentwicklung wurde eine lineare Temperaturverteilung entlang des Regeneratorrohrs vorausgesetzt. Das erlaubte als mittlere Regeneratortemperatur \bar{T} für Kap. 4.2.3 den arithmetischen Mittelwert von Umgebungs- und Kaltkopftemperatur zu verwenden. Da die Größe DC_t in Abb. 4.30 (Bild links) anzeigt, daß das Regeneratorprofil leicht vom linearen Verlauf abweicht, wurde hier in den Modellrechnungen die mittlere Regeneratortemperatur variiert, um diesem experimentellen Befund Rechnung zu tragen.

Für die aufgeführten Rechnungen wurden folgende Eingangsparameter benutzt:

Kolbendurchmesser	d_{kolben}	=	11,6 mm
Kompressor-Totvolumen ⁸	V_{tot}	=	$2 \times 5 \text{ mm} \cdot d_{\text{kolben}}^2 \cdot \pi/4$
Länge Split-Leitung	l_{rohr}	=	200 mm
Innendurchmesser Split-Leitung	d_{rohr}	=	1,9 mm
Regeneratorrohrlänge	l_{reg}	=	60 mm
Regeneratorinnendurchmesser	d_{reg}	=	5,6 mm
Matrixdrahtdicke (Mesh 298)	d_m	=	35 μm
lichte Matrixmaschenweite (Mesh 298)	d_w	=	50 μm
Pulsrohrlänge	l_{pt}	=	60 mm
Pulsrohrinnendurchmesser	d_{pt}	=	4,1 mm
Ballastvolumen	V_{bv}	=	15 cm^3
Mitteldruck	\bar{P}	=	25 bar
Frequenz	f	=	50 Hz
Umgebungstemperatur	T_w	=	300 K

Die Impedanz R der Orifice-Kapillare wurde von 12 $\frac{\text{bar}\cdot\text{s}}{\text{g}}$ bis 1200 $\frac{\text{bar}\cdot\text{s}}{\text{g}}$ variiert. Dies erfolgte in 1000 Schritten, so daß die weiter unten gezeigten Ergebnisse für Druckhübe, Phasendifferenzen und Kühlleistungssteigungen berechnet werden konnten. Die Kaltkopftemperatur T_{kk} wurde aus den experimentellen Ergebnissen in Abb. 4.30 (Bild links) den passenden Ballastvolumendruckhüben ΔP_{bv} des Modells zugeordnet, da T_{kk} als Eingangsparameter für die Modellberechnung nötig ist.

⁸Das verbleibende Volumen im Kompressor, bei kleinstem Hubvolumen

4.9.2.1 Effektive Porosität des Regenerators

Für diese Modellierung wurde ein Kolbenhub Δz von 4,8 mm pro Kompressorseite angenommen (siehe dazu Kap. 4.9.2.2).

In Abb. 4.32 sind die experimentellen Ergebnisse für die Abhängigkeiten ΔP_{reg} und ΔP_{pt} von ΔP_{bv} aus Abb. 4.30 zusammen mit Modellrechnungen für verschiedene Korrekturfaktoren ϵ_r der Regenerator-Porosität dargestellt. Der Porositäts-

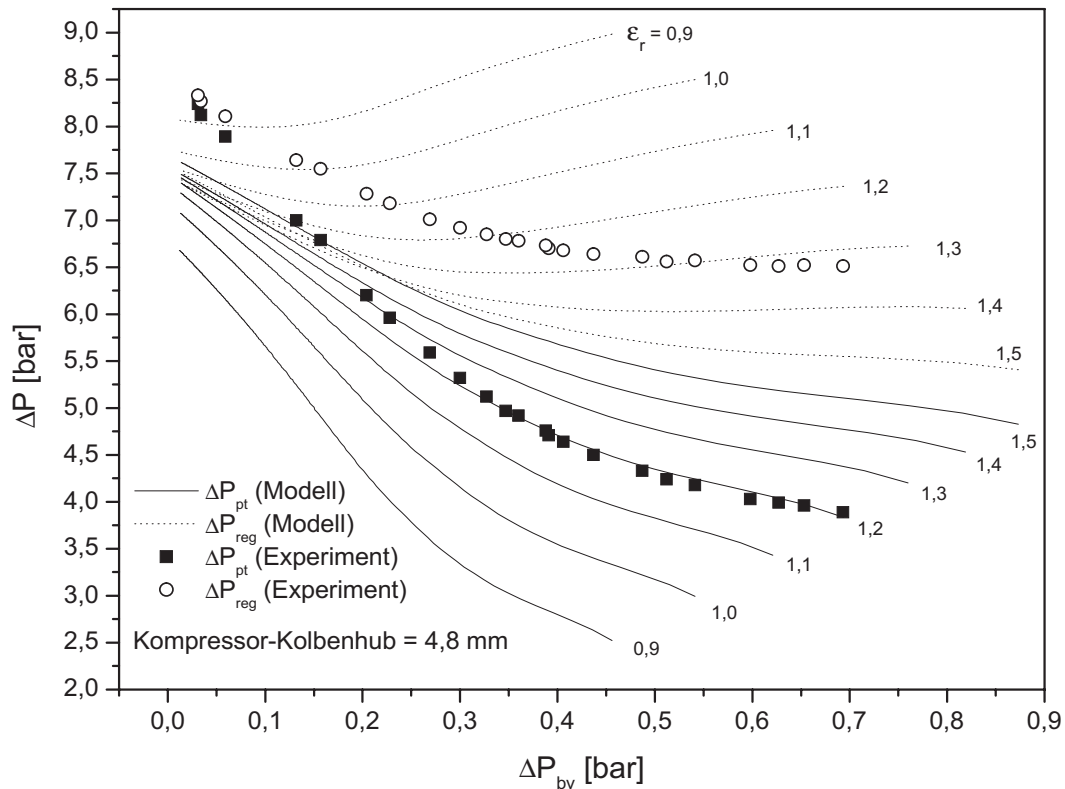


Abbildung 4.32: Modellresultate für Druckhub am Regeneratoreingang ΔP_{reg} und im Pulsrohr ΔP_{pt} gegen Ballastvolumendruckhub ΔP_{bv} bei Variation des Korrekturfaktors ϵ_r für die Regenerator-Porosität bei einem Kompressor-Kolbenhub von 4,8 mm pro Seite zusammen mit experimentellen Ergebnissen für ΔP_{reg} und ΔP_{pt} gegen ΔP_{bv}

Korrekturfaktor ist für die modellierten Resultate von $\epsilon_r = 0,9$ (sehr fest gestopft) bis 1,5 (sehr locker gestopft) variiert worden. Aus den berechneten Ergebnissen in Abb. 4.32 wird klar, daß, wie zu erwarten, eine lockere Regeneratormatrix den Druckabfall $\Delta P_{\text{reg}} - \Delta P_{\text{pt}}$ über den Regenerator verringert, und dadurch sich die Druckhübe am Regeneratoreingang ΔP_{reg} und im Pulsrohr ΔP_{pt} annähern.

Mit fester gestopftem Regenerator wächst der modellierte Druckabfall immer weiter an, so daß der Druckhub am Regeneratoreingang mit steigendem ΔP_{bv} schließlich sogar zunimmt, während er im Pulsrohr weiter abnimmt. Die Zunahme der Druckhubs am Regeneratoreingang ΔP_{reg} mit steigendem Massenfluß bzw. ΔP_{bv} wurde bisher in keinem Experiment beobachtet, so daß hier das Modell von dem Experiment abweicht. Dagegen ist das Absinken der Differenz der Druckhübe vor und hinter dem Regenerator $\Delta P_{reg} - \Delta P_{pt}$ bei lockerer gestopfter Matrix experimentell bestätigt worden.

Eine befriedigende Übereinstimmung von Modell und Experiment tritt bei einem Porositäts-Korrekturfaktor ϵ_r zwischen 1,2 und 1,3 auf. Dies ist im Einklang mit Kap. 4.7.2.1. Dort betrug die Differenz der Regeneratormetze bei fast gleich dicker Drahtstärke (hier $d_m = 35 \mu\text{m}$ (Tab. 4.8 Typ 2), in Kap. 4.7.2.1 $36 \mu\text{m}$ (Typ 3)) zwischen einer locker gestopften Matrix (754 Netze), wie sie auch für diesen Versuch genutzt wurde, und einer festgestopften Matrix (921 Netze) ca. 20%.

4.9.2.2 Anpassung des Modell-Kolbenhubs an das Experiment

Als nächstes wurde der Kolbenhub des Modell-Kompressors an die experimentellen Ergebnisse angepaßt. Dabei trat das Problem auf, daß sowohl der Kolbenhub als auch das Totvolumen des Kompressors unbekannt sind. Da nur die Kombi-

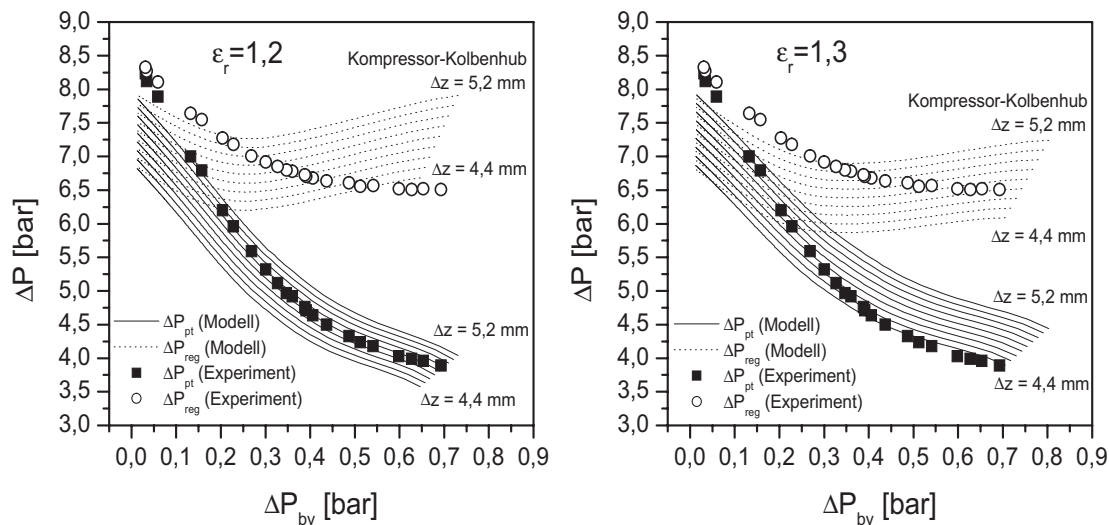


Abbildung 4.33: Druckhub am Regeneratoreingang ΔP_{reg} und im Pulsrohr ΔP_{pt} gegen Ballastvolumendruckhub ΔP_{bv} aus Modellberechnungen bei Variation des Kolbenhubs Δz für Porositäts-Korrekturfaktoren $\epsilon_r = 1, 2$ (links) und $1,3$ (rechts)

nation beider den resultierenden Massenfluß in den Kaltkopf bestimmt, wurde einfach ein Totvolumen von $2 \times 530 \text{ mm}^3$ angenommen, welches einer Kolbenstrecke von 5 mm pro Kolben entspricht (Kolbendurchmesser $d_{\text{kolben}} = 11,6 \text{ mm}$). Der Kolbenhub Δz wurde dazu von 4,4 mm bis 5,2 mm variiert. Für die in Kap. 4.9.2.1 als passend gefundenen Porositäts-Korrekturfaktoren sind in Abb. 4.33 für $\epsilon_r = 1,2$ (Bild links) und 1,3 (Bild rechts) die Druckhübe im Pulsrohr ΔP_{pt} und am Regeneratoreingang ΔP_{reg} gegen den Druckhub ΔP_{bv} im Ballastvolumen für verschiedene Kolbenhübe Δz von 4,4 mm bis 5,2 mm dargestellt. Ein Kolbenhub, bei dem Modell und Experiment komplett übereinstimmen, ließ sich nicht finden. Als am besten passende Parameterkombination wurde ein Hub Δz von 4,8 mm bei einem Porositäts-Korrekturfaktor ϵ_r von 1,2 gewählt.

4.9.2.3 Variation der mittlere Regeneratortemperatur

Als dritter Parameter wurde die mittlere Regeneratortemperatur variiert. Damit sollte dem Abweichen des Temperaturprofils (DC_t) von einem linearem Verlauf entlang des Regenerators in Abb. 4.30 Rechnung getragen werden. Die Abweichung wurde analog zu Abb. 4.30 durch das DC-Maß DC_t ausgedrückt. In

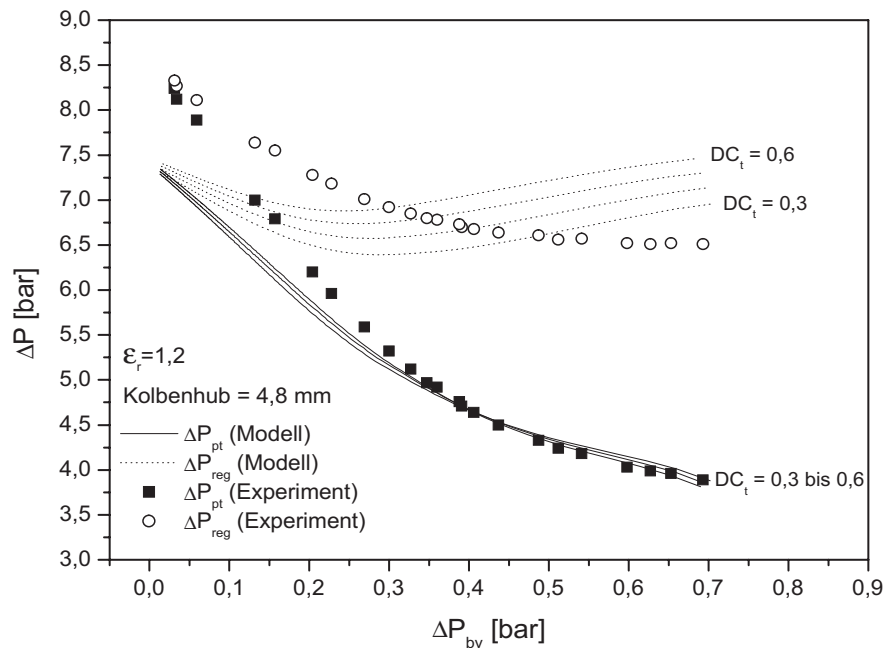


Abbildung 4.34: ΔP_{reg} und ΔP_{pt} für Modell und Experiment gegen ΔP_{bv} bei Variation der mittleren Regeneratortemperatur im Modell ausgedrückt durch DC_t nach Gl. 4.50

Abb. 4.34 sind die Druckhübe ΔP_{reg} und ΔP_{pt} für die aus dem vorherigen Kapi-

tel gewonnenen Werte $\epsilon_r = 1,2$ und Kolbenhub $\Delta z = 4,8$ mm für verschiedene mittlere Regeneratortemperaturen ausgedrückt durch das DC-Maß DC_t nach Gl. 4.50 gegen ΔP_{bv} dargestellt.

Wie in Abb. 4.34 zu sehen, variiert der Druckhub ΔP_{pt} im Pulsrohr kaum mit der mittleren Temperatur im Regenerator bzw. DC_t , während der Druckhub am Regeneratoreingang ΔP_{reg} mit wachsendem DC_t , also steigender mittlerer Regeneratortemperatur zunimmt.

4.9.2.4 Phasendifferenzen zwischen den Druckwellen

Die Messung der Drücke liefert neben den Amplituden auch noch die Phasendifferenzen zwischen den Druckwellen. Da die Druckwelle vom Kompressor ausgeht, erscheint sie zuerst am Regeneratoreingang, dann im Pulsrohr und schließlich im Ballastvolumen. Als meßbare Parameter wurden der Winkel ϕ_{reg-pt} zwischen den Druckwellen am Regeneratoreingang und im Pulsrohr sowie ϕ_{pt-bv} zwischen Pulsrohr und Ballastvolumen genutzt.

Für die optimalen Modellierungsparameter aus dem letzten Kapitel ($\epsilon_r = 1,2$; Kolbenhub $\Delta z = 4,8$ mm) wurden die Phasenwinkel ϕ_{reg-pt} und ϕ_{pt-bv} berechnet.

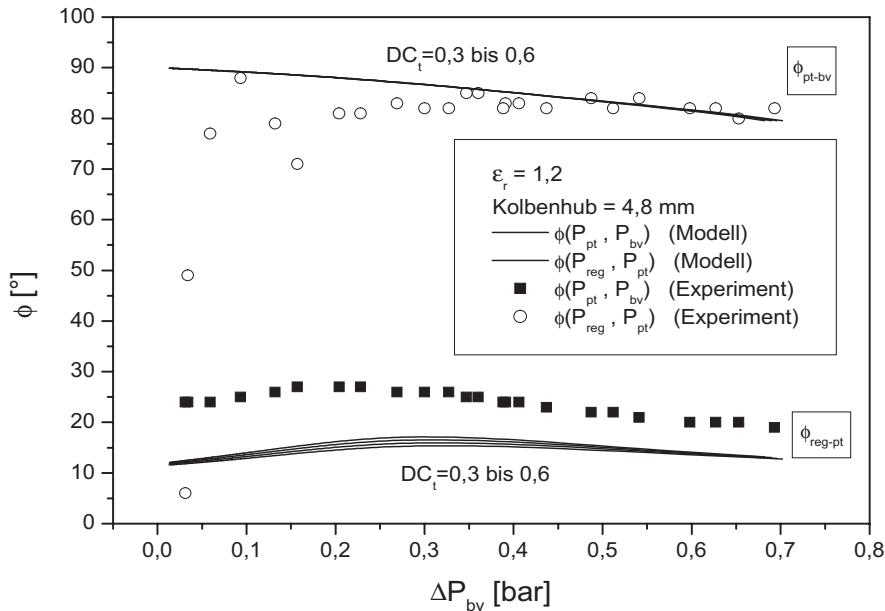


Abbildung 4.35: Phasendifferenzen zwischen den Druckwellen am Regeneratoreingang und Pulsrohr ϕ_{reg-pt} sowie zwischen Pulsrohr und Ballastvolumen ϕ_{pt-bv} aufgetragen für Modell und Experiment gegen ΔP_{bv} für DC_t von 0,3 bis 0,6

Diese sind in Abb. 4.35 zusammen mit den experimentell ermittelten Winkeln gegen den Ballastvolumendruckhub ΔP_{bv} für DC_t von 0,3 bis 0,6 dargestellt.

Wie in Abb. 4.35 zu erkennen hat die Variation von DC_t auf die beiden Phasenwinkel ϕ_{reg-pt} und ϕ_{pt-bv} kaum Einfluß. Die theoretischen und experimentellen Ergebnisse für ϕ_{reg-pt} zeigen beide ein Maximum zwischen $\Delta P_{bv} = 0,2$ bar und 0,3 bar. Modell und Experiment differieren bei ϕ_{reg-pt} um einen Winkel von 8 bis 12°. Dieser "Offset" kann daher kommen, daß der Drucksensor für den Regeneratoreingang sich im Versuchsaufbau am Kompressorausgang befindet. ϕ_{reg-pt} umfaßt damit auch Phasenänderungen über die Verbindungsleitungen. Das wurde zwar im Modell mit berücksichtigt, aber inwieweit das Modell der Verbindungsleitung auf das Experiment übertragbar ist, wurde in eigenen Versuchen nicht überprüft. Auch könnten z. B. die Oberfläche der Kupferrohrleitung, Mündungsformen der Endstücke usw. Unterschiede von ϕ_{reg-pt} zwischen Modell und Experiment verursachen. Außerdem sitzt der Drucksensor im Experiment nicht direkt an der Verbindungsleitung, sondern ist an einer 6 cm langen Stichleitung aus Edelstahl befestigt, um zu verhindern, daß über Wärmeleitung von der heißen Kompressorleitung die Sensortemperatur und damit dessen Kalibrierung verändert wird. Da die Winkeldifferenz zwischen Modell und Experiment nahezu konstant bleibt, ist sie nicht weiter störend für den Vergleich beider.

ϕ_{pt-bv} stimmt für Modell und Experiment recht gut überein. Bei kleineren Druckhüben ΔP_{bv} im Ballastvolumen ist die Druckwelle von P_{bv} immer ungenauer aufzulösen und die Bestimmung der Winkel wird unsicherer. Daher weichen wahrscheinlich die experimentellen Winkel ϕ_{pt-bv} zu kleineren ΔP_{bv} hin immer mehr vom Modell ab.

4.9.2.5 Nettokühlleistungssteigung

In diesem Abschnitt werden die Definitionen aus Tab. 4.13 in Kap. 4.9.1.2.1 zu dem Umfeld der Kühlleistungsmessung benutzt. Dabei wird die Kühlleistungssteigung aus der Regressionsgeraden einer Kühlleistungsmessung $\dot{Q} \rightarrow T_{kk}$ bestimmt. Diese setzt sich nach Gl. 4.53 zusammen aus der Nettokühlleistungssteigung $s_{<\dot{H}>}$, welche sich aus der Kaltkopftemperatur T_{kk} und dem Enthalpiefluß $<\dot{H}>$ (Gl. 4.2) über Gl. 4.54 berechnen läßt, und der Steigung $s_{V,T}$ der temperaturabhängigen Verluste, die sich über Gl. 4.55 bestimmen läßt.

In Abb. 4.36 sind die Nettokühlleistungssteigungen $s_{<\dot{H}>}$ für Modell und Experiment gegen den Ballastvolumendruckhub ΔP_{bv} aufgetragen. Dafür wurde aus den experimentellen Kühlleistungssteigungen aus Abb. 4.31 durch Abzug der temperaturabhängigen Verluste $s_{V,T}$ die Nettokühlleistungssteigung $s_{<\dot{H}>}$ ermittelt. Die

Werte für $s_{V,T}$ wurden mit Hilfe von Gl. 4.55 aus den Ordinatenabschnitten in Abb. 4.31 bestimmt.

Zum Vergleich dazu sind die Ergebnisse der Modellrechnungen für $s_{\langle \dot{H} \rangle}$ in Abb. 4.36 dargestellt. Dazu wurde aus den Modellergebnissen für P_{pt} und P_{bv} über Gl. 4.42 der Massenfluß \dot{m}_k am kalten Ende des Pulsrohres bestimmt. Zusammen mit P_{pt} und dem dazwischen liegenden Winkel konnte über Gl. 4.2 der Enthalpiefluß $\langle \dot{H} \rangle$ vom kalten zum warmen Ende bestimmt werden. Über Gl. 4.54 läßt sich so die theoretische Nettokühlleistungssteigung $s_{\langle \dot{H} \rangle}$ errechnen.

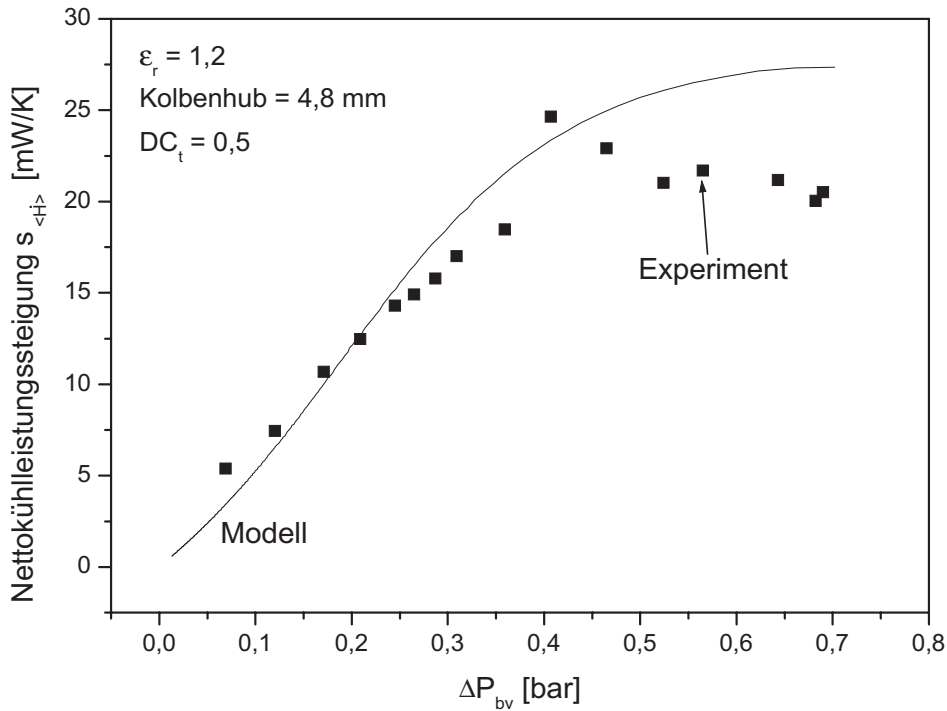


Abbildung 4.36: Nettokühlleistungssteigungen $s_{\langle \dot{H} \rangle}$ aus Experiment und Modell gegen den Ballastvolumendruckhub ΔP_{bv}

Die experimentellen Daten sind durch Quadrate, die Modelldaten mit einer durchgezogenen Linie dargestellt.

Bis zu einem Druckhub ΔP_{bv} im Ballastvolumen von ca. 0,35 bar bis 0,4 bar stimmen beide Kühlleistungssteigungen überein. Oberhalb dieses Druckhubs geht die Modellsteigung in die Sättigung von $s_{\langle \dot{H} \rangle} = 24$ mW/K über, während die Steigung des Experiments, wieder leicht abfällt und ab $\Delta P_{bv} = 0,5$ bar sich bei $s_{\langle \dot{H} \rangle} = 21$ mW/K einpendelt.

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

Durch die Fortschritte in der Entwicklung von supraleitenden und anderen kryogenen Sensoren ist die dezentrale Bereitstellung von Kälte inzwischen ein wichtiger Forschungsschwerpunkt geworden. Die relativ neue Kühlerfamilie der Pulsröhrenkühler nimmt dabei einen immer größeren Raum ein. Solches Systeme eröffnen eine langlebige und elektrisch und mechanisch störarme Kühlmöglichkeit für viele kryogene Sensoren.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Kompressoren und Kaltköpfe für Miniatur-Pulsröhrenkühler mit Eingangsleistungen zwischen 50 und 100 W und Nettokühlleistungen von bis zu 300 mW bei 80 K entworfen, aufgebaut und getestet. Dazu wurden für beide Baugruppen Modelle aufgestellt und mit den Experimenten verglichen.

Zwei Kompressoren mit gegenüberliegenden Kolben und Linearmotoren wurden modelliert und konstruiert. Mit Hilfe eines Computerprogramms konnte der magnetische Fluß in den Polschuhen, dem Luftspalt und der Umgebung des Linearmotors berechnet werden. Für eine robuste Halterung und Zentrierung der Zylinder beim Moving-Cylinder-Kompressor bzw. der Kolben beim Moving-Piston-Kompressor wurden zwei Arten der Führung durch Scheibenfedern getestet. Die Fixierung der beweglichen Zylinder (Moving Cylinder) durch Scheibenfedern hat sich als sehr stabil und langlebig herausgestellt, so daß der Kompressor seit fast 25000 h fehlerfrei läuft. Durch die Zylinderführung wurde die Konstruktion relativ groß und die Montage mit Ausrichtung der Kolben kompliziert. Deshalb wurde eine zweite Kompressorvariante modelliert, konstruiert und getestet. Diese war auf kompaktes Design, hohe Leistung und einfache Montage hin ausgerichtet, so daß nun der Kolben statt des Zylinders mit Scheibenfedern geführt wurde (Moving Piston). Zusätzlich wurde eine Echtzeitpositionsbestimmung der Kolben mit Hilfe diffuser Infrarot-Rückstreuung in das Kompressorgehäuse integriert. Damit war

eine berührungsfreie Echtzeitmessung der beiden Kolbenpositionen im Betrieb möglich. Um eine Leistungssteigerung gegenüber dem ersten Kompressor realisieren zu können, wurden kommerzielle Scheibenfedern mit größerem Federhub eingesetzt. Da diese leicht aufzumagnetisieren waren, mußte das Streufeld des Stators im Schwungbereich der Scheibenfedern abgeschwächt werden, ohne die Außendimensionen des Kompressors zu vergrößern. Simulationen ergaben, daß weichmagnetische Abschirmungen nicht die gewünschten Effekte erzielen konnten. Erst hartmagnetische Abschirmscheiben aus NdFeB waren in der Lage, das Magnetfeld im Schwungbereich der Federn ausreichend abzuschwächen, so daß der Kompressor zufriedenstellend arbeiten konnte. Erste Tests des Kompressors mit einem Anschlußtank als Kaltkopfersatz wurden durchgeführt, und die gemessenen Ergebnisse decken sich mit den Resultaten für Amplituden und Phasen von Strom, Kolbenposition und Druckhub aus der Modellierung.

Für den zweiten Teil der Arbeit sind zwei Miniatur-Pulsröhrenkühlerkaltköpfe, parallel zur Kompressorentwicklung entworfen und gebaut worden. Zum Testen der Kaltköpfe wurde ein kommerzieller Kleinkompressor mit konventioneller Spiralfeder-Kolbenführung (SI-100 von AIM, Heilbronn) genutzt. Ein Modell für die Massenflüsse und dynamischen Drücke in den Kaltköpfen wurde entwickelt. Dazu wurden die Differentialgleichungen für Impulserhaltung und Kontinuitätsgleichung über Laplace-Transformationen in algebraische Gleichungen mit komplexen Parametern umgewandelt. Damit ließen sich die Kaltkopfbauteile durch elektrische Vierpole darstellen und diese mittels Techniken der Vierpoltheorie aus der Elektronik miteinander verschalten. Um auch Bauteile mit nichtlinearen Eigenschaften modellieren zu können, wurden die Vierpolparameter von nichtlinearen Bauteilen über Iteration gewonnen. Dadurch konnten auch Kapillaren mit laminaren und turbulenten Flußeigenschaften in das Modell integriert werden. Das Modell gab die gemessenen Parameter (Druckamplitude, Phasenbeziehung zwischen den Drücken sowie Kühlleistung) korrekt wieder, wobei unbekanntere Eingangsparameter wie z. B. Kapillaren- und Nadelventilwiderstände bei oszillierendem Gasfluß über Meßreihen bestimmt wurden. Die gemessenen Kühlerverluste, die bei den beiden realisierten Pulsrohrkaltköpfen deutlich höher waren als bei einem zur Kontrolle getesteten Stirlingkaltkopf, konnten noch nicht eindeutig bestimmten Verlustmechanismen zugeordnet werden. Als mögliche Quelle von Verlusten wird ein zu kleiner Wärmeübergangskoeffizient zwischen Matrix und Gas vermutet. Weitere Verlustquellen sind offensichtlich Kreisströme (DC-Fluß) im Kaltkopf, die vom Regenerator zum Pulsrohr und über den Double-Inlet zurück fließen. Das Vorhandensein des Kreisstroms zeigte sich durch Verschiebungen der Temperaturprofile entlang des Regeneratorrohres. Durch den Kreisstrom wird der Kaltkopf aufgrund des zusätzlichen Enthalpieflusses zum kalten Ende hin stärker belastet. Da sich der DC-Fluß in den konstruierten Kaltköpfen bei

der Optimierung der Kühlleistung nicht unabhängig regulieren ließ, wird dies als Haupthindernis zur Vergrößerung der Kühlleistung betrachtet.

Bei optimaler Einstellung im Double-Inlet-Modus erreichte der Pulsröhrenkühlerkaltkopf mit Kapillarenimpedanzen bei 90 W Kompressoreingangsleistung eine unbelastete Kaltkopftemperatur von 72,9 K und stellte bei 80 K eine Nettokühlleistung von 283 mW zur Verfügung. Damit können supraleitende Sensoren wie z. B. SQUIDs (supraleitende Quanteninterferenzdetektoren) auf Basis von Hochtemperatursupraleitern betrieben werden.

Für zukünftige Verbesserungen bieten sich mehrere Punkte an:

- Neue Federpakete sollten die Vorteile der nicht magnetisierbaren Kupfer-Beryllium-Federn des Moving-Cylinder-Kompressors mit dem Federarmdesign für größeren Federhub des Moving-Piston-Kompressors verbinden. Damit würde der Aufwand für eine hartmagnetische Abschirmung wegfallen.
- Um die Kaltkopfverluste wirksamer verringern zu können, müssen diese genauer berechnet werden. Dazu müssen die bisher vernachlässigten Vorgänge im Regenerator bekannt sein. Dasselbe gilt für die Wärmeübergänge an den Wärmetauschern.
- Die Ursachen für die Entstehung des DC-Flusses bei Double-Inlet-Betrieb des Kaltkopfes müssen genauer erkundet werden, um die dadurch erzeugten Verluste zu erfassen. Zu deren Kompensation muß der DC-Fluß unabhängig von der Optimierung der Ventilimpedanzen einzustellen sein.
- Um die Modellierung von Bauteilen mit laminar/turbulenten Flußeigenschaften (Verbindungsleitungen, Impedanzen, Flußbegradigern, usw.) zu verbessern, müssen Reihenversuche mit Variationen von Länge, Durchmesser, Druckabfall, Mitteldruck und evtl. auch Quetschungen von Kapillaren erfolgen.

Kapitel 6

Literaturverzeichnis

- [1] Gifford, W. F., Longworth, R. C., “Pulse-tube refrigeration”, *Trans ASME J Eng Ind* **63** 264 (1964)
- [2] Mikulin, E. L., Tarasov, A. A., Shkrebyonoch, M. P., “Low temperature expansion pulse tubes”, *Advances in Cryogenic Engineering* **29**, 629 (1984)
- [3] Zhu, S. W., Wu, P. Y., Chen, Z. Q., “Double inlet pulse tube refrigerator: an important improvement”, *Cryogenics* **30**, 514 (1990)
- [4] Richardson, R. N. , “Pulse tube refrigerator - an alternative cryocooler?”, *Cryogenics* **26**, 331 (1986)
- [5] Radebaugh, R., “A review of pulse tube refrigeration”, *Advances in Cryogenic Engineering* **35**, 1191 (1990)
- [6] Radenaugh, R., “Pulse tube refrigerator—a new type of cryocooler”, *Japanese Journal of Applied Physics* **26**, 2076 (1987)
- [7] Storch, P. J., Radebaugh, R., “Development and experimental test of an analytical model of the orifice pulse tube refrigerator”, *Advances in Cryogenic Engineering* **33**, 851 (1988)
- [8] Wang, S., Zhou, Y., “The effect of double inlet device on pulse tube refrigerator”, *Proc 4th Joint Sino-Japanese Seminar on Cryocoolers and Concerned Topics*, 84 (1993)
- [9] Frey, H., Haefer, R. A., “Tieftemperaturtechnologie”, VDI-Verlag (1981)
- [10] Gerthsen, C., Kneser, H. O., Vogel, H., “Physik”, Springer-Verlag (1989)

- [11] Longworth, R. C., "An experimental investigation of pulse tube refrigeration heat pumping rates", *Advances in Cryogenic Engineering* **12**, 608 (1967)
- [12] Huang, B. J., Chuang, M. D., "System design of orifice pulse-tube-refrigerator using linear flow network analysis", *Cryogenics* **36**, 889 (1996)
- [13] Marquardt, E., Radebaugh, R., Kittel, P., "Design equations and scaling laws for linear compressors with flexure springs", *Proceedings of the 7th International Cryocooler Conference*, Phillips Laboratory Report Number PL-CP-93-1001, Kirtland Air Force Base, 783 (1992)
- [14] Gedeon, D., "DC gas flows in stirling and pulse tube cryocoolers", *Cryocoolers* **9**, 385 (1997)
- [15] Roach, P. D., Bell, K. J., "Analysis of pressure drop and heat transfer data from the reversing flow test facility", *Argonne National Laboratory Report*, ANL/MCT-88-2, (Mai 1989)
- [16] Tanaka, M., Yamashita, K. D., Chisaka, F., "Flow and heat transfer characteristics of stirling engine regenerator in a oscillating flow", *JSME Int J Series II* (1990)
- [17] Lewis, M. A., Kuriyama, T., Kuriyama, F., Radebaugh, R., "Measurement of heat conduction through stacked screens", *Advances in Cryogenic Engineering* **43**, 1611 (1998)
- [18] Klundt, K., "Untersuchungen zum Betriebsverhalten eines Miniatur-Pulsröhrenkühlers", *Diplomarbeit am Institut für Angewandte Physik der Justus-Liebig-Universität Gießen* (1995)
- [19] Lienerth, C., "Untersuchungen zur Optimierung eines Pulsröhrenkühlers für den Betrieb von HTSL-Bauelementen", *Diplomarbeit am Institut für Angewandte Physik der Justus-Liebig-Universität Gießen* (1997)
- [20] Dietrich, M., *Diplomarbeit in Vorbereitung am Institut für Angewandte Physik der Justus-Liebig-Universität Gießen* (2000)
- [21] Lang, A., "Untersuchungen zur Optimierung von Tieftemperatur-Regeneratoren", *Dissertation am Institut für Angewandte Physik der Justus-Liebig-Universität Gießen* (1998)
- [22] Cryocomp, Eckels Engineering, Florence
- [23] Kohlrausch, F., "Praktische Physik Band 2", G. G. Teubner-Verlag (1968)

- [24] Zhu, S. W., Kakimi, Y., Fujioka, K., Matsubara, Y., “Active-Buffer Pulse-Tube Refrigerator”, ICEC , 291 (1996)
- [25] Hiratsuka, Y., Kang, Y. M., Jujiyama, N., Sotojima, T., Matsubara, Y., “Development of a 5W at 80K stirling pulse tube cryocooler”, Cryogenic Engineering Conference CEC '99, Montreal (Kanada) 1999, erscheint in Advances in Cryogenic Engineering 44
- [26] Ravex, A., Charles, I., Duband, L., Poncet, J. M., “Pulse tube development at CEA/SBT”, Cryogenic Engineering Conference CEC '99, Montreal (Kanada) 1999, erscheint in Advances in Cryogenic Engineering 44
- [27] Kim, S. Y., Hong, K. Y., Kim, S. T., Chung, W. S., “Development of lowcost pulse tube cryocooler for HTS applications”, Cryogenic Engineering Conference CEC '99, Montreal (Kanada) 1999, erscheint in Advances in Cryogenic Engineering 44
- [28] Saez, S., Dolabdjian, C., Bloyet, D., David, M., Maréchal, “Progress towards a hand portable Pulse Tube Refrigerator for high T_c dc SQUID operation”, Proceedings of ISEC '97, Berlin (1997)
- [29] Collins, S. A., Johnson, D. L., Smedley, G. T., Ross Jr., R. G., “Performance characterization of the TRW 35K pulse tube cooler”, Advances in Cryogenic Engineering **41**, 1471 (1996)
- [30] Haruyama, T., Inoue, H., “Cooling characteristics of a modified miniature pulse tube refrigerator”, Advances in Cryogenic Engineering **41**, 1427 (1996)
- [31] Xiao, J. H., Yang, J. H., Tao, Z. D., “Miniature double-inlet pulse tube cryocooler: design by thermoacoustic theory compared with preliminary experimental results”, Advances in Cryogenic Engineering **41**, 1435 (1996)
- [32] Wang, C., Cai, J., Zhu, W., Zhou, Y., “Miniaturization of a co-axial pulse tube cooler with linear motor drive compressor”, Advances in Cryogenic Engineering **41**, 1419 (1996)
- [33] Bohl, W., “Technische Strömungslehre”, Kamprath-Reihe, Vogel Fachbuch, (1991)
- [34] Wagner, W., “Wärmeaustauscher”, Kamprath-Reihe, Vogel Fachbuch, (1993)
- [35] Gaunekar, A. S., Göddenhenrich, T., Heiden, C., “Finite element analysis and testing of flexure bearing elements”, Cryogenics **36** 359 (1996)

- [36] "OPERA-3D", Software for electromagnetic design, Vector fields
- [37] Duband, L., Charles, I., Ravex, A., Miquet, L., Jewell, C., "Experimental results on inertance and permanent flow in pulse tube coolers", *Cryocoolers* **10**, 281 (1999)
- [38] Roach, P. R., Kashani, A., "Pulse tube coolers with an inertance tube: theory, modeling and practice", *Advances in Cryogenic Engineering* **43**, 1895 (1998)
- [39] Weast, R. C., Selby, S. M. "Handbook of tables for mathematics", The chemical rubber co. (3rd Edition)
- [40] Datenblatt Swagelok Katalog, B.E.S.T. Ventil & Fittung GmbH, Frankfurt
- [41] Werrett, S. T., Peskett, G. D., Davey, G., Bradshaw, T. W., Delderfield, J., "Development of a small stirling cycle cooler for spaceflight applications", *Advances in Cryogenic Engineering* **31** 791 (1986)
- [42] Cai, J. H., Wang, J. J., Zhu, W. X., Zhou, Y., "Experimental analysis of the multibypass principle in pulse tube refrigerators", *Cryogenics* **34**, 713 (1994)
- [43] Zhu, S. W., Zhou, S. L., Yoshimura, N., Matsubara, Y., "Phase shift effect of the long neck tube for the pulse tube refrigerator", *Cryocoolers* **9**, 269 (1997)
- [44] Matsubara, Y., Gao, J. L., Tanida, K., Hiresaki, Y., Kaneko, M., "An experimental and analytical investigation of 4 K pulse tube refrigerator", *Cryocoolers* **7**, 166 (1993)
- [45] Glaister, D. S., Donabedian, M., Curran, D. G. T., Davis, T., "An overview of the performance and maturity of long life cryocoolers for space applications", *Cryocoolers* **10**, 1 (1999)
- [46] Chan, C. K., Jaco, C. B., Raab, J., Tward, E., Waterman, M., "Miniature pulse tube cooler", *ICC 92*, 113 (1992)
- [47] Thummes, G., Schreiber, M., Landgraf, R., Heiden, C., "Convective heat losses in pulse tube coolers: effect of pulse tube inclination", *Cryocoolers* **9**, 393 (1997)
- [48] Wang, C., "Numerical analysis of 4 K pulse tube coolers: part I. numerical simulation", *Cryogenics* **37**, 207 (1997)
- [49] Xu, M., He, Y., Wu, P., Chen, Z., "Experimental research of a miniature coaxial pulse tube refrigerator using nylon tube", *Cryogenics* **36**, 131 (1996)

- [50] Duband, L., Charles, I., Ravex, A., Miquet, L., Jewell, C., “Experimental results on inertance and permanent flow in pulse tube coolers”, *Cryocoolers* **10**, 281 (1998)
- [51] Duband, L., Ravex, A., Bradshaw, T., Orłowska, A., Jewell, C., Jones, B., “50 - 80 K puls tube cryocooler development”, *Cryocoolers* **9**, 213 (1996)
- [52] David, M., Maréchal, J-C., “80 K miniature pulse tube refrigerator performance”, *Cryocoolers* **9**, 223 (1996)
- [53] Yuan, S. W. K., Kuo, D. T., Loc, A. S., “Design and preliminary testing of BEI’s CryoPulse 1000, the commercial one watt pulse tube cooler”, *Cryocoolers* **10**, 191 (1998)
- [54] Ju, Y. L., Zhou, Y., Liang, J. T., Zhu, W. X., “Optimal design of a compact coaxial miniature pulse tube cooler”, *Cryocoolers* **10**, 197 (1998)
- [55] Liang, Y., Yang, H., Zhu, X., Zhou, Y., Ju, Y. L., “Performance of two types of miniature multi-bypass coaxial pulse tube refrigerators”, *Cryocoolers* **10**, 205 (1998)
- [56] Kirkconnell, C. S., Soloski, S. C., Price, K. D., “Experiments on the effects of pulse tube geometry on PTR performance”, *Cryocoolers* **9**, 285 (1996)
- [57] Fujimoto, S., Kang, Y. M., Matsubara, Y., “Development of a 1 to 5 K at 80 K stirling pulse tube cryocooler”, *Cryocoolers* **10**, 149 (1998)
- [58] Kotsubo, V., Olson, J. R., Nast, T. C., “Development of a 2 W at 60 K puls tube cryocooler for spaceborne operation”, *Cryocoolers* **10**, 157 (1998)
- [59] Martin, J. L., Corey, J. A., Martin, C. M., “A pulse tube cryocooler for telecommunications applications”, *Cryocoolers* **10**, 181 (1998)
- [60] Tward, E., Chan, C. K., Jaco, C., Godden, J., Chapsky, J., Clancy, P., “Miniature space pulse tube cryocoolers”, *Cryogenics* **39**, 717 (1999)
- [61] Trollier, T., Canquil, J. M., “Integral closed stirling microcoolers”, präsentiert auf der Cryogenic Engineering Conference CEC '99, Montreal (Kanada) 1999, Vorabdruck
- [62] Ogawa, M., Li, R., Hashimoto, T., “Thermal conductivities of magnetic intermetallic compounds for cryogenic regenerator”, *Cryogenics* **31**, 405 (1991)

Anhang A

Technische Zeichnungen

A.1 Moving-Cylinder-Kompressor

In Abb. A.1 ist der feststehende Kolben aus Messing mit Innenbohrung für den Gasfluß dargestellt. Auf der Achse befindet sich ein Sechskant (×), um den Kolben festschrauben zu können, ohne die bearbeitete Oberfläche berühren zu müssen.

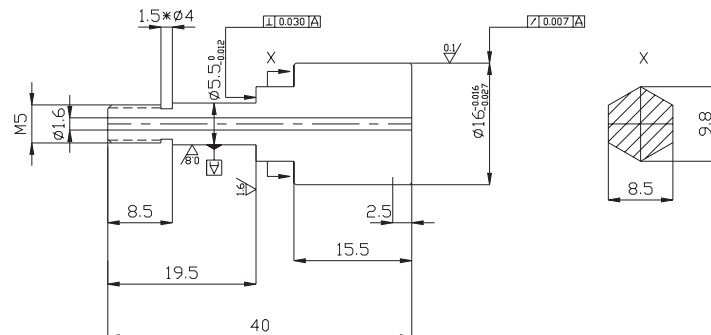


Abbildung A.1: Feststehender Kolben (M 1:1)

Abb. A.2 zeigt den beweglichen Zylinder aus Edelstahl mit Gewinden auf beiden Seiten und einen Sechskant (×) in der Mitte zum fixieren.

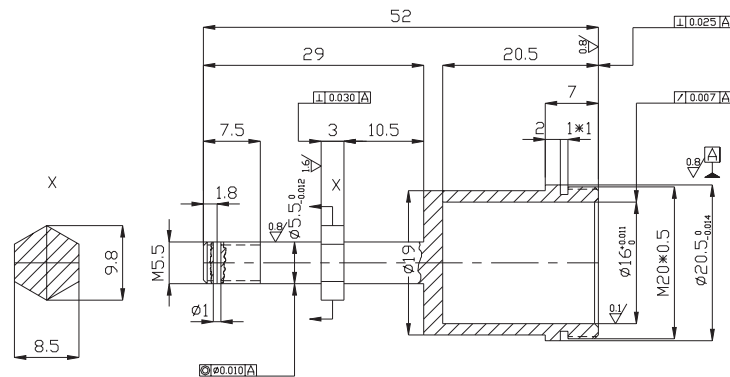


Abbildung A.2: Beweglicher Zylinder (M 1:1)

Ein komplettes Federpaket mit sechs Scheibenfedern aus Kupfer-Beryllium sowie innen und außen eingesetzten Abstandsringen aus Polyimid ist in Abb. A.3 dargestellt.

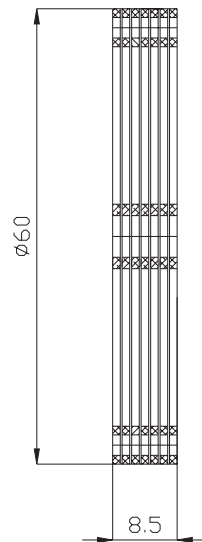


Abbildung A.3: Federpaket mit Abstandsringen (M 1:1)

Die Halterung aus Aluminium in Abb. A.4 hält das äußere Federpaket und wird auf den Weicheisenpolschuh (Abb. A.7) geschraubt.

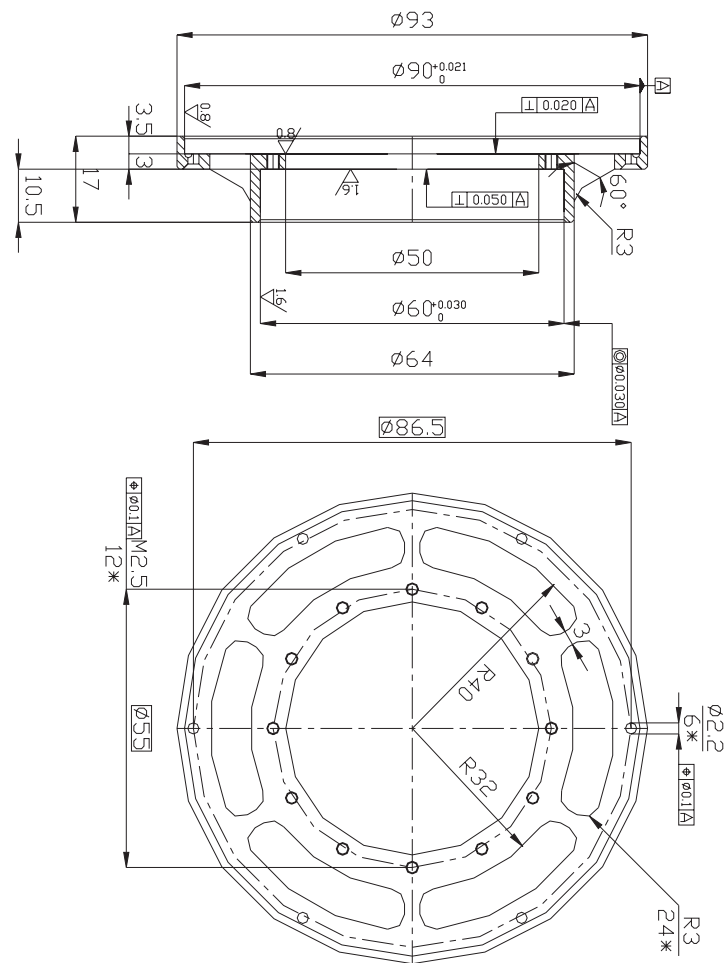


Abbildung A.4: Halterung des äußeren Federpaketes (M 2:3)

Zylinder, inneres Federpaket und Spule werden mit der Aluminium-Halterung in Abb. A.5 verbunden. Die Verbindungsdrähte fur die Spule werden durch kleine Bohrungen durch die Halterung gefuhrt.

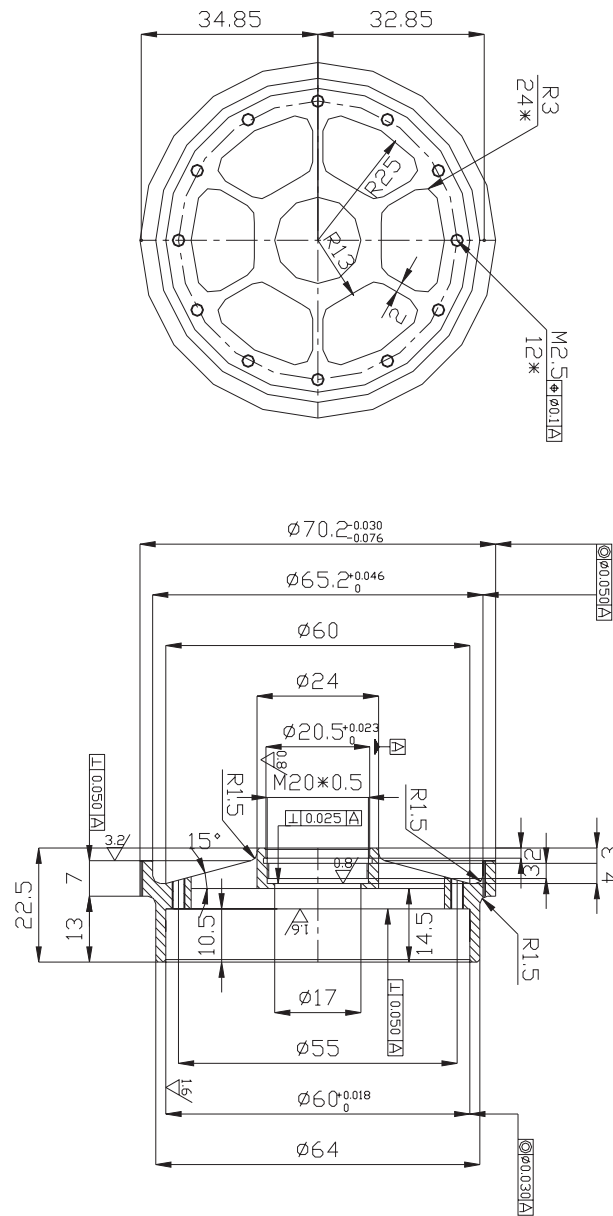


Abbildung A.5: Halterung fur Spule, Zylinder und inneres Federpaket (M 2:3)

Abb. A.6 zeigt die Spule mit den einzelnen Windungen mit einer Drahtdicke von 0,6 mm. Der Zwischenraum ist mit UHU-Plus Zwei-Komponentenkleber gefüllt.

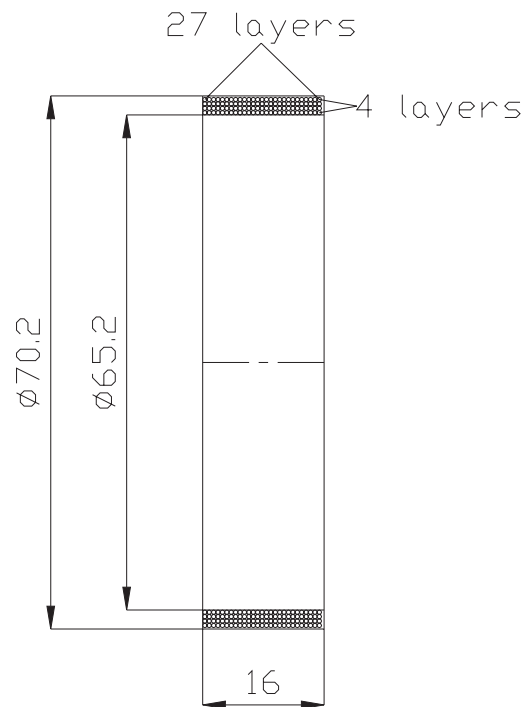


Abbildung A.6: Spule (M 1:1)

Der kleinere Polschuh aus Weicheisen in Abb. A.8 dient zum Führen des magnetischen Flusses vom Permanentmagnet zur Innenseite der Spule.

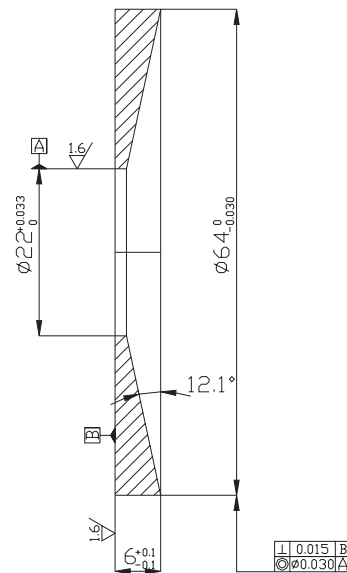


Abbildung A.8: Kleiner Weicheisenpolschuh (M 1:1)

Der Permanentmagnet aus Neodym-Eisen-Bor (NdFeB) in Abb. A.9 erzeugt das konstante Magnetfeld , innerhalb dessen sich die Spule bewegt.

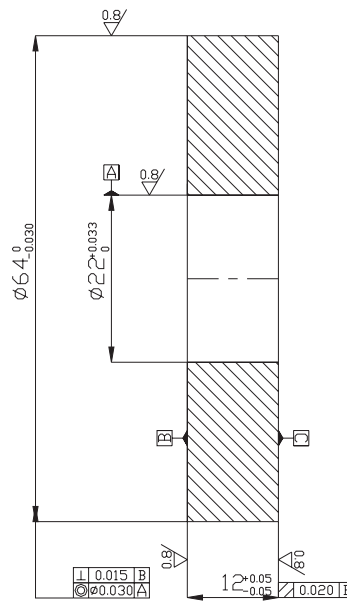


Abbildung A.9: Permanentmagnet (M 1:1)

Die kleine Weicheisenhülse in Abb. A.10 dient zum leichteren Ausrichten von Polschuhen und Permanentmagnet.

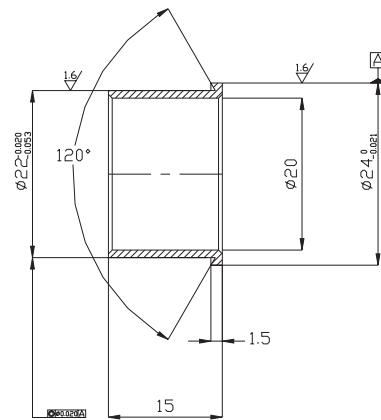


Abbildung A.10: Innere Fassung für Magnet und Polschuhe (M 1:1)

Die Scheibenfedern (Abb. 3.8) werden mit Abstandsringen aus Polyimid innen (Abb.A.12) und außen (Abb. A.11) zu einem Paket (Abb. A.3) zusammengesetzt.

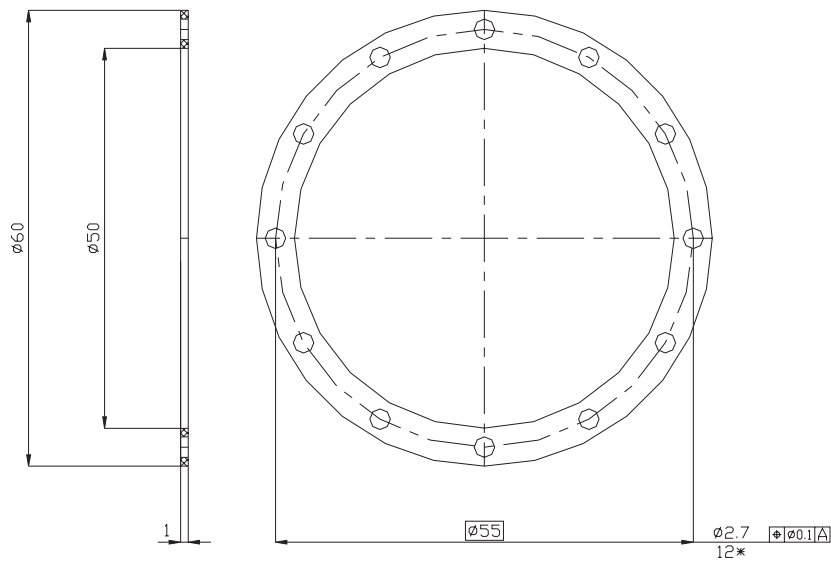


Abbildung A.11: Äußerer Abstandsring für Federpaket (M 1:1)

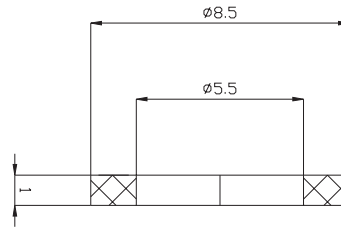


Abbildung A.12: Innerer Abstandsring für Federpaket (M 4:1)

Die Zentralplatte aus Aluminium in Abb. A.13 dient als Fassung für Kolben, Polschuh und Drucktankdeckel.

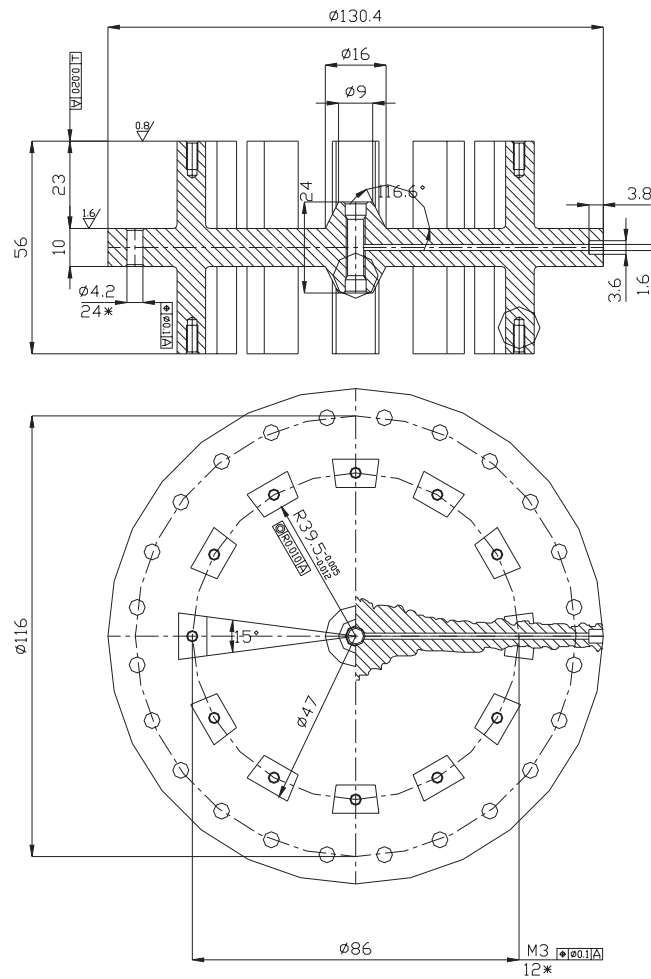


Abbildung A.13: Zentralplatte (M 1:2)

An die Zentralplatte sind zwei Aluminium-Tankdeckel (Abb. A.14 und A.15) geschraubt und mit O-Ringen gedichtet. In die Außenwand sind elektrische Durchführungen und Druckanschlüsse eingesetzt.

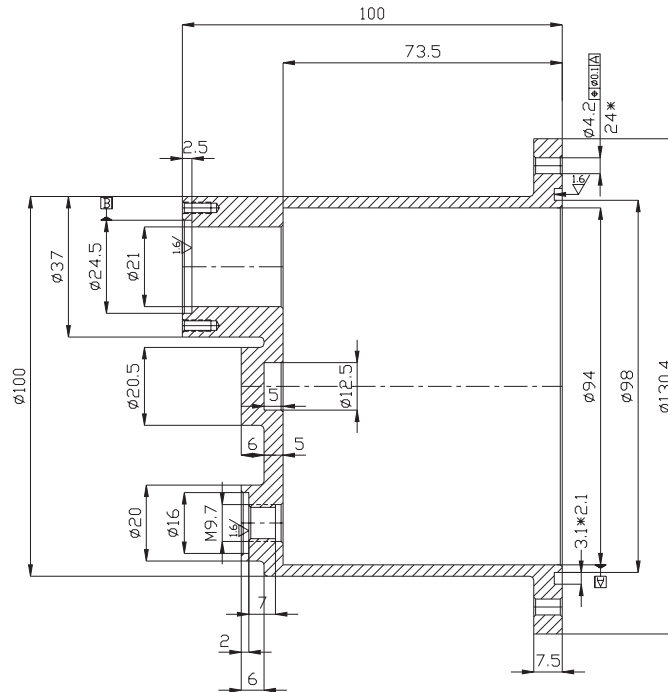


Abbildung A.14: Tankdeckel, Seitenansicht (M 1:2)

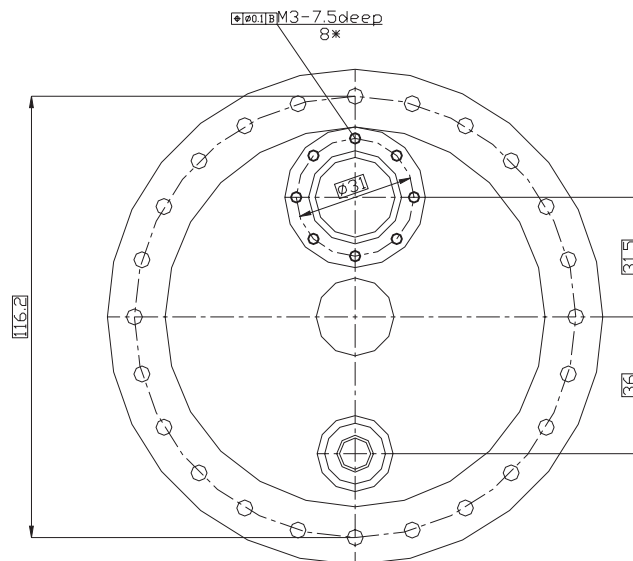


Abbildung A.15: Tankdeckel, Frontansicht (M 1:2)

A.2 Moving-Piston-Kompressor

Abb. A.16 zeigt den feststehenden Edelstahl-Zylinder mit einer seitlichen Bohrung für die Gasführung nach außen.

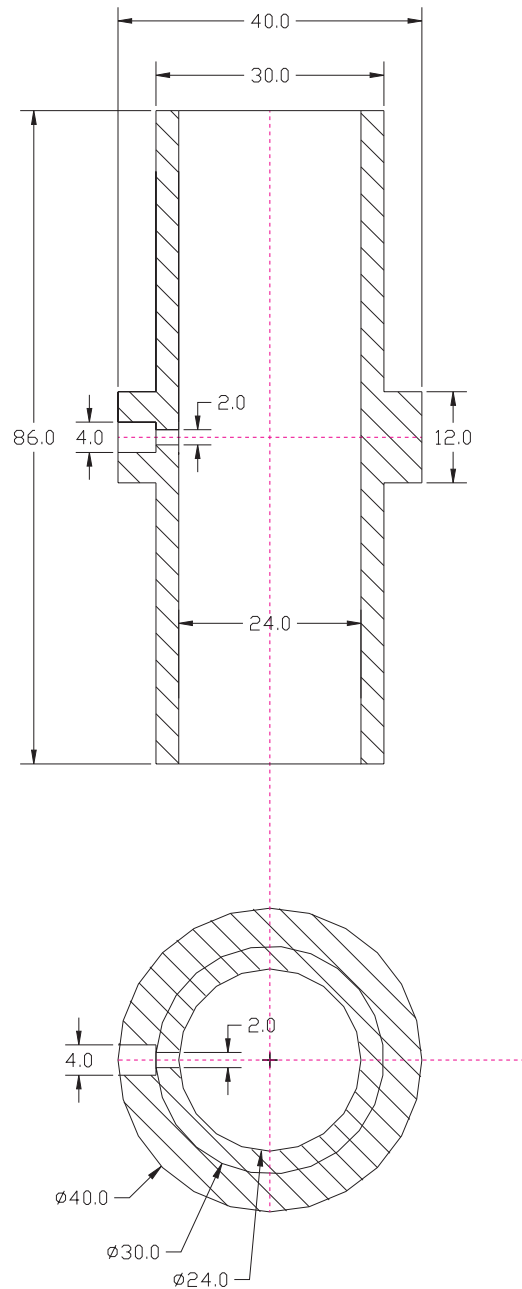


Abbildung A.16: Fester Zylinder (M 1:1)

Um den Zylinder herum sitzt die Zentralplatte aus Aluminium (Abb. A.17) mit drei Bohrungen für Gewindestangen, die Polschuhe, Magnete und Federhalterungen zusammenhalten. Rechts ist die Bohrung für die elektrischen Anschlüsse zu erkennen. Die Kabel wurden später mit Stycast 2850GT vergossen.

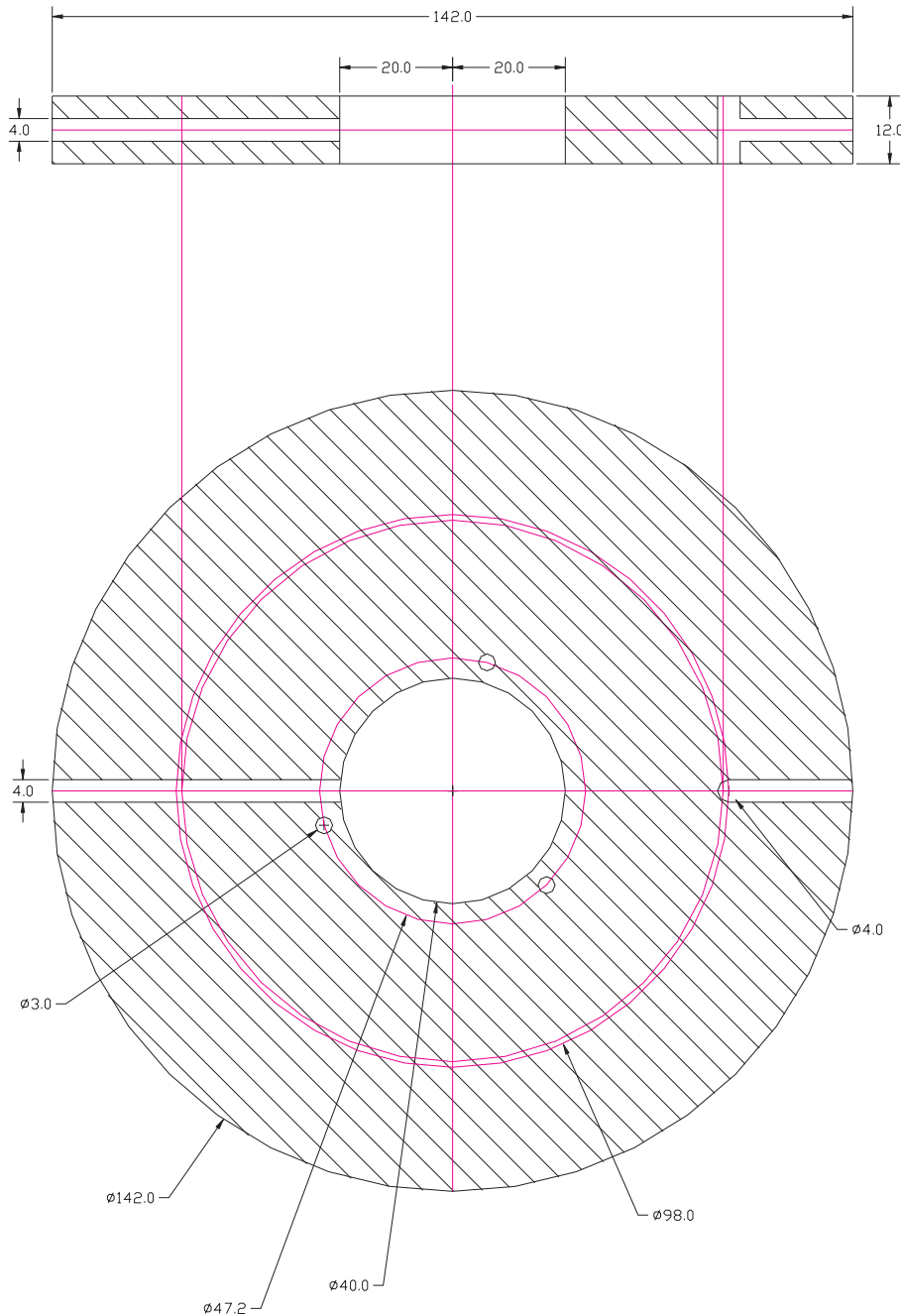


Abbildung A.17: Zentralplatte (M 2:3)

Der große Weicheisen-Polschuh ist in Abb. A.18 dargestellt. Er führt den magnetischen Fluß zur Außenseite der Spule.

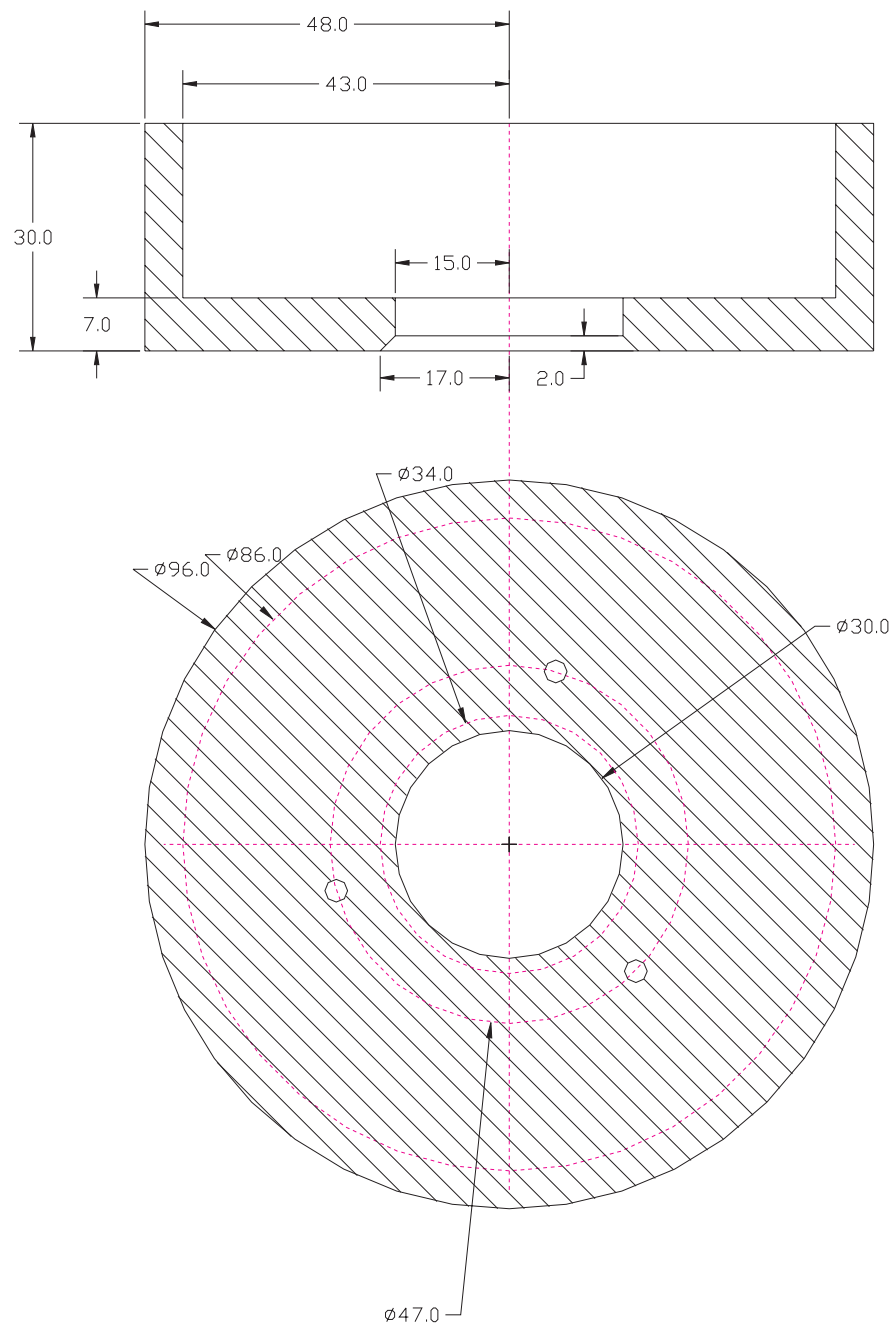


Abbildung A.18: Großer Weicheisenpolschuh (M 1:1)

Der Permanentmagnet aus NdFeB ist in Abb. A.19 zu sehen.

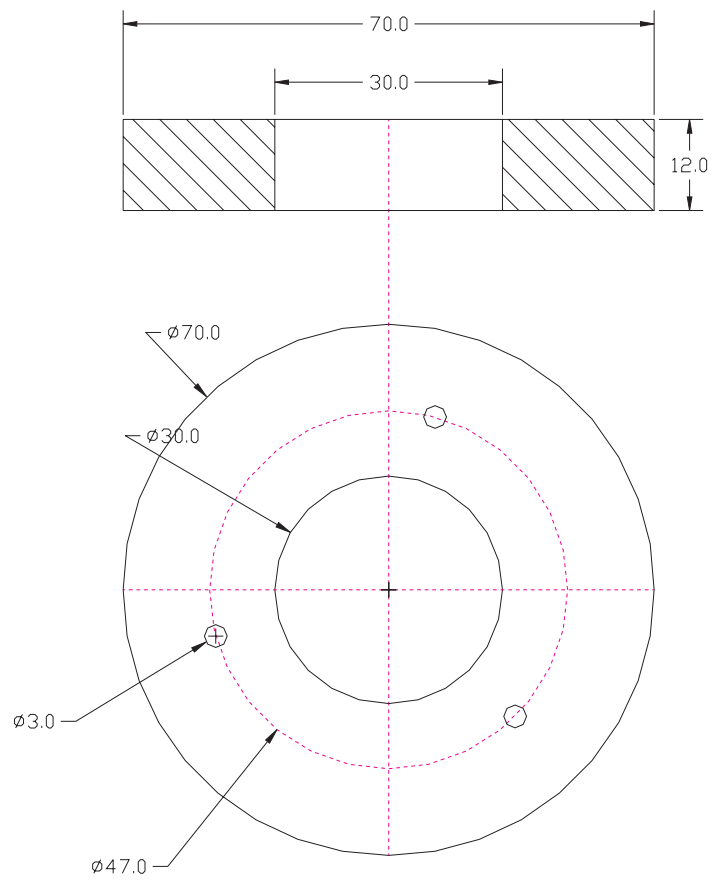


Abbildung A.19: Permanentmagnet (M 1:1)

Abb. A.20 zeigt den kleinen Weicheisen-Polschuh, der den magnetischen Fluß des Permanentmagneten zur Innenseite der Spule im Luftspalt leitet.

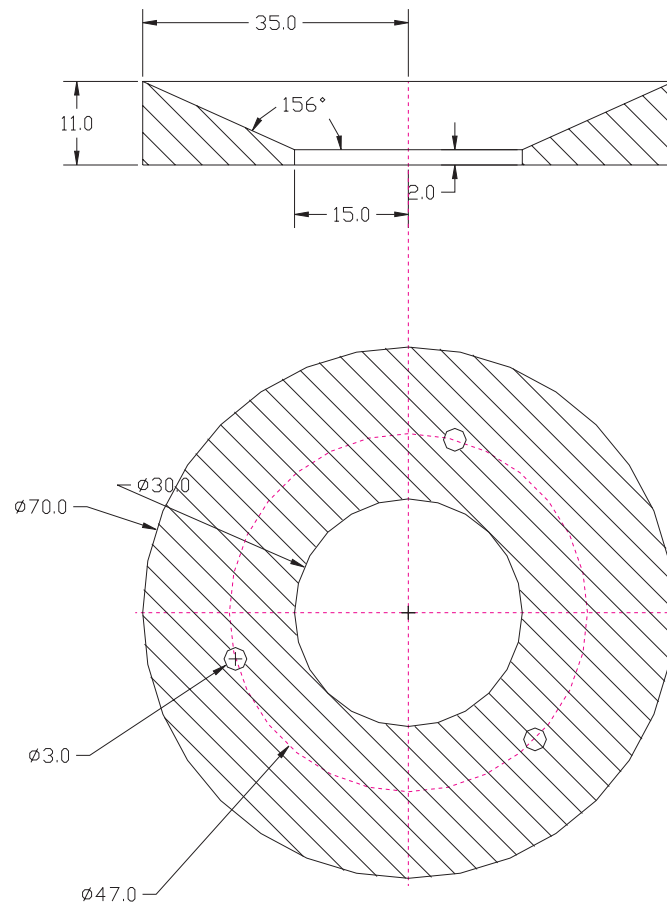


Abbildung A.20: Kleiner Weicheisenpolschuh (M 1:1)

Die Federhalterung aus Aluminium in Abb. A.21 besteht aus zwei Teilen. Der ursprüngliche Körper wurde zerlegt, um im Inneren Platz für den Abschirmmagneten zu erhalten. Während die eine Seite (unten) an den kleinen Polschuh angepaßt ist muß die andere Seite das Federpaket aus Abb. 3.12 stützen (runde Auflagefläche) und gleichzeitig Platz für den dreieckigen bewegten inneren Teil des Federpaketes haben.

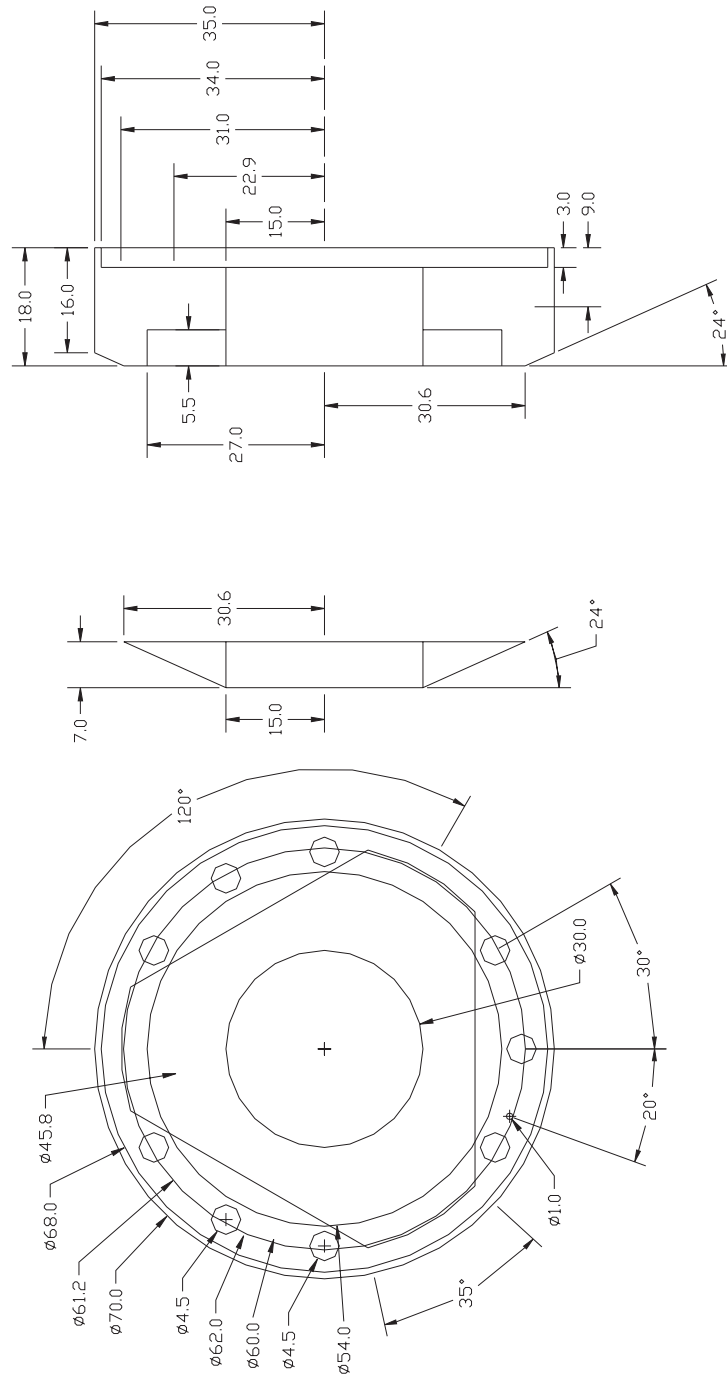


Abbildung A.21: Federpakethalterung mit integriertem Abschirmmagnet (M 1:1)

In Abb. A.22 ist der Aluminium-Kolben dargestellt, die Kolbenoberfläche ist später abgedreht, und mit der Telfonbeschichtung beklebt worden, so daß wieder die 24 mm Außendurchmesser abzüglich der Spaltbreite vorhanden waren.

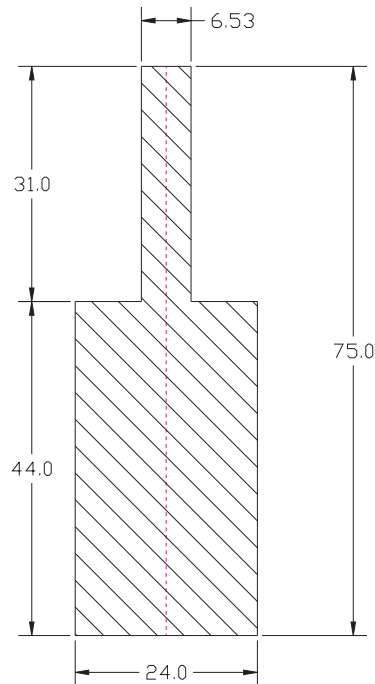


Abbildung A.22: Beweglicher Kolben (M 1:1)

Die Spule samt Spulenhalterung aus Aluminium ist in Abb. A.23 dargestellt. Letztere sitzt auf der Kolbenachse auf. In den Zwischenräumen der Spulenhalterungsarme sind Auflageköper untergebracht, die den Abstand zwischen den beiden Federpaketen herstellen (Abb. 3.9).

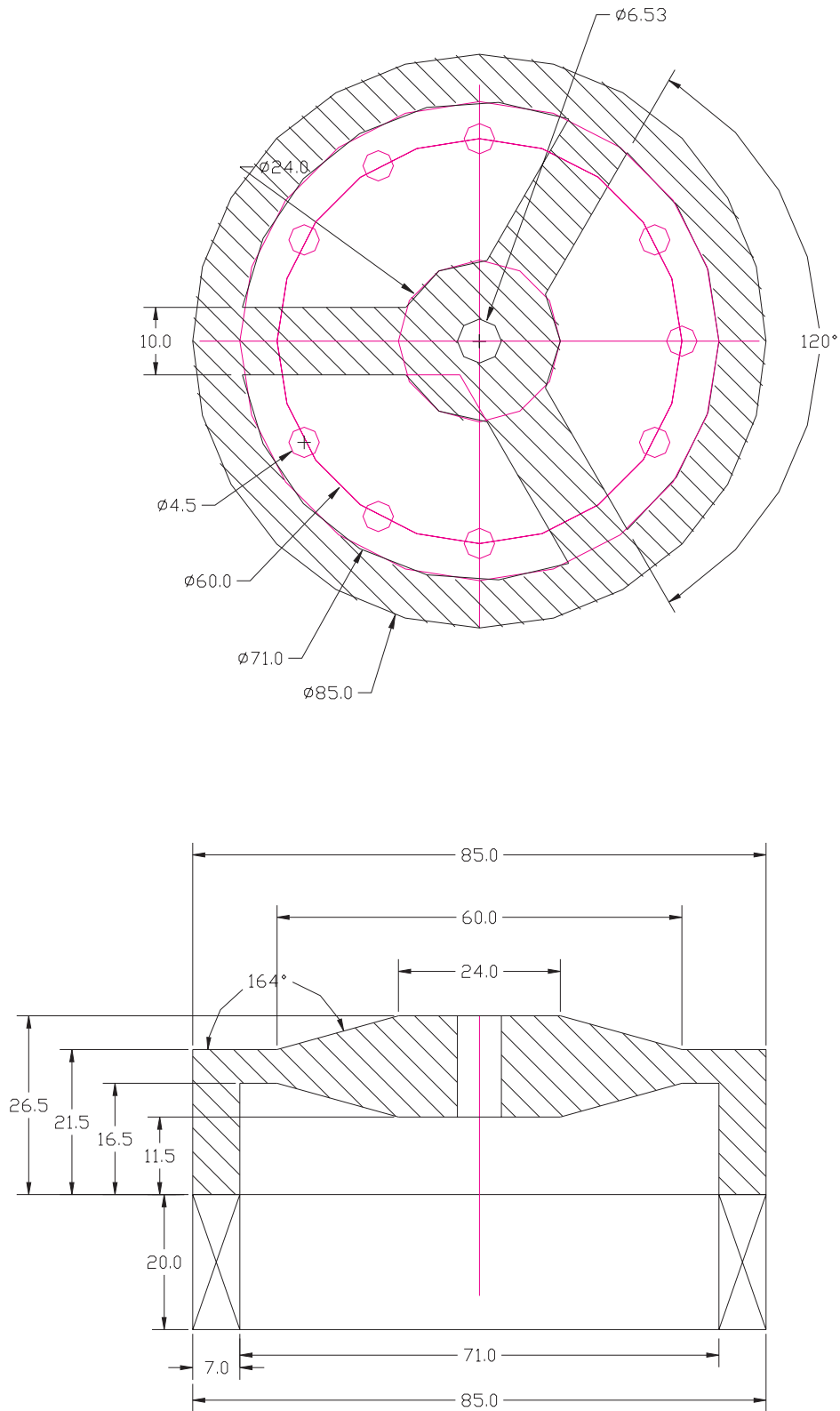


Abbildung A.23: Spulhalterung mit Spule (M 1:1)

Die Seitenansicht des Aluminium-Tankdeckels zeigt Abb. A.24. Zwei dieser Deckel bilden zusammen mit der Zentralplatte den Drucktank des Kompressors. Die äußeren Öffnungen sind später mit Quarzglasfenstern verklebt worden. Über diese Fenster wird die Kolbenposition bestimmt.

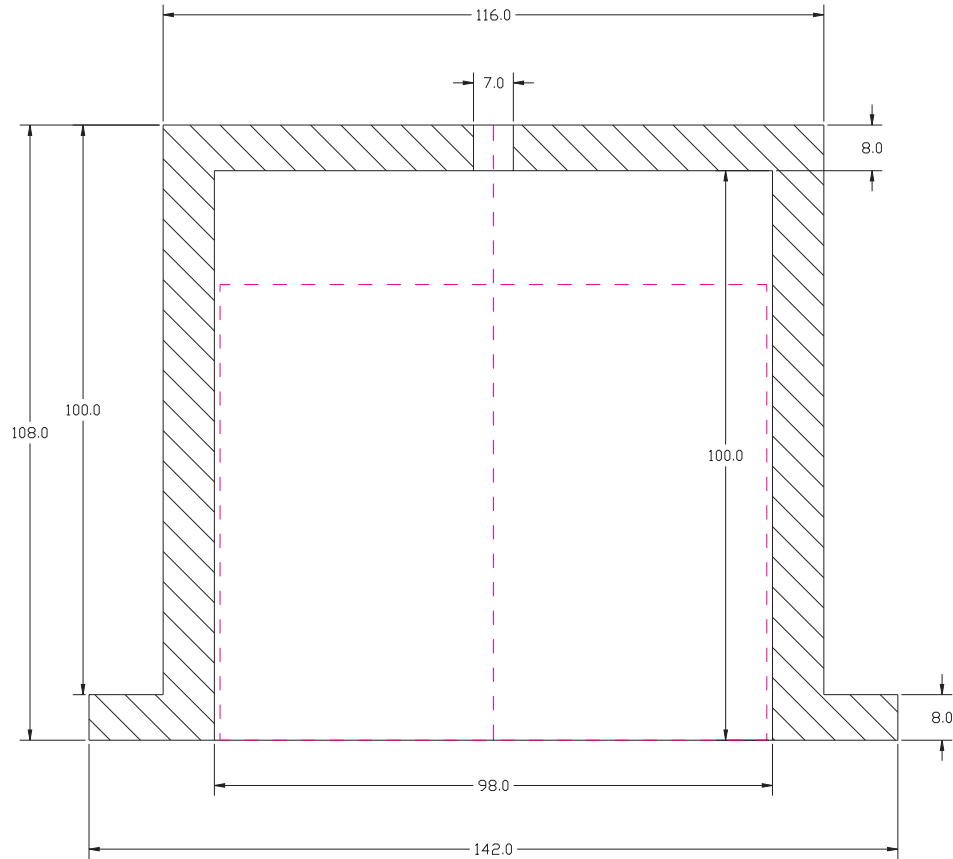


Abbildung A.24: Tankdeckel (M 2:3)

Anhang B

Programm zur Modellierung des Kaltkopfes

Das Programm zur Modellierung des Kaltkopfes besteht aus einer Schleife in der alle Berechnungen durchgeführt werden, bis die errechneten Massenflüsse aus den Kapillaren und Verbindungsleitungen sich nicht mehr verändern.

Nach der Dateneingabe werden die Vierpolmatrizen aus Kap. 4.2 berechnet. Für die Massenflüsse werden Standardwerte eingesetzt. Danach werden die Matrizen von Regenerator (R) und Pulsrohr (P) in Serie zum Mittelteil 1 (M1) miteinander verschaltet (siehe Abb. 4.6):

$$\begin{pmatrix} M1_{00} & M1_{01} \\ M1_{10} & M1_{11} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_{00} \cdot R_{00} + P_{01} \cdot R_{10} & P_{00} \cdot R_{01} + P_{01} \cdot R_{11} \\ P_{10} \cdot R_{00} + P_{11} \cdot R_{10} & P_{10} \cdot R_{01} + P_{11} \cdot R_{11} \end{pmatrix}. \quad (\text{B.1})$$

Um Mittelteil 1 (M1) und Double-Inlet (DI) parallel zu verschalten müssen die Vierpole, die hier in der sogenannten Kettenform zur einfachen seriellen Verkettung dargestellt sind, in die Leitwertform umgesetzt werden. Sei A eine Kettenmatrix, dann berechnet sich die Leitwertmatrix Y zu

$$\begin{pmatrix} Y_{00} & Y_{01} \\ Y_{10} & Y_{11} \end{pmatrix} = \frac{1}{A_{01}} \begin{pmatrix} A_{11} & (A_{01} \cdot A_{10} - A_{00} \cdot A_{11}) \\ -1 & A_{00} \end{pmatrix}. \quad (\text{B.2})$$

Die Umsetzung einer Y -Matrix in eine A -Matrix zurück erfolgt über

$$\begin{pmatrix} A_{00} & A_{01} \\ A_{10} & A_{11} \end{pmatrix} = \frac{1}{Y_{10}} \begin{pmatrix} -Y_{11} & -1 \\ (Y_{01} \cdot Y_{10} - Y_{00} \cdot Y_{11}) & Y_{00} \end{pmatrix}. \quad (\text{B.3})$$

Für die Parallelschaltung von Mittelteil 1 (M1) und Double-Inlet (DI) zum Mittelteil 2 (M2) gilt:

$$\begin{pmatrix} M2_{00} & M2_{01} \\ M2_{10} & M2_{11} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M1_{00} + DI_{00} & M1_{01} + DI_{01} \\ M1_{10} + DI_{10} & M1_{11} + DI_{11} \end{pmatrix}. \quad (\text{B.4})$$

Danach werden die Vierpolmatrizen von Orifice+Ballastvolumen Mittelteil 2 und die Verbindungsleitung seriell miteinander verbunden. Die Impedanz Z eines solchen Vierpols A ist

$$Z = \frac{A_{11} \cdot Z_{alt} - A_{01}}{A_{00} - A_{10} \cdot Z_{alt}}. \quad (\text{B.5})$$

Dabei ist Z_{alt} der nachgeschaltete Widerstand. Hier ist $Z_{alt} = \infty$, da das Ballastvolumen den Kühler abschließt, also keine weitere Bauteile kommen. Die Impedanz des Verbindungsrohrs ist dann die Gesamtimpedanz des Kaltkopfes Z_{ges} .

Ist die Kolbenbewegung des Kompressors bekannt, kann darüber der Volumenfluß und der Massenfluß des Kolbens bestimmt werden. Über $P_{komp} = Z_{ges} \cdot \dot{m}_{komp}$ ist dann der Druckhub bekannt, und mit Hilfe der Transfermatrizen aus Kap. 4.2 werden alle Druckamplituden und Massenflüsse bestimmt. Weichen die Massenflüsse an der Verbindungsrohre und den Kapillaren von den Annahmen zu Beginn ab, wird mit den neuen Massenflüssen der gesamte Vorgang wiederholt bis die Rechnung konvergiert, und die Daten ausgegeben werden können.

Ein Flußdiagramm des gesamten Programmes ist in Abb. B.1 zu sehen.

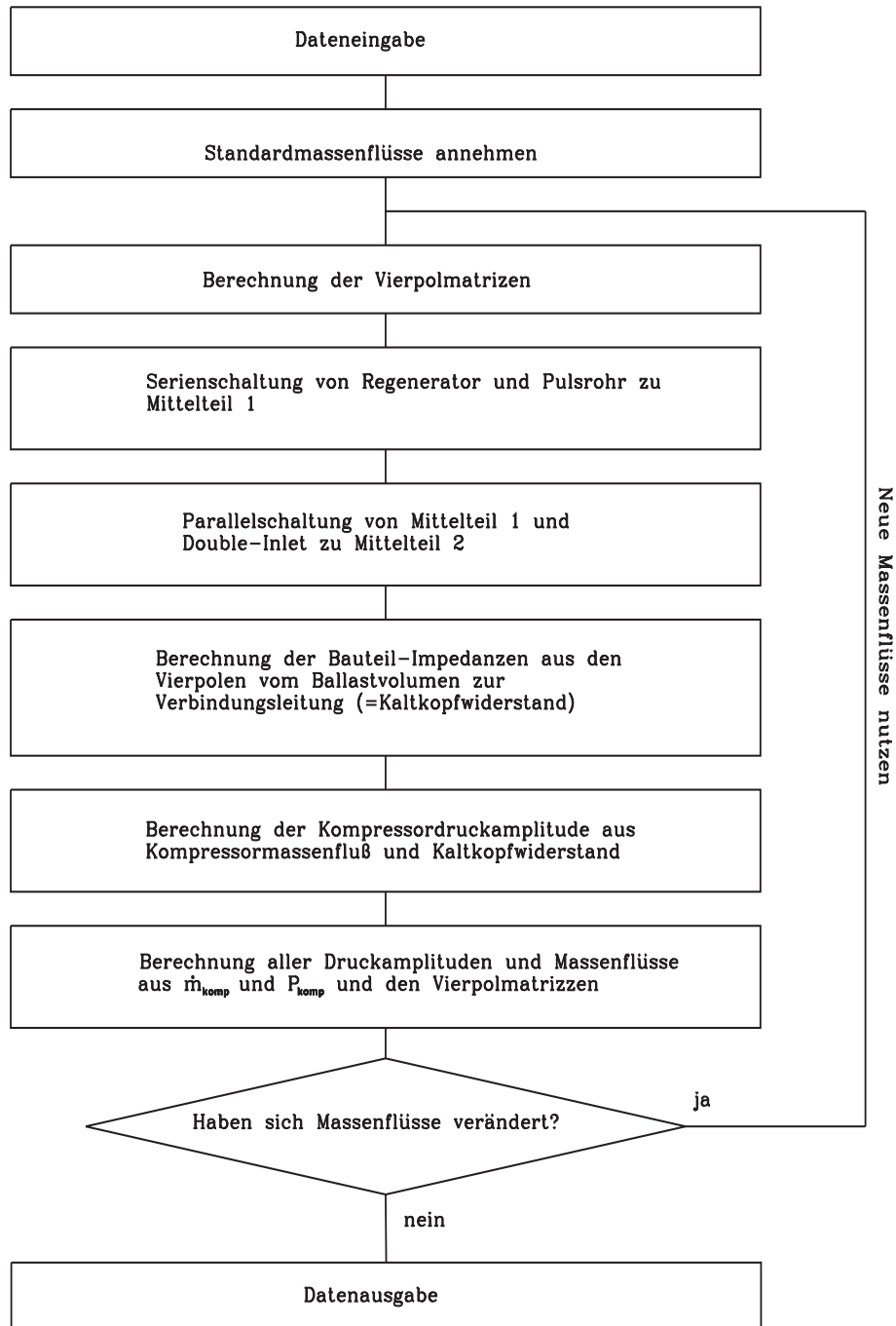


Abbildung B.1: Flußdiagramm

Danksagung

Diese Arbeit wurde am Institut für Angewandte Physik der Justus-Liebig-Universität in Gießen angefertigt.

Mein Dank gilt allen, die mir im Verlaufe der Arbeit geholfen haben.

Besonders möchte ich mich bedanken bei:

- Herrn Prof. Dr. C. Heiden für die Idee zu dieser Arbeit, die Bereitstellung der dazu nötigen Mittel und die stete Förderung
- Herrn Prof. Dr. G. Thummes für die intensive Betreuung, sowie die vielen Ratschläge und Hilfen zu allen im Laufe der Arbeit anfallenden Problemen
- Herrn Martin Wagner stellvertretend für die feinmechanische Werkstatt, für den Bau und die Veränderungen an den beiden Kühlern, und besonders Herrn Peter Schneider für den Bau der beiden Kompressoren
- Herrn M. Dietrich für die Unterstützung bei der Inbetriebnahme des Moving-Cylinder-Kompressors sowie für den Entwurf und die Konstruktion der Kolbenpositionsbestimmung
- der Firma AIM, Heilbronn für die Überlassung des Sl-100 Kompressors
- Frau Dipl.-Phys. A. v. Schneidmesser für viele Diskussionen und Tips
- Herrn Dipl.-Phys. C. Lienerth für die gute Zusammenarbeit
- allen Institutsmitgliedern für die gute Atmosphäre
- meinen Eltern für die Unterstützung während dieser Arbeit

Ich versichere, daß ich diese Arbeit selbstständig verfaßt und nur die angegebenen Hilfsmittel benutzt habe.

Gießen, den 8. Mai 2000

Lebenslauf

Geburtsdatum	23.04.1971
Geburtsort	Büdingen / Wetteraukreis
Grundschule	September 1977 - Juli 1980 Grundschule Borsdorf
	September 1980 - Juli 1981 Grundschule Ober-Widdersheim
Gymnasium	September 1981 - Juni 1990 Gymnasium Nidda
Studium	Oktober 1990 - Dezember 1995 Justus-Liebig-Universität Gießen Studienfach Physik
Diplom-Vorprüfung	23.10.1992
Diplom-Hauptprüfung	18.12.1995
Promotion	seit Januar 1996 am Institut für Angewandte Physik